

配管表面ひずみを用いた管内圧力脈動の測定方法の考察

Investigation on Field Method Using Strain Measurement on Pipe Surface to Measure Pressure Pulsation in Piping Systems

前川 晃 (Akira Maekawa)*¹ 辻 峰史 (Takashi Tsuji)*²
高橋 常夫 (Tsuneo Takahashi)*¹ 加藤 稔 (Minoru Kato)*³

要約 配管系で発生する騒音や振動疲労の主要な要因である管内圧力脈動の発生位置や大きさを正確に評価できれば、機器・配管の疲労破損を未然防止するといったプラント保全を効率化できる。現状の技術では結果に曖昧さが残る数値シミュレーションによる予測方法や現地既設圧力計を用いた推定方法に代わる方法として、本研究では、現地の当該箇所の圧力脈動を簡便に直接測定できる非破壊的測定方法を提案した。配管系モックアップの管内脈動流の測定結果を用いて提案された方法を検証した結果、配管外表面のひずみ測定と厚肉円筒式を用いることにより実用的な精度で圧力脈動の振幅や挙動を測定できることを示した。実験結果を分析することにより提案された方法の精度に影響を与える因子についても考察した。さらに、薄肉円筒式が使用可能な配管寸法の適用範囲についても考察した。

キーワード 圧力脈動, 現地測定, 非破壊的測定, ひずみ測定, 厚肉円筒式, 薄肉円筒式, 実験的検証, 配管振動, 振動疲労, 音響共鳴

Abstract Accurate evaluation of the occurrence location and amplitude of pressure pulsations in piping systems can lead to efficient plant maintenance by preventing fatigue failure of piping and components because the pulsations can be one of the main causes of vibration fatigue and acoustic noise in piping. A non-destructive field method to measure pressure pulsations easily and directly was proposed to replace conventional methods such as prediction using numerical simulations and estimation using locally installed pressure gauges. The proposed method was validated experimentally by measuring pulsating flow in a mock-up piping system. As a result, it was demonstrated that the method to combine strain measurement on the outer surface of pipe with the formula for thick-walled cylinders could measure amplitudes and behavior of the pressure pulsations with a practical accuracy. Factors affecting the measurement accuracy of the proposed method were also discussed. Furthermore, the applicability of the formula for thin-walled cylinders was examined for variously shaped pipes.

Keywords Pressure pulsation, Field measurement, Non-destructive measurement, Strain measurement, Formula of thick-walled cylinder, Formula of thin-walled cylinder, Experimental validation, Piping vibration, Vibration fatigue, Acoustic resonance

1. 緒言

発電プラントや化学プラントのような産業用プラントには、配管とともに流体を移送するための動的機器としてポンプや圧縮機が数多く設置されている。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

を吐出する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。このようにして配管内を圧力の粗密波が伝播する。これを圧力脈動と呼んでいる。圧力脈動はインペラやプランジャが流体を吐出するタイミングに合わせて発生するため、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、発生する圧力脈動の周波数は NZ およびその整数倍で表される。

* 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

* 3 (株)コベルコ科研

圧力脈動は振動や騒音の発生や機器損傷の原因となる可能性があり、過去に多くのトラブル事例が様々なプラントにて報告⁽¹⁾⁻⁽³⁾されている。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が、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配管の疲労破壊に十分な大きさの配管振動^{(4),(5)}を引き起こす。圧力脈動を原因とした配管の振動疲労トラブルは、原子力発電プラント⁽⁶⁾⁻⁽¹⁴⁾でも多く、運転停止に至るような事例も報告⁽¹⁵⁾されている。現在、圧力脈動の影響があると考えられる配管の振動評価⁽¹⁶⁾を行うなどの対策を行っているが、さらに効率的に保全を行うためにも圧力脈動の影響範囲を的確に把握する方法を整備⁽¹⁷⁾⁻⁽²⁰⁾することが肝要と考えられる。

上記で述べたように、圧力脈動はプラントの運転に重大な影響を与えるため、プラント建設時の配管設計において十分な配慮⁽²¹⁾⁻⁽²⁴⁾が行われている。しかしながら、プラント運転開始以降、ポンプや圧縮機などの運転設定値の変更や流量調整弁の開度変更などの運転状態の変更、さらに配管支持の追設や弁の型式変更、配管系の改造などの局所的な設計変更があり得ることから、圧力脈動の挙動や配管の振動状態は、設計時の想定から大きく変化する場合がしばしばある。このような場合、圧力脈動の特徴や振幅の大きさを数値シミュレーション⁽²⁵⁾⁻⁽³⁰⁾や現地の既設圧力計とドレン／ベントに仮設した圧力センサーを用いた測定⁽³¹⁾により見積り、影響評価が行われるが、ポンプや配管振動との連成等を考慮しなければならない環境では、精度良く評価できない場合⁽³²⁾⁻⁽³⁵⁾がある。数値解析では、配管系モックアップを用いた解析結果と実験値との比較から、境界条件や運転条件が明瞭でない状態においては解析と実際との間に誤差が生じる可能性が報告⁽³⁶⁾⁻⁽³⁸⁾されている。現場測定では、評価を行いたい配管箇所に圧力計が無い場合には、既設圧力計とドレン／ベントに仮設した圧力センサーの指示値より当該位置の圧力脈動を推定するが、この方法では高周波圧力脈動の発生が報告⁽³⁹⁾されている。信頼性の高い測定のためには測定したい箇所を直接測定する必要があるが、測定のために当該配管位置に新たに配管に圧力計を設置する改造工事の必要がある。

以上に鑑みれば、圧力脈動の挙動を的確に把握するには、現場測定による当該配管位置の脈動振幅を直接測定できることが望ましい。しかも圧力計の新設はせず、外部から非破壊的に測定できる方法が最良の方法と考えられる。ここで、非破壊的とは当該位置での直

接測定のために配管に手を加えないという意味で用いた。

そこで、本研究では、現地非破壊的測定方法の一つとして、配管外表面に貼り付けたひずみゲージにより配管の周方向応力を測定し、圧力脈動が引き起こす配管のブリージング（周方向に一樣な面外振動）により発生する周方向応力の変化から配管内圧力脈動の圧力振幅の挙動を測定する方法を提案した。実規模の配管系モックアップを製作し、往復動ポンプにより圧力脈動を発生させた実験を用いて提案方法を検証した。圧力脈動の時刻歴変化によるひずみ変化をひずみゲージを用いて測定し、提案する方法から求めた圧力値と圧力計により直接測定した圧力値とを比較した。また、配管は肉厚により薄肉と厚肉に分類され、応力評価時の計算式が異なる。この薄肉円筒式と厚肉円筒式を用いた時の測定誤差評価を行い、本提案の方法による測定時の薄肉配管式の適用範囲について考察した。

2. 提案する脈動測定方法

配管に生じる応力評価式には薄肉円筒式と厚肉円筒式が用いられ、配管設計時には簡便なため、式(1)で示す薄肉円筒式がしばしば用いられている。薄肉円筒式は半径応力 σ_r が周方向応力 σ_θ と軸方向応力 σ_z に対して無視できるほど肉厚が半径に比べて十分に小さいことを仮定している。半径応力 σ_r の影響が無視できない時には、式(2)で示す厚肉円筒式が用いられる。

$$\left. \begin{aligned} \sigma_\theta &= \frac{P_1 r_1}{r_2 - r_1} \\ \sigma_z &= \frac{P_1 r_1}{2(r_2 - r_1)} \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

$$\left. \begin{aligned} \sigma_\theta &= \frac{r_1^2 P_1}{r_2^2 - r_1^2} \left(\frac{r_2^2}{r^2} + 1 \right) \\ \sigma_r &= -\frac{r_1^2 P_1}{r_2^2 - r_1^2} \left(\frac{r_2^2}{r^2} - 1 \right) \\ \sigma_z &= \frac{r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} P_1 \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

ここで、 P_1 は内圧、 r は円筒の任意位置での半径、 r_1 は内径、 r_2 は外径を示す。式(1)と式(2)ともに両端閉鎖の場合である。これらの円筒式を用いて内圧 P_1 をひずみゲージにより測定した配管外表面の周方向応力 σ'_θ にて表し、薄肉円筒式を基にした式(3)と厚肉円筒式を基にした式(4)を得る。

$$P_1 = \frac{r_2 - r_1}{r_1} \sigma'_\theta \quad (3)$$

$$P_1 = \frac{r_2^2 - r_1^2}{2r_1^2} \sigma'_\theta \quad (4)$$

これら2つの式を用いて、圧力脈動により配管外表面に発生したひずみ量から圧力脈動による管内圧を求めることができる。以下に、式(3)と式(4)を基にした提案方法の検証実験について説明するとともに実測した圧力脈動の圧力値との比較による各式の妥当性と適用範囲について考察した結果を示す。

3. 実験方法

3.1 実験装置

提案する方法を検証するために、実機規模の配管系モックアップを製作し、圧力脈動実験を行った。モックアップの写真と概要を図1と図2にそれぞれ示す。モックアップ全体の大きさは、概ね4.0m × 4.5m × 1.2mである。ポンプには3連の往復動ポンプを使用した。ポンプの主な仕様を表1に示す。配管全長は約40mであり、材質はSUS304、口径は3/4B(外径27.2mm)で、肉厚はSch40(2.9mm)である。ただし、図1と図2に固定部と記載した箇所には口径が1B(外径34.0mm)の配管を用いた。

この固定部の2箇所にひずみゲージ(共和電業製1

軸汎用箔ひずみゲージ KFG-5-120-C1-16) を貼り付け圧力脈動に起因するひずみ変化を測定した。図3に示すひずみゲージ S1 の配管は肉厚を Sch10 (2.8mm) とし、ひずみゲージ S2 の配管は肉厚を Sch40 (3.4mm) とした。つまり、図2のレイアウト

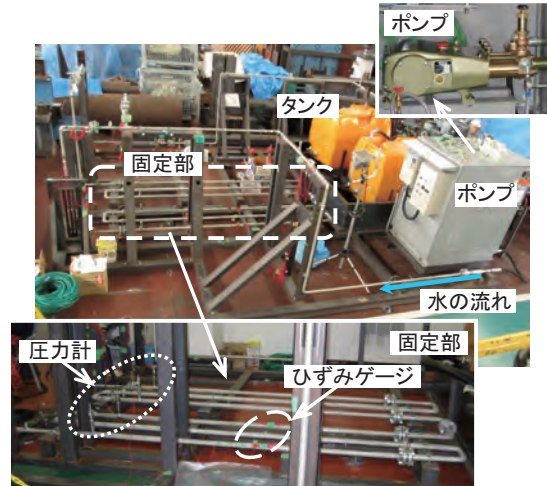


図1 実験に使用した配管系モックアップ

表1 往復動ポンプの仕様

型式	3連のプランジャポンプ
回転数 (rpm)	75~460
吐出圧力 (MPa)	1~3
吐出流量 (L/min)	24.3~149.0

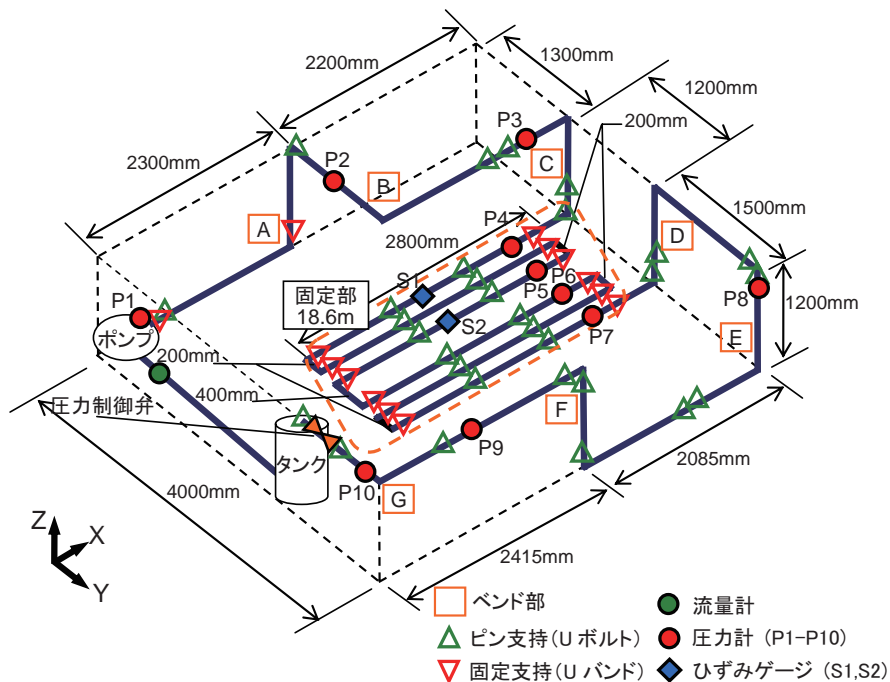


図2 配管系モックアップのレイアウト

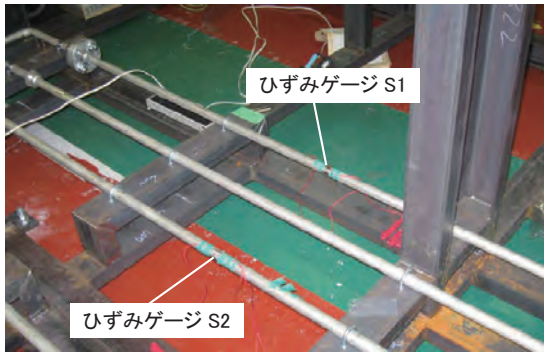


図3 ひずみ測定位置

で示す固定部の入口側から2.8mまでの圧力計P4を設置した配管と出口側から2.8mまでの圧力計P7を設置した配管の肉厚をSch10とした。圧力計P5とP6を設置した配管を含む上記以外の固定部の配管肉厚をSch40とした。次に、固定部の配管口径を1Bから口径3/4Bの配管へ交換（それぞれ、3/4B Sch10と3/4B Sch40）することで、計4種類の配管形状に対するひずみ測定が実施できるようにした。図2に示すように圧力は10箇所測定した（図2のP1~P10）。圧力計（共和電業製 PHB-A-5MP（ひずみゲージ式圧力変換器））の設置状況を図4に示す。配管内圧はタンク手前の圧力調整弁で調整できるようにし、弁手前に内圧確認用の圧力計を設置した。ポンプの吐出流量はポンプ入口側に設置した流量計で測定した。

配管はポンプ出口と固定部配管のエルボ部をUバ

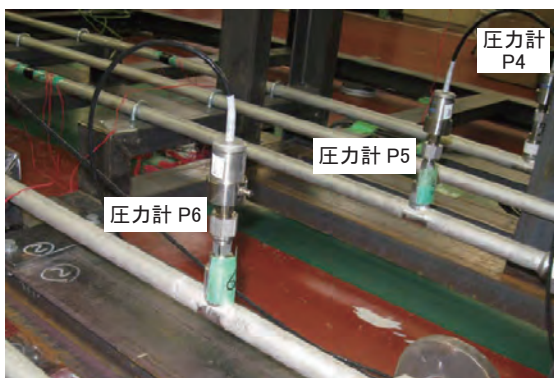


図4 圧力計の設置状況例

ンドにより固定支持し、他の部位はUボルトを介してピン支持した。図2のバンド部と明記した箇所のうち、BおよびC、D、Eには加速度計（ブリュエルケア製4507Cまたは4383（圧電型センサー））を設置しインパルスハンマーを用いた打撃試験によりモックアップ各部の固有振動数を測定した。これらの測定した固有振動数からモックアップの振動性状を把握した。

配管内には水を満たし十分に脱気を行った上で、室温にて実験を実施した。実験時の音速は、圧力計P1とP10を用いて圧力脈動振幅の位相差を調べ、約1300m/sと見積った。

3.2 実験条件

実験条件を表2および表3に示す。ポンプ回転数を変化させた Sweep 試験とポンプ回転数を一定とした定常試験を行った。

まず、Sweep 試験では、2つの条件で試験を行った。モックアップのタンク入口前に設置した圧力調整弁を調整することで、系の終端の境界条件を変化させて、圧力脈動の状態を変化させた。圧力脈動により生じる液柱共振周波数は、配管両端部のポンプ出口とタンク入口の境界条件により異なる。本研究で使用したポンプと配管の仕様により吐出圧が最大3MPaまでであることから、配管内圧を1MPaと3MPaの条件とした。ポンプ回転数が150rpmの時の圧力計P10での配管内圧が1MPaまたは3MPaとなるように圧力調整弁の弁開度を設定した。運転配管内圧を1MPaと3MPaに調整し、ポンプ回転数を連続的に150rpmから450rpmへ変化させた Sweep 試験を実施し、圧力脈動の液柱共振周波数を確認するとともにポンプ回転数に対応した脈動挙動の確認を行った。

次に定常試験を行い、ひずみ測定と圧力測定の結果から提案された手法の検証を行った。定常試験時のポンプ回転数には、脈動周波数と液柱共振周波数とが近接する回転数を選択した。モックアップに発生する圧力脈動の挙動を変化させるために、ポンプ回転数を150rpmと342rpm、450rpmの3つの条件に設定した。配管内圧を1MPaおよび3MPaとした2つの条

表2 実験条件 (Sweep 試験)

回転数 (rpm)	脈動周波数 (Hz)	周波数掃引速度 (rpm/s)	固定部の配管径	内圧 (MPa)	圧力調整弁の状態	バイパス弁の状態
150 → 450	7.5 → 22.5	1	1B	1	調整	全閉
				3	調整	全閉

表3 実験条件 (定常試験)

回転数 (rpm)	脈動周波数 (Hz)	固定部の 配管径	内圧 (MPa)	圧力調整弁 の状態	バイパス弁 の状態	吐出流量 (L/min)
150	7.5	1B	1	調整	全閉	49.1
342	17.1					109.8
450	22.5					144.7
150	7.5		3	調整	全閉	49.4
342	17.1					109.5
450	22.5					142.1
150	7.5		-	*1	全開	49.2
342	17.1					109.0
450	22.5					146.9
150	7.5		-	*1	全閉	48.6
342	17.1					109.1
450	22.5					146.8
150	7.5	1B	1	調整	全閉	49.9
342	17.1					109.5
450	22.5					144.7
150	7.5		3	調整	全閉	49.3
342	17.1					109.4
450	22.5					142.8
150	7.5		-	*1	全開	48.7
342	17.1					109.0
450	22.5					148.2
150	7.5		-	*1	全閉	49.0
342	17.1					108.5
450	22.5					147.4
342	17.1	3/4B	3	調整	全閉	113.9

* 1 : 測定せず

件に設定した。さらに、実験条件数を増やすために、圧力調整弁を全開にし、圧力調整弁と並列に設置したバイパス弁も全開にした条件と圧力調整弁を全閉にし、バイパス弁を全開にした条件を追加して実験を行った。その後、固定部の配管口径を1Bから3/4Bに変更して定常試験を行い、提案手法の追加検証を行った。

3.3 ひずみ測定と圧力測定

圧力脈動を測定するためのひずみ測定は図2に示す固定部と記載された領域内のS1とS2で行った。ひずみゲージを測定位置の配管外表面の円周方向に180°離して上下2箇所貼り付け、2ゲージ法⁽⁴⁰⁾により測定した(図3参照)。圧力測定はひずみゲージを貼り付けた直近位置の圧力計P4とP5において行った。表3に示す試験条件にてひずみ測定と圧力測定を行い、周波数分析結果からモード毎に値を求めた。

ひずみ測定値を2章で示した2つの式により圧力値に換算した結果と実測の圧力値とを比較した。比較にはピーク周波数時の値を用いた。なお、測定時のサンプリング周波数は512Hzで行った。

4. 実験結果

4.1 圧力脈動の挙動

図5と図6にSweep試験による圧力脈動のウォーターフォール分析結果(瞬時演算されたスペクトラムデータをカスケード表示することで振幅、周波数の変化を立体的(鳥瞰図)に表示)を示す。図5は内圧1MPaの時に図6は内圧3MPaの時のP5で測定した圧力測定結果を示す。20Hz付近と40Hz付近にピークが見られ、各条件における液柱共振周波数の確認ができた。このウォーターフォール分析結果に対して、ピークホールド分析により脈動成分のピーク値を周波

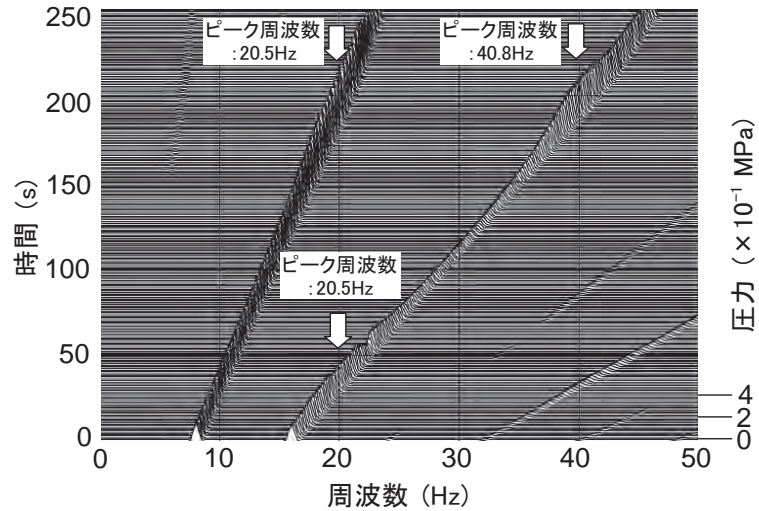


図5 Sweep 試験における圧力脈動のウォーターフォール分析結果 (内圧 1MPa, 圧力計 P5)

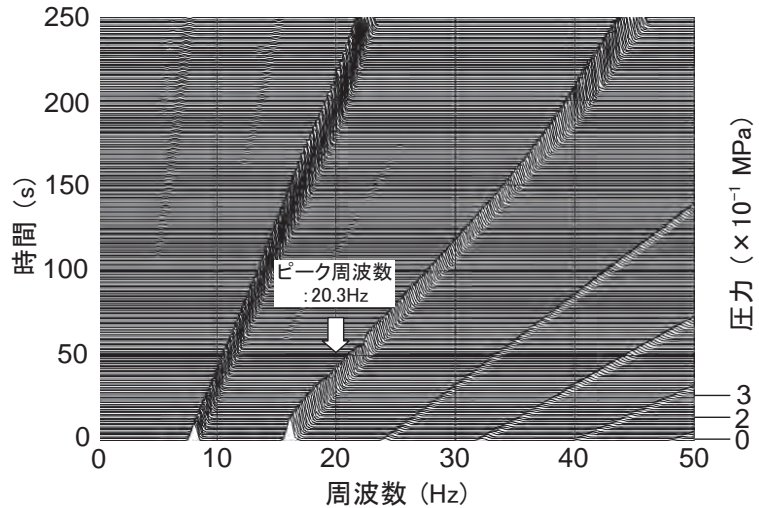


図6 Sweep 試験における圧力脈動のウォーターフォール分析結果 (内圧 3MPa, 圧力計 P5)

数分解能範囲ごとに平均化処理したグラフから半値幅法により求めた減衰比は 10%前後の値で大きかった (表 4 参照)。使用した口径 3/4B や 1B の配管は圧損が十分に大きく、このサイズの配管では圧力脈動が大きな減衰比を持つことが確認できた。

4.2 提案された方法による圧力値と実測値の比較

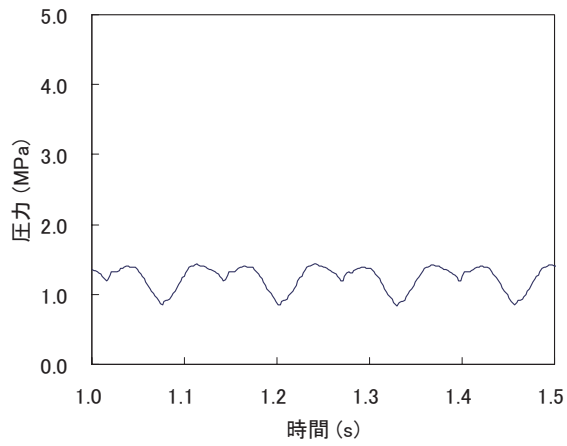
図 7 と図 8 に P5 で測定した圧力と S2 で測定したひずみの時刻歴応答結果を比較した。各条件の定常試験結果の比較から、圧力波形とひずみ波形の時刻歴波形の傾向はよく一致していることがわかる。波形の山谷の位置や相対的な大きさが非常に似通っている。回

表 4 圧力脈動の液柱共振周波数と減衰比

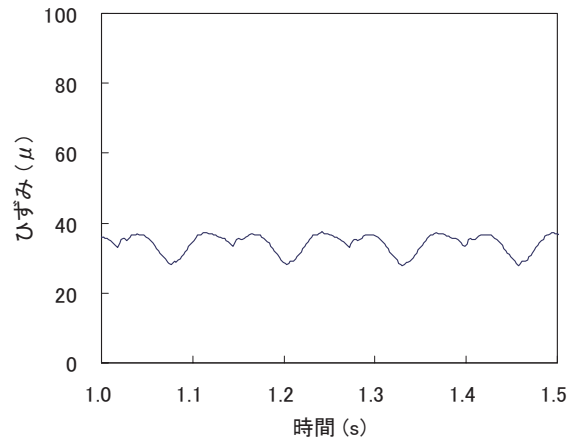
内圧 (MPa)	モード次数	液柱共振周波数 (Hz)	減衰比 (%)
1	1	20.5	9.8
	2	20.5	15.6
	2	40.8	7.3
3	2	20.3	18.2

転数 150rpm の時は内圧の大きさにかかわらず典型的な 3 連の往復動ポンプによる圧力脈動の時刻歴波形が見られる。しかしながら、回転数 342rpm と 450rpm では、高周波成分が成長して波形がゆがんでいる。

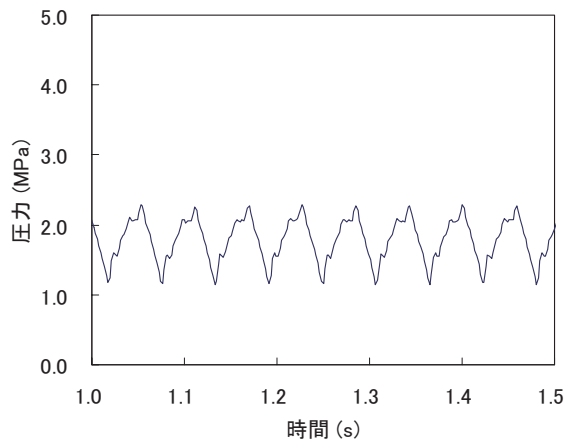
図 9 と図 10 に測定値の周波数分析結果を比較した。周波数分析結果も傾向が良く一致している。大きなス



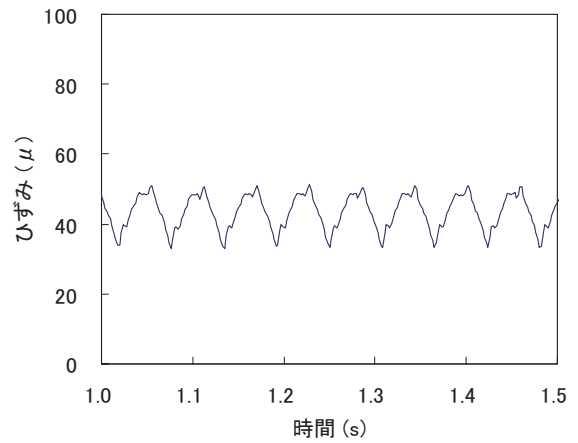
(a) 圧力計 : P5, 回転数 : 150rpm



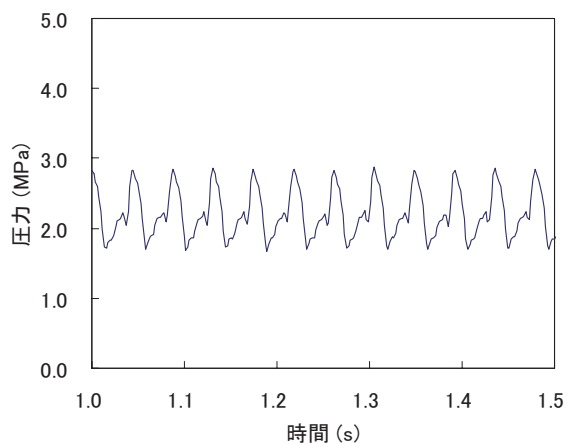
(b) ひずみゲージ : S2, 回転数 : 150rpm



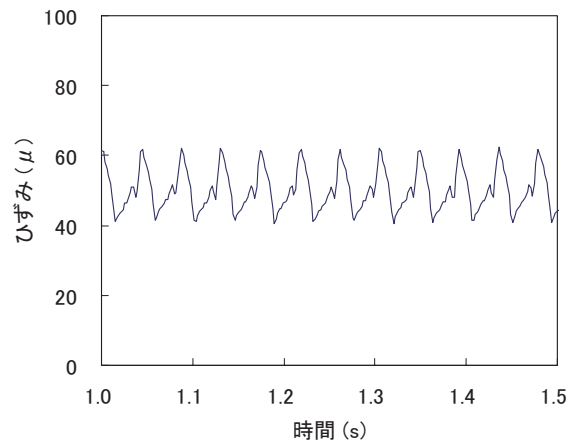
(c) 圧力計 : P5, 回転数 : 342rpm



(d) ひずみゲージ : S2, 回転数 : 342rpm

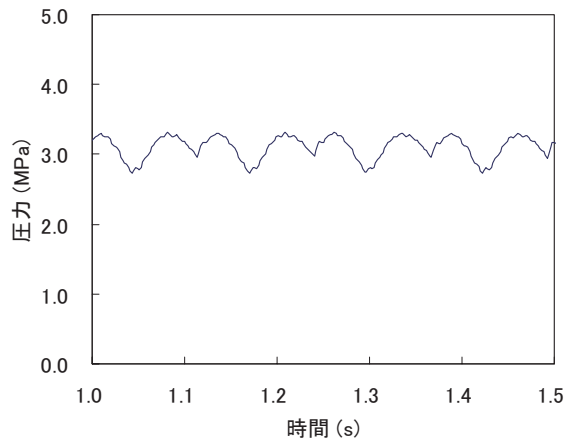


(e) 圧力計 : P5, 回転数 : 450rpm

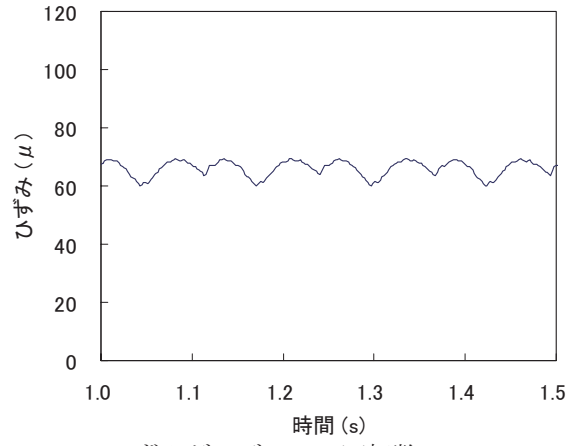


(f) ひずみゲージ : S2, 回転数 : 450rpm

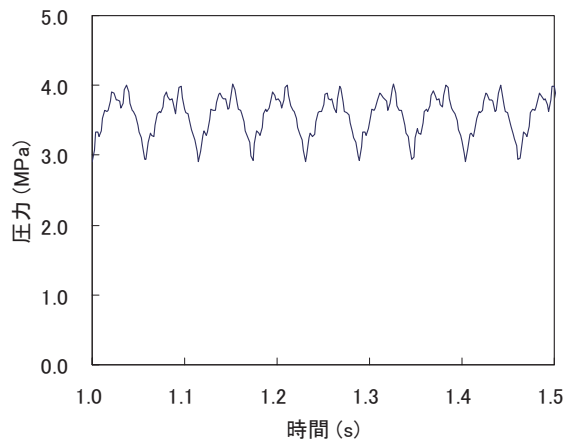
図7 圧力の時刻歴波とひずみの時刻歴波の比較 (内圧 : 1MPa)



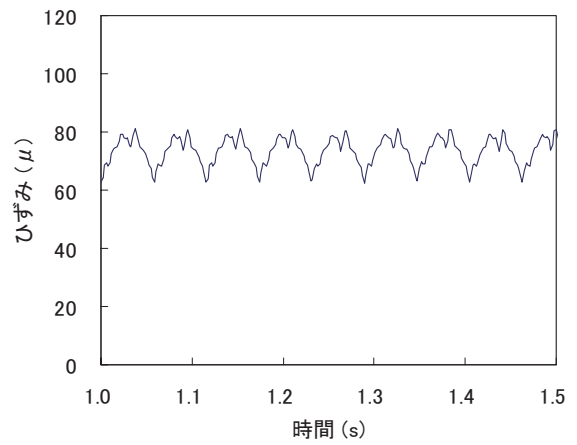
(g) 圧力計 : P5, 回転数 : 150rpm



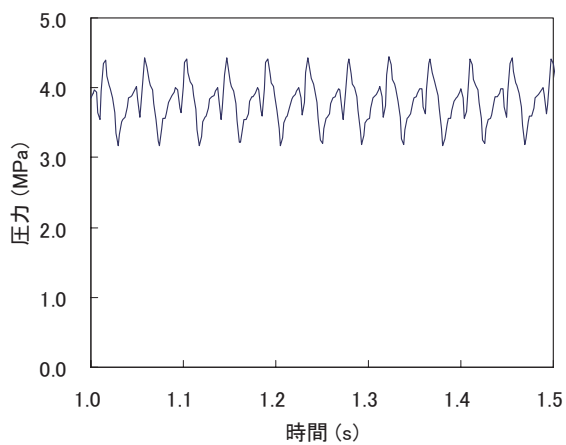
(h) ひずみゲージ : S2, 回転数 : 150rpm



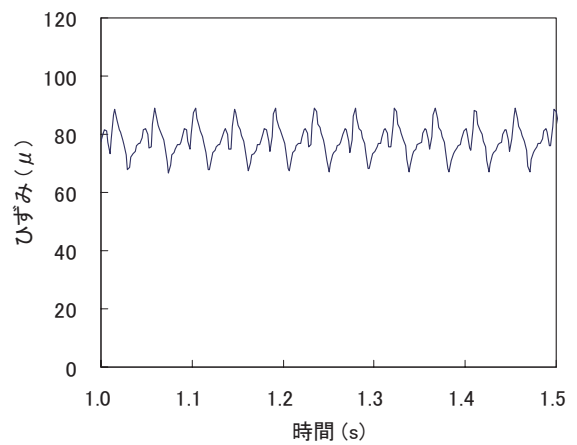
(i) 圧力計 : P5, 回転数 : 342rpm



(j) ひずみゲージ : S2, 回転数 : 342rpm

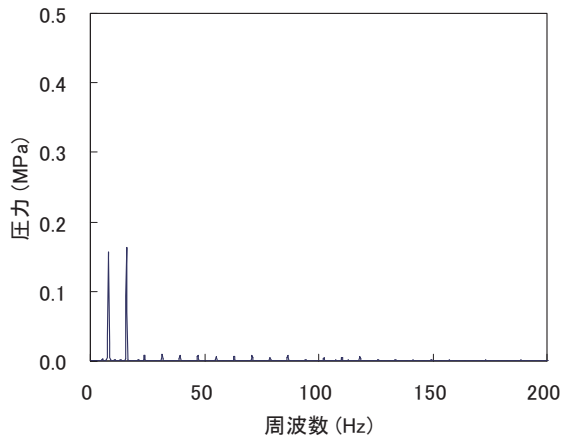


(k) 圧力計 : P5, 回転数 : 450rpm

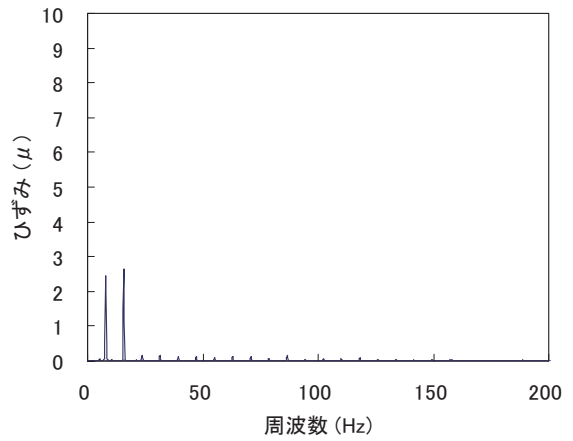


(l) ひずみゲージ : S2, 回転数 : 450rpm

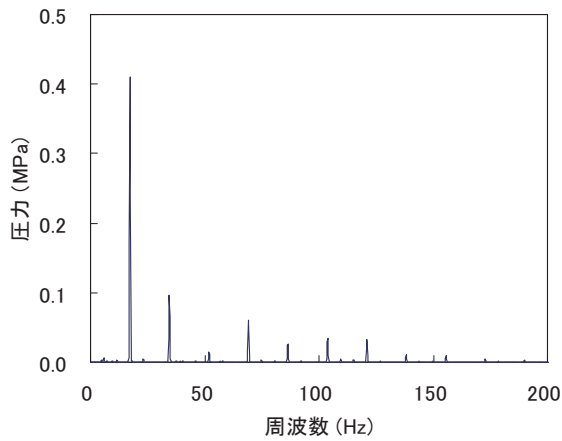
図8 圧力の時刻歴波とひずみの時刻歴波の比較 (内圧 : 3MPa)



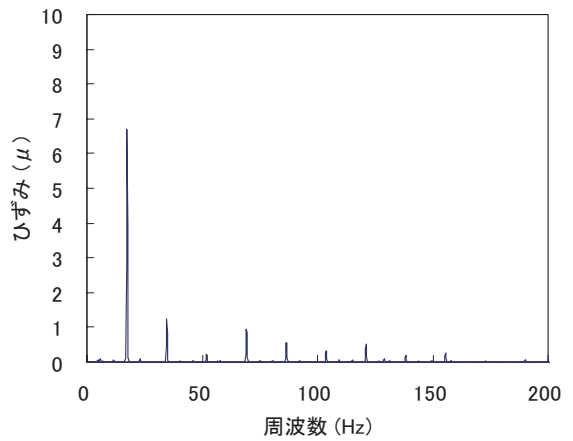
(a) 圧力計 : P5, 回転数 : 150rpm



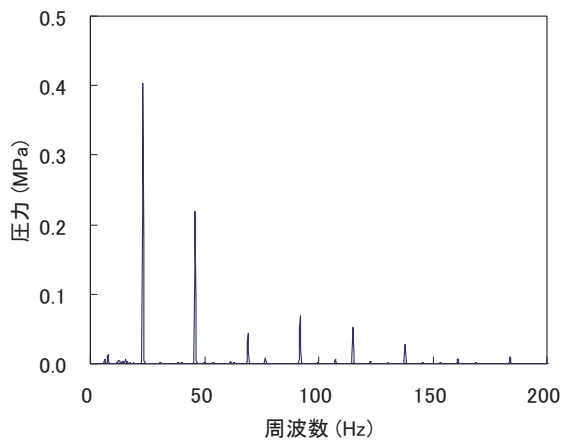
(b) ひずみゲージ : S2, 回転数 : 150rpm



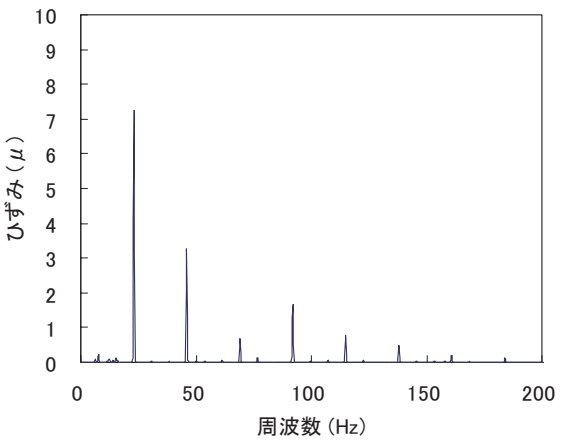
(c) 圧力計 : P5, 回転数 : 342rpm



(d) ひずみゲージ : S2, 回転数 : 342rpm



(e) 圧力計 : P5, 回転数 : 450rpm



(f) ひずみゲージ : S2, 回転数 : 450rpm



図9 圧力の周波数分析結果とひずみの周波数分析結果の比較 (内圧 : 1MPa)

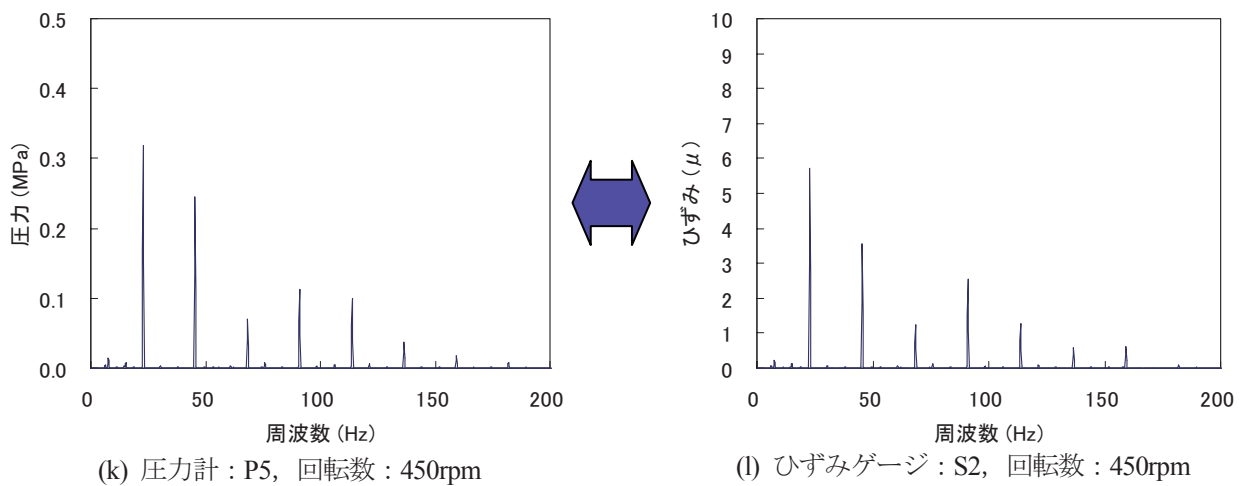
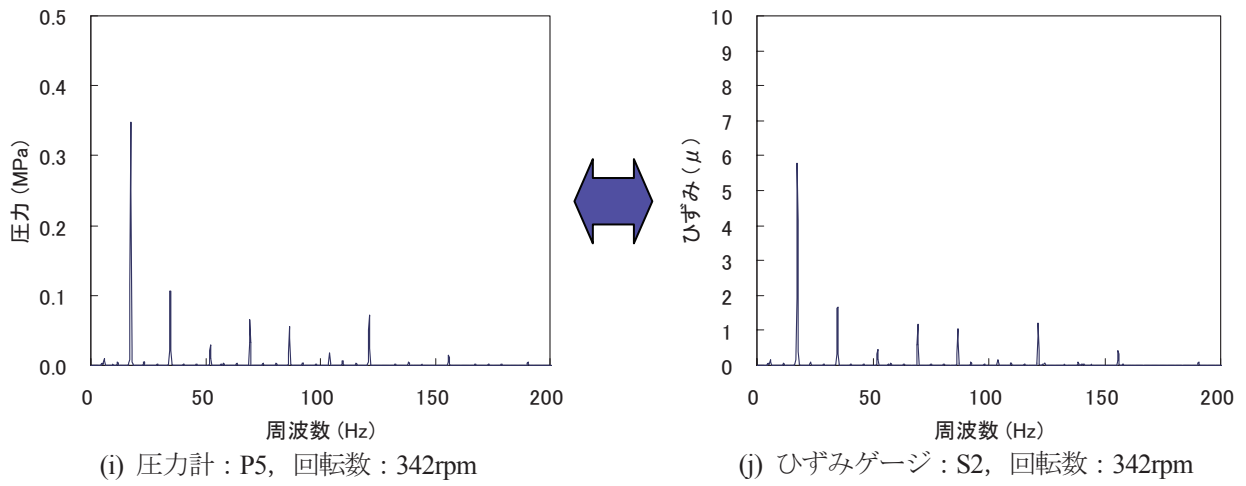
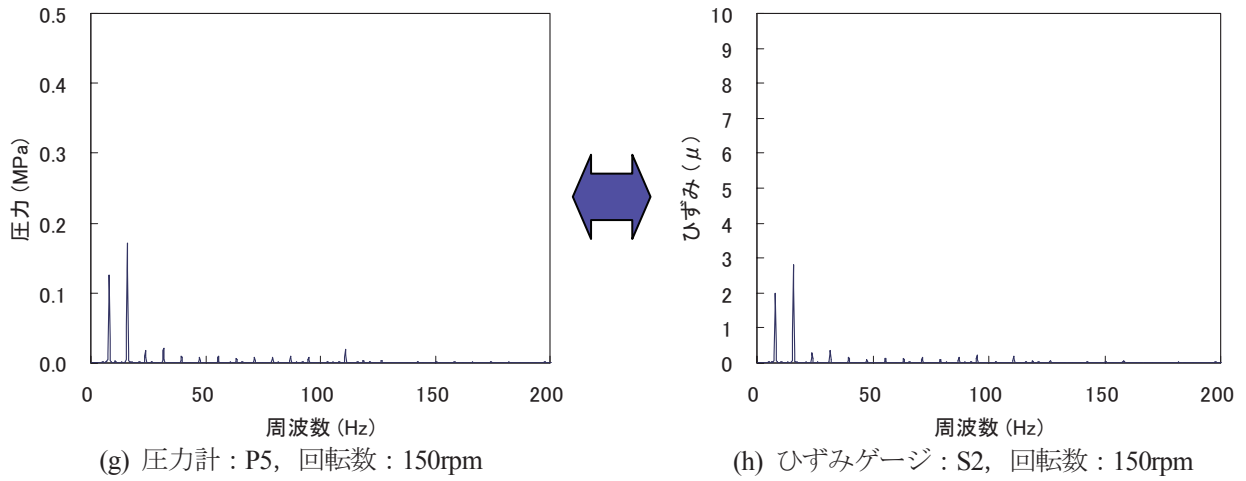
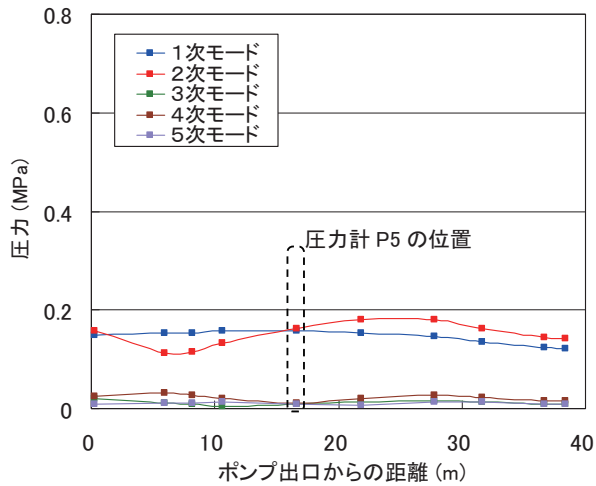
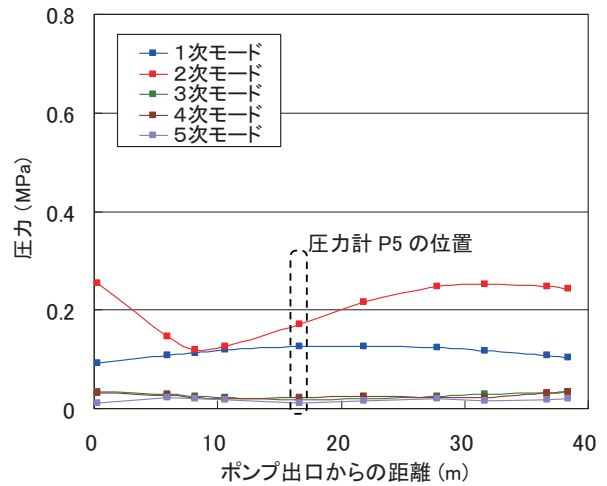


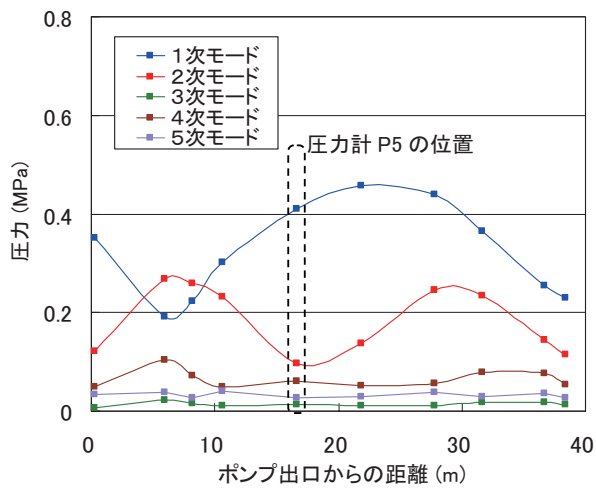
図 10 圧力の周波数分析結果とひずみの周波数分析結果の比較 (内圧 : 3MPa)



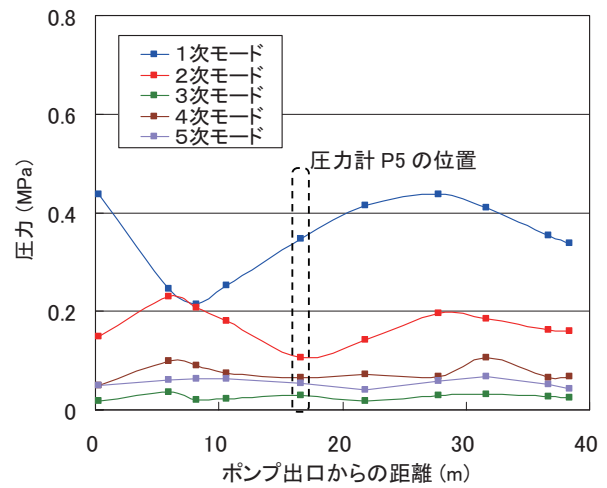
(a) 回転数 150rpm



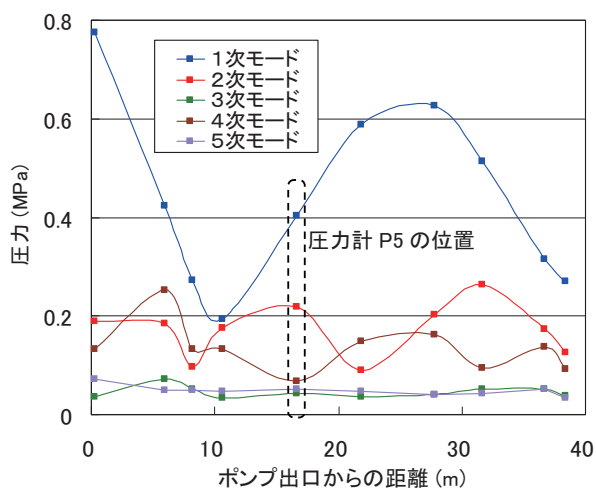
(a) 回転数 150rpm



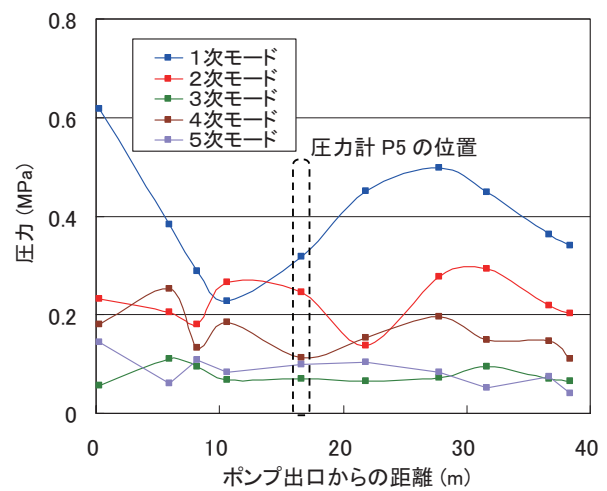
(b) 回転数 342rpm



(b) 回転数 342rpm



(c) 回転数 450rpm



(c) 回転数 150rpm

図 11 圧力脈動モード (内圧 : 1MPa)

図 12 圧力脈動モード (内圧 : 3MPa)

ベクトルが生じている周波数や各スペクトルの相対的な大きさがほぼ一致している。回転数が 150rpm の時は 1 次と 2 次の脈動周波数が同じ程度の大きさで卓越しており、3 連往復動ポンプの特性として見られる典型的なスペクトルとなっている。一方、回転数が 342rpm や 450rpm では 1 次の脈動周波数が 2 次の脈動周波数に比べて大きくなっている。これは液柱共振周波数との関係から説明できる。1MPa の結果を示す図 5 と 3MPa の結果を示す図 6 では液柱共振周波数が 20Hz 近傍で見られた。また、3MPa の結果では、1 次の脈動のピークと判断できなかったが 20Hz 近傍からわずかに応答が大きくなっている。図 9 と図 10 のスペクトルと比較すると 150rpm の試験では卓越する 1 次と 2 次の周波数は 20Hz 以下であり、共振状態ではないためポンプによる圧力脈動波形がそのまま観察されたと考えられる。回転数 342rpm の場合では 1 次の脈動周波数が 17.1Hz であり、図 5 と図 6 に示す液柱共振周波数近傍や応答が大きくなっている領域になる。このため 1 次の周波数が増幅されたと考えられる。また、図 11 や図 12 に示すように圧力計 P5 位置が脈動の 1 次モードの腹と 2 次モードの節に対応し、このモード形状の違いも影響して、図 9 と図 10 に示すように 1 次の脈動周波数が卓越したスペクトルとなったと考えられる。回転数 450rpm では 1 次の 22.5Hz が回転数 342rpm と同様の理由により増幅されたと考えられる。この場合には 1 次と 2 次のモードの腹となるので、モード形状の影響は大きくないと考えられる。

このように図 7 から図 10 が示す圧力とひずみの時刻歴波形とスペクトルは同じ傾向を示し、その挙動も同じ理由から説明できた。これらの結果から、ひずみゲージによるひずみ測定から圧力脈動の圧力振幅や時刻歴応答を見積ることは可能と考えられた。

図 13 に薄肉円筒式を基にした式(3)を用いてひずみ測定値から計算した圧力値と実測圧力値とを比較した。圧力が大きくなるに従って式(3)を用いると過小評価になることがわかる。この傾向は、配管口径の差や肉厚の差に依存していない。図 13 にプロットした測定値のうち測定誤差の影響が小さいと考えられる大きな圧力値の領域においても、最大 0.1MPa の差および約 45% の相対誤差が生じている。このことから、本実験の範囲内では、薄肉円筒式を用いた式(3)は過小評価となるため適切ではないことが示唆された。

なお、0.1MPa 以下の領域では大きな相対誤差を持つケースや肉厚 Sch10 のケースでは過大評価になっ

ている値があるが、この要因は使用した式以外であるため後述する。

図 14 に厚肉円筒式を基にした式(4)を用いてひずみ測定値から計算した圧力値と実測値とを比較した。配管口径や肉厚に依存せず、ほとんど全ての値が直線状にプロットされ、 $\pm 0.05\text{MPa}$ のバンド内に収まっている。式(3)を用いた時のようにひずみからの圧力測定値が圧力値の大きさに依存していない。この結果は、式(4)を用いることにより、配管外表面のひずみ測定から配管内の圧力振幅が測定可能であることを示す。表 4 に式(3)と(4)を用いた場合の相対誤差を示し

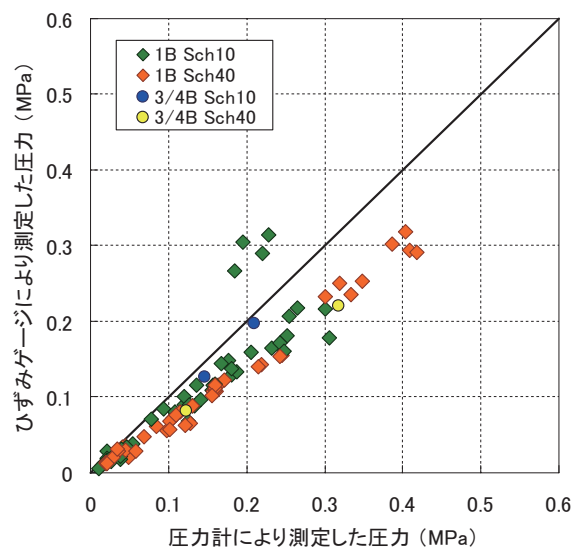


図 13 ひずみゲージによる測定と圧力計による測定の比較 (薄肉円筒式を使用の場合)

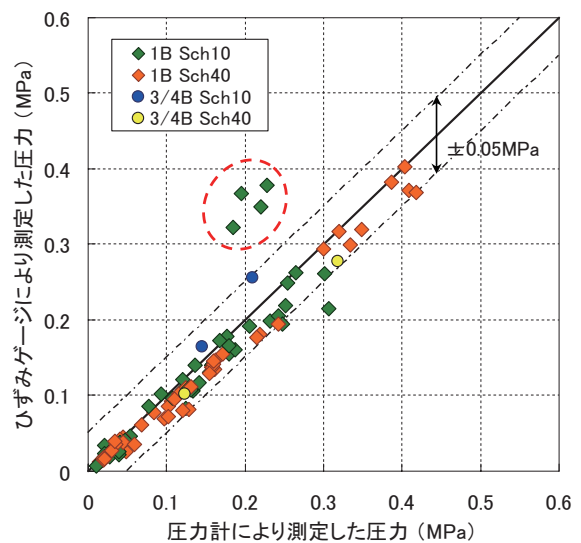


図 14 ひずみゲージによる測定と圧力計による測定の比較 (厚肉円筒式を使用の場合)

ている。式(4)を用いた場合相対誤差は最大 29.7%で、平均 13.1%であり、簡易診断として十分に実務に適用できるレベルにあると考えられる。このように厚肉円筒式を用いた式(4)を用いることで外表面のひずみ測定値から圧力脈動振幅を測定することが可能であることを明らかにした。この方法では現地ではひずみゲージによるひずみ測定を実施するだけであり、現地での直接的かつ非破壊的測定により圧力脈動を測定できるという簡便かつ有効な方法となり得る。

4.3 測定誤差に関する考察

表5の相対誤差の計算では、0.1MPa以下の測定値と図14の点線で囲んだ値を除外して求めた。0.1MPa以下の測定値では、ひずみゲージによるひずみ測定値が0.1 μmのオーダーとなるため、ひずみゲージ自体の測定精度に疑問があったことが理由である。点線で囲んだデータについては、測定時にひずみゲージを貼り付けた配管部が目視で判別できるほど大きく横振動をしており、曲げひずみが重畳したと考えられ

表5 測定誤差 (相対誤差)

	薄肉円筒式使用時		厚肉円筒式使用時	
	平均 (%)	最大 (%)	平均 (%)	最大 (%)
全体	28.7	45.1	13.1	29.7
肉厚 Sch10	26.4	45.1	13.9	29.7
肉厚 Sch40	30.7	44.2	12.4	29.4

るからである。

表6にモックアップの打撃試験による固有振動数を示す。ひずみゲージ S1 を張り付けた配管部の上流側の配管バンド部 C の Y 方向の固有振動数が 22.6Hz であり、脈動の液柱共振周波数 (約 20Hz) と共振して大きく振動し、その振動が S1 部に伝播していたと考えられる。Sweep 試験時の S1 の応答のウォーターフォール分析結果を図 15 に示す。22Hz の辺りにピークが見られ大きなひずみが発生していることから圧力脈動以外を原因とするひずみが発生していることがわかる。

しかしながら、表5に示した測定誤差の大きさおよび測定誤差に影響を与えている配管振動などの外部要

表6 バンド部の1次固有振動数と減衰比

計測点	方向	固有振動数 (Hz)	減衰比 (%)
バンド B	X	15.8	0.21
	Y	22.5	0.88
	Z	18.8	0.54
バンド C	X	30.3	0.34
	Y	22.6	0.80
	Z	47.9	0.27
バンド D	X	15.8	0.31
	Y	11.0 (19.5)*2	0.45 (0.54)*2
	Z	36.4	0.33
バンド E	X	30.9	0.14
	Y	99.5	-
	Z	97.9	-

* 2:2次モード

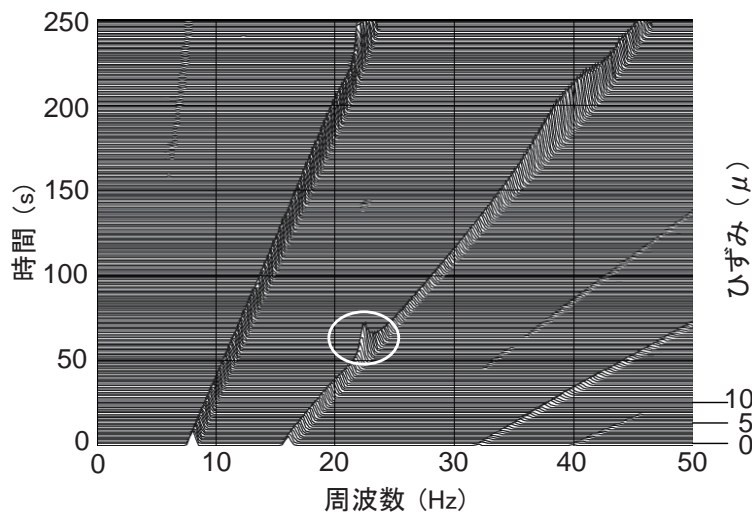


図15 Sweep 試験におけるひずみ応答のウォーターフォール分析結果 (内圧 1MPa, ひずみゲージ S1)

因は種々の対策を行いひずみ測定をすることで低減(40)できると考えられる。まず、ひずみゲージを主応力方向に正確に貼り付けることや測定時のノイズ低減を図ることなどにより、測定誤差自体を低減することができると考えられる。次に、外部要因に対しては、ひずみゲージ法を構成するシステムの測定感度向上や配管が大きく振動している箇所での測定では振動抑制をするか軸方向ひずみも測定して曲げひずみの影響を把握するなどの対応が考えられる。

5. 薄肉円筒式と厚肉円筒式の適用範囲に関する考察

上記のとおり、厚肉円筒式を用いた式(4)を用いることにより現地で簡便に圧力脈動を直接測定できることを示した。厚肉円筒式は半径方向の応力変化を考慮しているので、ひずみゲージの測定精度内で全ての配管形状に適用できる。一方で、薄肉円筒式を用いた式(3)を用いることができる適用範囲を吟味しておくことも実務上重要と考えられる。

図16に内外半径比と薄肉円筒式と厚肉円筒式で求めた応力比の関係を示す。矢印の示す半径比0.85のところで応力の誤差が約9%であり、ひずみゲージの測定精度(41)を考慮すれば、この程度の誤差であれば薄肉円筒式を用いても構わないと考えられる。そのように考えると表7に示す小口径配管の寸法表では青色で塗りつぶした肉厚 Sch5 の配管に対しては十分に使用可能と考えられる。また、肉厚 Sch10 以上の小口径配管では外径が1インチ(1B)を超えてくると使用可能な配管がある。逆に、その他の寸法の配管に対しては厚肉円筒式の式(4)を使用すべきことがわかる。

6. 結言

配管内圧力脈動に対する現地における直接的で非破壊的な測定方法について配管系モックアップを用いた実験と検討を行い、以下の結論を得た。

- (1) ひずみゲージを用いて配管外表面のひずみ測定をすることで配管内圧力脈動を簡便に測定する方法を提案し、この方法が十分に実用可能であることを実験的に明らかにした。
- (2) 厚肉円筒式を用いることで全ての配管形状の圧力脈動を測定できることを示し、薄肉円筒式を用いても十分に測定可能な配管形状の適用範囲を示した。
- (3) 圧力脈動実験結果を分析することにより、提案

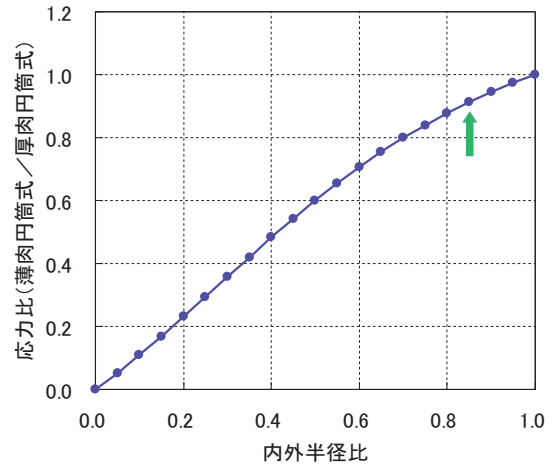


図16 2つの円筒式により求めた応力の比と内外半径比との関係

表7 配管寸法表

呼び径	外径	肉厚 (mm)					
		Sch5	Sch10	Sch20	Sch40	Sch60	
1/8	6	10.5	1.0	1.2	1.5	1.7	2.2
1/4	8	13.8	1.2	1.7	2.0	2.2	2.4
3/8	10	17.3	1.2	1.7	2.0	2.3	2.8
1/2	15	21.7	1.7	2.1	2.5	2.8	3.2
3/4	20	27.2	1.7	2.1	2.5	2.9	3.4
1	25	34.0	1.7	2.8	3.0	3.4	3.9
1-1/4	32	42.7	1.7	2.8	3.0	3.6	4.5
1-1/2	40	48.6	1.7	2.8	3.0	3.7	4.5
2	50	60.5	1.7	2.8	3.5	3.9	4.9
2-1/2	65	76.3	2.1	3.0	3.5	5.2	6.0
3	80	89.1	2.1	3.0	4.0	5.5	6.6

(注) 青：薄肉円筒式が使用可能な配管
黄：厚肉円筒式を使うべき配管

された測定方法の測定精度に影響を与える因子について考察した。

謝辞

圧力脈動測定では、(株)コベルコ科研の緒方剛氏と榊原健男氏にご協力を頂いた。ここに記して謝意を表する。

文献

- (1) Au-Yang, M. K., Flow-Induced Vibration of Power and Process Plant Components, pp. 373-430, ASME Press, New York, (2001).

- (2) 郭士傑, 丸田芳幸, 岡本秀伸, 神野秀基, 佐藤清典, “ポンプ水路系で発生した複雑な脈動と振動現象及びその対策 (第1報, 現地計測による現象の把握),” エバラ時報, No.206, pp.3-9 (2005).
- (3) Zysk, G. and Giamarino, J., “Steam Plant Piping Vibration Study and Resolution,” Proceedings of ASME Pressure Vessels and Piping Division Conference, PVP2007-26725, San Antonio, (2007).
- (4) Blevins, R. D., Flow-Induced Vibration, 2nd Edition, pp.405-410, Krieger Publishing Company, Malabar, (1994).
- (5) 日本機械学会編, 事例に学ぶ流体関連振動第2版, 技報堂出版, 東京, pp.178-195 (2008).
- (6) Michaud, S., Ziada, S. and Pastorel, H., “Acoustic Fatigue of a Steam Dump Pipe System Excited by Valve Noise,” Journal of Pressure Vessel Technology, Vol.123, pp.461-468 (2001).
- (7) 東北電力, “女川原子力発電所2号機復水流量計配管付け根部からの水漏れの原因と対策について,” 2002年東北電力プレスリリース, 東北電力ホームページ, (2002), (<http://www.tohoku-epco.co.jp/whats/news/2002/20325.html>).
- (8) 原子力安全推進協会, “東京電力(株)柏崎刈羽発電所1号機ホウ酸水注入系ドレン配管からの漏えいについて,” 2003-東京-M020, 原子力施設情報公開ライブラリー (ニューシア), (2003). (<http://members.genngikyo.jp/nucia/kn/KnTroubleView.do?troublerId=334>).
- (9) 原子力安全推進協会, “日本原子力発電(株)敦賀発電所2号機主給水ヘッダードレン配管からの水の漏えいについて,” 2005-原電-M018, 原子力施設情報公開ライブラリー (ニューシア), (2005), (<http://members.genngikyo.jp/nucia/kn/KnTroubleView.do?troublerId=2476>).
- (10) 日本原子力発電, “東海第二発電所 第22回定期検査状況について (定期検査期間の延長について),” 2006年度プレスリリース, 日本原子力発電ホームページ, (2006), (<http://www.japc.co.jp/news/press/2006/index.html>).
- (11) DeBoo, G., Ramsden, K. and Gesior, R., “Quad Cities Unit 2 Main Steam Line Acoustic Source Identification and Load Reduction,” Proceedings of 14th International Conference on Nuclear Engineering, ICONE14-89903, Miami, (2006).
- (12) DeBoo, G., Ramsden, K., Gesior, R. and Strub, B., “Identification of Quad Cities Main Steam Line Acoustic Sources and Vibration Reduction,” Proceedings of ASME Pressure Vessels and Piping Division Conference, PVP2007-26658, San Antonio, (2007).
- (13) Olson, D.E., “Pipe Vibration Testing and Analysis,” Companion Guide to the ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Volume 2, 3rd Edition, K.R. Rao, ed., ASME Press, New York, (2009).
- (14) 原子力安全推進協会, “北海道電力(株)泊発電所3号機タービン入口管ドレン弁封水ラインからの漏えいについて,” 2010-北海道-M009Rev.1, 原子力施設情報公開ライブラリー (ニューシア), (2010). (<http://members.genngikyo.jp/nucia/kn/KnTroubleView.do?troublerId=11252>).
- (15) 経済産業省, “関西電力(株)美浜発電所2号機で確認された化学体積制御系ベント配管溶接部の傷に関する原因と対策について,” ニュースリリース 2010年度, 経済産業省ホームページ, (2010), (<http://www.meti.go.jp/press/20100402003/20100402003/20100402003.html>).
- (16) 廣岡栄子, “配管振動の解析と評価,” こべるにくす, Vol.11, pp.4-6 (2002).
- (17) 森田良, 稲田文夫, 森治嗣, 手塚健一, 辻本良信, “蒸気加減弁に起こる流体振動現象の解明-中間開度時における弁体・弁座形状の影響及び大開度時における衝撃波振動の発生-,” 電力中央研究所報告, 研究報告:T03064, (2004).
- (18) 野口新二, 岩田正純, “配管の振動影響範囲に関する研究,” 四国総合研究所研究期報, No.84, pp.7-16, (2005).
- (19) 田中弘一, 森治嗣, “原子炉圧力容器・再循環配管系の圧力脈動挙動に関する研究,” 日本機械学会機械力学・計測制御部門講演会 Dynamics and Design Conference 2007, CD-ROM 論文集, 818, (2007).
- (20) 辻峰史, 前川晃, 高橋常夫, 野田満靖, “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,” INSS JOURNAL, Vol.18, pp.125-136 (2011).
- (21) Wachel, J. C. and Bates, C. L., “Escape Piping Vibrations while Designing,” Hydrocarbon Processing, pp.152-156 (1976).
- (22) American Petroleum Institute (API), API

- Standard 618 – Reciprocating Compressors for Petroleum, Chemical, and Gas Industry Services, 5th Edition, API, Washington, DC, December, (2007).
- (23) American Petroleum Institute (API), API Standard 674 – Positive Displacement Pumps – Reciprocating, 3rd Edition, API, Washington, DC, December, (2010).
- (24) 大藪哲司, “圧力脈動の解析および測定,” 電業社機械, Vol.36, No.2, pp.3-6 (2012).
- (25) Lee, L. and Chandra, S., “Pump-Induce Fluctuating Pressure in a Reactor Coolant Pipe,” International Journal of Pressure Vessel and Piping, Vol.8, pp.407-417 (1980).
- (26) 松田博行, 葉山真治, “往復動圧縮機と配管系の相互干渉を考慮した管内圧力脈動の計算方法 (第1報, 定式化と簡単な実験),” 日本機械学会論文集 (C編), 51巻, 463号, pp.515-524 (1985).
- (27) 加藤稔, 井上善雄, 藤川猛, 青島正勝, “デジタル計算機による往復圧縮機 – 配管系の圧力脈動解析 (第1報, 計算方法),” 日本機械学会論文集 (C編), 52巻, 481号, pp.2375-2381 (1986).
- (28) Lee, K.B., Im, I.Y. and Lee, S.K., “Analytical Prediction on the Pump-induced Pulsating Pressure in a Reactor Coolant Pipe,” International Journal of Pressure Vessel and Piping, Vol.52, pp. 417-425 (1992).
- (29) 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).
- (30) 林慈朗, 金子成彦, “遠心圧縮機による配管内圧力脈動に関する研究 (第1報, 評価モデルと共振時の脈動特性に関する検討),” 日本機械学会論文集 (C編), 73巻, 732号, pp. 2255-2262 (2007).
- (31) 松田博行, 葉山真治, 山本鎮男, “往復動圧縮機と配管系の相互干渉を考慮した管内圧力脈動の計算方法 (第2報, 現場計測結果との比較),” 日本機械学会論文集 (C編), 52巻, 481号, pp. 2365-2374 (1986).
- (32) 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 (1987).
- (33) 日本機械学会編, 事例に学ぶ流体関連振動第2版, 技報堂出版, 東京, p.185 (2008).
- (34) Torigoe, Y., Sakakibara, T., Kojima, S., Hirooka, E., Kato, M., Tsuji, T., Maekawa, A. and Takahashi, T., “Experimental Study of Interaction Between Pressure Pulsations and Piping Vibration,” Proceedings of 10th International Conference on Flow-Induced Vibration (& Flow-Induce Noise), Dublin, (2012).
- (35) Maekawa, A., Tsuji, T., Takahashi, T. and Kato, M., “Study on Pressure Pulsation in Pump-Piping Systems: Acoustic Interaction between Pump and Piping,” Proceedings of 10th International Conference on Flow-Induced Vibration (& Flow-Induce Noise), Dublin, (2012).
- (36) Maekawa, A., Takahashi, T., Tsuji, T., Noda, M., Kato, M. and Fujita, K., “Vibration Experiments and Numerical Simulations of Pulsation Behavior in Actual Size Mock-Up Piping,” Proceedings of 3rd Joint US-European Fluids Engineering Summer Meeting and 8th International Conference on Nanochannels, Microchannels, and Minichannels, FEDSM-ICNMM 2010-30280, Montreal, (2010).
- (37) Tsuji, T., Maekawa, A., Takahashi, T., Noda, M., Kato, M. and Fujita, K., “Experiment and Simulation on Pressure Pulsation Accompanied by Acoustic Resonance and Piping Vibration,” Proceedings of ASME Pressure Vessels and Piping Division Conference, PVP2011-57221, Baltimore, (2011).
- (38) Maekawa, A., Takahashi, T., Tsuji, T., Noda, M., Kato, M. and Fujita, K., “Pressure Pulsation Behavior in Actual Size Mock-Up Piping System,” Journal of System Design and Dynamics, Vol.5, No.4, pp.603-611 (2011).
- (39) 松田博行, 葉山真治, “管内圧力脈動の現場計測にみられる高周波成分について,” 日本機械学会論文集 (C編), 53巻, 496号, pp.2510-2514 (1987).
- (40) 日本非破壊検査協会, 非破壊検査シリーズ ひずみ測定II, 日本非破壊検査協会, (1998).
- (41) 川嶋幾雄, 櫻井春輔, “曲面に貼付されたひずみゲージの測定誤差に関する考察,” 土木学会論文集, N0.454 / III-20, pp.127-130, (1992).