

小口径配管ソケット溶接継手の高サイクル疲労特性

High-Cycle Fatigue Properties of Small-Bore Socket-Welded Pipe Joint

前川 晃 (Akira Maekawa)*¹ 野田 満靖 (Michiyasu Noda)*¹ 鈴木 道明 (Michiaki Suzuki)*²

要約 原子力発電所の機器・配管系は数多くの溶接部からなる溶接構造物とみなすことができ、溶接部の信頼性確保は最重要課題の一つである。しかしながら、溶接部のトラブル事例として小口径配管ソケット溶接継手部が振動により疲労破損に至る高サイクル疲労が依然報告されている。本研究では、オーステナイト系ステンレス鋼製小口径配管のソケット溶接継手を実機の加振状態に近い条件で疲労試験を行い、ソケット溶接継手の振動特性と疲労強度を評価した。その結果、マイナー則による疲労寿命評価から予測される疲労損傷の進展に伴い、ソケット溶接継手を含む配管の固有振動数が徐々に低下することが判明した。この結果は、配管の固有振動数の低下傾向を評価することによって配管溶接継手の疲労寿命評価が可能であることを示している。さらに、マイナー則による評価に加えて、固有振動数の低下割合を評価することで、疲労寿命評価の精度向上が図れるものと考えられる。

キーワード 高サイクル疲労, ソケット溶接継手, 小口径配管, 振動特性, 固有振動数, 疲労強度, 疲労寿命, S-N 線図, マイナー則

Abstract Piping and equipment in nuclear power plants are structures including many welded joints. Reliability of welded joints is one of high-priority issues to improve the safety of nuclear power plants. However, occurrence of fatigue failures in small-bore socket-welded pipe joints by high-cycle vibrations is still reported. In this study, fatigue experiments on a socket-welded joint of austenitic stainless steel pipe was conducted under excitation conditions similar to those in actual plants to investigate vibration characteristics and fatigue strength. It was found that the natural frequency of pipe with socket-welded joint gradually decreased as fatigue damage developed, according to the Miner rule for fatigue life evaluation. The results indicate that the fatigue life of the welded pipe joint could be estimated by monitoring the decreasing ratio of the natural frequency of the pipe. The evaluation of decreasing ratio of the natural frequency in addition to fatigue damage evaluation by the Miner rule could enhance the accuracy of fatigue life evaluation.

Keywords High-cycle fatigue, Socket-welded pipe joint, Small-bore piping, Vibration characteristics, Natural frequency, Fatigue strength, Fatigue life, S-N curve, Miner rule

1. 緒言

原子力発電所において、発電設備の安全性と信頼性の確保は極めて重要な課題である。原子炉容器や配管系を始めとした発電設備は数多くの溶接部からなる溶接構造物とみなすことができ、溶接部の信頼性確保は最重要課題の一つである。発電設備の溶接部は法令等によりその重要度区分に応じて溶接検査が行われている。しかしながら、溶接部におけるトラブルが依然数多く報告されている。機器・配管の損傷形態には応力腐食割れ (SCC) や配管減肉、熱

疲労、振動による疲労破損等があるが、配管漏洩に至った事例では、振動による疲労破損^{(1)~(6)}がかなりの部分を占めている。配管の振動による疲労破損は、ほとんどの場合に溶接継手で発生している。原子力発電所では、小口径配管のソケット溶接継手や隅肉溶接継手が、高サイクル振動により疲労破壊した事例が、最近でも数多く報告^{(7)~(11)}されている。これらの事例のほとんどが原子炉停止を余儀なくさせられていることから最優先で取り組むべき課題である。したがって、溶接継手の強度評価や配管の振動管理技術に関して、更なる知見の充実や技術開発が

* 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 カワサキプラントシステムズ(株)

必要である(12)~(18)。

高サイクル疲労とは、応力振幅の 10^5 回以上の繰り返しによる疲労破壊を示す。小口径配管はプラント運転中に、ポンプ等の動的機器から発生した機械振動や脈動により加振を受けている。加振振動数成分に配管の固有振動数に近い振動数成分が含まれていると配管は共振により大きな応力振幅で振動し、応力集中部になりやすい配管溶接継手部に疲労破壊が発生する。このような疲労破壊は一般的には配管の固有振動数を加振振動数成分から離すことにより共振現象を回避し疲労限以下に応力振幅を抑えることにより防止している。しかしながら、このような対策が困難な場合には疲労強度と応力振幅の繰り返し回数との関係を表すS-N線図をもとに疲労寿命の評価が行われる。実機の配管溶接継手の疲労寿命を推定する場合、平滑試験片のひずみ制御型疲労試験による疲労寿命線図に対して次の事項を考慮する：①実機形状の疲労寿命低減係数、②実機は試験片ではなく構造物であること、③疲労寿命に係る安全率。平滑試験片の疲労寿命線図を用いて小口径配管のソケット溶接部を評価することは、実機の荷重制御に近い荷重状態および、上記の①と②を考慮していないという点で、寿命評価結果に不確実な部分を残している。正確な疲労寿命を予測するためには実機形状に近い試験体を使用することが望ましいが、実機を模擬した試験体による疲労試験の実施例は少ないことから、データの拡充が望まれる。

原子力発電所で使用されている溶接継手のうちソケット溶接継手は小口径配管などのプラントの安全評価上比較的重要度の低い部分に主に使用される溶接継手である。そのため、強度評価や振動特性評価など(19)~(23)について系統的な研究はあまり行われていない。しかしながら、高サイクル疲労による破損事例が多く、この破損を原因とした原子炉停止事例も多いことから、系統的な研究を充実させる必要がある。

過去に実施されたソケット溶接継手の系統的な研究として、(財)発電設備技術検査協会が行った発電設備溶接部信頼性実証試験(WSR)^{(24)~(30)}がある。WSRは(財)発電設備技術検査協会が平成3年度から平成8年度までの6年間に実施したソケット溶接継手の疲労強度に関する実証試験^{(24)~(30)}のことである。この試験の結果から、炭素鋼(STPT42)およびステンレス鋼(SUS316L)について、配管口径20A(3/4B)、25A(1B)、50A(2B)ごとに残留応

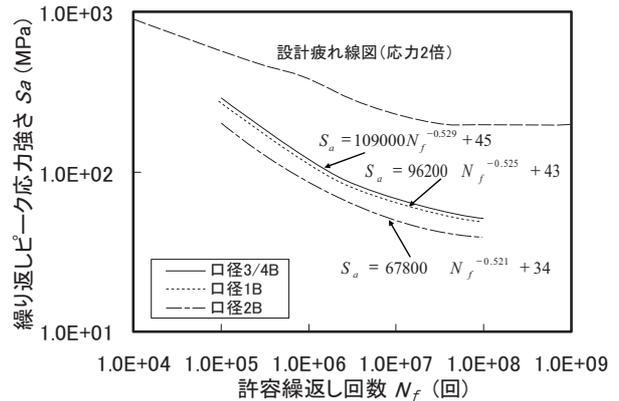


図1 WSRの提案するS-N線図^{(24)~(30)}(SUS316L)

力による平均応力の効果を加味したS-N線図が提案された。旧告示第501号記載の設計疲れ線図(現在の日本機械学会発電用原子力設備規格 設計・建設規格の設計疲労線図に相当)と比較し、その比を材料別および口径別に疲労強度減少係数として与えた。SUS316Lに関する2つの線図を図1に示す。旧告示第501号の線図に応力2倍との記載があるのは、応力振幅について安全率2を考慮した線図であるので補正したことを意味する。また、提案線図には残留応力による平均応力の効果が考慮されており、溶接欠陥やねじりの効果については対応する評価式を別にて与えている。

しかしながら、提案された線図は変位制御による一定の変位振幅を与えた曲げ疲労試験によって得られたデータに基づいて作成されている。実機での実働荷重は一定の変位振幅をもつ変位制御型の振動と言うよりはむしろ母管の振動による加振が小口径配管に負荷され、小口径配管が共振して大振幅となり溶接継手部が疲労破壊に至るといった荷重制御型に近い状況が一般的であり、試験条件と実機条件は異なっている場合が多い。したがって、線図の信頼性や保守性について実機の状態を模擬した試験により確認しておくことが必要であると考えられる。

本研究では、実機で用いられているものと同じ材料、形状、溶接仕様のオーステナイト系ステンレス鋼製小口径配管のソケット溶接継手を実機の加振状態に近い条件で疲労試験を行い、継手の振動特性と疲労強度を評価した結果を報告する。試験では、欠陥のないソケット溶接継手だけでなく、溶接欠陥(内部欠陥)や外部欠陥を付加した溶接継手も使用して試験を行った。

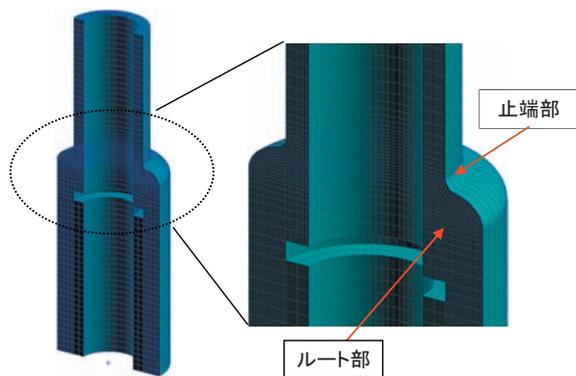


図2 ソケット溶接継手の解析モデル

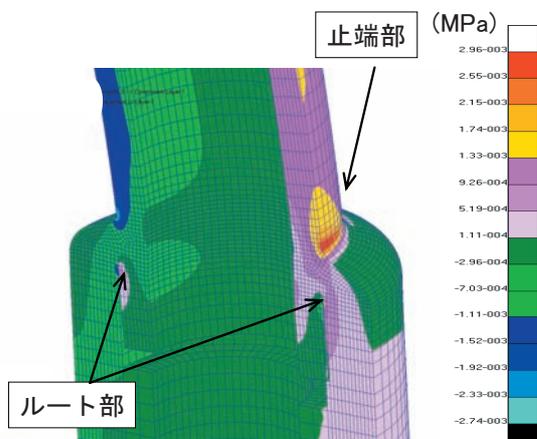


図3 管軸方向応力分布と変形図

2. 有限要素法による応力分布予備解析

ソケット溶接部の応力集中部の把握は高サイクル疲労試験の疲労破壊モードや疲労き裂進展の理解に必要であることから、予備検討として有限要素法による応力分布解析を行った。図2に解析モデルを示す。モデルはソケット溶接部のみとした。節点数は169,685、要素数は38,628であり、3次元ソリッド要素によりモデル化した。下端の母管側を固定し、上端の小口径配管側に1N・mmのモーメント荷重を与えた。解析は汎用有限要素法コードABAQUSを用いた。管軸方向応力分布と変形図を図3に示す。ルート部と止端部に応力集中があることから、ルート部または止端部に疲労き裂が発生する可能性が高いと考えられた。

3. 実験方法

WSR^{(24)~(30)}では、S-N線図を作成するために、ソケット溶接継手部を模擬した試験体に対して変位制御の曲げ疲労試験を行っている。一方、実機のソケット溶接部を持つ小口径配管は母管からの分岐管であることから、機械振動や流体の脈動により母管が振動することによって、小口径配管が共振状態に加振される荷重制御型に近い荷重負荷状態になる。小口径配管はベント管やドレン管として実機でよく使用されていることから、形状はベント管やドレン管を模擬したソケット溶接付き小口径配管とし、大口徑の母管に接続した状態を本研究の試験体系とした。

3.1 試験体

試験に使用した小口径配管の形状および寸法を図4に示す。試験体は曲がり配管の片持ち梁形とした。一端は母管にソケット溶接し、もう一端には弁とフランジを取り付けた。これは実機における典型的なベント管形状であり、どちらかといえばいわゆるトップヘビー形状になる。この形状は過去に実機で疲労破壊がよく報告されていたタイプである。配管はオーステナイト系ステンレス鋼SUS304製であり、口径は3/4Bで配管肉厚はSch 80である。図5に試験体の写真を示す。試験に使用したソケット溶接部の詳細形状および寸法を図6に示す。曲がり配管の背側を90°とし、腹側を270°とした。後述するが、疲労き裂は90°側に発生した。ソケット溶接部の形状は図6の右側の図に示す。図6の右側にソケット部分の断面図を示している。断面図では白抜きの部分は配管部を示しており、黒く塗られた部分は溶接部を示している。

試験体は外部欠陥や内部欠陥を付加したタイプ（試験体No.1~4）と欠陥が無いタイプ（試験体No.5~7）を作製した。

表1に試験体の諸元を示し、表2に溶接条件を示す。表1に示す内部欠陥は溶け込み不足による溶接欠陥を想定したものであり、全周に深さ約2mmを目安に手溶接で実施した。外部欠陥は外表面に欠陥が生じる場合を想定し加えた。外部欠陥はソケット溶接部の初層側（ルート部）に入れたもの（試験体No.1~3）と止端部に入れたもの（試験体No.4）を作製した。外部欠陥として放電加工により90°の位

表1 試験体の諸元

試験体 No.	材質	内部欠陥	外部欠陥
1	SUS304	有	有 (ルート部)
2		有	有 (ルート部)
3		有	有 (ルート部)
4		有	有 (止端部)
5		無	無
6		無	無
7		無	無



図5 試験体ソケット溶接継手部の写真

表2 溶接条件

試験体 No.	材質	溶接 施工法	溶接棒	溶接 姿勢	溶接 電流	層数 (ビード)
1	SUS304	全層 TIG 溶接	TGS308	下向	100mA	2
2						4
3						4
4						4
5					95mA	3
6						3
7						3

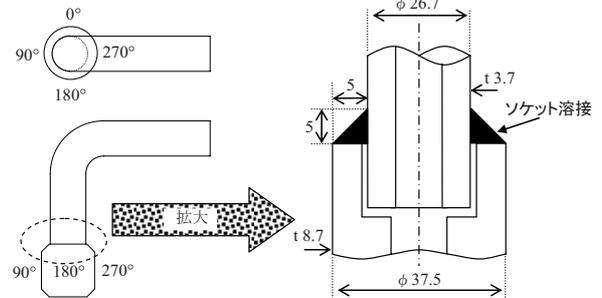


図6 ソケット溶接部の詳細形状および寸法 (単位: mm)

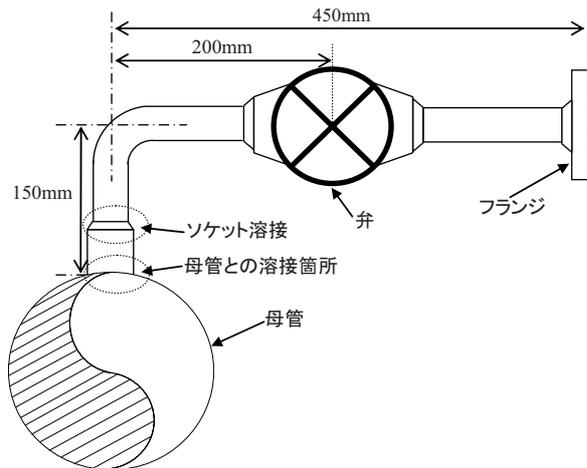


図4 試験体の形状および寸法

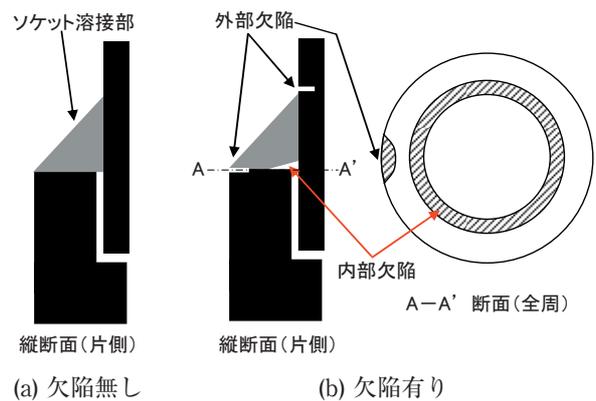
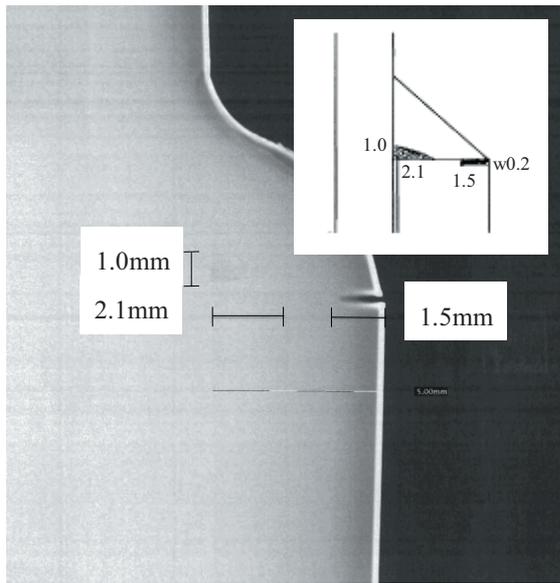


図7 欠陥のイメージ

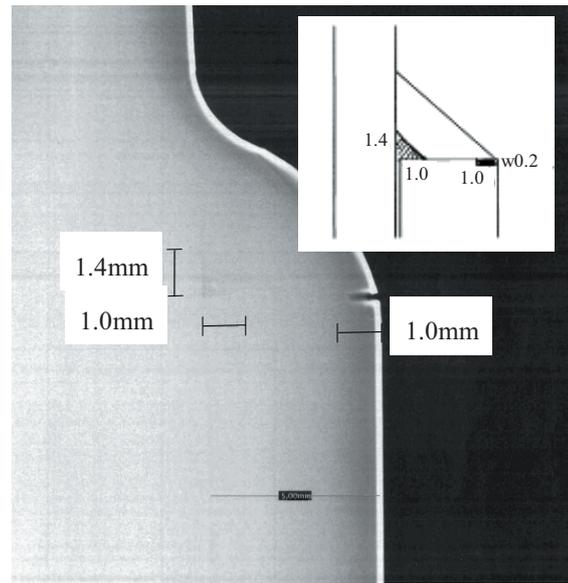
置にスリット状の半楕円き裂を入れた。ルート部のき裂は、き裂半長7.5mm、き裂深さ1.5mm、き裂開口高さ（スリット幅）0.2mmであり、止端部のき裂は、き裂半長14.5mm、き裂深さ2.9mm、き裂開口高さ（スリット幅）0.3mmを目安とした。欠陥のイメージを図7に示す。

作製した試験体はX線による放射線透過試験を行い、内部および外部欠陥の有無を確認した。さらに、試験体 No.1~4 の外部欠陥を入れた90°の部分につ

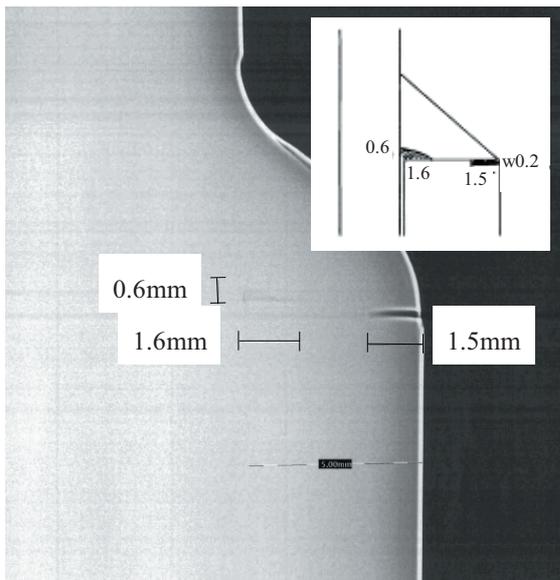
いてマイクロフォーカスX線拡大透視法を用いて撮影したX線写真から、欠陥寸法を計測した。図8にマイクロフォーカスX線写真と写真から読み取った溶接不良による内部欠陥と外部欠陥の形状および寸法を示す。内部欠陥の寸法値は欠陥の深さが1.0mmから2.5mmであり、幅が0.6mmから1.9mmであった。外部欠陥の寸法はほぼ計画どおりの寸法値であった。



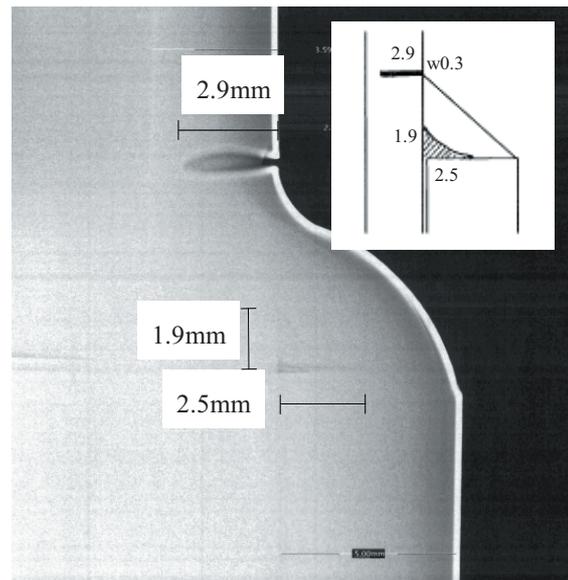
(a) 試験体No.1



(b) 試験体No.2



(c) 試験体No.3



(d) 試験体No.4

図8 欠陥のマイクロフォーカスX線写真

3.2 試験装置

試験装置の全体概要を図9の写真に示す。試験では、試験体を SUS304 製の口径 3B、配管肉厚 Sch 80 の母管に溶接し、弁・フランジ間に取り付けたアンバランスマス型の小型加振器（マシクラフト株式会社 FG100-6）により一定の加振力で正弦波加振を行った。加振振動数を試験体の固有振動数に近づけたり離したりすることにより試験体に共振状態または剛体運動状態を起こさせ、実機でのソケット溶接継手の付いた小口径配管の振動挙動を模擬した。実機状態を模擬するには、母管を加振し、その振動によって試験体を加振するべきだが、加振力や加振振動数を制御するにはかなり大きな加振力が必要となるため、試験体自体を直接加振することとした。弁およびフランジ部に加速度計を設置し、3軸方向の加速度を測定した。ソケット溶接部の 0°、90°、180°、270° に 3 軸ロゼッタひずみゲージを貼り付けてひずみを測定し、曲げ応力とせん断応力を求めた。疲労試験前に小口径配管と母管内を空気で加圧しておき、疲労き裂の貫通の有無は内圧の低下および石鹸水による漏れ検査で判断した。

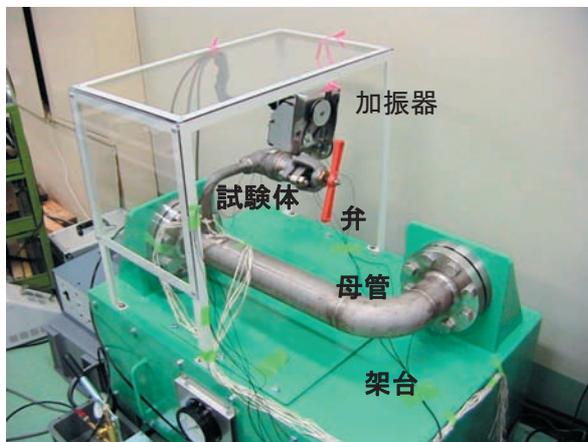


図9 試験装置

3.3 疲労試験

疲労試験としては弁・フランジ間を加振器で上下に振動させることによりソケット溶接部の 90°、270° の方向に曲げ応力を負荷する曲げ疲労試験を行った。加振振動数は試験体の固有振動数に設定した。試験体の固有振動数はハンマリング試験により

確認した。ハンマリング試験とは、試験体を打撃し、得られた減衰自由振動波形を周波数分析することで固有振動数を求める試験である。この時の周波数分解能は約 0.13Hz であった。き裂が進展すると試験体の剛性が変わり固有振動数が低下するため、加振状況を見ながら、都度、ハンマリング試験を行って固有振動数を確認し、加振振動数を現状における試験体の固有振動数に再設定した。加振器による一定加振力試験であるが、試験体の損傷に伴う試験体の固有振動数の変化によって共振状態が変化することから、試験体に負荷される実際の応力振幅も変化するので、ひずみを連続的に測定することにより応力振幅の変化をモニターした。試験条件を表3に示す。

表3 試験条件

項目	試験条件
加振振動数	各試験体の共振点に設定 (16~19Hz)
応力振幅	き裂進展により試験体の振動特性 (固有振動数および伝達関数) の変化があるため、連続モニターを実施
環境	大気中、室温

4. 実験結果

4.1 疲労き裂の発生状況

試験体 No.1 の疲労試験は、母管が機械振動により振動している状況を想定して、負荷荷重として加振器の加振力の大きさを変化させて実施した。縦軸を固有振動数の変化率 Δf 、横軸を繰返し回数 N として疲労試験結果を図10に示す。 Δf は疲労試験開始前の固有振動数からの変化割合を表す。公称応力 80MPa 以上の応力振幅の時に固有振動数が低下している。これは 80MPa 以上の応力振幅を与えた時にき裂が進展していることを意味する。き裂が貫通するまでに固有振動数は 5% 以上低下しており、疲労き裂の進展を配管の固有振動数の低下により評価することは可能であると考えられる。図11および、図12はそれぞれ試験体 No.1 の貫通したき裂の形状および破断面を示す。き裂は 90° 側に発生し、溶接欠陥のあるルート部から外表面に向かって進展していた。高サイクル疲労時の破壊モードは WSR の変位制御荷重による結果と本試験の荷重制御型に近い結果⁽²⁵⁾⁽³⁰⁾とて類似しており、本研究のような試験方法を用いて疲労評価をすることは可能と考えられる。

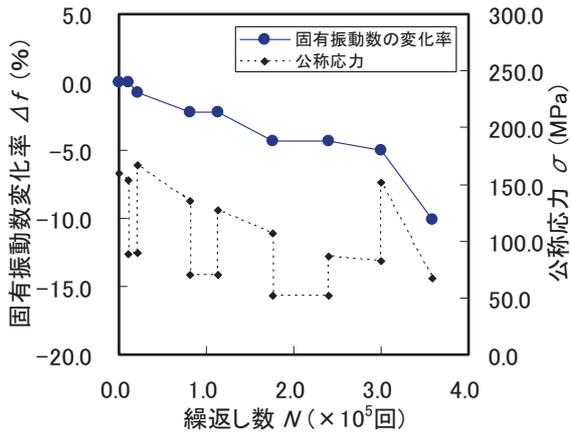


図10 き裂進展と固有振動数の変化

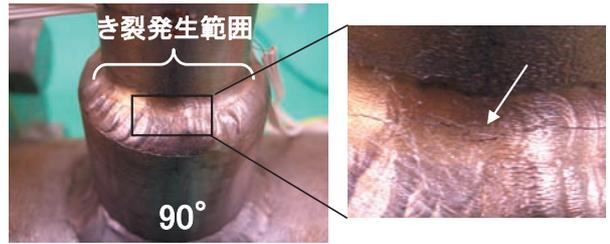


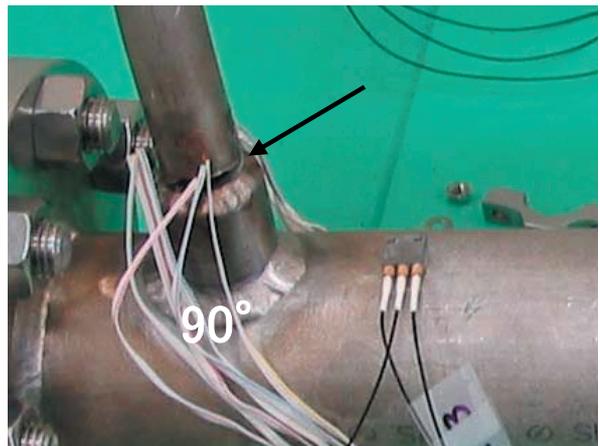
図11 き裂発生状況



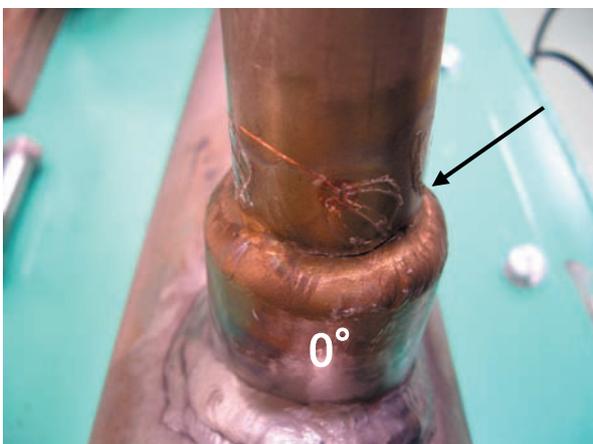
図12 破断面



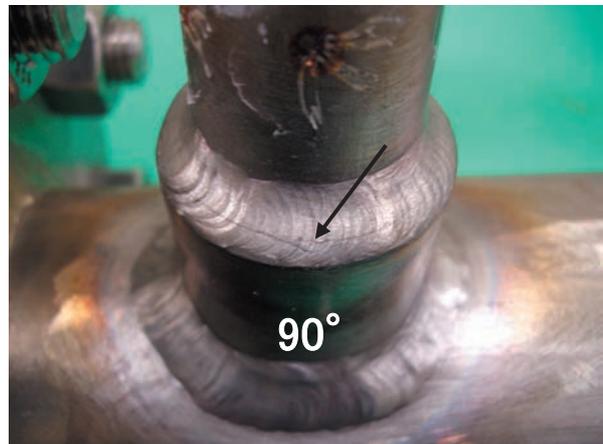
(a) 試験体No.1



(b) 試験体No.3



(c) 試験体No.4



(d) 試験体No.5

図13 高サイクル疲労破壊の例

4.2 疲労破壊モード

疲労試験による疲労破壊の具体例として欠陥有り試験体 No.1, 3, 4 と欠陥無し試験体 No.5 の試験後の写真を図 13 に示す。これらの例を含み、今回実施した全ての試験体について 90° 側にき裂が貫通した。き裂はルート部（ルート部の溶接欠陥部）から進展していた。この結果は WSR の疲労破壊モードと類似している。WSR⁽²⁵⁾⁽³⁰⁾では 3/4B の口径を持つ溶接継手の全てにおいて外表面の止端部またはルート部にき裂が発生することが確認されている。本研究の応力解析結果では止端部またはルート部で応力集中が最大であった。したがって、本試験結果において、口径 3/4B の小口径配管ソケット溶接継手部の高サイクル疲労により、ルート部からき裂が発生・進展したことは、妥当な結果と考えられる。

試験体には、外部欠陥を与えたものがあるが、本研究の試験結果では、き裂の発生・進展について外部欠陥の影響は見られなかった。これは、外部欠陥として加工したスリットが放電加工のままであり、先端がき裂状になっていなかったことや欠陥が応力の高い位置に無かったことなども理由として考えられるので、この点については今後の課題と考える。

4.3 WSR が提案する S-N 線図との比較

得られた試験結果と WSR から提案された S-N 線図⁽³⁰⁾とを比較し、S-N 線図の信頼性および保守性を確認する。本研究の疲労試験は実機の振動状態を模擬したため、試験中に応力振幅が変化しており、S-N 線図が前提とする応力振幅一定条件とは異なる。各試験体に発生した曲げ応力の最大値、最小値および平均値を表 4 に示す。最大値と最小値が 3 倍程度異なっていることから、平均値の算出には応力値の頻度分布を考慮したほうが望ましいと考え、平均値を次のようにして求めた。測定されたはずみ振幅から曲げ応力振幅を求める。この時、サンプリング間の応力を一定と仮定する。サンプリング間隔を Δt_i とし、その時の応力値を $\Delta \sigma_i$ とし、平均値 σ_{avg} を次式で定義した。S-N 線図との比較は、この平均値 σ_{avg} を用いて行った。

$$\sigma_{avg} = \frac{\sum (\Delta \sigma_i \times \Delta t_i)}{\sum \Delta t_i} \quad (1)$$

表 4 溶接部（90°位置）に発生した曲げ応力

試験体 No.	発生応力の最大値 (MPa)	発生応力の最小値 (MPa)	発生応力の平均値 (MPa)
3	208.7	63.0	151.6
4	150.7	61.0	111.1
5	205.1	57.1	159.9
6	145.6	48.8	109.3
7	141.9	110.2	125.7

図 14 および図 15 に求めた平均的な応力振幅値と WSR から提案されている S-N 線図⁽³⁰⁾を示す。線図は口径 3/4B のみを示す。WSR ではオリジナルな線図と共にルート部の溶接欠陥やねじり効果の補正について以下に示す補正式⁽²⁶⁾⁽²⁷⁾⁽³⁰⁾を提案している。

ルート部の溶接欠陥による疲労強度減少の補正として、式 (2) および (3) による疲労強度減少比 R_f を提案している。

$$R_f = -1.34 \sqrt{R_d} + 1.34 \quad (2)$$

$$R_d = \frac{a}{L_t} \quad (3)$$

ここで、 R_d は欠陥寸法比、 a はルート部欠陥寸法（本研究においては欠陥深さに相当）、 L_t は理論のど厚 $\times \sqrt{2}$ である。

ねじり効果の補正として、式 (3) によるねじり係数 β が提案されている。

$$\beta = \sqrt{1 + \left(\frac{\tau_a}{\sigma_a}\right)^2 \left(\frac{1}{0.65}\right)^2} \quad (1.0 \leq \beta \leq 1.2) \quad (4)$$

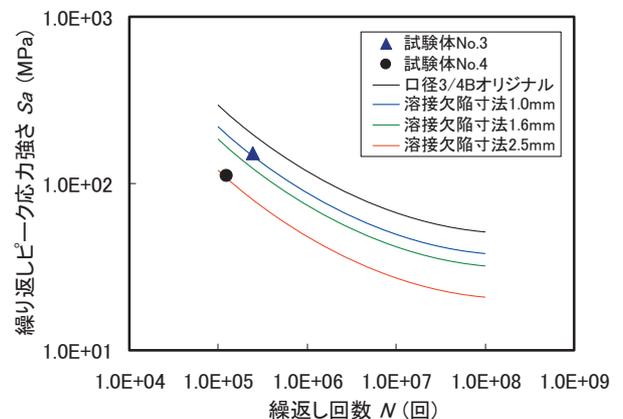


図 14 内部欠陥（溶接欠陥）の補正がされた S-N 線図と実験結果との比較

ここで、 τ_a はせん断応力振幅、 σ_a は公称応力振幅（本研究では曲げ応力振幅に相当する）である。WSRでは、せん断応力が不明の時は最大値の $\beta=1.2$ を使用することとしている。

図14は、内部欠陥の補正について検討したものである。図にはオリジナルなS-N線図を黒色実線で示している。その他の線図は内部に溶接欠陥を考慮して式(1)および(2)により補正したものである。溶接欠陥は深さ1.0mm、1.6mm、2.5mmの3ケースを仮定した。試験体No.3とNo.4は溶接欠陥入りの試験体であり、X線透過により90°の位置の欠陥深さはそれぞれ1.6mmおよび2.5mmである。試験結果と線図を比較すると、オリジナルな線図では試験結果が線図より下側に位置し、疲労寿命を過大評価することになる。一方、試験体No.3の値は溶接欠陥を深さ1.6mmとして補正した線図より上側にあり、試験体No.4についても溶接欠陥を深さ2.5mmとして補正した線図より上側に位置している。この結果から、式(1)および(2)の補正により溶接欠陥寸法の疲労強度への影響が適切に評価できることを確認できた。

図15は、ねじりによるせん断応力の疲労線図への影響を確認したものである。実機では溶接継手部に曲げ応力とともにねじりが発生して、せん断応力が負荷されるケースがある。このせん断応力により、疲労強度が低下することから、WSRでは式(3)に示すねじり係数⁽³⁰⁾を与えている。図15にはオリジナルな線図とともにねじり係数により補正された線図を示す。試験体No.5~7は内部および外部欠陥無しのものである。試験結果と線図とを比較すると、オリジナルな線図では試験結果が線図より下側に位置し、疲労寿命を過大評価することになる。さらに、WSRで提案しているねじり係数の最大値1.2（図15の青色実線）としても寿命の過大評価となっている。理由は後述するが、ねじり係数1.8にて補正した線図により適切に評価できることがわかる。WSRのねじり係数は、3次元的に複雑形状の小口径分岐配管つまり、両端固定の配管系で検討をした結果である。一方、本研究の試験体系は片持ち梁形状の小口径配管であり、かつ、今回の試験が上下に加振していることや弁が横方向に向いているためにねじりが発生し易い形状であることから、ねじりの大きさに差が生じたと考えられる。本研究で対象としたソケット溶接継手は小口径配管の使用形態として実機でよく見られるベント管やドレン管とした。この形

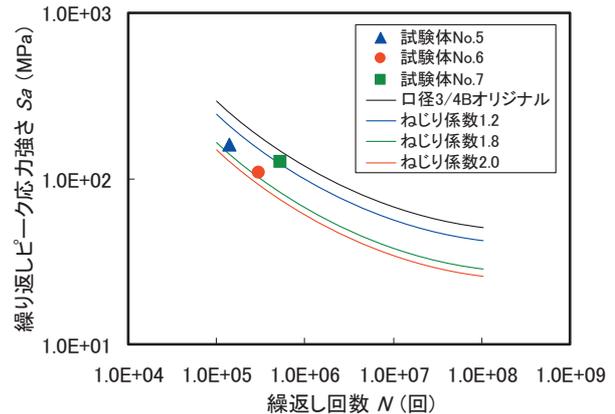


図15 ねじり係数の補正がされたS-N線図と実験結果との比較

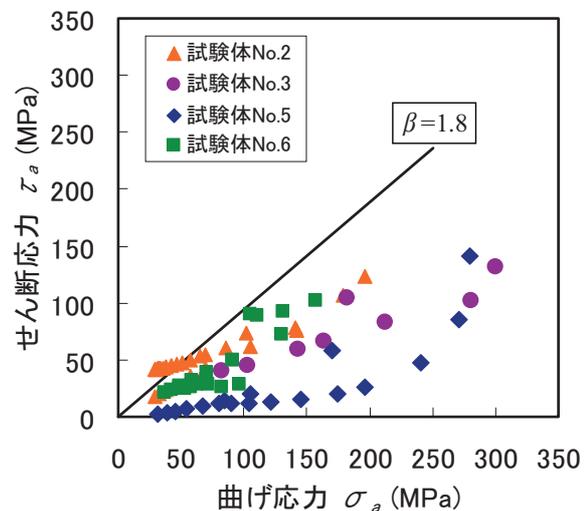


図16 同時刻のせん断応力と曲げ応力の関係

状は片端に弁やフランジを持つ比較的トップヘビーな片持ち梁形状であるため、振動による配管の振れ回りが大きいと考えられる。よって、ねじり係数の上限を1.2よりも大きな値とする必要性を本研究結果は示している。

本研究の試験体溶接部における曲げ応力とせん断応力の関係を図16に示す。これらの測定値は疲労試験前に曲げ応力レベルを変えて、その時測定したせん断応力をプロットしている。WSRが提案するS-N線図⁽³⁰⁾の疲労限の約45MPa以上の曲げ応力でき裂が進展するとして、曲げ応力45MPa以上の測定結果からねじり係数が取り得る値の範囲を計算すると、1.0から1.8の間となった。したがって、本研究で対象とした片持ち梁形状の小口径配管ソケット溶接継手については、安全側に評価するためにも、

ねじり係数は少なくとも最大値を 1.8 にする必要がある。

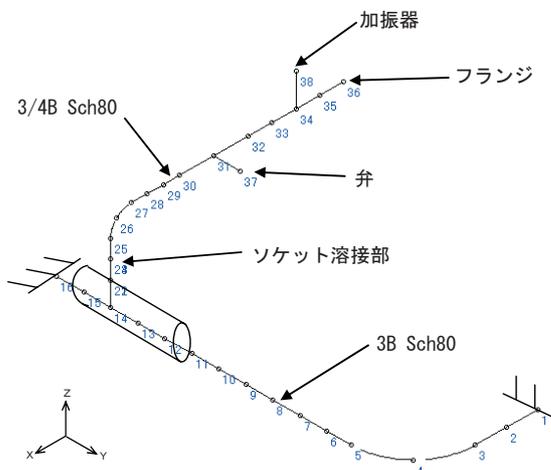
4.4 固有振動数の低下と疲労寿命予測

図 10 から、疲労き裂の進展を配管の固有振動数の低下により評価することが可能と考えられた。プラントでは小口径配管系の形状は多様であり、本研究で対象としたベント管やドレン管のような片持ち梁形状から 3 次的に複雑に入り組んだ形状まで存在する。そこで、ソケット溶接継手部が疲労損傷した場合に、配管の形状の違いによる固有振動数の低下割合を有限要素法 (FEM) により評価した。対象と

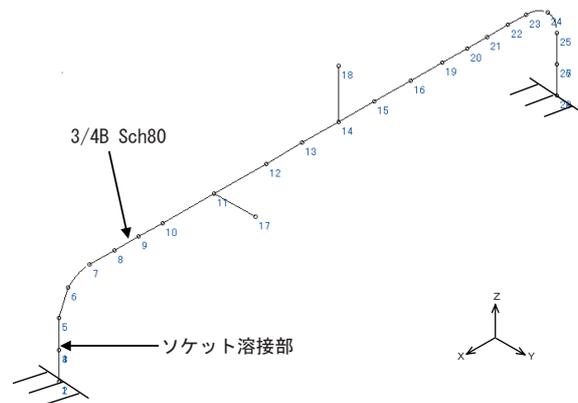
表 5 検討した配管系の形状

ケース	形状
A	本研究の試験体系と同じ母管に接続された L 形の片持ち梁形状タイプ
B	渡り配管部分の高さが相対的に低い位置にある門形タイプ
C	渡り配管部分の高さが相対的に高い位置にある門形タイプ
D	3 次的に複雑な形状をしたタイプ

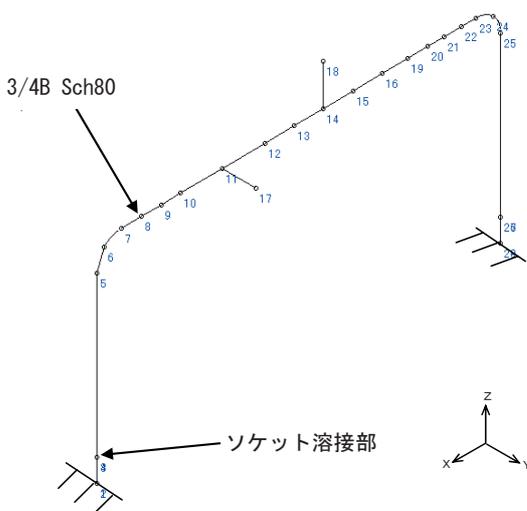
した配管系の形状を表 5 に示す。各ケースの FEM 解析モデルを図 17 に示す。全てのケースにおいて、ソケット溶接部の回転剛性が $1.0 \times 10^{12} \text{N/rad}$ から



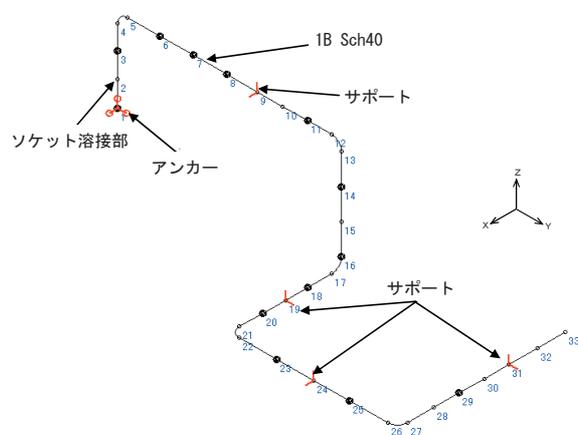
(a) 試験体系の配管系 (ケースA) の解析モデル



(b) 門形配管系 (ケースB) の解析モデル



(c) 門形配管系 (ケースC) の解析モデル



(c) 複雑形状配管系 (ケースD) の解析モデル

図 17 FEM 解析モデル

$1.0 \times 10^8 \text{N/rad}$ へ疲労損傷により低下すると仮定して固有値解析を行い、固有振動数を求めた。FEM解析コードはSAP-IVを用いた。解析結果を表6から表9に示す。全ての表において、ケース1はソケット溶接部が健全な場合を示し、ケース2はX軸回りの回転剛性が低下した場合、ケース3はY軸回りの回転剛性が低下した場合、ケース4はZ軸回りの回転剛性が低下した場合を示す。この4つのケースに対して、3軸方向の固有振動数を計算して比較している。3次元的に複雑形状の配管モデルでは、5次までの振動モードについて調べた。なお、表中の項目において比というのは、ソケット溶接部が健全なケースに対する固有振動数の低下割合を表している。

表6から表9までの結果を見ると、表6の本研究で試験体系としたL形の片持ち梁形状の配管系(ケースA)が最も固有振動数の低下割合が大きく、疲労損傷に敏感であることがわかる。表8の渡り配管が高い位置にある門形配管系(ケースC)も疲労

表6 試験体系の配管系(ケースA)の固有振動数

ケース	1			2			3			4		
	振動数	振動数	比	振動数	振動数	比	振動数	振動数	比	振動数	振動数	比
Y方向	17.93	17.79	0.99	17.93	1.00	16.63	0.93					
Z方向	17.66	17.66	1.00	16.32	0.92	17.66	1.00					

表7 門形配管系(ケースB)の固有振動数

ケース	1			2			3			4		
	振動数	振動数	比	振動数	振動数	比	振動数	振動数	比	振動数	振動数	比
Y方向	56.61	56.61	1.00	56.61	1.00	55.97	0.99					
Z方向	78.84	78.84	1.00	78.79	1.00	78.74	1.00					

表8 門形配管系(ケースC)の固有振動数

ケース	1			2			3			4		
	振動数	振動数	比	振動数	振動数	比	振動数	振動数	比	振動数	振動数	比
X方向	48.69	48.63	1.00	47.10	0.97	48.68	1.00					
Y方向	26.66	25.36	0.95	26.66	1.00	26.64	1.00					
Z方向	69.31	69.31	1.00	69.24	1.00	69.30	1.00					

表9 複雑形状配管系(ケースD)の固有振動数

ケース モード	1			2			3			4		
	振動数	振動数	比	振動数	振動数	比	振動数	振動数	比	振動数	振動数	比
1次	16.00	15.98	1.00	15.98	1.00	16.00	1.00					
2次	20.75	20.75	1.00	20.73	1.00	20.74	1.00					
3次	26.27	26.11	0.99	26.24	1.00	26.20	1.00					
4次	31.33	30.91	0.99	31.32	1.00	31.31	1.00					
5次	33.21	32.09	0.97	33.21	1.00	33.19	1.00					

損傷条件によっては固有振動数が低下することがわかるが、その他の形状の配管系ではほとんど固有振動数の低下が生じないとの解析結果になった。

したがって、図10の実験結果も踏まえて、ベント管やドレン管のような片持ち梁形状の配管系に対しては、固有振動数の低下によって疲労き裂の進展を評価することができると言える。

疲労寿命評価は一般的に線形累積損傷則(マイナー則)を用いて行われる。マイナー則は疲労損傷の総和が1になると疲労寿命に至るという考え方であるが、実際には総和が0.2~10程度あるいはそれ以上にばらつくことが報告^{(31),(32)}されている。したがって、マイナー則のみに依存した寿命評価法には未だ改善の余地があると言える。ここでは、上記で述べたように配管の固有振動数が疲労き裂の進展とともに低下することから、固有振動数の低下傾向を利用した疲労寿命評価手法の可能性を検討する。

図18に疲労き裂の進展に伴う配管の固有振動数の低下傾向を示す。横軸は損傷率 d とし、以下の式で表す。

$$d = \frac{D_i}{D_n} \quad (5)$$

$$D_i = \sum \frac{N_i}{N_0} \quad (6)$$

ここで、 D_i は疲労損傷、 D_n は累積損傷値を示す。 N_i はある応力振幅レベルにおける繰返し回数を表し、 N_0 はWSRにより提案されているS-N線図から読み取った上記と同じ応力振幅レベルの全寿命を表す。

式(5)は、疲労損傷 D_i を試験体の疲労損傷の総和である累積損傷値 D_n で除して規格化したことを表す。累積損傷値 D_n は、疲労き裂が配管を貫通したことを配管内圧の低下と石けん水漏洩試験で確認し、き裂が広がり目視で確認できた時の値を用いた。

縦軸は疲労試験開始前の固有振動数に対する各損傷状態の固有振動数の変化率とした。図18から疲労損傷と固有振動数の低下は良い相関があることがわかる。図では疲労き裂が進むにしたがって、ほぼ線形的に固有振動数が低下している。損傷率90%を超えたところからは固有振動数が大きく低下するが、き裂貫通はこの大きく固有振動数が低下する間に起こっていた。試験体毎に比較すると、欠陥のない試験体No.5~7の固有振動数は線形的に2~5%程度

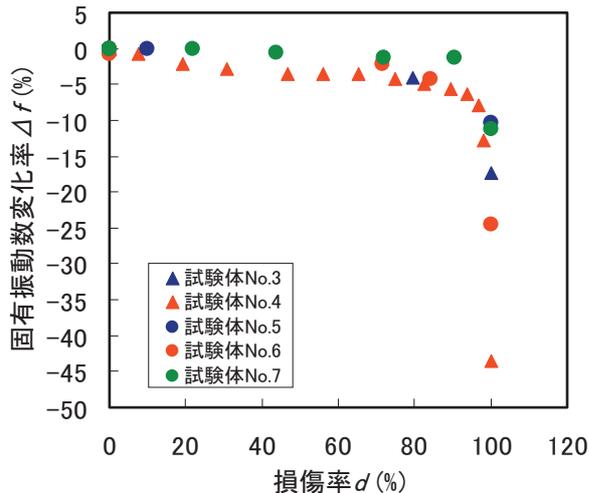


図 18 疲労損傷による固有振動数の変化

低下し、その後急激に低下している。一方、内部に溶接欠陥のある試験体 No.3 と 4 の固有振動数は線形的に 5% 程度低下し、その後、急激に低下していることがわかる。また、欠陥のある試験体の固有振動数の方が損傷率の低い段階から低下していることがわかる。

図 18 は、き裂が貫通する前に線形的に低下していた固有振動数が大きく低下することも示しており、き裂貫通前の予兆を固有振動数の低下割合から予測することも可能と思われる。

以上から、配管の固有振動数の低下傾向を評価することにより配管溶接継手の疲労寿命評価をすることは可能と考えられる。

ただし、この評価方法は、ベント管やドレン管のような片持ち梁形状の小口径配管ソケット溶接継手に対して有効である。また、欠陥の有無のような溶接継手の作製状態により固有振動数の低下割合が異なることにも注意が必要である。

しかしながら、今までの寿命評価手法のように S-N 線図をもとにマイナー則による疲労寿命の照査だけに依存するのではなく、マイナー則による評価に加えて、配管の固有振動数の低下割合を評価することで、従来よりも疲労寿命評価の精度向上が図れると考えられる。

5. 結言

小口径配管ソケット溶接継手の高サイクル疲労について原子力発電所の実機と同様の加振状態で疲労

試験を行い、ソケット溶接継手の振動特性と疲労強度について検討を行った。得られた結果を以下に示す。

(1) 本研究で使用した口径 3/4B, Sch.80 の小口径配管ソケット溶接継手を用いた疲労試験では、ルート部からき裂が発生し進展した。外部欠陥の有無の影響は見られなかった。これは、外部欠陥として加工したスリットが放電加工のままであり、先端がき裂状になっていなかったことや欠陥が応力の高い位置に無かったことなども理由として考えられるので、この点については今後の課題と考える。

(2) 本試験で行った実機条件に近い加振による疲労試験結果と WSR の結果とがよく一致することを確認した。ただし、ベント管やドレン管のような片持ち梁形状の小口径配管ソケット溶接継手について、安全側に評価するために、少なくともねじり係数は最大 1.8 にする必要があることを示した。

(3) 疲労き裂が進展するにしたがって配管の固有振動数が低下することを確認した。特に、片持ち梁形状の配管について疲労き裂進展と固有振動数の低下との間に良い相関があることがわかった。

(4) 疲労き裂の進展に伴い、配管の固有振動数は線形的に低下し、き裂貫通直前には大きく低下することから、配管の固有振動数の低下傾向を評価することにより配管溶接継手の疲労寿命評価をすることは可能と考えられた。

(5) 片持ち梁形状の小口径配管ソケット溶接継手の高サイクル疲労損傷評価について、WSR の S-N 線図を用いたマイナー則による疲労寿命評価に加えて、配管の固有振動数の低下割合を評価することで、疲労寿命評価の精度向上が図れると考えられた。

謝辞

疲労試験の実施において、カワサキプラントシステムズ(株)佐々木亨氏の協力を得た。ここに記して謝意を表す。

文献

- (1) 飯田國廣, “原子力プラントにおける疲労損傷とその教訓,” 原子力安全システム研究所定例講演会資料, pp.16-34 (1999).
- (2) 経済産業省, “東京電力(株)福島第一原子力発電所 6 号機の手動停止の原因と対策について,”

- 2000年経済産業省報道発表, 経済産業省ホームページ, (<http://www.meti.go.jp/kohosys/press/0000844/0/0802.html>).
- (3) 経済産業省, “東京電力(株)福島第二原子力発電所1号機の手動停止の原因と対策について,” 2001年経済産業省報道発表, 経済産業省ホームページ, (<http://www.meti.go.jp/kohosys/press/00001337/0/010209fukushima.html>).
- (4) 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, (<http://www.tohoku-epco.co.jp/whats/news/2002/20325.htm>).
- (5) 経済産業省, “中部電力(株)浜岡原子力発電所2号機の手動停止の原因と対策に係る中部電力(株)からの報告について,” 2002年経済産業省報道発表, 経済産業省ホームページ, (<http://www.meti.go.jp/kohosys/press/0002873/index.html>).
- (6) 経済産業省, “北海道電力株式会社泊発電所2号機再生熱交換器胴側出口配管からの漏えいの原因と対策に係る北海道電力株式会社からの報告及び検討結果について,” 2003年経済産業省報道発表, 経済産業省ホームページ, (<http://www.meti.go.jp/kohosys/press/0004632/>).
- (7) 東京電力, “福島第一原子力発電所2号機タービン建屋内における水漏れの原因と対策について,” 2005年東京電力プレスリリース, 東京電力ホームページ, (<http://www.tepco.co.jp/cc/press/05021702-j/html>).
- (8) 東京電力, “福島第一原子力発電所4号機タービン建屋内における水漏れの調査結果について,” 2005年東京電力プレスリリース, 東京電力ホームページ, (<http://www.tepco.co.jp/cc/press/05031101-j.html>).
- (9) 関西電力, “美浜発電所1号機補助建屋排気筒のひび割れおよびドレン管の接続不良の原因と対策について,” 2005年関西電力プレスリリース, 関西電力ホームページ, (<http://www.kepco.co.jp/pressre/2005/0620-1j.html>).
- (10) 関西電力, “大飯発電所2号機発電機固定子冷却水のわずかな漏えいの原因と対策について,” 2005年関西電力プレスリリース, 関西電力ホームページ, (<http://www.kepco.co.jp/pressre/2005/0720-2j.html>).
- (11) 四国電力, “伊方発電所1号機湿分分離加熱蒸気噴出口溶接部の割れについて,” 2008年四国電力プレスリリース, 四国電力ホームページ, (<http://www.yonden.co.jp/pressre/re0804/j0ypr014.html>).
- (12) Wachel, J.C. and Bates, C.L., “Escape Piping Vibration While Designing,” *Hydrocarbon Processing*, pp.152-156 (1976).
- (13) ASME, “Requirements for Preoperational and Initial Start-Up Vibration Testing of Nuclear Power Plant Piping Systems,” ASME OMA-S/G-1991 STANDARD, (1991).
- (14) 中野光一, 安西敏雄, 甲斐良美, “配管系に於けるすみ肉溶接部の疲労特性,” 溶接学会論文集, 第11巻, 第1号, pp.180-185 (1993).
- (15) 田中守, 猫本善統, 松木一博, “配管振動診断システムの開発,” 三菱重工技報, Vol.33, No.4, pp.278-281 (1996).
- (16) 江淵高弘, “小口径配管ソケット溶接部の疲労損傷,” 検査技術, pp.42-47 (2002).
- (17) Noda, M., Suzuki, M., Maekawa, A., Sasaki, T., Suyama, T. and Fujita, K., “Methods of Evaluation Vibration Induced Stress of Small-Bore Piping,” *Proc. of 2006 ASME Pressure Vessels and Piping Division Conference, PVP2006-ICPVT-11-93198*, (2006).
- (18) 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. of 2007 ASME Pressure Vessels and Piping Division Conference, PVP2007-26453*, (2007).
- (19) Mohr, W.C., “Internal Surface Residual Stresses in Girth Butt-Welded Steel Pipes,” *Proc. of 1996 ASME Pressure Vessels and Piping Division Conference, PVP-Vol.327*, pp.37-45 (1996).
- (20) Smith, J.K., “Vibrational Fatigue Failures in Short Cantilevered Piping with Socket-Welding Fittings,” *Proc. of 1996 ASME Pressure Vessels and Piping Division Conference, PVP-Vol.338*, pp.21-24 (1996).
- (21) Vecchio, R.S., “Fatigue Evaluation of Socket Welded Piping in a Nuclear Power Plant,”

- Proc. of 1996 ASME Pressure Vessels and Piping Division Conference, PVP-Vol.338, pp.25-41 (1996).
- (22) 岩田正純, 野口新二, 柴山宗昭, 松浦正幸, “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成,” 日本機械学会論文集 (A 編), 第 64 巻, 第 618 号, pp.264-270 (1998).
- (23) Choi, Y.H. and Choi, S.Y., “Socket Weld Integrity in Nuclear Piping under Fatigue Loading Condition,” Nuclear Engineering and Design, 237, pp.213-218 (2007).
- (24) Higuchi, M., Hayashi, M., Yamauchi, T., Iida, K. and Sato, M., “Fatigue Strength of Socket Welded Pipe Joint,” Proc. of 1995 ASME Pressure Vessels and Piping Division Conference, PVP-Vol.313-1, pp.69-76 (1995).
- (25) Iida, K., Matsuda, F., Sato, M., Nayama, M. and Akitomo, N., “Study on Crack Generation at Root of Socket Welds,” Nuclear Engineering and Design, 116, pp.85-98 (1996).
- (26) Yamashita, T., Hattori, T., Iida, K., Nomoto, T. and Sato, M., “Effects of Residual Stress on Fatigue Strength of Small Diameter Welded Pipe Joint,” Proc. of 1996 ASME Pressure Vessels and Piping Division Conference, PVP-Vol.327, (1996).
- (27) Higuchi, M., Nakagawa, A., Hayashi, M., Yamauchi, T., Saito, M., Iida, K., Matsuda, F. and Sato, M., “A Study on Fatigue Reduction Factor for Small Diameter Socket Welded Pipe Joints,” Proc. of 1996 ASME Pressure Vessels and Piping Division Conference, PVP-Vol.338, (1996).
- (28) Higuchi, M., Nakagawa, A., Chujo, N., Iida, K., Matsuda, F. and Sato, M., “Effects of Weld Defects at Root on Rotating Bending Fatigue Strength of Small Diameter Socket Welded Pipe Joints,” Proc. of 1996 ASME Pressure Vessels and Piping Division Conference, PVP-Vol.338, pp.3-10 (1996).
- (29) Hayashi, M., Iida, K., Matsuda, F. and Sato, M., “Vibration Behavior and Fatigue Strength of Mocked-Up Piping System,” Proc. of 1996 ASME Pressure Vessels and Piping Division Conference, PVP-Vol.338, (1996).
- (30) (財) 発電設備技術検査協会, “試験研究 発電設備溶接部信頼性実証試験 (WSR) (ソケット継手の疲労強度に関する実証試験),” 発電技検レビュー, No.23, pp.76-95 (1997).
- (31) 川原正信, “溶接構造の損傷とその防止,” 溶接学会誌, 第 52 巻, 第 3 号, pp.11-22 (1983).
- (32) 豊貞雅宏, “疲労寿命推定の現状と今後の課題,” 溶接学会誌, 第 72 巻, 第 5 号, pp.122-133 (2003).