

非接触型変位計を用いた小口径配管の 振動応力測定方法の開発(第4報) —実機適用に向けた改良—

Development of the Method to Measure Vibrational Stress of
Small-Bore Piping with Multiple Contactless Displacement Sensors
—Improvement to Realize Practical Use—

辻 峰史 (Takashi Tsuji)*¹ 高橋 常夫 (Tsuneo Takahashi)*¹ 前川 晃 (Akira Maekawa)*¹

要約 原子力発電所では振動による配管の疲労損傷を未然に防止するために、配管の振動応力測定が行われており、簡便に効率良く実施できる方法が求められている。著者らはこれまでに光学式の非接触型変位計を用いた振動応力測定方法を提案し、提案された方法に基づいた振動応力測定装置を開発した。本論文では、適用範囲の拡大を目的とし、狭隘な箇所でも使用できるように測定部の小型化を検討した。この際、装置の小型化に伴う精度低下が懸念されたことから、新たな振動応力算出方法を開発した。それにより、従来装置と比較して1/4の占有体積となった。振動実験により装置の精度検証を行った結果、新たに開発した振動応力算出方法は従来装置と同程度の測定精度で振動応力を測定できることが明らかとなった。

キーワード 原子力発電所, 疲労破壊, 振動応力, 非接触型変位計, 振動実験, 小口径配管

Abstract In nuclear power plants, vibrational stress of piping is measured to prevent its fatigue failures. Easier handling and more efficient performance is desirable for the measurement method of vibrational stress. The authors have proposed a method to measure vibrational stress using multiple optical contactless displacement sensors and they have developed a device to measure vibrational stress based on the method. In this study, the device was miniaturized to allow its use for measurements even in narrow spaces in the plants. The size of the miniaturized device was one fourth that of the former one. To avoid the accuracy failure accompanying the miniaturization, a new method to measure vibrational stress was developed. The accuracy of this new method was verified using a vibrational experiment. The vibrational stress can be measured with the new method at almost the same accuracy as the former method.

Keywords Nuclear power plant, Fatigue failure, Vibrational stress, Contactless displacement sensor, Vibration test, Small-bore piping, Miniaturize

1. はじめに

原子力発電所には口径が3インチ以下の小口径配管が多数存在する。小口径配管では、ポンプや圧縮機などの回転機器の運転に伴う機械振動や流体振動を原因とする疲労破壊によるトラブルが数多く報告^{(1)~(7)}されている。プラント建設後十分に時間が経過したあとでも、設備改造やプラントの運転状態の変化により疲労破壊が問題となることがある。これは、機器仕様の

変更により配管の固有振動数が変化することや、プラントの運転状態の変化により加振源である内部流体の状態変化が生じることが原因であることが多い。配管系の振動状態が変化した場合に配管に生じる振動応力を測定し健全性を評価することが重要である。

配管材料として主に使われる炭素鋼材などでは10⁷回程程度の繰返し数にて疲労限に到達する。仮に疲労限を超える大きさの振動応力が50Hzの周波数にて配管に負荷されているとすると、運転時間が1ヶ月半に達

*1 (株)原子力安全システム研究所 技術システム研究所

する前に繰返し数が 10^7 回に到達するので疲労破壊してしまふ。したがって、プラント運転中の点検時に異常振動の配管を見つけた場合には、できるだけ早い時期に振動測定を行い健全性の評価を行うことがプラント保全の観点からは望ましい。

振動応力を測定する方法は数多く提案されており、光ファイバーを用いる方法⁽⁸⁾やレーザー光の干渉を利用した方法⁽⁹⁾、超音波測定を利用した方法⁽¹⁰⁾、CCD センサによる画像を利用した方法⁽¹¹⁾などがある。原子力発電所で実際に振動測定に用いられている方法として、小口径配管を単純形状にモデル化して得た評価式に、可搬式振動計で測定した値を代入して振動応力を求める方法⁽¹²⁾や、ひずみゲージを対象物に直接貼付して振動応力を求める方法⁽¹³⁾、対象物を中心に広範囲にわたって取り付けられた加速度計で測定した値から配管系の振動モードを同定し、演算によって振動応力を求める方法^{(14)・(15)}などがある。しかし、可搬式振動計を用いる場合には、振動計の押し付け力や押し付け方向等により振動の状態が変化するため測定精度が測定者の力量に依存することや、小口径配管の形状により評価式を適用できない場合があるなどの問題がある。ひずみゲージや加速度計を用いる方法は精度の高い測定が可能であるが、ポンプなど機器の運転時にひずみゲージや加速度計を貼り付けることができないため、機器が停止する定期検査中に事前貼付けを行いプラント立ち上げ時に測定を行うことになる。よって、ひずみゲージや加速度計を用いる方法では、異常な配管振動を発見した場合に即座に応力評価を行うことは難しい。

以上のように従来の測定方法による振動応力評価は、全ての測定の場面で効率的であるという訳ではない。現場での取扱いが簡単で結果が迅速に得られ十分な精度が得られる振動応力測定装置があれば、現在よりも作業性は向上すると考えられる。そこで、著者らはこれまでに運転中に非接触で測定することができる振動応力測定方法を開発してきた^{(16)~(24)}。この方法は、4台の非接触型変位計による変位測定値を用いて、対象物の比較的狭い範囲に生じる変形状態（曲率半径）を簡単な理論式により近似的に求めて振動応力を算出する方法である。この方法の特徴として、理論式が単純なため簡単な演算により振動応力を算出できると、非接触方式であるため測定前後の作業が不要であり機動的かつ効率的な振動応力測定が可能であることなどが挙げられる。したがって、運転中の点検で異常振動を見つけた場合でも即座に振動測定ができ

ると考えられる。振動実験により精度検証を行ったところ、精度が良いとされるひずみゲージ法と比較して $\pm 4\text{MPa}$ 程度の誤差であった^{(23)・(24)}。小口径配管と母管の接合部における疲労破壊防止の許容応力は、単軸の疲労限から応力係数を除したものである。例えば直管と管とのすみ肉溶接部での応力係数は 4.2 であるので⁽²⁵⁾、炭素鋼材やステンレス鋼材の小口径配管と母管の接合部における許容応力は 20~30MPa となる。よって、許容応力と測定誤差の比較から開発した方法は実機に十分適用できると評価された。

しかし、発電所の振動測定対象箇所を調べて本装置の適用可能性を検討したところ、本装置の測定部の大きさでは適用範囲が限られることが判明した。そこで、適用範囲の拡大を目指して、振動応力測定装置の測定部の小型化を行った。しかし、装置の小型化に伴う精度低下が懸念されたことから新たな振動応力算出方法を開発し、振動実験により小型化した装置の精度検証を行った。

2. 振動応力測定装置（従来装置）の概要と課題

2.1 振動応力測定装置の測定原理

これまでに、非接触型変位計を用いた振動応力測定装置を開発してきた。振動応力測定の原理は既報^{(19)・(20)・(23)}で説明したが、概略を示す。配管振動状態での配管に曲げ変形が加わった際の模式図を図 1 に示す。配管に曲げモーメントを作用させた場合に生じる曲率および振動応力は、梁理論に基づき式(1)および式(2)でそれぞれ表され、これらを整理すると、振動応力は式(3)として得られる。

$$\frac{1}{R} = \frac{d^2y}{dx^2} = -\frac{M}{EI} \quad (1)$$

$$\sigma = \frac{M}{Z} \quad (2)$$

$$\sigma = \frac{M}{Z} = -\frac{E}{R} \cdot \frac{I}{Z} \quad (3)$$

ここで、 R は配管に生じる曲率半径、 y は任意の x 点におけるたわみ、 M は曲げモーメント、 E はヤング率、 I は配管の断面二次モーメント、 σ は振動応力、 Z は配管の断面係数をそれぞれ表わす。

配管の内径を d 、外径を D とすると、 I と Z との比は式(4)で表わされ、振動応力 σ は式(5)となる。

$$\frac{I}{Z} = \frac{\frac{\pi}{64}(D^4 - d^4)}{\frac{\pi}{32} \frac{(D^4 - d^4)}{D}} = \frac{D}{2} \quad (4)$$

$$\sigma = -\frac{E}{R} \cdot \frac{D}{2} \quad (5)$$

式(5)において、 E および D は配管の仕様で決まる既知の値であり、 R のみが未知数である。

図1において、振動測定範囲における変形状態を1つの円弧に近似すると、幾何学的な条件から式(6)～式(8)が成立する。

$$(X_0)^2 + (-u_1 + Y_0)^2 = R^2 \quad (6)$$

$$(X_1 + X_0)^2 + (-u_2 + Y_0)^2 = R^2 \quad (7)$$

$$(X_2 + X_0)^2 + (-u_3 + Y_0)^2 = R^2 \quad (8)$$

各測定点の振動による変位を u_i ($i=1,2,3$) とし、 X_0 は R の中心 O から u_i の測定位置までの X 方向の距離、 Y_0 は O から配管の中心軸までの距離、 X_1 および X_2 は変位を測定する間隔(以下、測定間隔)をそれぞれ表わす。非接触型変位計によって u_i を測定することで式(6)～式(8)から R を求めることができる。求めた R を用いて式(5)から振動応力を算出することができる。

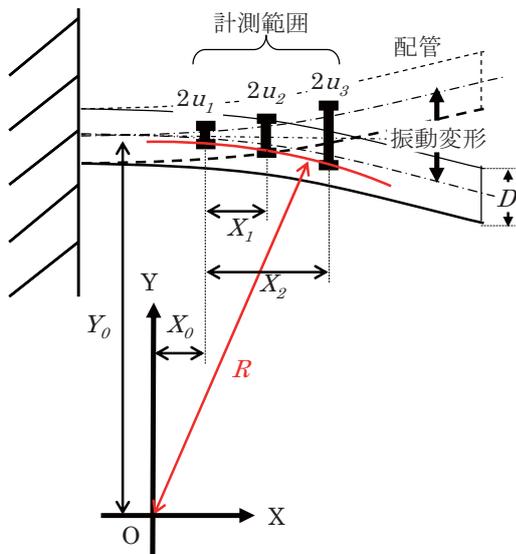


図1 小口径配管の振動状態の模式図

2.2 振動応力測定装置(従来装置)の課題

ここでは、まず従来の振動応力測定装置の概要について説明する。図2に非接触型変位計の概要を示す。非接触型変位計は投光部と受光部の間に発光ダイオード(LED)による光の帯を生じる。この光の帯に測定対象物である小口径配管を挟み込むと配管の影が受光部に投影される。変位計は受光部に投影された光と影の境界の位置を測定する装置である。反射型のレーザー変位計では、円形の配管断面により距離の測定誤差が大きくなることから、透過型の変位計を用いている。図3に振動応力測定装置の概要を示す。非接触型変位計を4台組み合わせて測定部とした。ここで用いた変位計は1台で1点の変位測定を行い、振動応力測定装置としては同時に4点の振動変位を測定できる。3点の振動変位が分かれば2.1節の測定原理を用いて即座に振動応力を算出できる。本装置では4点の振動変位から異なる3箇所の位置における振動応力を算出し、外挿により小口径配管付根部の振動応力を算出するようにした。変位計をデータ収集器およびパソコンと接

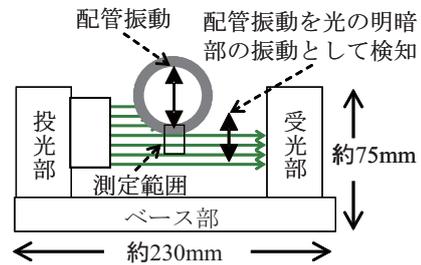


図2 非接触型変位計の概要図



図3 振動応力測定装置(従来装置)



図4 実機振動測定箇所例

続いてシステム化することにより変位の測定から振動応力の測定までの一連の流れを容易に行えるようにした。振動実験による精度検証を行ったところ、開発した振動応力測定装置による振動応力(RMS値)は、精度が良いとされるひずみゲージ法による振動応力(RMS値)と比較して±4MPa程度の誤差であった。これは、設計疲労線図における疲労限と比較して十分小さい値であることから、本装置を詳細評価前のスクリーニングとして使用するには十分適用可能と考えられる。ここで説明した4台の変位計を用いた振動応力測定装置を従来装置と呼ぶこととする。

原子力発電所の2次系小口径配管の振動測定対象箇所のうち約100箇所を調査して従来装置の適用性確認を行った。調査の結果、実機では図4に示すように小口径配管の直管部長さの短い狭隘部が多いことが分かった。従来装置は直管部を振動測定部で挟み込むように設置して振動測定を行うことから、ある程度の直管部長さが必要である。しかし、測定対象箇所の直管部長さはおよそ9割が100mm以下であるのに対し、本装置の測定部長さは約150mmであるため、計測対象配管を挟み込み測定することが可能な箇所は限られることが分かった。よって測定部の小型化を検討することとした。

3. 振動応力測定装置の改良

3.1 測定部の小型化

1台の変位計で複数点の振動測定が可能な透過型LED変位計を用いることにより、測定部の小型化を図った。組み合わせた振動応力測定装置の概要を図5

に示す。装置は透過型LED変位計、コントローラ、モニタ、ノートパソコンからなる。従来装置と同様に小口径分岐配管を透過型LED変位計で挟み込み振動変位を測定する。変位計の投受光間距離は60mmであり、外径が2インチまでの配管サイズの測定が可能である。このように構成した振動応力測定装置を小型装置と呼ぶこととする。

図6は小型装置の変位計による測定の概要図であり、変位計の受光部に投影される光と影の模式図である。図6の円はLEDの光の帯の外径に相当し、緑色はLEDの光が照射されている部分、黒色は配管によってできた影の部分である。変位計は光と影の明暗の

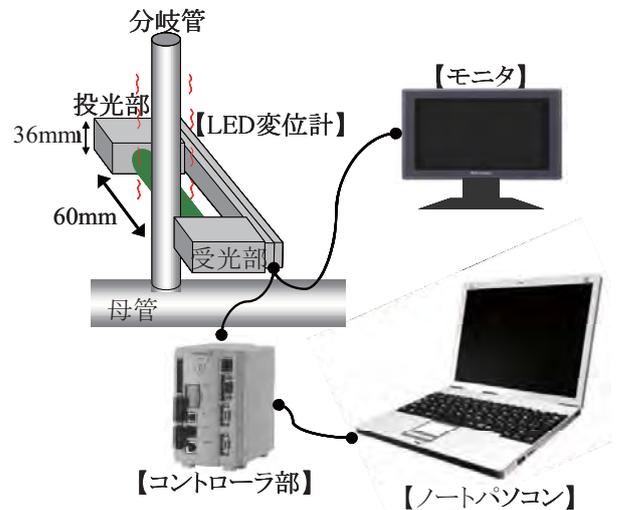


図5 小型装置の構成

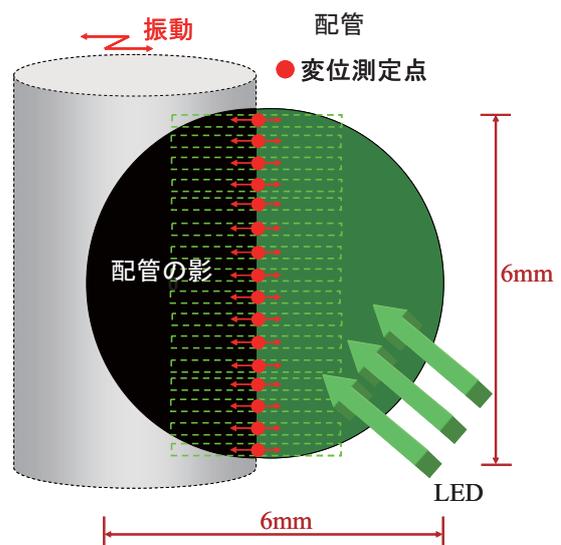


図6 小型装置の変位計による測定の模式図

表1 従来装置と小型装置の変位計仕様の比較

項目	従来装置変位計	小型装置変位計
製造元	(株)キーエンス	(株)キーエンス
型式	LS-7010M	TM-006
測定点	1点	最大16点
投受光間距離	60 ± 5mm	60 ± 5mm
光源	緑色LED	緑色LED
測定精度	± 0.5μm	± 0.5μm
サンプル数	2400回/秒	181回/秒

表2 従来装置と小型装置の測定部の比較

項目	従来装置	小型装置
占有体積	2,419cm ³	605cm ³
重量(ケーブル3m含む)	4.56kg	1.00kg
測定部長さ	144mm	36mm



図7 従来装置と小型装置の測定部の概観比較

境界を検知する。赤丸は光と影の明暗の境界のうち、実際にデータを取得する測定箇所を示している。矢印は配管の振動方向である。本変位計では図6に示すとおり最大で16点の測定データを取得することが可能である。光の帯の直径は6mmであり、変位計の測定間隔の最大幅となる。

従来装置と小型装置の変位計の仕様を表1に示す。分解能は同じであるが、サンプル数は小型装置の方が小さい。従来装置の測定部と小型装置の測定部の比較を表2に、概観の比較を図7に示す。小型装置の分岐管軸方向に相当する変位計長さは36mmであり、従来装置の1/4である。ケーブルを含めた重量は従来装置と比較して約1/5である。測定部の小型化により実機適用箇所は大幅に拡大すると考えられる。

3.2 応力の算出方法の検討

これまでの研究結果から、測定点の間隔を76mmから38mmと小さくすることにより測定誤差が大きくなることが分かっている⁽²⁰⁾。これは、測定点の間隔を小さくすることで変位計の分解能による誤差の影響が大きくなり曲率半径 R の推定に誤差が生じるためである。2.1節の方法により振動応力を測定するためには3点の測定データが必要である。小型装置を用いた場合の最大測定点間隔は、図6に示す16点の測定点のうち両端と中央の3点を選んだ場合であり3mmである。これは、従来装置と比較してずっと小さくなることから、2.1節で用いた振動応力評価方法では十分な測定精度が得られない可能性がある。そこで2.1節で用いた方法と異なる曲率半径 R の算出方法について検討した⁽²⁶⁾。小型装置を用いた振動測定実験を行い、検討した方法にて曲率半径 R を求めて式(5)から応力を算出して精度評価を行うこととした。

本研究では従来法を含めた以下の曲率半径の算出方法にて精度検証を行った。

- 3点の振動変位から算出する方法(2.1節の従来法)
- 16点の振動変位データから円弧の近似曲線を算出する方法
- 16点の振動変位データから円弧の接線の傾きを求めて幾何学的に算出する方法

(a)の方法は16点の振動変位データのうち、両端と中央の3点の測定データを用いて応力評価を行う方法であり、2.1節と同様である。

(b)の16点の振動変位データから円弧の近似曲線を求める方法は最小二乗法により円弧を求める方法である。振動状態における小口径配管を一本の円弧であるとする。XY座標上で考えて、 x_i と y_i を各変位測定データ、 a と b を円の中心、 r を円の半径とし、 $c = r^2 - a^2 - b^2$ とおくと円の式は以下のように表される。

$$x_i^2 + y_i^2 - a(2x_i) - b(2y_i) - c = 0 \quad (9)$$

さらに、 $P_i = x_i^2 + y_i^2$ 、 $Q_i = 2x_i$ 、 $R_i = 2y_i$ と置きなおすと、

$$P_i = aQ_i + bR_i + c \quad (10)$$

となり、式は a 、 b 、 c を変数とする3元一次式として取り扱うことができる。したがって、以下に示す式

において g を最小とする a, b, c の値を求めればよい。

$$g = \sum_i \{P_i - aQ_i - bR_i - c\} \quad (11)$$

母管と分岐管が垂直に接続されており、十分剛であると仮定すると配管が曲げ状態でも母管と分岐管の接合部は常に垂直な関係である。小口径配管が一本の円弧であるとみなすと、母管と分岐管の接続部は垂直であるから接続部にて円弧の接線をひくことができる。母管は円の直径を通る直線上に存在することになり、円の中心は母管軸を通る直線上に存在すると考えられる。したがって、式(11)にて円の中心の x 座標 a を 0 とすることができるから、

$$g = \sum_i \{P_i - bR_i - c\} \quad (12)$$

とおくことができる。

(c)の16点の振動変位データから円弧の接線の傾きを求めて幾何学的に求める方法では、(b)と同様に配管振動状態における小口径配管を一本の円弧とみなし、円の中心は母管軸上にあると考える。すると、図8に示す三角形が描ける。16点の変位測定位置の中心位置をA、変位測定データを直線近似したものが母管軸上の線と交わる点をD、母管と分岐管が接続されている付根部をB、点Aから母管軸上に垂直に下ろした点をC、円弧の中心をOとする。∠DAB = θ 、∠BAC = ϕ 、∠AOC = x とおく。△ACOと△ACBはともに直角三角形であることから∠CAO = $(90^\circ - x)$ 、∠CBA = $(90^\circ - \phi)$ である。

点Aと点Bはいずれも円弧上の点であり、円の中心Oと点A、点Bを結ぶそれぞれの直線AO、BOはいずれも円の半径(曲率半径 R)となり等しいことから、△ABOは二等辺三角形となる。したがって、∠ABOと∠BAOは等しくなるから以下のようになる。

$$(90^\circ - \phi) = \phi + (90^\circ - x) \quad (13)$$

$$\therefore x = 2\phi \quad (14)$$

また、△ACDと△OADは相似な三角形であるから∠DAC = ∠DOAであり、以下のようになる。

$$\theta + \phi = x \quad (15)$$

式(14)と式(15)より、 $\theta = \phi$ である。したがって、測定位置Aと付根部Bを結ぶ直線ABの傾きは測定位置Aにおける接線(直線AD)の傾きの1/2にな

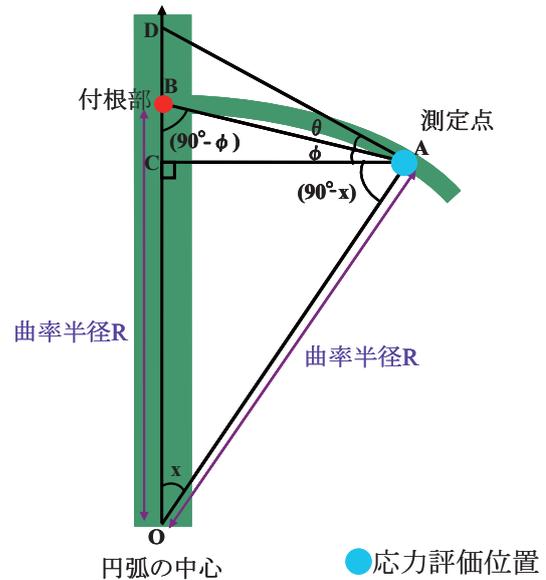


図8 16点の測定データから幾何学的に変形状態(曲率半径)を求める方法

る。

直線ADの傾きを変位測定データから求められれば、直線ABの傾きを求めることができる。直線ACの長さが分かれば、直線ABの傾きから点Bの座標と直線BCの長さが求められる。直線ACと直線BCの長さが求めれば、△ACOについての三平方の定理から曲率半径Rを求めることができる。

$$\begin{aligned} \overline{AC}^2 + \overline{CO}^2 &= \overline{AO}^2 \\ \Leftrightarrow \overline{AC}^2 + (\overline{BO} - \overline{BC})^2 &= \overline{AO}^2 \\ \Leftrightarrow \overline{AC}^2 + (R - \overline{BC})^2 &= R^2 \\ \therefore R &= \frac{\overline{BC}^2 + \overline{AC}^2}{2\overline{BC}} \end{aligned}$$

4. 実験による精度検証

4.1 実験方法

試験体概要を図9に示す。試験体全体の大きさは、概ね4.0m × 4.5m × 1.2mである。配管材質はSUS304、口径は試験部が3/4B sch40、中央の固定部が1B sch40であり、配管全長は約40mである。ポンプには、3連のプランジャポンプを使用し、ポンプ回転数を調整することにより配管内圧力脈動周波数を変化させた。配管エルボの固有振動数付近の周波数域にて圧力脈動周波数を調整することで、配管エルボの振

動状態を変化させた。本実験で用いた試験体の写真を図 10 に示す。配管はポンプ出口および固定部配管のエルボ部を U バンドにて固定支持し、他の部位では U ボルトを介してピン支持した。

本装置による測定は、エルボ B1, B2, B3, B4 の 4 箇所にて行った。各エルボ付近にある U ボルトを硬く締め付けて、U ボルト位置にて曲げ応力を発生させた。この U ボルト位置を母管と小口径配管の付根部とみなして振動測定を行った。図 11 にエルボ B1 付近の U ボルト位置を示す。本装置による測定は、U ボルトから 70mm, 150mm および 250mm の位置にて行った。測定のサンプリング周期は既往研究⁽²³⁾に基づき 2ms とした。本装置で得られた応力測定結果の精度検証を目的としてひずみゲージにより測定した振動応力値との比較を行った。ひずみゲージはほぼ付根部位置と考えられる U ボルトから 10mm 離れた位置に貼り付けて、比較のための振動応力を測定し

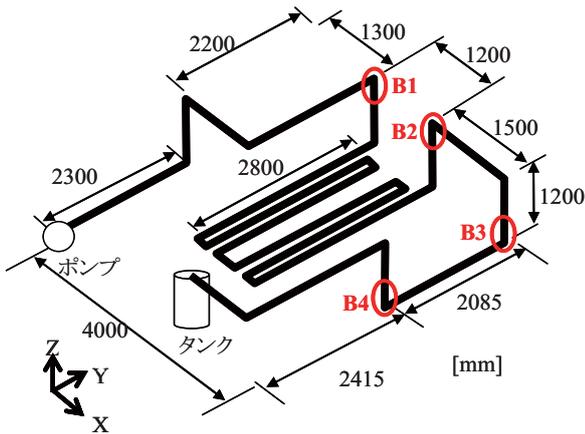


図 9 試験体概要図

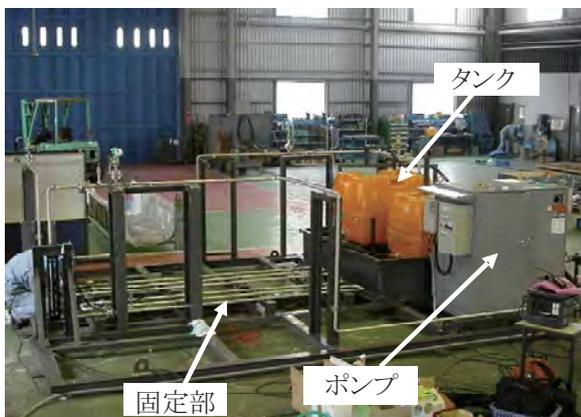


図 10 試験体概観写真

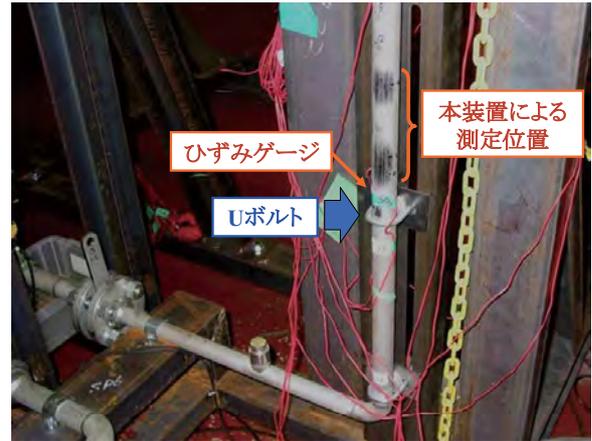


図 11 振動測定位置 (エルボ B1 付近の U ボルト)

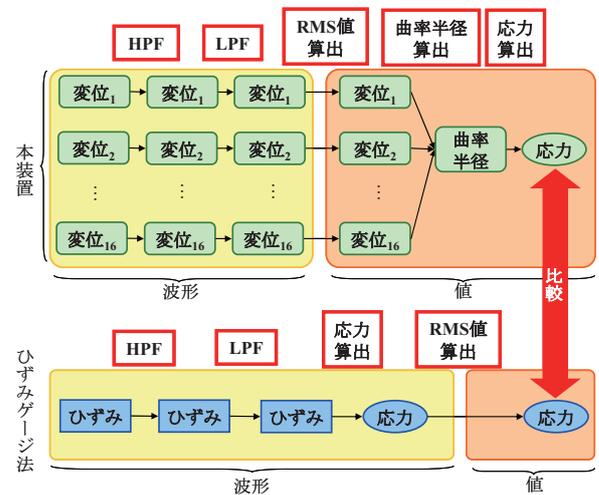


図 12 測定データ処理方法

た。

本装置では、測定結果から図 12 の手順にて応力を算出した。本装置は治具等を用いて固定するのではなく手持ちにて測定するため、得られた振動変位に対して手持ち揺らぎによる振動変位を除去する目的で低周波数成分を除去するハイパスフィルタ (HPF) を適用した。HPF の周波数は 5.3Hz とした。また、ノイズを除去する目的で高周波数成分を除去するローパスフィルタ (LPF) を適用した。LPF 周波数は 53.4Hz とした。次に、得られた波形に対して実効値を求めた。得られた 16 点または 3 点のデータを用いて 2.1 節および 3.2 節で示した応力算出方法にて振動応力を算出した。得られた結果についてひずみゲージによる振動応力の実効値と比較した。

4.2 実験結果

3 点の振動変位から曲率半径を求める方法を用いて振動応力を算出した結果を示す。算出した振動応力とひずみゲージ法による振動応力を比較した。図 13 に本装置による振動応力とひずみゲージ法による振動応力を比較した結果を示す。本装置による測定時間は 10s とした。図の縦軸の単位は GPa であり横軸の単位は MPa である。本装置の振動応力の測定誤差は非常に大きくひずみゲージ法による応力に対して過大評価となっていることが分かる。したがって、3 点の振動変位から曲率半径を求める方法を用いて振動応力を算出する方法は適用できないことが分かった。

次に、16 点の測定データから最小二乗近似により曲率半径を算出して振動応力を求めた結果を示す。本装置による測定時間は 10s とした。図 14 に本装置による振動応力とひずみゲージ法による振動応力を比較した結果を示す。測定データは概ね $\pm 13\text{MPa}$ の誤差範囲にあることが分かる。小口径配管の疲労破壊防止の許容値は数十 MPa であるため、 $\pm 13\text{MPa}$ の誤差は大きく更なる精度向上が必要と考えられる。したがって、最小二乗近似による曲率半径の算出では、測定精度の観点から実機への適用は難しいと考えられる。

次に、16 点の振動変位データから配管曲げによる円弧の接線の傾きから幾何学的に曲率半径を算出し、振動応力を求めた結果を示す。図 15 に測定時間を 10s としたときの本装置による振動応力とひずみゲージ法による振動応力を比較した結果を示す。測定誤差は $\pm 8\text{MPa}$ であり、最小二乗近似により曲率半径を

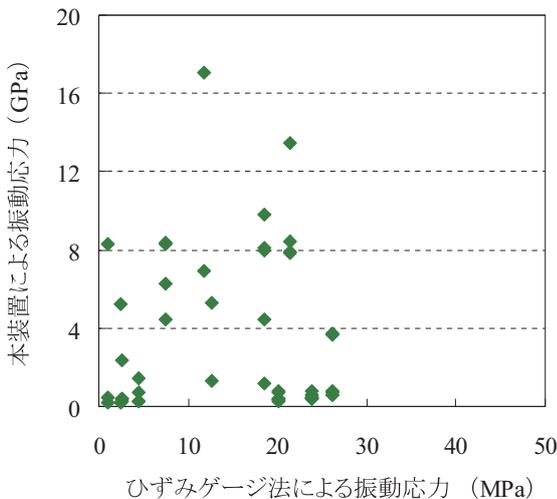


図 13 3 点の振動測定データから算出した振動応力のひずみゲージ法との比較 (測定時間 10s)

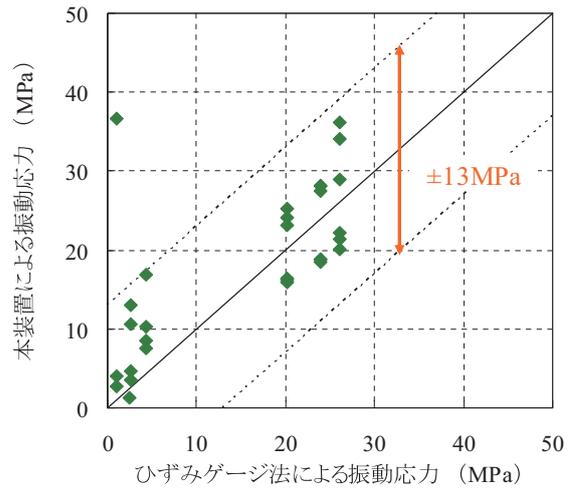


図 14 16 点の振動測定データから最小二乗法より求めた曲率半径を用いて算出した振動応力のひずみゲージ法との比較 (測定時間 10s)

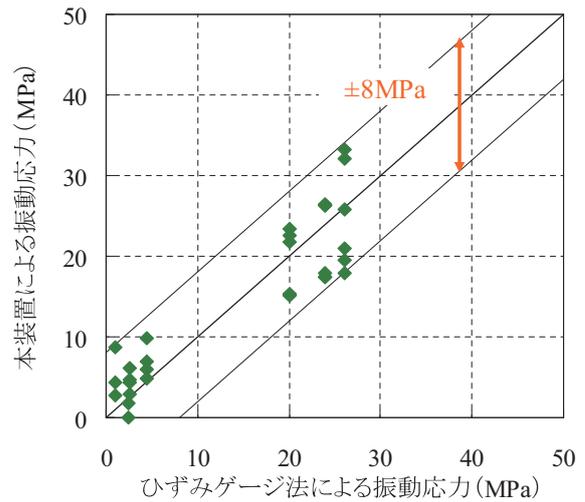


図 15 16 点の振動測定データから幾何学的に求めた曲率半径を用いて算出した振動応力のひずみゲージ法による応力との比較 (測定時間 10s)

求めた結果よりも精度のよい結果が得られた。図 16 に U ボルトからの距離に対する測定誤差の大きさを示す。U ボルトからの距離が 70mm の結果と 150mm の結果では、測定誤差にほとんど違いが見られないことが分かる。したがって、測定位置が 70mm から 150mm の範囲では測定位置の違いによる測定誤差への影響は少ないと考えられる。変位計による振動測定では、測定時の手振れなどにより配管振動が測定可能範囲内に収まらないことがあることから、測定時間、すなわち装置の保持時間を 20s と長くして手振れがあっても有効なデータを確保することとした。図 17 に

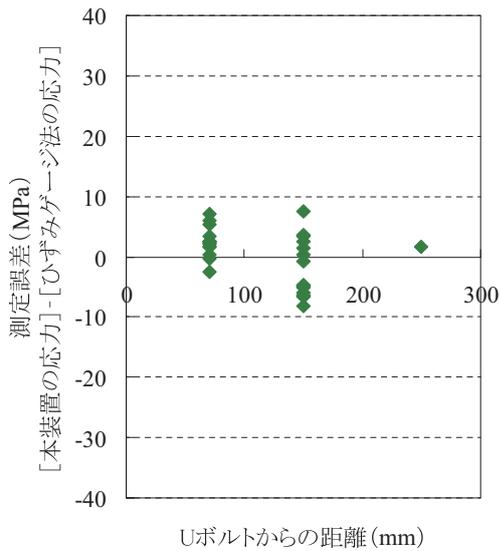


図 16 16 点の振動測定データから幾何学的に求めた曲率半径を用いて算出した振動応力の測定位置に対する測定誤差 (測定時間 10s)

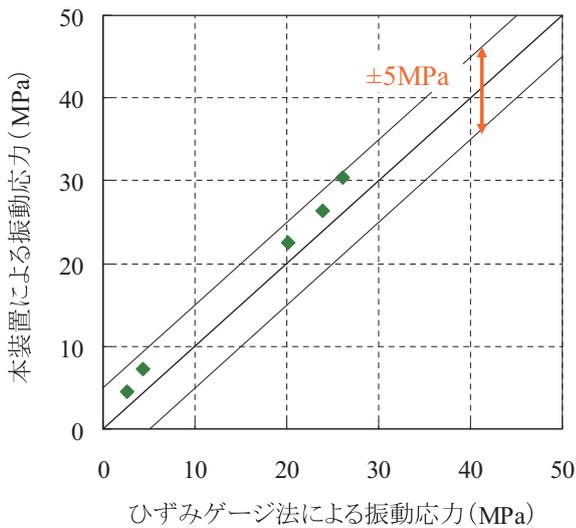


図 17 16 点の振動測定データから幾何学的に求めた曲率半径を用いて算出した振動応力のひずみゲージ法による応力との比較 (測定時間 20s)

ひずみゲージによる振動応力と比較した結果を示す。測定データ点数は少ないものの、本装置の測定誤差は $\pm 5\text{MPa}$ と測定時間が 10s のときと比較して小さくなっていることが分かる。 $\pm 5\text{MPa}$ の測定誤差は、従来装置の測定誤差 $\pm 4\text{MPa}$ と遜色ない値であり、小口径配管の疲労破壊防止のための振動応力の許容値である数十 MPa と比較して十分小さい値である。プラント運転中の異常振動の評価を目的とするならば、

本装置と 20s の測定のデータ処理による振動応力評価は詳細評価前のスクリーニングとして十分適用可能であると考えられる。

6. 結論

透過型 LED 方式の非接触型変位計を用いた振動応力測定装置の測定部の小型化を行い、振動実験による精度検証を行った。その結果、以下のことが明らかとなった。

- ・ 16 点の異なる振動変位の測定データから幾何学的に配管曲げ状態での曲率半径を求める方法により、20 秒のデータ計測を行った結果、 $\pm 5\text{MPa}$ の測定誤差にて振動応力測定ができた。
- ・ $\pm 5\text{MPa}$ の測定誤差は、小口径配管の疲労破壊防止の許容応力値である数十 MPa と比較して十分小さい値であり、開発した小型装置は配管振動スクリーニングとして使用するには十分な精度を持つと考えられる。
- ・ 従来装置と比較して測定部の占有体積を 1/4 の大きさに小型化し、実機での適用範囲の拡大が可能となった。

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, "大飯発電所 2 号機の発電機停止について (発電機固定子冷却水のわずかな漏えいについて)," 2005 年関西電力プレスリリース, 関西電力ホームページ, (<http://www1.kepcoco.jp/pressre/2005/0716-1j.html>).

- (6) 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>).
- (7) 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>).
- (8) Horatio, lamela, Rivera, Joes, A. Garcia-Souto and J. Sanz., “Measurements of Mechanical Vibrations at Magnetic Cores of Power Transformers with Fiber-Optic Interferometric Intrinsic Sensor”, IEEE Journal on selected topics in quantum electronics, Vol.6, No.5, (2000)
- (9) Reder, C., D. Loidl, S. Puchegger., D. Gitschthaler., H. Peterlik., K. Kromp., G. Khatibi., A. Betzwar-Kotas., P. Zimprich. and B. Weiss., “Non-contacting Strain Measurements of Ceramic and Carbon Single Fibres by Using the Laser-Speckle Method”, Composites Part A: Applied Science and Manufacturing, Vol. 34, Issue11, pp.1029-1033 (2003).
- (10) Anish, Kumar., Christopher, J. Torbet., Tresa, M. Pollock. and J. Wayne, Jones., “In Situ Characterization of Fatigue Damage Evolution in a Cast Al alloy via Nonlinear Ultrasonic Measurements”, Acta Materialia, Vol.58, pp.2143-2154 (2010)
- (11) Chen Junda., Guanchang, Jin. and Libo, Meng., “Applications of Digital Correlation Method to Structure Inspection”, Tsinghua Science & Technology Volume 12, Issue 3, pp. 237-243 (2007).
- (12) Noda, M., Suzuki, M., Maekawa, A., Sasaki, T., Suyama, T. and Fujita, K., “Methods of Evaluating Vibration-Induced Stress of Small-Bore Piping,” ASME-PVP, PVP 2006 - ICPVT-11-93198, (2006).
- (13) Silva, C. W., “Vibration: Fundamentals and Practice,” CRC Press, Boca Raton, Chap. 8, pp. 456-476 (1999).
- (14) Tanaka, M., Nekomoto, Y. and Matsuki, K., “Development of a Diagnostic and Monitoring System for Vibration Pipes,” Mitsubishi Heavy Industries Technical Review, Vol.33, pp.278-281 (1997).
- (15) W. A. Moussa., A. N. AbdelHamid., “On the Evaluation of Dynamic Stress in Pipelines Using Limited Vibration Measurements and FEA in the Time Domain,” ASME, Journal of Pressure Vessel Technology, Vol.121, pp.37-41 (1999).
- (16) 野田満靖, 前川晃, 鈴木道明, 新谷真功, “レーザー変位計を用いた小口径配管の振動応力計測方法の開発”, INSS JOURNAL, Vol.14, p.126 (2007).
- (17) Noda, M., Maekawa, A., Suzuki, M. and Shintani, M., “Development of Evaluation Method of Vibrational Stress in Piping System Applying Multiple Laser Displacement Sensors,” Proc. 2007 ASME Pressure Vessels and Piping Division Conference, PVP 2007-26453, (2007).
- (18) Shintani, M., Noda, M., Maekawa, A. and Suzuki, M., “Experimental Study of Evaluation Method of Vibrational Stress in Piping System Applying Multiple Laser Displacement Sensors,” Proc. 2007 ASME Pressure Vessels and Piping Division Conference, PVP 2007-26454, (2007).
- (19) 野田満靖, 高橋茂, “非接触型変位計を用いた小口径配管の振動応力計測方法の開発 - 配管を用いた振動実験による適用性の検討 -”, INSS JOURNAL, Vol.15, p.88(2008).
- (20) 野田満靖 “非接触型変位計を用いた小口径配管の振動応力計測方法の開発(第 2 報) - 振動実験および解析的手法による適用性の検討 -”, INSS JOURNAL, Vol.16, p.103(2009).
- (21) Maekawa, A. and Noda, M., “Development of Methods to Measure Vibrational Stress of Small-Bore Piping with Multiple Contactless Displacement Sensors,” Proc. 23rd Int. Congress on Condition Monitoring and Diagnostic Engineering Management, pp.637-644 (2010).
- (22) 野田満靖, 前川晃, 高橋常夫, “非接触型変位計を用いた振動応力測定方法の開発 (振動試験による適用性検討)”, 日本機械学会 第 15 回動力・エネルギー技術シンポジウム, (2010).
- (23) 辻峰史, 前川晃, 高橋常夫, 野田満靖, “非接触型変位計を用いた小口径配管の振動応力計測方法の開発(第 3 報) - 実機適用のための振動実験

- ”, INSS JOURNAL, Vol.17, p.113 (2010).
- (24) 前川晃, 野田満靖, “非接触変位計を用いた小口径配管の振動応力評価法”, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.77, No.780, pp.3025-3035 (2011).
- (25) 日本機械学会, 発電用原子力設備規格 設計・建設規格 第 I 編 軽水炉規格 (2010 年追補版)
- (26) 辻峰史, 前川晃, 高橋常夫, “非接触型変位計を用いた振動応力測定方法の開発”, 日本原子力学会 2012 年春の年会, G45, p320 (2012)