(昭和 60 年 11 月 日本造船学会秋季講演会において講演)

圧縮および引張荷重を受ける構造要素の変形挙動

——(第 2 報) 繰返し荷重を受けるパイプの変形挙動——

正員 野 本 敏 治* 正員 榎 沢 誠*
 正員 鈴 木 隆** 横 山 保*
 正員 藤 田 譲***

Behavior of Deformation of Structural Members under Compressive
 and Tensile Loads (2nd Report)
 ——On the Cyclic Inelastic Buckling of Tubular Columns——

by Toshiharu Nomoto, *Member* Makoto Enosawa, *Member*
 Takashi Suzuki, *Member* Tamotsu Yokoyama
 Yuzuru Fujita, *Member*

Summary

In order to know the behavior of deformation and fatigue strength of structural members under compressive and tensile loads, theoretical and experimental investigations were performed on a column with rectangular cross section in the first report.

In this paper, the problem of thin tubular columns which are usually used for bracing in offshore structures subjected to periodic forces by waves and winds is studied. The following items are studied, 1) the global buckling strength of column 2) the post-buckling behavior 3) the local buckling behavior occurred at the compressive side of wall in the cross section at midlength 4) the initiation mechanism of fatigue crack during repeated loads 5) the fatigue strength at the hot-spot.

The following conclusions are made.

- 1) It is confirmed that not only the buckling and postbuckling behavior of deformation due to compressive loads but also the cyclic behavior of a column under repeated loads are easily calculated by the analytical method proposed in this paper. And the analytical results agree well with the experimental ones.
- 2) Definition of the critical strain at which the local buckling occurs in a pipe under combined loads of compression and bending moment is made clear. The local buckling strain obtained by experiments shows good agreement with that by analysis.
- 3) The initiation mechanism of fatigue crack can be explained through the change of load P , ovalization of cross section and local strain at the hot spot during repeated load.
- 4) A design proposal for the fatigue strength is made by using the above-mentioned local buckling strain.

1 緒 言

第 1 報¹⁾では、最も単純な構造要素である矩形断面柱をとりあげ、圧縮および引張荷重を受ける柱の座屈疲労

強度について検討した。その結果、荷重-撓み関係などマクロ的見地からの変形挙動の把握が明確になった。

また構造物中のホットスポット歪で整理すると、疲労き裂発生寿命については、素材の小型試験片による疲労試験と比較的よい一致を示していることが確認された。

なおここにいう座屈疲労とは、構造要素が圧縮荷重を受けて、まず座屈し、その後の引張-圧縮の繰返し負荷

* 東京大学工学部

** 東京大学工学系大学院

*** 東京理科大学工学部

を受けてクラック発生に至る挙動をいう。

元来、圧縮および引張の繰返し荷重を受ける構造物に関する問題は、主として、建築構造物のブレースが地震力を受ける場合の変形挙動について検討されてきたが、近年の海洋構造物の製作に関して、より重要な課題となりつつある。

Jain ら²⁾は薄肉矩形断面を有するブレースの地震荷重に対する変形挙動を実験によって検討し、Shibata³⁾はブレースの変形挙動の解析法を提案している。Popov⁴⁾らは海洋構造物を対象とした薄肉円筒断面柱の繰返し負荷過程における荷重-変形挙動を研究している。

本論文では、円筒断面を有する柱の繰返し荷重に対する変形挙動を座屈疲労の観点から検討した。対象部材は、局部座屈を起こす前に、柱としての全体座屈をするものを取りあげ、パイプの直径-肉厚比は 30 程度とした。

この種のパイプが軸圧縮力を受ける場合、柱はまず全体座屈し、それに続いて座屈後挙動を示す。これらについて検討を加えると共に、本論文で対象としたパイプ試験体では、全体座屈後の横撓みの増加中にパイプの長手方向中央断面付近の凹側部に局部座屈が生ずることが確認されたため、局部座屈についても検討を加えた。

圧縮-引張の繰返し荷重を受ける場合では、荷重-撓み関係あるいは荷重-縮み関係などのヒステリシス・ループの問題が重要となる。この荷重-撓み関係に対する考察に加えて、特に座屈疲労強度について検討し、繰返し負荷中に生ずるクラックの発生メカニズムの解明も研究目的の一つとした。

2 実 験

2.1 スタッブコラム試験

本実験の供試材はシーム溶接で製作された STK 41 材である。試験材の材料定数を求めるためにスタッブコラム試験を実施した。供試材は直径-板厚比 (D/t) により名称を TS 21, TS 23 および TS 28 とよぶ。試験材寸法を Table 1 に示す。試験材長は圧縮試験によってスタッブコラムが柱座屈を生じないように直径の 3 倍程度とした。

パイプの応力-歪関係は次式で示される Ramberg-Osgood の式で近似する。

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E} \left\{ 1 + \frac{3}{7} \left(\frac{\sigma}{\sigma_R} \right)^{n-1} \right\} \quad (1)$$

ここで、 E はヤング率、 σ_R はセカント係数 $E_s = 0.7E$ の直線と実験により求めた応力-歪曲線との交点の応力、および n は歪硬化指数である。

Table 1 には材料定数の特性値ならびに本実験で得ら

Table 1 Stub column test results

	TS-21	TS-23	TS-28
D (mm)	60.43	48.66	60.55
t (mm)	2.90	2.16	2.16
D/t	20.8	22.5	27.9
σ_Y (kgf/mm ²)	36.32	36.12	34.31
E (kgf/mm ²)	21200	20500	20200
ε_{cr}	.0210	.0190	.0146
σ_R (kgf/mm ²)	33.45	32.96	31.04
n	9	9	12

Fig.1 Stress-strain relation

Fig.2 Specimen configuration

れた一様圧縮を受ける円筒の局部座屈歪を示す。また Fig. 1 には Ramberg-Osgood の式にあてはめた場合の応力-歪関係を示す。

スタッブコラムの圧縮試験にはインストロンタイプの 25t 万能試験機を用いた。

2.2 圧縮試験

本実験で圧縮および引張の繰返し荷重を負荷した試験

Table 2 Dimensions of specimens

	TF-21	TF-23	TF-28 A, B	TF-28 C~E
D/t	20.8	22.5	27.9	29.4
L (mm)	1100	1100	1100	1100
L/r	54.01	66.84	53.26	53.29
W_0 (mm)	0.03	0.05	0.03~0.05	

体の概形を Fig. 2 に示し、試験体寸法を Table 2 に示す。TF-21 および TF-23 は各 1 体、TF-28 の試験体は A~E まで 5 体を作製した。表中 L は有効長さ、 r は環動半径、 W_0 は柱の初期撓みである。なおすべての試験体とも局部座屈を生ずる前に柱としての全体座屈を生ずるように設計されている。

第 1 サイクルの圧縮試験では、試験体は柱座屈を起こすため、スクリュタイプ 100t 試験機を用いて強制変位を負荷した。与えた強制変位量は各試験体により異なるので後に述べる。

試験体の両端は境界条件が単純支持となり、また圧縮と引張の両負荷が与えられるように第 1 報で用いた治具の取付が可能となっている。またパイプ製作時のシーム溶接部が曲げの中立軸に一致するように設定した。

2.3 圧縮および引張の繰返し試験

第 1 サイクルの圧縮試験が終了すると、試験体は変位制御型 50t パルセータにセットし直される。セットの方法は第 1 報と同様であり、偏心や振れが生じないように注意を払うとともに、テフロンを用いて回転部に摩擦力が発生しないように配慮した。

繰返し試験は軸方向の変位振幅で制御した。この変位振幅の設定は以下のようにした。引張側は第 1 サイクルの引張荷重がほぼ降伏荷重となるように、また圧縮側は第 2 サイクルの圧縮最大撓みが第 1 サイクルの圧縮最大撓みと一致するように設定した。

3 柱座屈挙動

3.1 解析方法

円筒断面を有するパイプの柱座屈および座屈後の荷重-撓み関係を知るために第 1 報¹⁾と同様に解析モデルを設定した。

(1) 単純解析モデル

単純モデルでは弾性域内における荷重-撓み関係と断面の塑性化を評価するための塑性解析による荷重-撓み関係とが重要となる。

両端を単純支持されたパイプが軸圧縮力を受ける場合の弾性状態における荷重-中央点撓み関係は

$$W = \frac{W_0}{1 - P/P_{cr}} \quad (2)$$

で与えられる。(2) 式中の座屈値 P_{cr} は接線係数

Fig. 3 Stress distribution at plastic hinge

E_t を用いると、

$$P_{cr} = \frac{E_t}{E} P_{cr}^e \quad (3)$$

で求められる。ただし P_{cr}^e はオイラーの座屈荷重 ($P_{cr}^e = \pi^2 EI/L^2$) である。

なお (3) 式の座屈荷重の決定にあたっては、スタブコラム試験結果より定められた Ramberg-Osgood の応力-歪関係式を用いた。

塑性域における柱の変形挙動を考察するために塑性関節の概念を導入した。柱の長手方向中央部の断面における応力分布が Fig. 3 で表わされるものと仮定すると、軸力 P および曲げモーメント M のつり合いを考慮して、荷重-撓み関係は

$$W = \frac{M_P}{P} \cos\left(\frac{\pi}{2} \cdot \frac{P}{P_Y}\right) \quad (4)$$

ただし $M_P = 4R^2 t \sigma_Y$, $P_Y = 2\pi R t \sigma_Y$, $R = D/2$

つぎに荷重-軸縮み関係を求める。全縮み U が軸力による弾性縮みと横撓みが生ずることによる縮みとの和で求められるものとする、全縮み U は

$$U = \frac{PL}{AE} \left\{ 1 + \frac{3}{7} \left| \frac{-P/A}{\sigma_R} \right|^{n-1} \right\} + \frac{\pi^2 W^2}{4L} \quad (5)$$

第 1 サイクルの圧縮過程から除荷、さらに引張過程ならびに除荷などの過程については第 1 報で詳述しているのでここでは省略する。

以上述べたように、今回の解析では、弾塑性座屈を考慮したこと、ならびに非線形の応力-歪関係式を導入した点が第 1 報と異なる。

(2) 弾塑性モデル解析

柱の中央断面の応力分布を考慮した弾塑性モデルを作成した。ここでも第 1 報が参考となるので詳細は省略し基礎式のみ記述する。

初期降伏が始まる前の弾性的な挙動は次式で与えられる。

$$P^* = P_{cr}^* \left(1 - \frac{W_0^*}{W^*} \right) \quad (6)$$

ただし、

$*$ 印は無次元化表示を意味し $P^* = P/(\pi R t \sigma_Y)$

$$P_{cr}^* = P_{cr}^e / \{ 1 + 3n \} - P^* / (2 S_R)^{n-1/7}$$

$$P_{cr}^{e*} = P_{cr}^e / (\pi R t \sigma_Y), \quad S_R = \sigma_R / \sigma_Y, \quad W_0^* = W_0 / R \\ W^* = W / R$$

(6) 式は弾性域では単純解析モデルの項(1)で述べた荷重-撓み関係の正解を与えるが弾塑性域では次式の適合条件式を満たすために必要な初期値を設定する式となる。

$$e_x = \left\{ \int_{-1}^1 e_p \eta d\varphi + P^* W^* \right\} \eta + \frac{1}{2} \left\{ \int_{-1}^1 e_p d\varphi - P^* \right\} \quad (7)$$

ただし e_x は無次元歪 ($\varepsilon_x / \varepsilon_Y$), e_p は無次元塑性歪 ($\varepsilon_p / \varepsilon_Y$), η, φ , および θ は $\eta = \sin(\pi\varphi/2)$, $\varphi = \theta/(\pi/2)$, $z = R \sin \theta$ で z は断面中立軸からの距離である。

(6) 式および (7) 式は第1報で述べたように逐次計算法によって計算することができる。

なお弾塑性モデルにおける軸縮みについては撓み形をサイン波であると仮定すると

$$U^* = \frac{U}{R} = \frac{\varepsilon_Y L}{2R} P^* + \frac{\pi^2 R}{4L} W^{*2} \quad (8)$$

(3) 断面の偏平化

円筒断面を有する柱が軸方向の曲率をもつように曲げられると断面が偏平化し、円形断面を保持しえなくなることはよく知られている。弾性域における断面の偏平化については Brazier⁵⁾ の解析解があり、また Reissner⁶⁾ の数値解がある。

本論文では断面の偏平化を考慮するために、Brazier の弾性解析結果を用いて計算した。その結果 D/t が 30 程度では上記(1)単純モデル解析および(2)弾塑性モデル解析で述べた荷重-撓み関係にほとんど影響を及ぼさないことがわかった。したがって、以降の解析では断面の偏平化は考慮しないこととした。

Fig. 4 Comparison of P and W between simple model analysis and experiment in TF-21

3.2 試験結果との比較

Fig. 4 は TF-21 の荷重-撓み関係を示している。なお本図以降本論文では圧縮荷重を縦軸の正にプロットしてある。○印は第1サイクルの圧縮-除荷-引張-除荷の過程を示し、●印は第2サイクルの負荷過程を示している。第1サイクルの圧縮過程では、柱は座屈するまでは軸縮みに対応する圧縮荷重を支えることができるが、柱が座屈し横撓みが大きくなるにしたがって支え得る圧縮荷重が小さくなっている。横撓み $W/R=1.5$ 付近で圧縮荷重を除荷すると、大きく横撓みが残留した曲った状態となる。

第2サイクルの圧縮過程では横撓みが残留しているため柱の剛性が極端に小さくなっているのみならず、残留応力が存在しているため支え得る圧縮荷重は第1サイクルのそれに比較して小さくなっていることがわかる。

なお第2サイクル目以降の荷重-撓み関係は図に示した第2サイクルの圧縮過程および第1サイクルの引張過程とはほぼ同様な経路を描いている。その詳細については 4.3 章で述べる。

Fig. 4 の鎖線は弾性解、破線は塑性解を用いた場合の単純モデル解析結果である。柱としての横撓み挙動についてはある程度計算によって予測が可能であることがわかる。

Fig. 5 は荷重-軸縮み関係を示す。第1報においても述べたように本解析モデルでは軸縮み U_1 は弾性成分のみしか考慮されていないため、実験結果と計算値が一致しているとはいえない。

Fig. 6 は弾塑性モデル解析結果と実験値とを比較したものである。断面内の応力分布が評価されているため、一般に曲線が滑らかになっているほか、第2サイクルの圧縮過程における最大圧縮荷重の低下についても計算によって評価できることが明らかになった。しかしながら Fig. 7 の荷重-軸縮み関係は Fig. 5 と同様に一致しているとはいえない。

Fig. 5 Comparison of P and U between simple model analysis and experiment in TF-21

Fig. 6 Comparison of P and W between elasto-plastic model analysis and experiment in TF-21

Fig. 7 Comparison of P and U between elasto-plastic model analysis and experiment in TF-21

Fig. 8 Change of diameter during first cycle compression

Fig. 8 は長さ方向の中央断面における偏平化に関する実験値を示している。横撓みの増加とともに flattening および bulging が増加している。また一般に flattening に比較して bulging の方が大きな値を示している。

純曲げを受けるパイプの偏平化については文献 7) に

解析値と実験値との比較を示した。

4 局 部 座 屈

第1報では中実断面の柱部材について圧縮-引張りの繰返し荷重を負荷して、柱の座屈、座屈後の変形挙動ならびに疲労試験を実施した。その結果、中実断面材では柱としての全体座屈とその後の繰返し負荷に伴う疲労強度を考慮すれば十分であった。

ところが今回の中空断面部材では上記に加えて局部座屈挙動を考慮する必要がある。そこで本章では局部座屈の挙動について、主として実験結果に基づいて考察する。

4.1 局部座屈と荷重-撓み関係

TF-28 の試験体については A~E の5体を作製し、局部座屈の特性を知るための試験を実施した。

Fig. 9 は TF-28A の第1サイクル圧縮過程における荷重-撓み関係の実測値を示している。また図中実線は、3.1で述べた塑性関節の概念から求めた解析結果である。実験値は横撓みが大きくなり、 W/R が1.0に近づくと塑性関節線とよく一致していることがわかる。ところが、 $W/R=1.75$ 近辺の●印から塑性関節線から離れてくる。このときの中央部の圧縮側の外観を Fig. 10 に示す。この試験体ではすでに柱座屈が起こっていたが、その後の横撓みの増加により、パイプの中央断面近傍の圧縮側の歪が大きくなり局部座屈が発生した。局部座屈の

Fig. 9 P - W relation in TF-28 A

Fig. 10 Dent in TF-28 A

発生により Fig. 9 では、●印より大きな撓みの範囲で実験値と解析値とが一致しなくなったと考えられる。

なお Fig. 9 中の×印で示されている点は横撓み W と軸方向の中央断面における凹側の圧縮歪との関係を示す実測値である。横撓みが大きくなるにしたがって圧縮歪も増加していることがわかる。またこの結果は後に示す実験結果に対して、圧縮歪-横撓み-荷重の関係を求めるための基本図となる。

4.2 第1サイクル圧縮試験時の局部座屈歪の決定法

(1) 断面内の歪分布

Fig. 11 には第1サイクルの圧縮試験時における TF-28A 試験体の中央断面内の歪分布を示す。 ϵ_N は中央軸の圧縮歪を表わし、 ϵ_c は柱座屈後の凹側部の歪を、また ϵ_T は柱座屈後の凸側部の歪を表わしている。この図から中央断面内での歪分布は一般に線形になっていることがわかる。ところが凹側部の歪 ϵ_c が 0.021 を超える頃からこの直線性がずれ始めていることが読みとれる。

この歪の直線性からのずれを明確に把握するために Fig. 12 に $\bar{\epsilon}_c - \Delta\epsilon_c/\epsilon_N$ 関係を示す。ここに $\bar{\epsilon}_c$ は Fig. 11

Fig. 11 Strain distribution at mid-length of specimen

Fig. 12 Schematic method for determination of experimental local buckling strain

の ϵ_T および ϵ_N から直線性を仮定して求めた凹側部の歪であり、 $\Delta\epsilon_c$ は $\Delta\epsilon_c = \epsilon_c - \bar{\epsilon}_c$ より求められる直線からのずれを表わす歪である。図中○印は TF-28A の実験値であり、 $\bar{\epsilon}_c$ が 0.02 程度までは $\Delta\epsilon_c/\epsilon_N$ は波打っているが小さい値となっている。 $\bar{\epsilon}_c$ が 0.02 より大きくなると、 $\Delta\epsilon_c/\epsilon_N$ が急激に増大していることがわかる。

(2) 局部座屈歪の決定法

本論文では歪測定の結果から、局部座屈時の歪を以下のように決定することにした。すなわち Fig. 12 の TF-28A 試験体において、縦軸の $\Delta\epsilon_c/\epsilon_N$ が急激に増加している領域に破線で示す直線を導入し、この直線が横軸と交わる点を局部座屈の発生歪と定義する。この方法によって定義された局部座屈歪は TF-28A ではほぼ 0.02 になり、これを Fig. 9 の荷重-撓み関係で見ると点 O に対応する。荷重-撓み線図というマクロ的な見方からすると点 O は特に際立った挙動を示していないが、ミクロ的な観点からの歪センサでは局部座屈が生じ始めていることになる。

なお Fig. 12 は局部座屈および局部座屈波形の観察からつぎのように説明される。点 O で局部座屈歪に達し、さらに圧縮歪が大きくなると ripple と呼ばれる局部座屈波形が目視でも観察されるようになる。さらに圧縮歪が大きくなると Fig. 10 で示したように ripple のうちの谷側の一つの半波が成長して dent が形成されることになる。本論において ϵ_c の測定は全て ripple の谷において行われたため、 $\Delta\epsilon_c$ は局部座屈による 2 次的曲げ歪と考えられ、この 2 次的な曲げ歪が増加し始める点をもって局部座屈歪とした。

今回の実験では、第1サイクルの圧縮時に肉眼で見分けられるほどの大きな ripple が観察されたのは TF-28A においてのみであり、この TF-28A の $\bar{\epsilon}_c - \Delta\epsilon_c/\epsilon_N$ 線図を参考に TF-28B~E の試験体の負荷歪の範囲を設定した。Fig. 12 中に TF-28B および D の第1サイクル時の圧縮過程の歪の測定値を同時に示した。

図に示されたどの試験体においても、 $\bar{\epsilon}_c$ が ϵ_{cr} よりも小さい範囲で $\Delta\epsilon_c/\epsilon_N$ が波打っているがその理由は明らかでない。

(3) 解析結果との比較

一樣軸圧縮荷重を受けるパイプの局部座屈については弾性解および弾塑性を考慮した解析解⁹⁾が提案されている。ところが今回の試験体では、柱としての全体座屈を起こし、その後の軸力と曲げモーメントとの組合せ荷重下で局部座屈している。このような組合せ荷重下における局部座屈に関する研究は少ない。

そこで著者らのうち2人は組合せ荷重下のパイプの局部座屈について別途に研究を進めてきた⁷⁾。そこでは軸

力と曲げモーメントと外圧とを同時に受けるパイプの弾塑性局部座屈の問題を固有値問題として解析し、パイプの崩壊強度に及ぼす局部座屈の影響を検討している。本論文では文献 7) に示す解析法により局部座屈歪を求めることとするが、解析法の詳細は文献に譲る。

Fig. 13 は軸圧縮力と曲げモーメントとを受けるパイプの局部座屈歪の解析結果であり、座屈時の最大圧縮歪に対する一様圧縮歪と曲げ歪との関係を示したものである。

軸力の大きさが変化すると、軸歪成分と曲げ歪成分とが変化するが、局部座屈発生歪である全歪は軸力の変化の影響を受けないことがわかる。したがって本論文における局部座屈歪の実験値と解析値とを比較するにあたって、座屈時の歪成分によらず全歪のみで評価できることになる。

Fig. 13 Local buckling strain and its components vs. P/P_Y relation

Fig. 14 Local buckling strain vs. D/t relation

なお同図には Gerard の式より計算した軸力のみによる局部座屈歪も示してある。よく知られているように軸力と曲げとによる座屈時の最大圧縮歪は、軸力のみによる座屈歪より大きくなっている。本試験体ではその差は約 15% である。

Fig. 14 は本実験で求められた実験値と計算値とを比較した結果である。実験値のうち■値はスタブコラム試験の TS シリーズの結果であり、一様な軸圧縮のみが荷重された場合に対応し、○印は TF シリーズの結果であり、軸圧縮および曲げモーメントが荷重された場合に対応する。試験体の局部座屈歪の決定法は Fig. 12 の ϵ_{cr} の求め方によった。

TS シリーズの■印は破線で示す Gerard の解析解とよく一致し、TF シリーズの○印は鎖線で示す Enosawa の計算結果とよく一致していることがわかる。また両者の間には明らかに有意の差が認められ、 D/t が小さくなるにしたがってその差は大きくなっている。なお実験中に計測された ripple の軸方向の波長は文献 7) による解析結果と非常によく一致している。

4.3 繰返し試験中のパイプ特性

すでに述べたように、TF-28A の試験体は第 1 サイクルの圧縮試験時に局部座屈を経験し、その後肉眼で見える程の dent が発生した。この結果を参考にして、TF-28B~E 試験体の第 1 サイクル時の圧縮歪の大きさを制御して繰返し荷重を負荷した。具体的な歪範囲は後に Table 3 に示すが、この結果、試験体 TF-28B~E では第 1 サイクルの圧縮時には dent は発生していないが、繰返し荷重中に dent や crack の発生があった。この crack 発生メカニズムを知るために本節では繰返し試験中のパイプの諸特性について述べる。

Fig. 15 は TF-28C についての繰返し荷重時の負荷荷重の変化を示している。先にも述べたが、繰返し負荷

Fig. 15 Load range under cyclic loading

は強制変位で負荷されているため試験中に荷重が変動する。

圧縮荷重の最大値は第1サイクルでは $P/P_Y=0.8$ 程度と大きい、第2サイクルでは Fig. 4 に示したように初期撓みおよび残留応力の影響で全体座屈値まで上昇していない。 $N=2$ 以後、支え得る最大圧縮荷重は漸減し $N=20$ を超すとほぼ一定値を示す。また $N=117$ 付近で P/P_Y は突然減少し始める。これは圧縮側の凹部に明らかな dent が観察された繰返し数であり、Fig. 9 中

(a) at $N=100$

(b) at $N=125$

(c) at $N=128$

(d) at $N=131$

Fig. 16 Appearance of damaged specimen in TF-28C

の●印に対応する。その後の繰返し負荷により crack が発生する。

Fig. 15 中には N_r , N_d および N_c が示されている。 N_r は Fig. 18 で説明される歪振幅の測定値から推定された ripple の成長が始まる繰返し数である。ripple は N_r 以後繰返し数の増加にしたがって成長し、目視でも観察できるようになる。その後 ripple の谷の一つが急激に成長し dent が発生する。この dent が発生する繰返し数を N_d と定義する。 N_c は数ミリメートル程度の長さの crack が確認された繰返し数である。Fig. 16 に TF-28C 試験体の N_r , N_d , N_c および crack が貫通した時の外観を示す。

Fig. 15 によると繰返し数 N が 110 以下の負荷荷重がほぼ一定値のときに ripple が成長を始めることになる。

Fig. 17 は繰返し負荷中の断面の偏平化を示している。TF-28C, D および E のどの試験体についても繰返し数の増加に伴って偏平化が進んでいることがわかる。この偏平化の増加は局所的な D/t の増加と考えることが

Fig. 17 Ovalization under cyclic loading

Fig. 18 Change of total strain range under cyclic loading

Table 3 Tests results

	$\epsilon_{c,max}$	ϵ_{tR}	R	N_r	N_d	N_c	備 考
TF-28A	.0443	—*	—*	1	1	—*	繰返しは行わなかった
TF-28B	.0410	—**	—**	1	5	8	繰返し初期より振幅が増加した
TF-28C	.0233	.0183	0.21	60	117	126	
TF-28D	.0193	.0142	0.26	600	839	835	dent が生ずる前に crack が発生
TF-28E	.0071	.0090	-0.13	—*	—*	4481	局部座屈を起こさずに crack が発生
TF-23	.0187	.0180	0.04	80	133	142	
TF-21	.0321	.0350	-0.01	—**	33	38	

—* 印は該当の現象が生じないもの

—** 印は測定不能であったもの

でき、これによって局部座屈に対する剛性が低下することになる。これが繰返し負荷中の荷重履歴が一定であるにもかかわらず局部座屈変形が進行する理由であると考えることができる。なお TF-28E では ripple は発生しなかった。

Fig. 18 には繰返し負荷中の全歪範囲 ϵ_{tR} を示す。TF-28C および D では全歪範囲 ϵ_{tR} はほぼ一定の値を示した後、急激に大きく増加している。この ϵ_{tR} の急増し始める繰返し数 N を N_r とよぶ。 N_r で ripple の成長が始まり、その後の繰返し負荷によって徐々に成長する。なお TF-28E は ripple は生じないが、疲労き裂が発生した試験体であり、図に示すように ϵ_{tR} の急激な増加は見られなかった。

4.4 試験結果の考察

Table 3 に繰返し試験結果の一覧を示す。 $\epsilon_{c,max}$ は第 1 サイクルの圧縮時に与えられた最大圧縮歪を示し、 ϵ_{tR} は平均的な全歪範囲を示している。TF-28B では繰返しの初期から ϵ_{tR} が増加し続け、一定の ϵ_{tR} を示さなかったため測定値を示していない。 N_r 、 N_d および N_c については先に述べたが、TF-28D では dent が生じる前に微小 crack が発生している。また TF-28E では

ripple も dent も発生しないで疲労き裂が発生した。

Fig. 19 は TF-28 シリーズの crack 発生寿命 N_c についての最終結果である。図の縦軸は第 1 サイクルの圧縮時の最大圧縮歪 $\epsilon_{c,max}$ で整理してある。Fig. 18 で示したように圧縮歪は繰返し数 N によって変化するため、繰返し初期の圧縮歪を用いて図を作成した。破線は解析によって得られた局部座屈発生歪であり Fig. 14 に示されている歪である。また実線は次節で述べるように SS 41 鋼の疲労線図から推定した歪比 $R=0$ および 0.25 の線図である。

TF-28E の結果から次のことがいえる。局部座屈発生の限界歪 ϵ_{cr} を超えない歪が繰返し負荷されても、繰返し過程中的偏平化も小さく、ripple の発生もない。したがってこのような試験体での crack の発生基準は材料の疲労曲線に一致する。

一方、TF-28B、C および D 試験体では繰返し負荷歪が ϵ_{cr} を超えているため、Fig. 15 で述べたように ripple が発生、成長し、さらには dent の発生による 2 次的局部曲げ歪が付加されることになる。したがって、このような繰返し歪を受ける場合には、通常の面内の繰返し歪を受ける場合より極めて厳しい環境となるため、鎖線で示すようにき裂発生寿命は疲労曲線に比べて短くなることがわかる。なお TF-28D 試験体は dent の発生以前に微小 crack が発生したが、この試験体には限界歪に極く近い歪が負荷されていることを考えると、上記二つの破壊モードが十分納得できる。

図中の ϵ_{cr} は第 1 サイクル時に求めた局部座屈発生歪の解析値であるが、本試験結果からこの ϵ_{cr} は繰返し歪を受ける場合の限界歪としても採用できるものと思われる。したがって軸力および曲げモーメントを受けるパイプの局部座屈発生の限界歪を解析的に求めれば、繰返し歪履歴を受けるパイプの座屈疲労強度の推定が可能となる。その際の安全側の推定として例えば図中の斜線の内部が考えられる。

4.5 疲労強度について

TF-28E は局部座屈による面外変形が生じることな

Fig. 19 Comparison of crack initiation life between test results and uniaxial fatigue test results

く疲労破壊した。今回の実験では供試材の素材疲労試験ができなかったため、SS41 鋼による疲労試験結果を Fig. 19 に示した。疲労試験は完全両振り荷重を受ける砂時計試験片によって実施され、以下のき裂発生寿命推定式が提案されている⁹⁾。

$$\varepsilon_{tR} = 0.0051 N_c^{-0.130} + 0.322 N_c^{-0.670} \quad (9)$$

Table 3 によると、TF-28C, D および E では歪比 R は $R=0.26$ あるいは -0.13 であるので、平均歪の影響を無視して、(9) 式を歪比 $R=0$ および 0.25 について ε_{tR} から $\varepsilon_{c,max}$ へ変換して Fig. 19 の結果を得た。

5 結 言

本論文では柱として全体座屈を生ずるような、直径-板厚比が 30 程度の比較的厚肉のパイプに軸圧縮および引張りの繰返し負荷を与えた場合のパイプの挙動について検討した。その結果以下の結論が得られた。

1) 繰返し荷重を受けるパイプの荷重-変形挙動のメカニズムを知るための単純モデルおよび弾塑性モデルは、パイプが全体座屈するときの荷重-撓み関係を知るためには簡単に比較的よい精度の推定値を与える (Fig. 4, 6)。

2) 中実断面と異なりパイプのような中空断面では、局部座屈についての検討が必要である。第 1 サイクルの圧縮過程で比較的大きな圧縮歪を負荷した場合 (TF-28A) にはパイプはまず全体座屈し、その後の横撓みの増加中に歪の測定値から判断される局部座屈を経験し、さらに大きな撓みが増えられると局部座屈が発生した部分に大きな凹みが観察される。

これを荷重-撓み関係から見ると、全体座屈するまでは荷重は増加し続けるが全体座屈後はなだらかな荷重の減少が見られる。この荷重減少時の荷重-撓み関係は塑性関節の概念から比較的精度のよい推定ができる。ところが、局部座屈発生後の凹みができてからの荷重減少はより大きくなるため、塑性関節線からずれる (Fig. 9)。

3) 長さ方向中央断面の歪測定結果から、 $\varepsilon_c - \Delta\varepsilon_c / \varepsilon_N$ 線図を作成することにより、局部座屈発生の限界歪を実験から求める方法を提案した (Fig. 12)。

4) 軸圧縮と曲げモーメントとの組合せ荷重を受けるパイプの局部座屈歪について解析したところ、一樣軸圧縮を受ける場合より最大圧縮歪は一般に大きくなることが明らかになった。これらの解析結果と今回実施された実験結果とは比較的よい一致を示した (Fig. 14)。

5) ホットスポットの歪が局部座屈発生歪以下の繰返し負荷を受けるパイプの crack 発生寿命は、同等の素材の疲労試験結果から推定できる (Fig. 19, TF-28E)。

6) ホットスポットの歪が局部座屈発生歪を超える繰返し負荷を受けるパイプの crack 発生のメカニズムは

次のように考えることができる。繰返し負荷中、断面の偏平化が進み局所的な D/t の増加による剛性低下が生ずる。これが ripple の成長開始の原因となり、その後の繰返し負荷により ripple のうちの谷側の波が急激に成長し dent を生じ、その後まもなく crack 発生に至る。

7) このような繰返し歪を受ける場合、通常の面内繰返し歪を受ける場合と異なり、凹みの発生による 2 次的局部曲げ歪が付加されることになる。したがって crack 発生寿命 N_c は同等素材の疲労試験結果の N_c に比較して短寿命になる (Fig. 19 TF-28 B, C)。

8) 本実験で用いられた試験体の範囲内での、crack 発生寿命 N_c に関する安全側の一つの設計 $\varepsilon-N$ 線図として、局部座屈発生歪 ε_{cr} と素材の疲労線図 ($\varepsilon-N$ 線図) で囲まれる領域内を考えることができる (Fig. 19)。

最後に本研究の一部を卒業研究として協力された三菱重工 (株) の高村清二氏に感謝致します。また本研究の一部は文部省科学研究費総合研究の援助を受けた。なお計算には東京大学大型計算機センターの HITAC M-280H を使用した。

参 考 文 献

- 1) 藤田, 野本, 弓削: 圧縮および引張荷重を受ける構造要素の変形挙動 (第一報), 日本造船学会論文集, 第 156 号 (1984.12) pp. 346~354.
- 2) A. K. Jain, S. C. Goel and R. D. Hanson: Inelastic Response of Restrained Steel Tubes, Journal of the Structural Division, June 1978 ST 6 pp. 897~910.
- 3) M. Shibata: Analysis of Elasto-Plastic Behavior of a Steel Brace Subjected to Repeated Axial Force, Int. J. Solid Structures, Vol. 18 No. 3 pp. 217~228 (1982).
- 4) E. P. Popov, V. A. Zayas and S. A. Mahin: Cyclic Inelastic Buckling of Thin Tubular Columns, Journal of the Structural Division, November 1979 ST 11 pp. 2261~2277.
- 5) L. G. Brazier: On the Flexure of Thin Cylindrical Shell and Other "Thin" Sections, Proc. R. Soc. Series A, Vol. 116 (1927) pp. 104~114.
- 6) E. Reissner, H. J. Weinitschke: Finite Pure Bending of Circular Cylindrical Tubes, Quarterly of Applied Mathematics, Vol. 20 No. 4 (1963) pp. 305~319.
- 7) 榎沢, 野本: 組合せ荷重を受けるパイプの最終強度 (その 3), 日本造船学会論文集, 第 158 号 (1985), pp. 385~394.
- 8) G. Gerard: Introduction to Structural Stability Theory, McGraw Hill Book Co. Ltd., New York (1962).
- 9) 日本船用機器開発協会: 浮遊式海洋構造物用パイプ継手の疲労設計・解析プログラムの開発, 1978