

小口径配管の振動応答および振動疲労に関する予測手法の検討

Investigation on a Predicting Method for Vibration Response
and Vibration Fatigue in Small-Bore Piping

辻 峰史 (Takashi Tsuji) 前川 晃 (Akira Maekawa)
高橋 常夫 (Tsuneo Takahashi) 野田 満靖 (Michiyasu Noda)



株式会社 **原子力安全システム研究所**

Institute of Nuclear Safety System, Incorporated

〒919-1205 福井県三方郡美浜町佐田64号

Tel 0770-37-9100 Fax 0770-37-2008

URL <http://www.inss.co.jp>

小口径配管の振動応答および振動疲労に関する予測手法の検討

Investigation on a Predicting Method for Vibration Response and Vibration Fatigue in Small-Bore Piping

辻 峰史 (Takashi Tsuji)*¹

前川 晃 (Akira Maekawa)*¹

高橋 常夫 (Tsuneo Takahashi)*¹

野田 満靖 (Michiyasu Noda)*²

要約 原子力発電所では、動的機器により生じる振動を原因とする小口径配管の疲労破壊が報告されている。疲労破壊防止のため、解析手法を用いて振動応答を予測する方法の確立が配管設計およびプラント運営の上で重要である。本研究では、加振源として機械振動と圧力脈動の両方を考慮した配管振動応答解析方法について、汎用の解析ソフトを用いて検討した。まず、圧力脈動応答を解析により求めて実規模の配管系モックアップを用いた実験値と比較することで、解析モデルの妥当性を検証した。その結果、液柱共振の有無に関わらず、本研究で提案した解析モデルを用いて圧力脈動を再現することができた。また、配管の減衰とUボルトのモデル化を実験との比較により検討した。このモデル化により、配管振動応答を精度良く算出することができた。さらに、本研究の実験と解析の比較からは、配管振動における機械振動を加振源とする配管振動応答成分は相対的に小さく、振動疲労予測に対する影響は小さいと考えられ、圧力脈動による配管振動を精度良く予測することが振動疲労予測では最重要であると考えられた。それは本研究で提案した方法により実施可能と考えられた。

キーワード 原子力発電所, 疲労破壊, 振動実験, 加振源, 機械振動, 圧力脈動, 数値解析, 小口径配管, 液柱共振

Abstract In nuclear power plant, fatigue failure of small-bore piping due to vibrations is frequently caused by dynamic machinery. To prevent the fatigue failure, it is important for piping design and plant operation to establish analysis methods for predicting vibration response of piping. In this study, the analysis method for piping vibration response whose vibration sources were mechanical vibration and pressure pulsation was investigated using general analysis softwares. At first, pressure pulsation response was analyzed and the analysis result was compared with the experimental result using real-scale mockup of the piping system to validate the analysis model. As a result, regardless of the liquid column resonance, the pressure pulsation could be reproduced using the proposed analytical model in this study. The piping damping and modeling of U-bolt were investigated. Using the model, piping vibration response could be calculated accurately. In addition, by comparison of the experiment and the analysis piping vibration response component excited due to the source of mechanical vibrations was relatively small. The prediction of mechanical vibrations was evaluated to be less contributory for predicting vibration fatigue. It was concluded to be the most important for predicting fatigue failure to predict piping vibration excited by the pressure pulsation accurately. The prediction was considered to be feasible by the method proposed in this study.

Keywords nuclear power plant, fatigue failure, vibration test, vibration source, mechanical vibration, pressure pulsation, numerical simulation, small-bore piping, liquid column resonance

1. はじめに

原子力発電所に設置された口径が 3B 以下の小口

径配管においては、ポンプや圧縮機などの動的機器を加振源とする振動により疲労破壊するトラブルが数多く報告⁽¹⁾⁻⁽⁶⁾されている。従来から疲労破壊防

*1 (株)原子力安全システム研究所 技術システム研究所

*2 元(株)原子力安全システム研究所 技術システム研究所 現在 関西電力(株)

止のために、配管の振動応答予測や振動疲労予測、疲労余寿命予測⁽⁷⁾⁽⁸⁾などが行われているが、未だに決定的な手法は確立されておらず、課題とされている。動的機器が加振源となり小口径配管の応答に至るまでの振動の伝播の過程を図1に示す。動的機器により生じる振動は、流体を媒体として伝播するものと構造（配管）を媒体として伝播するものに分けられる。流体を媒体として伝播する振動は圧力脈動となり、配管を媒体として伝播する振動は機械振動となる。圧力脈動は、脈動周波数が配管系の液柱共振周波数と一致することにより脈動振幅が増幅される⁽⁹⁾。また機械振動は、振動周波数が配管や弁などの構造物の固有振動数と一致すると、共振されて振動振幅が増大される。これらの増幅された圧力脈動や機械振動が小口径配管に伝わると、小口径配管は大きく振動して疲労破壊が生じる。この振動トラブルの未然防止策の一つとして、配管に生じる振動応力を解析により求める方法の確立がプラント運転および配管設計の上で重要である。解析手法により配管の振動状態を精度よく推定することができれば振動測定が困難な狭隘箇所での振動応力評価が可能となる。さらに、ポンプや圧縮機などの運転状態の変更や流量調整弁の開度変更などがある場合やサポートの追設や弁の型式変更など設計変更がある場合には配管の振動状態が変化すると思われる。このような場合にも解析手法を用いることにより、事前に振動状態を把握し疲労評価を行うことが可能となる。

これまでに、解析手法を用いて圧力脈動による配管振動応答を予測する手法が研究されている⁽¹⁰⁾⁻⁽¹⁷⁾。配管バンド部の流体の運動量変化から配管振動応答を求める方法が提案され、片持ちはり状の配管を用いた実験結果と良い一致が示されている⁽¹⁰⁾。また、配管自体の横振動⁽¹¹⁾や断面変形⁽¹²⁾を考慮した配管-流体連成状態での脈動解析・配管振動応答のモデル化方法も提案されている。さらに、実機規模の配管振動応答解析も行われている⁽¹³⁾。このように、圧力脈動から配管振動応答を求める方法についてはある程度確立されている。しかし、実際の配管振動は圧力脈動を加振源とするものと機械振動を加振源とするものの両方の影響を受けるので、両者を考慮した配管振動応答を評価することが重要である。実機プラントの配管振動計測方法⁽¹⁸⁾は報告されているが、実機規模の配管長を持つ実験装置を用いて圧力脈動と機械振動の両者を考慮して配管振動を系統的に調査した研究は実験および解析とも

にあまりないように思われる。そこで本研究では、圧力脈動と機械振動を考慮した実機規模の配管系モックアップによる振動実験を行うとともに、配管振動応答解析方法について検討を行った。まず、実機規模の配管系モックアップを用いた振動実験を行い、圧力脈動と機械振動が発生して配管が振動している状態を再現した。この実験結果を用いて提案する解析モデルによる圧力脈動解析を行った。また、圧力脈動を加振源とする配管振動応答を解析より求め、その妥当性の検証を実験結果により行った。最後に配管振動における機械振動を加振源とする配管振動応答成分の影響を考察した。

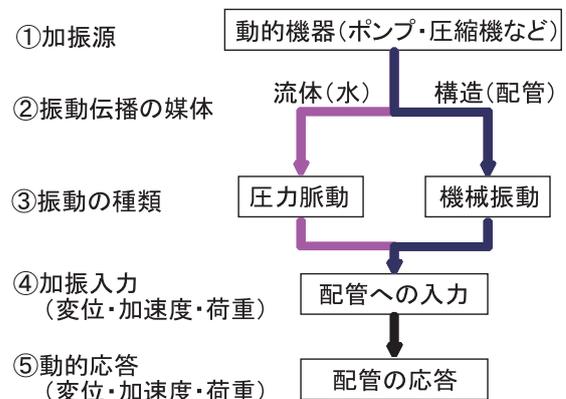


図1 動的機器を加振源とする配管振動の伝播経路

2. 配管振動を引き起こす圧力脈動

ポンプや圧縮機では、インペラやプランジャが流体を圧縮し、ケーシング出口部から押し出すことにより配管系へ送水（送気）を行う。インペラやプランジャが流体を吐き出す瞬間には圧力の高い音響波が生じるが、それ以外の瞬間には圧力は低下する。したがって、配管系には圧力の粗密波が伝播することになる。これを圧力脈動という。圧力脈動はインペラまたはプランジャが流体を吐き出すタイミングにあわせて発生することから、ポンプの回転数を n 、インペラやプランジャの個数を Z とすると、圧力脈動の周波数は nZ で表される。

通常、圧力脈動のみでは加振力が小さいため配管振動の原因となることは少ない。しかし、圧力脈動の周波数が液柱共振（気柱共鳴）の周波数と一致すると、圧力脈動振幅が増幅されて、疲労破壊を引き起こすのに十分大きな配管振動を引き起こす。

液柱共振（気柱共鳴）周波数は、音速と配管長を用いて求められる式(1)または式(2)で表される⁽¹⁹⁾。式(1)は、液柱共振（気柱共鳴）の境界条件が閉－閉または開－開で成立する式であり、式(2)は液柱共振（気柱共鳴）の境界条件が閉－開または開－閉のときに成立する式である。境界条件が閉とは、配管系の端部が閉塞されている場合やポンプが設置されている場合などである。境界条件が開とは、タンクが設置されている場合などである。

$$f_0 = (c/2L) \cdot n \quad n = 1, 2, 3 \quad (1)$$

$$f_0 = (c/4L) \cdot (2n - 1) \quad n = 1, 2, 3 \quad (2)$$

ここで、 f_0 : 液柱共振振動数、 c : 音速、 L : 配管長、 n : 次数である。

3. 配管振動応答の解析方法

本研究で検討した配管振動応答解析の具体的な流れを図2に示す。構造を伝播する振動による配管振動応答は青色の矢印に従って行う。機械振動による加振力は、汎用構造解析ソフト Nastran を用いて行う。対象とする配管系のモデル化を行い、時刻歴応答解析を行う上で必要な固有値解析を行う。入力条件にはポンプ出口ノズルの振動計測結果を用い

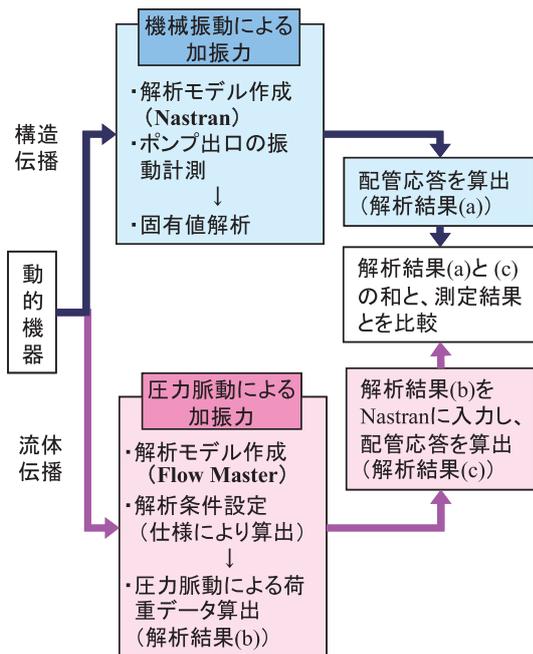


図2 配管振動応答の解析方法

る。これらの結果から、Nastran を用いて配管振動応答を算出する。一方、流体を伝播する振動による配管振動応答は赤色の矢印に従って行う。圧力脈動による加振力を求めるため、まず汎用流体解析ソフト Flowmaster を用いて配管内の圧力脈動を求める。求めた脈動流れから配管に加わる荷重データを算出し、その荷重データを入力条件として Nastran により配管振動応答を算出する。このようにして求めた機械振動による配管振動応答と圧力脈動による配管振動応答を加算して、配管に生じる全体の振動応答を求める。

4. 実機規模の試験装置を用いた圧力脈動実験と解析

4.1 実験装置および実験条件

配管内圧力脈動の解析手法を検証するため、実機規模のモックアップを製作し、圧力脈動実験を行った。実験には、液柱共振を生じさせない条件のものと、液柱共振を生じさせる条件のもの2種類を行った。それぞれ実験1、実験2と呼ぶこととする。

図3に液柱共振を生じさせない条件で行った実験1にて用いた試験ループの概要図を、図4に概観写真を示す。実験では、往復動ポンプ、タンク、配管で構成される配管振動試験ループを使用した。流体には水を使用した。配管全長は約10m、配管外径27.2mm、厚さ2.9mmのSUS304製であり、配管の曲部にはロングエルボを用いた。配管は、Uバンドによる固定支持部とUボルトによるピン支持部により固定した。UバンドおよびUボルトによる配管固定状態を図5に示す。タンク入口部に圧力調整弁を設置し、弁の開度を変化させることにより配管内圧力を調整した。ポンプは表1に示す仕様の往復動ポンプを使用した。図3のA1、A2の2箇所に加速度計を設置し、ポンプ運転状態での配管応答加速度を測定した。P1、P2の2箇所に圧力計を設置し、ポンプ運転状態での圧力変動を測定した。またタンク入口に圧力調整弁を設置した。実験条件は、表2に示すとおり、ポンプ回転数を450rpmとした一定運転とし、配管内圧力を2MPaまたは3MPaとした。

次に、液柱共振状態で行った実験2の配管試験ループの概要図と概観写真を図6および図7にそれぞれ示す。実験装置全体の大きさは、概ね4.0m × 4.5m × 1.2mである。ポンプには、往復動ポンプを

使用した。流体には水を使用した。ポンプの仕様は表1と同じ仕様である。配管全長は約40mであり、配管外径27.2mm、厚さ2.9mmのSUS304製である。配管内圧力は10箇所で測定した(図6のP1~P10)。配管内の圧力を調整するため、タンク入口に圧力調整弁を設置した。圧力調整弁には逃がし弁構造のものを使用した。

表1 ポンプ仕様

シリンダ数	3
回転数(rpm)	75~460
吐出量(L/min)	24.3~149.0
圧力(MPa)	1~3
流体	水

表2 実験条件(実験1)

ポンプ回転数(rpm)	450
流量(L/min)	147.4
配管内圧力(MPa)	2
	3

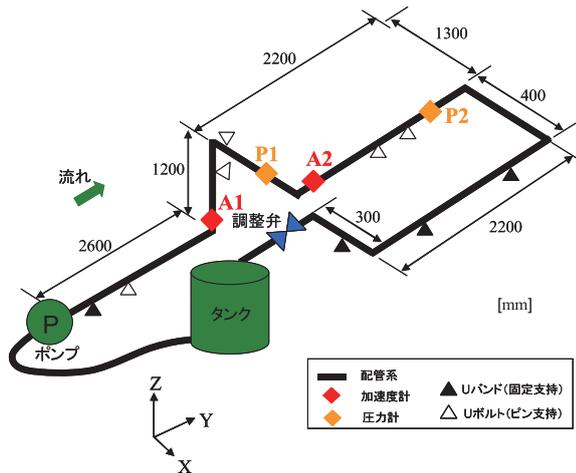


図3 実験装置概要図(実験1)

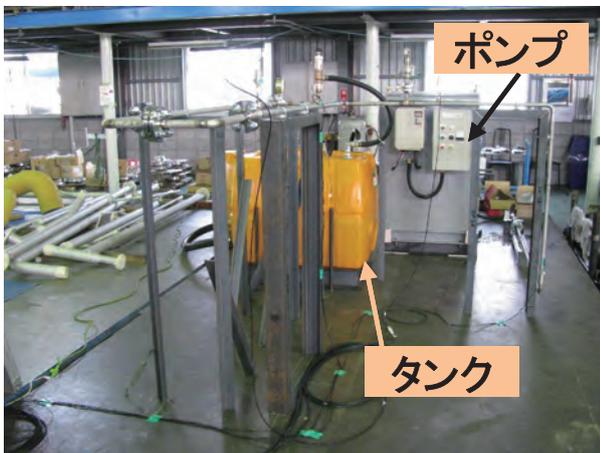


図4 実験装置写真(実験1)



図5 サポートによる固定状況(実験1)
(左図:Uバンド 右図:Uボルト)

試験は表3に示す条件にて行った。ポンプ回転数は、ポンプの脈動振動数と液柱共振振動数とが近接する回転数とした。配管内圧は、圧力調整弁の開度を調整することにより、ポンプ回転数毎に異なる圧力を設定した。

圧力脈動により生じる液柱共振の振動数は、ポンプ出口およびタンク入口側の圧力調整弁の境界条件により変化する。ポンプ出口は常に境界条件を閉とみなせるが、圧力調整弁は開度により境界条件は開または閉に変化する。境界条件が開の場合、圧力調整弁の後方のタンクが圧力の節となる。本実験装置における液柱共振振動数は、境界条件が開-閉の場合、式(1)により、16.9Hz, 33.8Hz, 50.7Hzであり、境界条件が閉-開の場合、式(2)により8.4Hz, 25.3Hz, 42.2Hzである。なお、本実験での音速は図6に示す圧力計(P1~P10)を用いて測定した圧力波形から1200m/sと求めた。

4.2 数値解析条件

圧力脈動の解析は式(3)に示す管路における圧力と流量の理論式⁽²⁰⁾を、特性曲線法を用いて計算した。特性曲線法は、解析する管路を分割し、分割した格子点における初期時刻の流速、圧力水頭を用いて、時刻 Δt 秒後の各格子点における流速、圧力水頭を計算する手法である。計算には、一次元流体の運動量保存式と質量保存式を整理して得られる理論式を用いる。 Δt 秒後の流量、圧力水頭を求める計算を繰り返し行うことにより、流量あるいは圧力

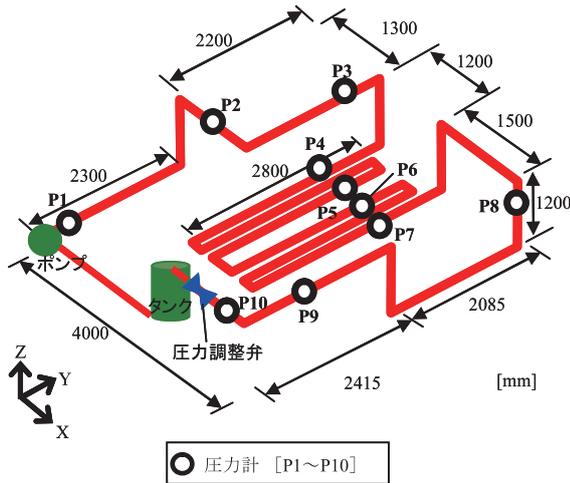


図6 実験装置概要 (実験2)

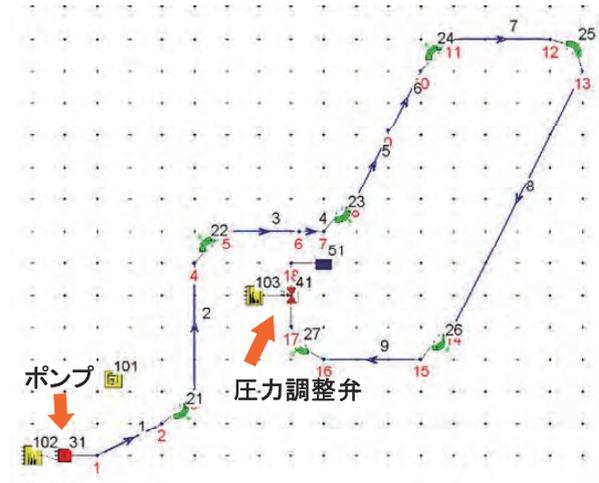


図8 圧力脈動解析モデル (実験1)

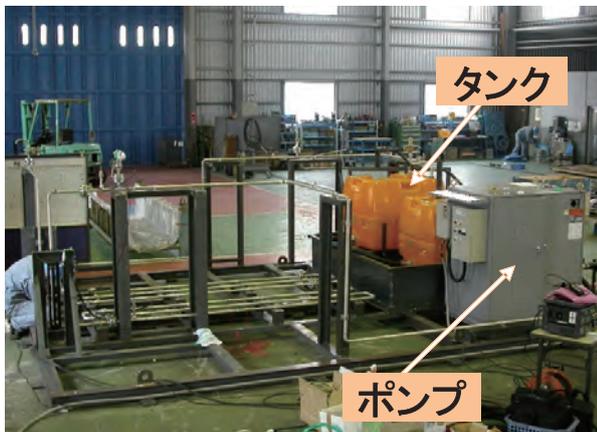


図7 実験装置写真 (実験2)

表3 実験条件 (実験2)

ポンプ回転数 (rpm)	150	342	450
流量 (L/min)	51.8	110.1	147.4
配管内圧力 (MPa)	1.10	1.50	1.71
	1.84	2.04	2.15
	3.05	3.25	3.34

水頭変化を求めることができる。計算には1次元ネットワーク熱流動解析ソフト Flowmaster (開発元:Flowmaster Ltd.) を利用して数値解析を行った。図8に、実験1での解析モデルを示し、図9に、実験2での解析モデルを示す。モデルには、配管形状やエルボ形状を実際の試験体の仕様にあわせて、圧力損失を設定した。弁の圧力損失は、実験結果での圧力調整弁前後の圧力測定結果の差から平均値を求めて使用した。また、弁開度は実験結果での圧力

損失から逆算して求めたものを使用した。

ポンプの吐出流量波形は、式(4)に示すように設定した。 F_1 は定常流を示しており、圧力脈動成分を次数成分毎の大きさにあわせて足し合わせることで波形を表した。 a_1 から a_4 で示される圧力脈動成分の大きさの割合は、それぞれポンプ出口に近いP1での圧力脈動測定値を周波数分析して算出した。平均流量が各実験値と一致するよう定常流 F_1 や脈動成分の割合 a_9 を求めた。数値解析の入力条件として、実験1では表2、実験2では表3に示すポンプ回転数と配管内圧を用いて計算を行った。実験1では気泡の混入が予想されるため、ボイド率にて音速の値が補正される式(5)を用いて音速を求めた。実験1では5%程度のボイド率を仮定し、音速を1100m/sとした。弁の開度は実験結果の弁での圧力損失から逆算して求めた。実験2では、実際に測定した結果から音速は1200m/sであった。

$$\lambda \frac{dH}{dt} + \frac{1}{gA} \frac{dQ}{dt} + \frac{f}{2gDA^2} Q|Q| - \frac{\lambda \sin \alpha}{A} Q = 0 \quad (3)$$

- λ : 未定定数
- H : 水頭 (m)
- Q : 流量 (m³/h)
- D : 配管内径 (m)
- A : 流路断面積 (m²)
- α : 水平からの配管傾き (rad)
- f : 圧損係数
- g : 重力加速度 (m/s²)
- t : 時間 (s)

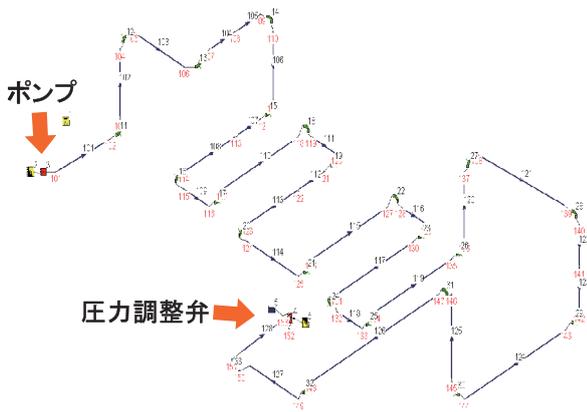


図9 圧力脈動解析モデル (実験2)

$$y = F_1 + F_1 \cdot a_9 \begin{bmatrix} a_1 |\sin\{2\pi(\omega t - a_5)\}| \\ + a_2 |\sin\{2\pi(2\omega t - a_6)\}| \\ + a_3 |\sin\{2\pi(3\omega t - a_7)\}| \\ + a_4 |\sin\{2\pi(4\omega t - a_8)\}| \end{bmatrix} \quad (4)$$

y : ポンプ吐出流量 (m^3/h)

F_1 : 定常流 (m^3/h)

a_1 : 脈動成分における1次の割合

a_2 : 脈動成分における2次の割合

a_3 : 脈動成分における3次の割合

a_4 : 脈動成分における4次の割合

a_5 : 1次の脈動成分の位相 (rad)

a_6 : 2次の脈動成分の位相 (rad)

a_7 : 1次の脈動成分の位相 (rad)

a_8 : 2次の脈動成分の位相 (rad)

a_9 : 全流量に占める脈動成分の割合

ω : 位相 (rad)

$$a = \frac{1}{\sqrt{\{\alpha_1 \cdot \rho_g + (1 - \alpha_1) \cdot \rho\} \cdot \left\{ \frac{\alpha_1}{P} + \frac{1 - \alpha_1}{K} + \frac{d}{Eh} \right\}}} \quad (5)$$

a : 音速 (m/s)

α_1 : ボイド率

ρ : 液体密度 (kg/m^3)

ρ_g : 気体密度 (kg/m^3)

P : 平均圧力 (MPa)

K : 液体の体積弾性率 (GPa)

E : 管のヤング率 (GPa)

h : 管の肉厚 (mm)

d : 管の平均直径 (mm)

4.3 実験結果および解析結果の比較

実験1の条件にて行った圧力測定結果と数値解析結果を比較したものを図10～図13に示す。図10と図11は、配管内圧が2MPaのときの結果であり、図10は圧力計P1位置での、図11は圧力計P2位置での結果である。また、図12と図13は、配管内圧が3MPaのときの結果であり、図12は圧力計P1位置での、図13は圧力計P2位置での結果である。いずれの結果も、実験結果と数値解析結果ではほぼ同じ形状の圧力脈動波形であり、圧力の大きさが一致していることが確認できる。これらの結果から、本研究で用いたモデル化方法は妥当であり、実験結果を十分に再現できることが分かる。配管内圧が2MPaのときの波形の形状がわずかに異なっているのは、音速の算出が実験と異なったためか、あるいはポンプ波形の脈動成分における3次以上の割合が大きかったためと考えられる。

以上の結果を、ポンプ出口からの距離に対して平均圧力と変動圧力についてプロットしたものを図14と図15に示す。図14に示すとおり、平均圧力は実験結果と数値解析でよく一致していることが分かる。数値解析での配管内流量の平均値は $8.90\text{m}^3/\text{h}$ であり、実験結果の $8.84\text{m}^3/\text{h}$ とほぼ一致した。圧力脈動振幅は、図15に示すとおり数値解析結果がやや小さい値であるものの、概ね一致しているものと考えられる。

なお、式(1)および式(2)から、本実験装置での液柱共振周波数は閉-閉の境界条件の場合1次が55Hzで2次が110Hzであり、閉-開の場合1次が27.5Hzで2次が82.5Hzである。ポンプ回転数が450rpmであることから脈動周波数は22.5Hzである。したがって、本実験条件では液柱共振状態ではない。

実験2での実験結果と数値解析結果を比較したものを図16～図21に示す。図16～図18はポンプ出口からの距離に対する平均圧力を比較した結果であり、図16は150rpmの、図17は342rpmの、図18は450rpmの結果である。いずれも実験結果と数値解析結果がよく一致していることが分かる。図19～図21はポンプ出口からの距離に対する変動圧力を比較した結果であり、図19は150rpmの、図20は342rpmの、図21は450rpmの結果である。数値解析での圧力分布は実験結果と概ね一致していることが分かる。342rpmと450rpmにおける1MPa

と 2MPa の実験と解析の結果に違いが生じているところがあるが、これは解析での音速の算出値に誤差があったためと考える。実験結果 450rpm の圧力振幅結果である図 21 の 1MPa または 2MPa をみると、ポンプ出口側では圧力振幅値は大きく、タンク側で圧力振幅は小さい。したがって、液柱共振の境界条件が閉-開の条件であると考えられる。

なお、境界条件が閉-開の液柱共振周波数は、式

(2)より 1次が 7.5Hz, 2次が 22.5Hz, 3次が 37.5Hz である。ポンプ回転数が 450rpm での脈動周波数は 22.5Hz であり、液柱共振の 2次とほぼ同じであることから、液柱共振状態であると考えられる。

以上の結果から、液柱共振状態の有無に関わらず、本研究で用いた解析モデルによる数値解析は圧力脈動振幅を概ね再現できていることが分かる。

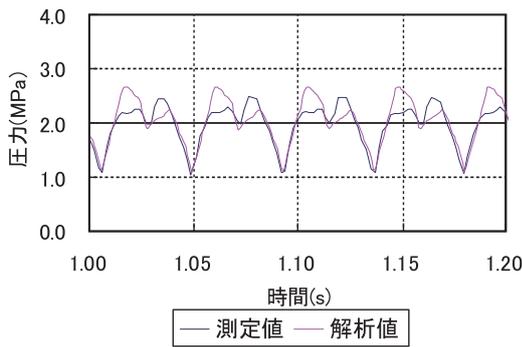


図 10 圧力測定結果と数値解析の比較 (実験 1, 配管内圧 :2MPa, 位置 :P1)

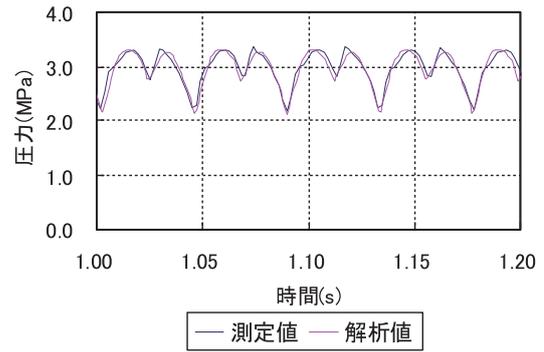


図 13 圧力測定結果と数値解析の比較 (実験 1, 配管内圧 :3MPa, 位置 :P2)

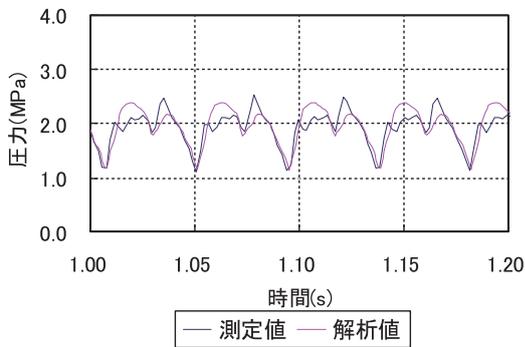


図 11 圧力測定結果と数値解析の比較 (実験 1, 配管内圧 :2MPa, 位置 :P2)

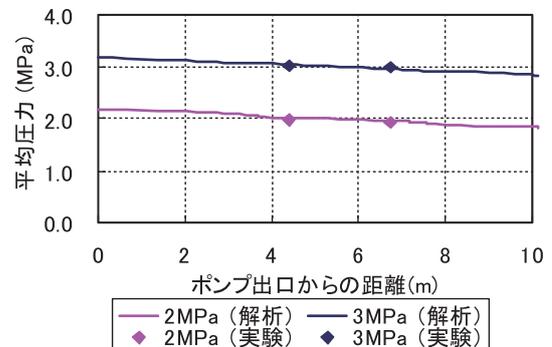


図 14 平均圧力の実験と数値解析の比較 (実験 1)

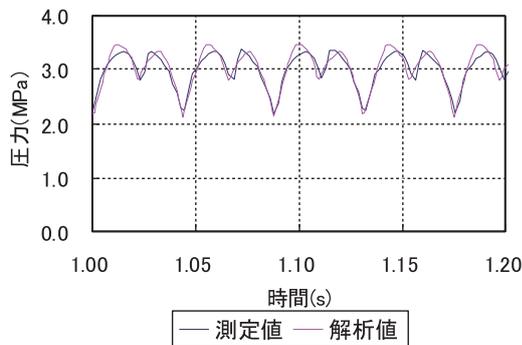


図 12 圧力測定結果と数値解析の比較 (実験 1, 配管内圧 :3MPa, 位置 :P1)

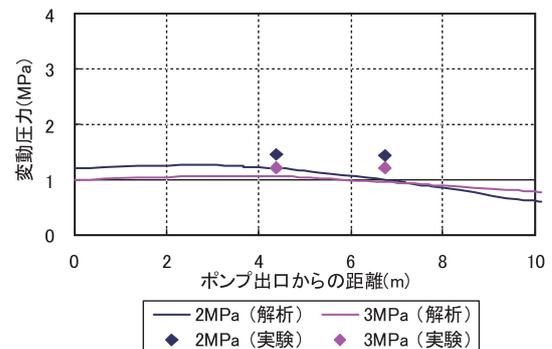


図 15 変動圧力の実験と数値解析の比較 (実験 1)

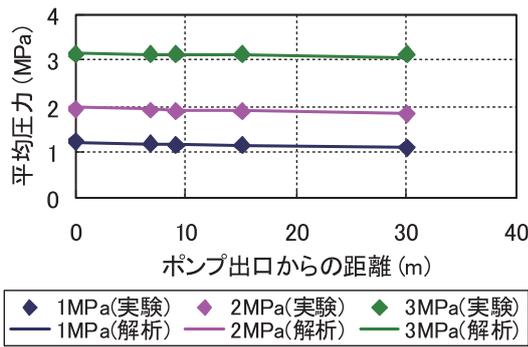


図 16 平均圧力の実験と数値解析の比較 (実験 2, ポンプ回転数 :150rpm)

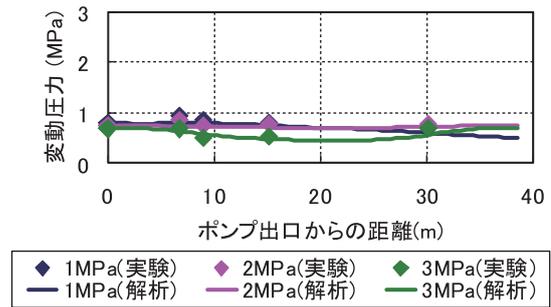


図 19 変動圧力の実験と数値解析の比較 (実験 2, ポンプ回転数 :150rpm)

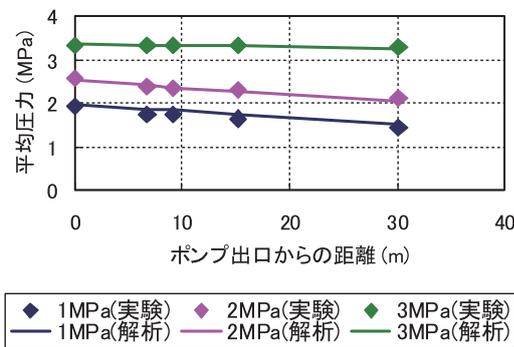


図 17 平均圧力の実験と数値解析の比較 (実験 2, ポンプ回転数 :342rpm)

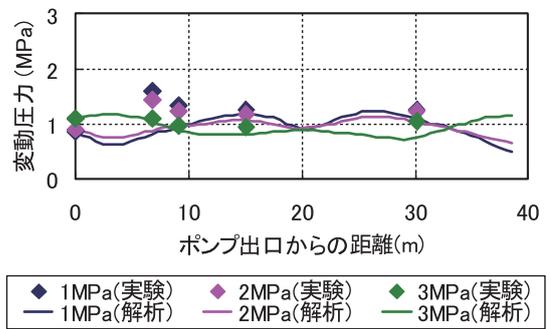


図 20 変動圧力の実験と数値解析の比較 (実験 2, ポンプ回転数 :342rpm)

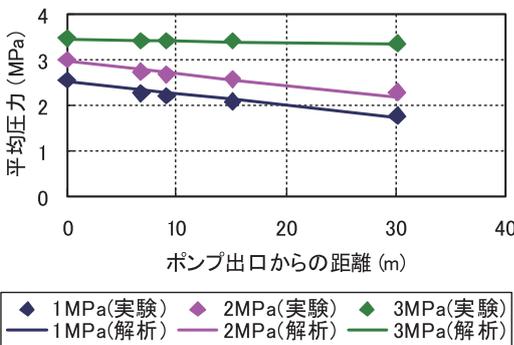


図 18 平均圧力の実験と数値解析の比較 (実験 2, ポンプ回転数 :450rpm)

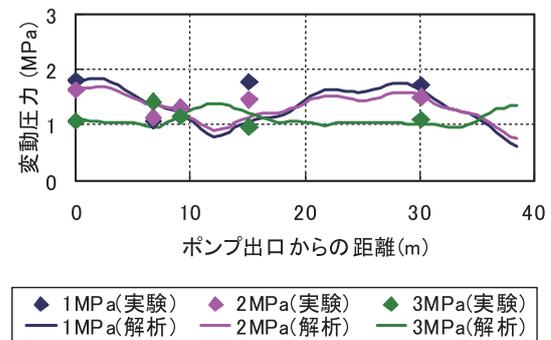


図 21 変動圧力の実験と数値解析の比較 (実験 2, ポンプ回転数 :450rpm)

5. 配管振動応答解析

5.1 配管応答荷重の算出

圧力脈動解析結果から配管振動応答を算出するため、圧力脈動により配管に負荷される荷重の算出を行った。算出は、実験1について行った。実験1の数値解析により得られた配管内圧力脈動や流速

($8.90\text{m}^3/\text{h}$) を用いて計算を行った。図 22 に配管モデルを示す。点 1 と点 2 はそれぞれ配管の接合部を示す。この配管モデルの点 1 と点 2 の間の配管部に負荷される荷重を求める式を、式(6)に示す。式(6)の第 1 項は区間 1-2 の内圧差による力、第 2 項は区間 1-2 の配管内圧力損失による力、第 3 項は各曲がり部における流体の運動量の方向変化による力、第 4 項は自重による力を表す。これらの力を足し合わ

せることにより点1と点2の間の配管部全体に加わる荷重を求めることができる。

4.1節での数値解析の圧力脈動結果と流量のうち、2MPaの結果を基に算出した配管に加わる荷重履歴の例を図23と図24に示す。図23は加速度計A1に相当する位置での荷重履歴、図24は加速動計A2に相当する位置での荷重履歴の結果である。内圧変化による力と圧力損失による力は両者でほとんど違いがみられないが、運動量の変化による力は加速度A2に相当する位置の方が大きいことが分かる。運動量変化はエルボの曲がり角度や配管内流量の大きさによることから、エルボ部の形状の違いにより生じたと考えられる。

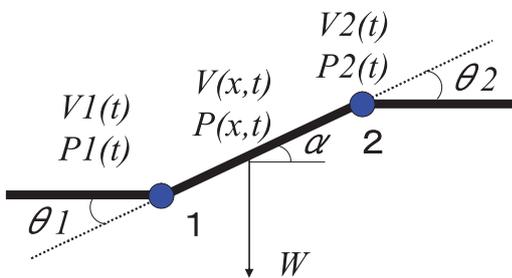


図22 荷重算出のための配管モデル

$$\begin{aligned}
 F(t) = & A(P_2(t) - P_1(t)) \\
 & + \frac{\lambda \rho A}{2d} \int_{x_1}^{x_2} V(x,t) |V(x,t)| \\
 & + \left\{ \begin{aligned} & \rho A (V_2(t) |V_2(t)| (1 - \cos \theta_2)) \\ & - V_1(t) |V_1(t)| (1 - \cos \theta_1) \end{aligned} \right\} \\
 & - Wg \sin \alpha
 \end{aligned} \tag{6}$$

- F : 荷重 (N)
- A : 流路断面積 (m²)
- P : 流体圧力 (MPa)
- V : 流速 (m³/s)
- λ : 粘度
- ρ : 流体密度 (kg/m³)
- θ_1, θ_2 : 曲がり角度 (rad)
- W : 配管自重 (kg)
- α : 配管のスロープ角度 (rad)

5.2 時刻歴振動応答解析方法

配管の時刻歴応答を求めるため、数値解析により求めた実験1の条件である450rpm、2MPaでの配

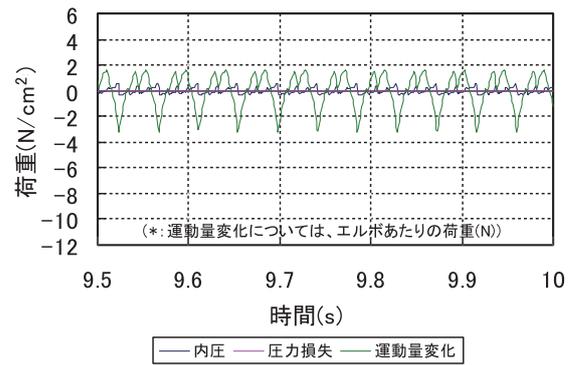


図23 荷重算出結果 (実験1, 位置:A1, 配管内圧:2MPa, ポンプ回転数:450rpm)

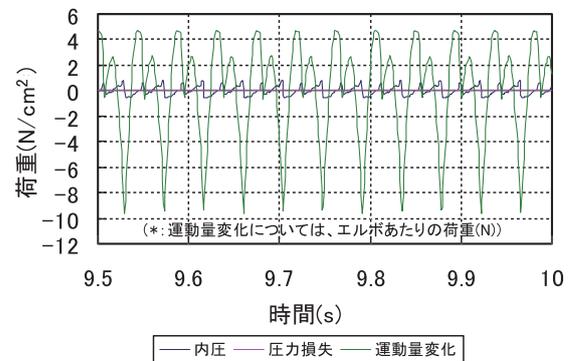


図24 荷重算出結果 (実験1, 位置:A2, 配管内圧:2MPa, ポンプ回転数:450rpm)

管への荷重時刻歴波形を用いて、配管振動の時刻歴応答解析を汎用構造解析ソフト Nastran にて行った。図25に示す実験装置のモデル化を行った。実験装置は配管外径27.2mm、厚さ2.9mmのSUS304材であり、図3に示す各配管長に対応する配管質量を設定した。また、圧力調整弁の質量を10kg、フランジの質量を4kgとした。図25に示す箇所にはUバンドおよびUボルトのモデル化を行った。Uバンドは固定支持とした。Uボルトはピン支持とバネ支持の2種類のモデルを作成した。Uボルトのモデル化としてバネ支持を考慮した理由は、Uボルトを設置したサポートが完全に剛であればピン支持であるが、サポートの剛性が十分でない場合にはバネ支持とみなせるためである。本実験装置での設計用配管減衰はJEAG4601⁽²¹⁾によると0.5%となるが、適用条件である施工管理条件を満足していない可能性があることから、1%または0.1%の2ケースを計算した。以上より、今回行った解析ケースは表4の(a)~(d)の4種類である。内圧の差による力およ

び圧力損失による力は各配管の中心部分の節点に配管軸方向への荷重として入力した。運動量の方向変化による荷重は、エルボ部近傍の節点に入力した。

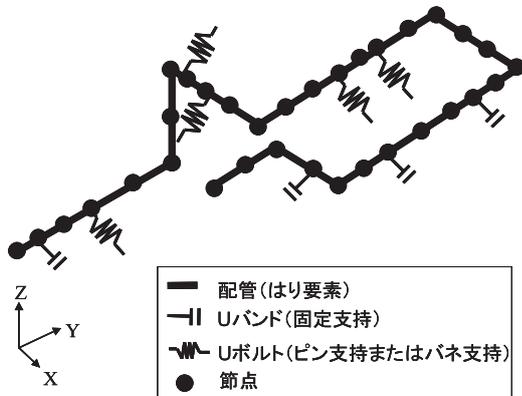


図 25 振動応答解析モデル (実験 1)

表 4 構造解析ケース (実験 1)

解析ケース	Uボルトの扱い	減衰(%)
(a)	ピン支持	1.0
(b)	ピン支持	0.1
(c)	バネ支持	1.0
(d)	バネ支持	0.1

5.3 時刻歴振動応答解析結果

450rpm, 2MPa の条件で行った実験と数値解析の結果から得られた各部の加速度の実効値 (RMS 値) を図 26 ~ 図 29 に示す。それぞれ実験による測定値と解析モデル(a)~(d)の結果を比較している。図 26 は、加速度計 A1 の位置での X 方向の結果であり、図 27 は加速度計 A1 位置での Y 方向の結果であり、図 28 は加速度計 A2 の位置での Z 方向の結果であり、図 29 は加速度計 A2 の位置での Y 方向の結果である。

ポンプの回転数から、圧力脈動周波数の 1 次は 22.5Hz であり、2 次は 45Hz である。まず、強制加振であるポンプ脈動の 22.5Hz と 45Hz の周波数に着目すると、Uボルトをバネ支持とモデル化した解析値(d)の加速度の大きさは実験結果と概ね一致していることが分かる。一方、Uボルトをピン支持とモデル化した解析値(a)、解析値(b)の大きさ

は、実験結果よりも低い値の傾向を示しており、あまり一致していない。以上の結果から、今回の実験装置では、Uボルトのモデル化としてバネ支持が適切であることが分かる。また、解析値(d)は配管減衰を 0.1% とモデル化したものであるが、同じく Uボルトをバネ支持とモデル化し配管減衰を 1.0% とした解析(c)と比較すると、解析(d)の方がより実験結果と一致していることが分かる。したがって、今回の実験装置では、配管振動の減衰を 0.1% とすることが適切であると分かった。今回の結果は、JEAG4601 の配管用設計減衰定数 より小さくなった。これは JEAG4601 で定めた適用条件から、施工管理が逸脱した試験装置であったためだと考えられる。JEAG4601 の適用条件からはずれた配管系では、0.1% の配管減衰定数にするのが安全側の解析条件になると考えられる。

今回のモデル化により、圧力脈動を加振源とする配管振動の周波数と加速度を良く再現することができた。機械振動成分を考慮した解析を行っていないため、実験値と解析値の他の周波数成分における差はポンプ機械振動による影響と考えられる。3章で述べたとおり機械振動を反映すれば実験値と解析値はより一致すると考えられる。今回の実験結果から、圧力脈動による周波数の加速度は他の周波数成分の加速度よりも卓越しており、振動疲労への影響が大きいことが分かる。一方、機械振動を加振源とする配管振動はランダムに応答しており、応答成分は圧力脈動による振動成分よりも 2 桁以上も小さい。振動疲労に対する影響は相対的に小さいと考えられた。今回の試験ループにおいては、圧力脈動の挙動を高精度に解析し、圧力脈動を加振源とした配管振動を精度よく評価できれば、配管の振動疲労の予測が十分にできるものと考えられる。

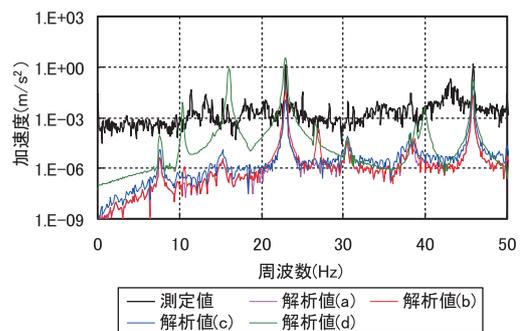


図 26 配管応答加速度の実験結果と数値解析結果の比較 (実験 1, 位置 A1, X 方向)

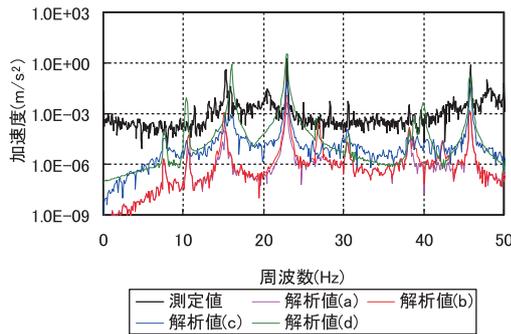


図 27 配管応答加速度の実験結果と数値解析結果の比較 (実験 1, 位置 A1, Y 方向)

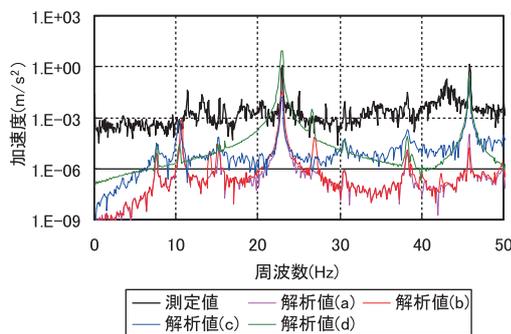


図 28 配管応答加速度の実験結果と数値解析結果の比較 (実験 1, 位置 A2, Z 方向)

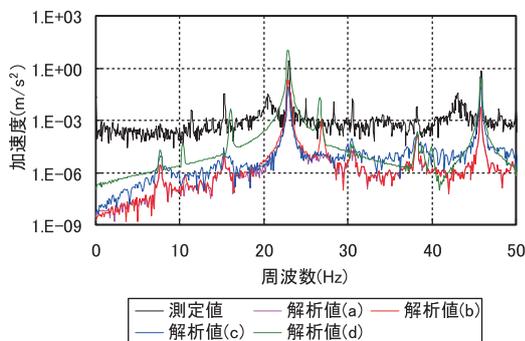


図 29 配管応答加速度の実験結果と数値解析結果の比較 (実験 1, 位置 A2, Y 方向)

6. 結論

本研究では、プラント運転中に配管に生じる振動疲労を未然防止する目的で、機械振動と圧力脈動による配管振動応答を実験及び解析により評価した。まず圧力脈動による配管振動応答について液柱共振状態のある場合とない場合での圧力脈動実験を行い、提案した解析モデルと特性曲線法を用いた数値解析による圧力脈動の再現性を検証した。さらに、液柱共振状態でない実験条件での圧力脈動の数値解

析結果を用いて配管荷重を算出し、有限要素法を用いた数値解析による配管振動応答の算出を行った。その結果、以下のことが分かった。

- ・液柱共振の有無に関わらず、本研究で用いた解析モデルを用いて圧力脈動を再現することができた。
- ・配管の減衰と U ボルトのモデル化について最適化を行い、配管振動応答を精度良く算出することができた。
- ・配管振動疲労の予測には、今回の実験及び解析結果からは機械振動を加振源とする配管振動応答の影響は小さく、圧力脈動を加振源とする配管振動応答の影響が大きいことが示された。よって、圧力脈動による配管振動を精度よく予測することが振動の疲労予測で重要であると考えられた。

文献

- (1) Spencer H. Bush, Mark J. Do, Antoinette L. Slavich, Alan D. Chokie, "Piping Failure in United States Nuclear Power Plants: 1961-1995," SKI Report 96:20, January 1996.
- (2) Gosselin, S. R. and Fleming, K. N., "Evaluation of Pipe Failure Potential via Degradation Mechanism Assessment," Proc. ICON 5, 2641, pp. 1-9, (1997).
- (3) Mitman, J., "Revised Risk-Informed Inservice Inspection Evaluation Procedure," EPRI TR-112657 Rev. B-A Final Report (1999).
- (4) Lydell, B.O.Y., "A Database System Supporting the Evaluation of Piping Reliability on the Basis of Operational Experience," SKI Report, RSA-R-2001-01. 12 (2002).
- (5) 関西電力株式会社, "美浜発電所 2 号機の化学体積制御系統の空気抜き配管溶接部からの漏えいに係る原因と対策について," 2010 年関西電力プレスリリース, 関西電力ホームページ, (<http://www.kepco.co.jp/pressre/2010/0402-2j.html>).
- (6) 関西電力株式会社, "高浜発電所 2 号機発電機水素ガス冷却器冷却水系統のドレン配管付根からの漏れについて," 2010 年関西電力プレスリリース, 関西電力ホームページ, (<http://www.kepco.co.jp/pressre/2010/0520-2j.html>).

- (7) Ahn, S., 日高章隆, 安藤柱, “曲げ荷重を受ける配管での疲労き裂進展・貫通挙動: 第1報, 配管の外側にき裂が存在する場合,” 日本機械学会論文集 (A編), 63巻, 606号, pp. 253-260, (1997).
- (8) 岩田正純, 野口新二, 芝山宗昭, 他, “小口径配管ソケット溶接継手の疲労特性 (破壊力学的検討と寿命評価マップの作製),” 日本機械学会論文集 (A編), 64巻, 618号, pp. 264-270, (1998).
- (9) 佐野勝志, “ターボ形ポンプ配管系の圧力脈動に関する研究: 第3報, ポンプを含む複合管路の液柱共振,” 日本機械学会論文集 (B編), 51巻, 461号, pp. 115-124, (1985).
- (10) 鷲尾誠一, 小西忠孝, 藺田徹夫, “油圧管路における波動現象の研究”, 日本機械学会論文集, 44巻, 386号, pp. 3487-3495, (1978).
- (11) Hayama, S., Matsumoto, M., “A Study on the Vibrations of Pipelines caused by Internal Flow Oscillations (1st Report, The Exciting Force Due to Internal Flow Oscillations),” JSME International Journal, 30, 260, pp. 491-499, (1987).
- (12) 田中守, 藤田勝久, “管内流体脈動による配管振動に関する研究: 第2報, 流体脈動と配管のシェル振動との連成応答解析,” 日本機械学会論文集 (C編), 53巻, 491号, pp. 1363-1367, (1986).
- (13) 田中守, 藤田勝久, “管内流体脈動による配管振動に関する研究: 第1報, 流体強制力による配管の横振動,” 日本機械学会論文集 (C編), 53巻, 487号, pp. 591-597, (1986).
- (14) 浦田喜彦, 佐野敏成, “流体を含む三次元配管系の振動解析,” 日本機械学会論文集 (C編), 59巻, 568号, pp. 3650-3657, (1993).
- (15) 小林正博, 葉山眞治, “管内脈動流によって励起される配管系の振動に関する研究,” 日本機械学会論文集 (C編), 57巻, 537号, pp. 1452-1460, (1991).
- (16) 若林昭宏, 新井茂, 山田栄, “往復圧縮機配管系の振動解析技術の開発,” 日本機械学会論文集 (B編), 63巻, 605号, pp. 231-236, (1997).
- (17) 塩山勉, 朝倉大輔, 小林健, 他, “弁絞りによる配管管壁と管内高次音響モードとの連成振動,” 日本機械学会論文集 (C編), 61巻, 589号, pp. 3450-3455, (1995).
- (18) Tanaka, T., Suzuki, S, Nekomoto, Y, et al., “The development of a diagnostic and monitoring system for vibrating pipe branches,” Nuclear Engineering and Design, 147, pp. 455-461, (1994).
- (19) 金子成彦, 中村友道, 稲田文夫, 他, “事例に学ぶ流体関連振動,” 日本機械学会, 技報堂出版, pp. 190-191, (2003).
- (20) 小池秀耀, 三橋利玄, 浜野明千宏, “管路内の流れのシミュレーションプログラム,” 富士総合研究所, 丸善株式会社, pp. 39-43, (1995).
- (21) 日本電気協会 原子力規格委員会, “原子力発電所耐震設計技術規定 JEAC 4601-2008”, 日本電気協会, (2008)