内圧作用下における曲げ加工された銅配管の低サイクル疲労破壊現象[†]

田 宮 洋 一*

Low-Cycle Fatigue Fracture Phenomenon of Bended Copper Pipes under Internal Pressure

by

Yoichi TAMIYA*

It is well known that fatigue strength of bended copper pipes under internal pressure is decreased by flattening and change in thickness at the cross section. It is important to understand fatigue fracture phenomenon of bended copper pipes, because they are significant members utilized in air-condition equipments and hot-water supply systems. In this paper, fatigue tests of bended copper pipe specimens were carried out under internal pressure and stress conditions of these cross sections were calculated by finite element method (FEM), in order to clarify fatigue fracture phenomenon of bended copper pipes.

The conclusions are obtained as follows :

- (1) Origin of fatigue fracture of bended copper pipes was the same as position of maximum stress range (ΔS_{MAX}) obtained by FEM.
- (2) In tested copper pipe specimens, $\Delta S_{MAX}/\Delta\sigma$ at the cross section was strongly affected by flattening ratio (D_{os}/D_{ol}), and $\Delta S_{MAX}/\Delta\sigma$ was less affected by change in thickness ratio (T_{out}/T_{in}). Where, $\Delta\sigma$ is an elastic stress range of Lamé's equation.
- (3) Fatigue fracture phenomenon of bended copper pipes under internal pressure was similar to low-cycle fatigue fracture phenomenon of strain controlled type at stress concentration parts.

Key words : Low-cycle fatigue, Fatigue fracture phenomenon, Bended copper pipes, Internal pressure, Stress concentration, Flattening, Change in thickness

1 緒 言

空調機や給湯機は圧縮機、蒸発器、膨張弁、凝縮器および熱交換器などで構成されており、各構成機器の間および内部には、冷媒を巡回させるための銅配管が縦横無尽に配置されている。これら銅配管の構造は、直線部、曲げ加工部およびロウ付継手部などが混在しており、複雑多岐にわたっている。このような配管構造の中で、曲げ加工部は、曲げ変形による配管横断面の扁平・偏肉が耐圧強度を低下させるので、強度設計上の要注意部位である。

曲げ変形による配管横断面の扁平・偏肉が耐圧強度を低下させることは、古くから良く知られていた。^{1)~3)}特に、扁平・偏肉による応力集中は、疲労強度に対して顕著に影響するので、静圧破壊強度の低下よりも内圧疲労強度の低下に注意しなければならない。現時点では、実際に曲げ加工した配管試験片を用いて、内圧疲労試験を実施することで、その疲労強度を確認しているのが実情のようである。^{4)~7)}

近年、環境破壊防止を目的として、CO₂冷媒を採用している給湯機の普及や空調機の開発が進められている。⁸⁾CO₂冷媒は、従来の冷媒より高压で作動するため、これらの製品には高い信頼性が要求される。また製品である

限りは、低コスト化についても、今までどおり市場から要求され続ける。このような状況の中で、曲げ加工により横断面が扁平・偏肉した銅配管の疲労破壊現象を解明することは、製品の信頼性を損なうことなく低コスト化を実現できる高精度な疲労設計技術の構築につながるため、重要であると考えられる。

本論文では、内圧作用下における曲げ加工された銅配管の疲労破壊現象を解明した内容について報告する。まず、曲げ加工された銅配管の内圧疲労試験を実施し、つぎに、その疲労破壊状況および扁平・偏肉した横断面の応力状態について検討した。最後に、これら試験結果および検討結果を考察して、曲げ加工された銅配管の内圧疲労破壊現象を解明した。

2 曲げ加工された銅配管の内圧疲労試験結果

2・1 内圧疲労試験方法と銅配管試験片

本検討で使用した内圧疲労試験装置を Fig. 1 に示す。本装置は、電気油圧サーボ式疲労試験機のアクチュエータ部に設置された油圧シリンダーを用いて、銅配管試験片に内圧負荷を繰返し作用させる装置である。作用圧力の設定は、銅配管試験片の出口側に設置された圧力センサーをモニターすることによって実施した。試験結果として得られる疲労寿命は、油の漏洩による圧力低下が生

[†] 原稿受理 平成 23 年 9 月 5 日 Received Sep. 5, 2011 ©2012 The Society of Materials Science, Japan

* 正 会 員 三菱電機(株)先端技術総合研究所 〒661-8661 尼崎市塚口本町, Advanced Tech. R & D Center, Mitsubishi Electric Corp., Tsukaguchi-honmachi, Amagasaki, 661-8661

Fig. 1 Internal pressurized fatigue test machine.

じた時点の負荷繰返し数とした。なお本試験装置には、銅配管試験片が破裂飛散するのを防止するためのカバーを、安全のために設置している。

銅配管試験片の寸法を Table 1 に示す。試験に供した銅配管試験片は Type A および B の 2 種類である。Table 1 の D_o は配管外径、 D_i は配管内径、 T は配管厚さ、 R_m および θ は、曲げ加工時の曲げ曲率半径および曲げ角度をそれぞれ示している。ここで、 D_o 、 D_i 、 T は実測値ではなく公称値である。また、 R_m/D_o は曲げ曲率半径と配管外径の比であり、 R_m/D_o が小さいほど曲げ変形が大きいことを示している。なお、本試験で採用した銅配管試験片の材料は、空調機や給湯機の冷媒配管材として一般的に使用されているりん脱酸銅である。

2・2 内圧疲労試験結果

Type A および B の内圧疲労試験結果を Table 2 に示す。疲労試験を実施した環境は大気中で、温度は室温である。Table 2 の ΔP は作用内圧範囲、 R は応力比 ($R = \sigma_{\min}/\sigma_{\max}$) および N_f は疲労寿命である。内圧疲労試験では、製品寿命 ($10^4 \sim 10^5$ 回範囲) の疲労曲線が得られるように ΔP を設定した。また、Table 2 の $\Delta\sigma$ は式 (1) に示す Lamé の式で算出した厚肉円筒 (真円) における内周側円周方向の弾性応力範囲である。

$$\Delta\sigma = \frac{D_o^2 + D_i^2}{D_o^2 - D_i^2} \Delta P \quad (1)$$

Type A および B の銅配管試験片は $D_o/D_i = 1.20$ および 1.34 であり、ともに薄肉円筒であるとは言い難いので、弾性応力の計算には式 (1) を用いた。なお、Table 2 の T.P. No. B-4 の N_f に付記した > 印は、未破壊データであることを示している。

Fig. 2 は、Table 2 の内圧疲労試験結果を $\Delta\sigma$ - N_f 線図

Table 1 Size of bended copper pipe specimens.

T.P. type	D_o (mm)	D_i (mm)	T (mm)	R_m (mm)	θ (deg)	R_m/D_o
A	9.52	7.92	0.8	20.0	90	2.10
B	15.88	11.88	2.0	50.0	180	3.15

D_o : Outer dia., D_i : Inner dia., T : Thickness,

R_m : Radius of bent curvature, θ : Angle of bent curvature.

Table 2 Fatigue test results of bended copper pipe specimens under internal pressure.

T.P. type	T.P. No.	ΔP (MPa)	$\Delta\sigma$ (MPa)	R	N_f (cycles)
A	A-1	19.0	104	0.050	2.47×10^4
	A-2	17.0	93.4	0.056	2.87×10^4
	A-3	22.0	121	0.043	2.21×10^4
	A-4	25.0	137	0.038	9.20×10^3
	A-5	14.0	76.9	0.067	9.82×10^4
B	B-1	44.0	156	0.011	1.86×10^5
	B-2	58.0	205	0.009	2.16×10^4
	B-3	39.0	138	0.013	2.08×10^5
	B-4	37.0	131	0.013	$>4.00 \times 10^5$ *

ΔP : Internal pressure range,

$\Delta\sigma$: Elastic stress range of Lamé's equation,

R : Stress ratio ($R = \sigma_{\min}/\sigma_{\max}$), N_f : Fatigue life,

※ Mark ">" is expressed "non-failure".

Fig. 2 $\Delta\sigma$ - N_f diagram of fatigue test results.

で表示した図である。銅配管には、降伏応力を超える弾塑性応力が発生していると思われるが、ここでは、設計で良く用いられる式 (1) の $\Delta\sigma$ で内圧疲労試験結果の整理を試みた。Fig. 2 では、Type A と B の疲労強度は大きく異なっていた。弾塑性応力での検討がなされていないが、設計で良く用いられる $\Delta\sigma$ で、曲げ加工された銅配管の内圧疲労試験結果を整理することはできないとわかる。

2・3 疲労破壊状況および扁平・偏肉状況の観察

銅配管試験片の疲労破壊状況写真 (一例) を Fig. 3 に示す。Fig. 3 の (a) および (b) は、それぞれ Type A (T.P. No. A-3) および Type B (T.P. No. B-1) の疲労破壊状況写真である。ここで、各配管試験片の横断面写真は疲労き裂が確認された位置における切断面を撮影したものである。これらの横断面写真では、曲げ加工による扁平・偏肉が確認できる。また、横断面の形状はだ円というより団扇のような形状をしていた。曲げ加工された配管の横断面が、だ円ではなく団扇のような形状に変形することは、いくつかの論文^{3), 6), 9)}でも紹介されている。

Fig. 3 の横断面写真において、曲げ曲率半径 R_m の外側を Outer 部、内側を Inner 部および側面を Side 部とした。T.P. No. A-3 の疲労き裂は、Outer 部の配管外側で

Fig. 3 Fatigue fracture photograph of bended copper pipe specimens (Type A and B).

発生し、配管内側へと進展しているように見える。また、T.P. No. B-1の疲労き裂は、Side部の配管内側で発生し、配管外側へと進展しているように見える。このようなき裂の発生および進展の様相は、Type AおよびBの他の銅配管試験片においても、それぞれ同様であった。Type AおよびBは、疲労強度だけでなくき裂の発生位置と進展方向も異なっていた。なお、Fig. 3において、き裂は開口量の大きい方から小さい方へ進展したと判断した。

次に、銅配管試験片の破壊位置横断面における扁平率 (D_{oS}/D_{oL}) と偏肉率 (T_{out}/T_{in}) を測定した結果をTable 3に示す。ここで、 D_{oS} は扁平断面の短軸配管外径、 D_{oL} は長軸配管外径、 T_{out} はOuter部の配管厚さおよび T_{in} はInner部の配管厚さである。これら D_{oS} 、 D_{oL} 、 T_{out} および T_{in} はFig. 4で図説しているとおりでである。扁平率は1に近いほど真円に近く、偏肉率も1に近いほど偏肉が小さいことを示している。なお、未破壊であったT.P. No. B-4の扁平率と偏肉率は曲げ加工部の中央部分 (Fig. 4のA-A部) で切断した配管横断面の寸法を採用した。

Fig. 5は、 R_m/D_o と D_{oS}/D_{oL} の関係および R_m/D_o と T_{out}/T_{in} の関係を示した図である。 R_m/D_o が小さいほど曲げ変形が大きくなるので、 D_{oS}/D_{oL} および T_{out}/T_{in} は共に1に対して小さくなっており、扁平・偏肉による横断面の変形が顕著となっていることがわかる。

Table 3 Measurement results of flattening ratio (D_{oS}/D_{oL}) and change in thickness ratio (T_{out}/T_{in}) of bended copper pipe specimens.

T.P. type	T.P. No.	D_{oS}/D_{oL}	T_{out}/T_{in}
A	A-1	0.874	0.691
	A-2	0.853	0.750
	A-3	0.916	0.750
	A-4	0.915	0.617
	A-5	0.842	0.682
B	B-1	0.917	0.874
	B-2	0.943	0.813
	B-3	0.922	0.816
	B-4	0.929	0.878

Fig. 4 Illustration of cross section of bended copper pipe specimens.

Fig. 5 Correlation between R_m/D_o and D_{oS}/D_{oL} , and correlation between R_m/D_o and T_{out}/T_{in} .

3 曲げ加工された銅配管試験片横断面の有限要素法による弾性応力計算結果

疲労破壊した銅配管試験片の横断面における形状寸法を詳細に測定し、有限要素法 (FEM) を用いて、内圧作用時の弾性応力計算を実施した。計算結果である最大主応力分布図の一例をFig. 6に示す。ここで、Fig. 6の(a)および(b)は、それぞれT.P. No. A-3およびT.P. No. B-1の応力分布図である。作用内圧範囲は、T.P. No. A-3の

Fig. 6 Stress conditions (distribution of maximum principal stress) in cross section of bended copper pipe specimens calculated by FEM.

場合 $\Delta P = 22.0\text{MPa}$, T.P. No. B-1 の場合 $\Delta P = 44.0\text{MPa}$ であり, 疲労試験と同じ内圧範囲を作用 (Table 2 参照) させて FEM 弾性応力計算を実施した. なお FEM モデルは, 2次元平面ひずみ要素を使用し, 1/2 対称で作成した. 使用した構造解析プログラムは ANSYS Ver.12 である.

Fig. 6 の結果から, 最大値 ΔS_{MAX} の発生位置は, T.P. No. A-3 の場合 Outer 部の配管外側であり, T.P. No. B-1 の場合 Side 部の配管内側であった. これら ΔS_{MAX} の発生位置と Fig. 3 で示した疲労試験結果のき裂発生位置は一致していた. また, ΔS_{MAX} 発生位置の配管厚さ方向の応力分布は応力集中部のような分布を呈していた.

Table 4 は, D_{oS}/D_{oL} , T_{out}/T_{in} , FEM 弾性応力計算結果の最大値 ΔS_{MAX} および ΔS_{MAX} と式 (1) の $\Delta\sigma$ の比 ($\Delta S_{MAX}/\Delta\sigma$) の値をそれぞれ示した表である. また Fig. 7 は, Table 4 の値を用いて $\Delta S_{MAX}/\Delta\sigma$ と D_{oS}/D_{oL} の関係および $\Delta S_{MAX}/\Delta\sigma$ と T_{out}/T_{in} の関係を示した図である. $D_{oS}/D_{oL} = 1$ (真円) かつ $T_{out}/T_{in} = 1$ (編肉なし) で, ΔS_{MAX} は $\Delta\sigma$ に等しくなるので, 扁平および編肉が ΔS_{MAX} に及ぼす影響を表す指標として $\Delta S_{MAX}/\Delta\sigma$ を採用した.

Fig. 7 (a) では, Type A および B のそれぞれにおいて,

Table 4 D_{oS}/D_{oL} , T_{out}/T_{in} , ΔS_{MAX} and $\Delta S_{MAX}/\Delta\sigma$ of bended copper pipe specimens.

T.P. type	T.P. No.	$\frac{D_{oS}}{D_{oL}}$	$\frac{T_{out}}{T_{in}}$	ΔS_{MAX} (MPa)	$\frac{\Delta S_{MAX}}{\Delta\sigma}$
A	A-1	0.874	0.691	437	4.18
	A-2	0.853	0.750	432	4.62
	A-3	0.916	0.750	381	3.15
	A-4	0.915	0.617	468	3.41
	A-5	0.842	0.682	377	4.90
B	B-1	0.917	0.874	361	2.32
	B-2	0.943	0.813	415	2.02
	B-3	0.922	0.816	305	2.21
	B-4	0.929	0.878	276	2.10

(a) Correlation between $\Delta S_{MAX}/\Delta\sigma$ and D_{oS}/D_{oL} .

(b) Correlation between $\Delta S_{MAX}/\Delta\sigma$ and T_{out}/T_{in} .

Fig. 7 Correlation between $\Delta S_{MAX}/\Delta\sigma$ and D_{oS}/D_{oL} , and correlation between $\Delta S_{MAX}/\Delta\sigma$ and T_{out}/T_{in} .

$\Delta S_{MAX}/\Delta\sigma$ と D_{oS}/D_{oL} は強い相関関係にあり, なおかつ D_{oS}/D_{oL} が 1 (真円) に近づくと, それぞれの $\Delta S_{MAX}/\Delta\sigma$ も 1 に近づいていく傾向を示していた. 次に, Fig. 7 (b) では, Type A および B のそれぞれにおいて, $\Delta S_{MAX}/\Delta\sigma$ と T_{out}/T_{in} の相関関係は見られなかった. しかし, 編肉の大きい (T_{out}/T_{in} の小さい) Type A の $\Delta S_{MAX}/\Delta\sigma$ の値は大きく, 編肉の小さい (T_{out}/T_{in} の大きい) $\Delta S_{MAX}/\Delta\sigma$ の値は小さい結果となっていた. Fig. 7 (a) で, $\Delta S_{MAX}/\Delta\sigma$ と D_{oS}/D_{oL} の関係が Type A と B でそれぞれ 2 本の線に別れていたのは, 編肉が影響しているのか, ΔS_{MAX} 発生位置の違いが影響しているのか, 今回試験した範囲では良くわからなかった.

これらの検討は, 断面を切断することなく外観寸法と $\Delta\sigma$ だけで ΔS_{MAX} を推定するときに必要な. 今後, このようなデータを増やしていくことで, $\Delta S_{MAX}/\Delta\sigma$ と D_{oS}/D_{oL} および T_{out}/T_{in} の関係を解明していきたいと考える.

4 曲げ加工された銅配管の疲労破壊現象についての考察

応力集中部の疲労寿命は, その応力集中部に作用する弾塑性ひずみと丸棒平滑試験片の全ひずみ振幅-疲労寿命曲線 ($\epsilon_{ta}-N_f$ 曲線) を対比させて予測することができる. ここで, 構造全体が弾性挙動をしていた場合, 応力集中部に作用する弾塑性ひずみは Neuber 則¹⁰⁾を用いて, 当該部の弾性最大応力から見積もることができる.

Fig. 6 の FEM 結果から, ΔS_{MAX} 発生位置の配管厚さ方向の応力分布は応力集中部的な分布様相をしていた. また, 疲労破壊後の配管断面 (Fig. 3 参照) が扁平形状を保っていたことから, 疲労試験の内圧負荷下においても, 配管断面はある程度の弾性変形内であったと予想できる. よって本章では, 応力集中部における Neuber 則を用いた低サイクル疲労評価の考え方に基づいて, Type A および B の内圧疲労試験結果の整理を試みる.

銅配管材料であるりん脱酸銅 (phosphorous-deoxidized copper) の機械的性質¹¹⁾を Table 5 に示す. ここで, $\sigma_{0.2}$ は引張試験で得られる静的 0.2% 耐力, σ_B は引張強さ, δ は破断伸び, ϕ は絞り, ε_f は真破断延性, E は縦弾性係数および ν_e は弾性ポアソン比である. また, りん脱酸銅の低サイクル疲労試験結果¹¹⁾を Fig. 8 に示す. Fig. 8 の実線は, 式 (2) に示す Basquin & Coffin-Manson 型の ε_{ta} - N_f 曲線で, 疲労データを近似した線である.

$$\varepsilon_{ta} = \frac{C_e}{2} N_f^{-k_e} + \frac{C_p}{2} N_f^{-k_p} \quad (2)$$

$$= 0.00243 N_f^{-0.0829} + 0.370 N_f^{-0.519}$$

式 (2) において, C_e は疲労強度係数, k_e は疲労強度指数, C_p は疲労延性係数および k_p は疲労延性指数である. なお, 機械的性質および低サイクル疲労試験結果は, 丸棒平滑試験片で採取した結果である.

つぎに, Ramberg-Osgood 型の繰返し応力-ひずみ曲線 (CSS 曲線) を, 式 (2) の C_e , k_e , C_p および k_p の値を用いて, 式 (3) のように表示¹²⁾した. 式 (3) は, Neuber 則を用いて応力集中部の弾性最大応力から弾塑性ひずみを見積もるときに必要な式である.

Table 5 Mechanical properties of phosphorous-deoxidized copper.¹¹⁾

$\sigma_{0.2}$ (MPa)	σ_B (MPa)	δ (%)	ϕ (%)	ε_f	E (MPa)	ν_e
36.2	225	56.0	88.0	2.12	129000	0.313

$\sigma_{0.2}$: Static 0.2% proof stress, σ_B : Tensile strength,
 δ : Elongation, ϕ : Reduction of area, ε_f : True fracture ductility,
 E : Modulus of elasticity, ν_e : Elastic Poisson's ratio.

Fig. 8 Low-cycle fatigue test results of phosphorous-deoxidized copper.¹¹⁾

Table 6 Estimation results of elastic-plastic strain amplitude from ΔS_{MAX} obtained by Neuber's rule.

T.P. type	T.P. No.	ΔS_{MAX} (MPa)	ε_{ta}	N_f (cycles)
A	A-1	437	2.78×10^{-3}	2.47×10^4
	A-2	432	2.73×10^{-3}	2.87×10^4
	A-3	381	2.23×10^{-3}	2.21×10^4
	A-4	468	3.11×10^{-3}	9.20×10^3
	A-5	377	2.19×10^{-3}	9.82×10^4
B	B-1	361	2.04×10^{-3}	1.86×10^5
	B-2	415	2.55×10^{-3}	2.16×10^4
	B-3	305	1.57×10^{-3}	2.08×10^5
	B-4	276	1.35×10^{-3}	$>4.00 \times 10^5$ *

ΔS_{MAX} : Maximum stress range,

ε_{ta} : Elastic-plastic strain amplitude obtained by Neuber's rule,

N_f : Fatigue life,

※ Mark ">" is expressed "non-failure".

$$\varepsilon_{ta} = \frac{\sigma_a}{E} + \frac{C_p}{2} \left(\frac{2\sigma_a}{C_e E} \right)^{\frac{kp}{ke}} = \frac{\sigma_a}{129000} + \left(\frac{\sigma_a}{367} \right)^{6.26} \quad (3)$$

Neuber 則を用いて, 弾性最大応力 ΔS_{MAX} から見積った弾塑性ひずみ振幅 ε_{ta} の値を Table 6 に示す. Table 2 で示した内圧疲労試験結果は, 応力比 R が 0.009 ~ 0.067 であり, ほぼ片振りに近い応力状態であった. しかし, ΔS_{MAX} の値が式 (3) の塑性項より得られる動的 0.2% 耐力 ($\sigma_{0.2d}$) の 2 倍以上であったので, ΔS_{MAX} 発生位置における応力とひずみの挙動がヒステリシスループを描く両振り状態になると仮定して ε_{ta} を求めた. ここで, 式 (3) の塑性項より得られる $\sigma_{0.2d}$ の値は式 (4) に示すとおりである.

$$\sigma_{0.2d} = (0.002)^{1/6.26} \times 367 = 136 \text{ MPa} \quad (4)$$

Neuber 則による, ε_{ta} の見積り値は, 式 (3) と以下の式 (5) の連立方程式を解くことによって求められる. ここで, 式 (5) の S_a は ΔS_{MAX} の半分の値 ($\Delta S_{MAX}/2$) であり既知量である.

$$\sigma_a \varepsilon_{ta} = \frac{S_a^2}{E} = \frac{S_a^2}{129000} \quad (5)$$

なお, 式 (3) と (5) の連立方程式から, ε_{ta} を陽的に解くことができないので, 本検討では Newton-Raphson 法を用いて反復計算することにより, ε_{ta} を算出した. そのときの収束条件は相対誤差 $\leq 10^{-6}$ である.

Fig. 9 は, Table 6 の ε_{ta} と N_f の値と Fig. 8 のりん脱酸銅を含む銅および銅合金の低サイクル疲労試験結果¹¹⁾を比較した図である. Type A および B の疲労試験結果 (◆および▲印) は, Fig. 8 で示したりん脱酸銅の低サイクル疲労試験結果 (○印) と概ね一致していた. また, 他の銅および銅合金の低サイクル疲労試験結果¹¹⁾ (+印) のばらつきの範囲内にあることもわかる. これより, 曲げ加工により横断面が扁平・偏肉した銅配管の内圧疲労破壊現象は, 応力集中部におけるひずみ制御型の低サイクル疲労破壊現象と同様であると判断できる.

Fig. 9 Comparison of fatigue test results of bended copper pipe specimens (Type A and B) and low-cycle fatigue test results of copper and copper alloys.

5 結 言

曲げ加工により横断面が扁平・偏肉した二種類の銅配管の内圧疲労試験を実施し、これら銅配管の破壊状況や扁平・偏肉した横断面の応力状態について検討した。その後、これらの試験結果と検討結果を考察して、曲げ加工された銅配管の内圧疲労破壊現象を解明した。

以下に結論を述べる。

(1) 曲げ加工された銅配管横断面の FEM 弾性応力計算を実施した結果、その最大値 ΔS_{MAX} が発生した位置と疲労き裂発生位置は一致していた。この ΔS_{MAX} 発生位置が曲げ加工された銅配管の疲労破壊の起点であることを確認した。

(2) 今回試験に供した銅配管試験片において、 $\Delta S_{MAX}/\Delta\sigma$ は扁平率 (D_{os}/D_{oL}) の影響を強く受け、偏肉率 (T_{out}/T_{in}) の影響はあまり顕著でなかった。

(3) Neuber 則を用いて、 ΔS_{MAX} から弾塑性ひずみ振幅 ε_{ta} を見積もった。この ε_{ta} と N_f の値を銅および銅合金の低サイクル疲労試験結果と比較したところ、両者は概ね一致していた。曲げ加工された銅配管の内圧疲労破壊現象は、応力集中部におけるひずみ制御型の低サイクル疲労破壊現象と同様であると判断できる。

参 考 文 献

- 1) T. Mimino and S. Murase, "Change in thickness at the bent part of U-type electric resistance welded steel tube and its strength against internal pressure", Nihon Koukan Gihou, No.29, pp.28-40 (1964).
- 2) T. Murota and J. Endow, "Experimental analysis on plastic deformation of tubes in uniform bending", Journal of the JSTP, Vol.23, No.225, pp.343-350 (1982).
- 3) K. Takahashi, T. Watanabe, T. Kuboki, M. Murata, K. Ono and K. Yano, "Reduction in flatness using axial compressive force in rotary draw bending of circular tube", Journal of the JSTP, Vol.49, No.572, pp.896-900 (2008).
- 4) K. Toyama, M. Yamamoto, S. Morimoto and T. Furumai, "Development of high strength electric-resistance-welded steel tubes for hydraulic system of earth moving machines", Sumitomo Kinzoku, Vol.40, No.3, pp.289-294 (1988).
- 5) S. Ooshima, "A study on fatigue strength of thin copper tube", REFRIGERATION, Vol.70, No.814, pp.858-869 (1995).
- 6) H. Suzuki and K. Takiuchi, "Fatigue reliability in terms of fatigue fracture under internal pressure of the tube used in brake equipment for automobiles", Transaction of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series A, Vol.63, No.612, pp.1642-1647 (1997).
- 7) T. Hosogi, T. Choda and C. Saeki, "Cyclic pressure fatigue property of copper tube for air conditioner", Journal of the JCBRA, Vol.40, No.1, pp.243-247 (2001).
- 8) H. Iijima, T. Enomoto and T. Kouda, "Recent heat pump technologies for energy saving", MITSUBISHI, Vol.82, No.3, pp.174-178 (2008).
- 9) M. Yoshida and M. Kobayashi, "Prediction of the bend ability of copper tube by FEM simulation", Journal of the JRICu, Vol.41, No.1, pp.54-58 (2002).
- 10) H. Neuber, "Theory of stress concentration for shear-strained prismatical bodies with arbitrary nonlinear stress-strain law", Transaction of the American Society of Mechanical Engineers, Journal of Applied Mechanics, pp.544-550 (1961).
- 11) Y. Tamiya, "A validity of estimation methods of total strain-fatigue life curve about copper and copper alloys", Journal of the Society of Materials Science, Japan, Vol.60, No.9, pp.777-782 (2011).
- 12) Y. Tamiya and T. Wada, "A practical use of simplified fatigue life prediction method at stress concentration of metals", Journal of the Society of Materials Science, Japan, Vol.58, No.4, pp.311-316 (2009).