積層フレキシブルパイプモデルの 曲げ試験および断面解析

高橋一比古*,正信聡太郎*,金田 成雄*,前田 克弥* 眞鍋 博紀**,山口 武治**,田中 義久***

Bending Tests and Cross-section Analyses of Multilayered Flexible Pipe Models

by

Ichihiko TAKAHASHI, Sotaro MASANOBU, Shigeo KANADA, Katsuya MAEDA Hiroki MANABE, Takeharu YAMAGUCHI and Yoshihisa TANAKA

Abstract

Simplified models of multilayered flexible pipes for marine use were manufactured and put to a series of bending tests where biaxial bending strains and torsional strain of tensile armors were directly measured. Focusing on the effects of the holding bandages, which hold the tensile armors from the outside, on the bending stiffness of the pipe and the stresses of the tensile armors, four types of pipe models with different specifications of the holding bandages were prepared. Cross-section analyses based on two kinds of methods were also carried out and comparatively examined with the above bending stress of the tensile armor at the neutral axis of the pipe remarkably increases as the elastic modulus of the holding bandages increases, while the in-plane bending stress could be much more relaxed than the estimation by the cross-section analyses due to certain elastic deformation of the holding bandages.

*海洋開発系, ** 古河電気工業株式会社, *** 法政大学 原稿受付 平成 29 年 7 月 24 日 審 査 日 平成 29 年 9 月 4 日

目 次

1.	まえがき・・・・・	68
2.	積層パイプモデルの構造仕様と実験方法・・・・・	70
	2.1 積層パイプモデルの構造仕様・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・	70
	2.2 積層パイプモデルの曲げ試験・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・	70
	2.2.1 歪計測方法·····	72
	2.2.2 曲げ試験条件・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・	72
3.	積層パイプモデルの断面解析・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・	73
	3.1 修正 Costello 理論・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・	73
	3.2 DNV-GL による定式化・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・	74
4.	結果および考察・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・	74
	4.1 曲げ剛性·····	74
	4.2 曲げ応力・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・	75
	4.2.1 面外曲げ応力・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・	75
	4.2.2 面内曲げ応力・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・	77
	4.2.3 2軸曲げ応力・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・	78
	4.2.4 曲げ応力に及ぼす締め付け用包帯の影響・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・	80
	4.3 せん断応力・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・	80
5.	結論・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・	82
参	考文献・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・	83

記号

 α :螺旋部材の巻き角 [deg] E_s :螺旋部材のヤング率 $[N/m^2]$ EI:螺旋部材またはパイプの曲げ剛性 $[N \cdot m^2$ または $kN \cdot m^2]$ ϕ :パイプ曲げの中立軸に対する螺旋状の軸力補強条の角度位置 [deg] κ :パイプ中央断面におけるパイプ曲率 [1/m] M:パイプに作用する曲げモーメント $[kN \cdot m]$ m_s :螺旋部材に作用する曲げモーメント $[N \cdot m]$ v:螺旋部材のポアソン比 [-] R_{eq} :等価円断面半径 [m] $\sigma_{b(mt)}$:面内曲げ応力 [MPa] $\sigma_{b(biax)}$: 2軸曲げ応力 [MPa] τ : せん断応力 [MPa]

1. まえがき

海底資源輸送用のライザーなどに用いられる積層フレキシブルパイプは、主として管部材(主に樹脂製)と螺 旋部材(主に鋼製)の積層により構成されるが、パイプが軸力、曲げ、内外圧などの様々な外力を受けた時に各 構成部材に生じる局所応力を簡便に精度良く推定することが設計上/安全性評価上重要となる(Fig. 1).特に軸 力や曲げなどの主要な外力を受け持つ螺旋部材である軸力補強条(Tensile armor)においては、積層された部材間 の相対滑りや螺旋形状の特殊性、収束性の問題などから、有限要素法(FEM)による汎用構造解析ツール(Abaqus など)によるモデル化は非常に複雑で手間のかかる作業となる^{1,2)}.一方で軸力補強条の応力を計算するための専用 FE 解析コードが提案され,一定の有効性も確認されているが³⁾,設計フローの中で軸力補強条の形状寸法が変更される度に FE モデルを再構築して計算し直すというのは,収束性の問題も含め,やはり煩雑と思われる.

従って,設計段階において頻繁な形状寸法の変更を余儀なくされるなど,軸力補強条の応力に関してより迅速 な解が要求されるような場合には,FE解析ではなく,構造力学的理論に基いて応力評価を行う方が簡便かつ合理 的であるし,そのような方向で提示された定式化や,それらを組み込んだ専用ソフトウェアも見受けられる⁴⁰.

しかしながら,パイプが外力(特に曲げ)を受けたとき軸力補強条に生じる応力/歪に関する実データに関する報告は乏しく^{7,8},上記のような定式化およびソフトウェアの正当性を裏付けるにはなお不十分であると思われる.

また、パイプの軸方向に圧縮荷重が作用した際に軸力補強条が管外側方向に膨らんで鳥かごのような形に塑性 変形してしまう損傷形態(いわゆる Birdcaging)を防止するため、軸力補強条を外側から締め付け用包帯(Holding bandage)によって巻き締めておくことが多いが、この包帯の有無や弾性率の高低が軸力補強条に生じる応力に及 ぼす影響について実験的に検証した例は見当たらない.特に、パイプが曲げを受ける場合、螺旋状の軸力補強条 には2軸の曲げおよび捩りによる多軸応力場が生じ(Fig. 2)、発生応力の種類や大きさは、パイプの曲げ中立軸 に対する螺旋の位置¢(角度)や、上記包帯の作用(軸力補強条の浮き上がりや層間滑りの抑制)等によって種々 に変化すると考えられるため、より詳細かつ網羅的な実データを収集しておく必要がある.

そこで本研究では、積層フレキシブルパイプの模型を製作して曲げ試験を実施し、結果を2種類の方法による 断面解析の結果と比較した。断面解析の方法としては、上述したような背景を踏まえ、設計段階で軸力補強条の 形状寸法の変更が生じても即応できるような構造力学的理論に基づく2種類の定式化を選び、詳細な解析ツール としてではなく、むしろ簡便な設計ツールとしての適用性について評価を試みた。設計ツールの適用目的として は、最終強度および疲労強度の把握が主眼であり、一定の曲げモーメントあるいは曲率に対する局所曲げ応力の 最大値について、安全側で妥当な推定が行えるかどうかが鍵となる。

特に、上述の締め付け用包帯がパイプの剛性や軸力補強条に生じる応力に及ぼす影響に焦点を当て、包帯の仕様が異なる4種類の模型を用いた曲げ試験の結果と、各定式化による推定結果との比較検討を行った.



Fig. 1 Typical multilayered flexible pipe for marine use



Fig. 2 Multiaxial stress states of tensile armors under bending of multilayered flexible pipe

2. 積層パイプモデルの構造仕様と実験方法

2.1 積層パイプモデルの構造仕様

曲げ試験に用いた積層パイプモデルの構造仕様を Table 1 に示す.最も内側の SUS304 ステンレス鋼製インター ロック管(第1層)の周りに座床防止層(第2層)を介して熱収縮ポリオレフィン(PO)チューブの内管(第3 層)を形成した.これに摩耗防止層(第4層)を介して JIS SWRH62A 鋼製の軸力補強条(第5層)を巻き角 35° で巻き付け,更に摩耗防止層(第6層)を介して JIS SWRH62A 鋼製の軸力補強条(第7層)を第5層とは逆向 きの巻き角-35°で巻き付けて Model I とした.なお,モデルの全長は3mで,曲げ試験の有効長さは2mである.

第8~10 層はそれぞれ軸力補強条締め付け用の包帯(Holding bandage)であり,第8層および第9層は架橋(cross-linked, XL) PE テープで低弾性の包帯を、第10層はアラミド繊維テープ(AFT)で高弾性の包帯をモデル化したものである.上記 Model I 以外の積層仕様として,第8層まで積層したものを Model II,第9層まで積層したものを Model III,第10層まで積層したものを Model IVとした.最も層数の多い Model IVについて,模式化した部分断面図(1/6周分)をFig.3に示す.なお、内管に用いた PO チューブの実際の色は黒色である。

曲げ試験は、Model I~IVのそれぞれについて実施し、包帯の有無や材質による弾性率の高低がパイプの曲げ剛性や軸力補強条の応力に及ぼす影響について調べた.

Model		Layer		Material	Specification (dimensions in mm)	Lay angle (degree)	Number	Layer Thickness (mm)	Inner diameter (mm)	Outer diameter (mm)		
I		ш	Γ	1	Interlocked carcass	SUS304 stainless steel	0.6 t	-	-	3.3	152.4	159.0
	п			2	Anti-thrust layer	Cloth tape	0.12 t (half-lapped winding)	-	-	0.24	159.0	159.5
				3	Inner pipe	Heat-shrinkable PO tube	4.2 t	-	-	4.2	159.5	167.9
			IV	4	Anti-wear layer	XLPE tape	0.3 t (half-lapped winding)	-	-	0.6	167.9	169.1
				5	Tensile armors	JIS SWRH62A steel wire	2 t × 11 w	35	38	2.0	169.1	173.1
				6	Anti-wear layer	XLPE tape	0.3t (half-lapped winding)	-	-	0.6	173.1	174.3
						7	Tensile armors	JIS SWRH62A steel wire	2 t × 11 w	-35	39	2.0
				8	Holding bandage	XLPE tape (PE)	0.3 t (half-lapped winding)	-	-	0.6	178.3	179.5
				9	Holding bandage	XLPE tape (PE)	0.3 t (half-lapped winding)	-	-	0.6	179.5	180.7
		10	Holding bandage	Aramid fiber tape (AFT)	0.36 t (butt winding)	-	-	0.36	180.7	181.0		

Table 1 Structural specifications of the multilayered pipe models



Fig. 3 Cross-sectional view of the multilayered pipe model IV

2.2 積層パイプモデルの曲げ試験

Table 1 に示した Model I ~ IVに対して,パイプ端部をレバーホイストとチェーンにより他端方向に牽引して曲 げ変形させる弓形曲げ試験を実施した.試験中,パイプ中央部における曲率を1000 mmの直尺を用いて計測し, レバーホイストによる牽引力は直列に容量 10 kN のロードセルを配して計測した. 各モデルの試験状況を Fig. 4~11 に示す.



Fig. 4 Bow-shaped bending test of Model I



Fig. 5 Bending strain gages attached to the tensile armors of Model I



Fig. 6 Bow-shaped bending test of Model II (overall model)



Fig. 7 Bow-shaped bending test of Model II (vicinity of the middle section)



Fig. 8 Model III in the vicinity of the middle section



Fig. 9 Overall view of Model IV



Fig. 10 Model IV in the vicinity of the middle section



Fig. 11 Bow-shaped bending test of Model IV

2.2.1 歪計測方法

第7層の軸力補強条に対し、パイプ長手方向中央断面の1周,約45°間隔で8箇所(Fig. 12参照)に各種の歪 ゲージを貼付して歪計測を行った.計測した歪および歪ゲージの種別は以下の通りである.

(a) 面外曲げ歪

板材の片面に貼付するだけで曲げ歪を測定できる特殊な曲げ歪ゲージ(Fig. 13,ゲージ長 3 mm)を,軸力補強 条の幅中央位置(Fig. 12の赤い点)に貼付し、軸力補強条の面外曲げを計測した.

(b) 面内曲げ歪

2枚の単軸歪ゲージ(ゲージ長1mm)を、対向する軸力補強条の側面中央位置(Fig. 12の緑の点)にそれぞれ 貼付し、軸力補強条の面内曲げ歪を計測した.

(c) せん断歪

板材のせん断歪測定用ゲージ(2軸×45°,ゲージ長2mm)を,軸力補強条の幅中央位置(Fig. 12の赤い点, 上記曲げ歪ゲージの近傍)に貼付し、軸力補強条のせん断歪を計測した.







\$1mm

Fig. 13 Bending strain gage

2.2.2曲げ試験条件

最大牽引荷重≒2kNを目安に、パイプモデルを片側に1サイクル曲げ伸ばしした後、反対側にも1サイクル曲 げ伸ばしした、牽引荷重はパイプの曲がり具合を見ながら適宜増減させ、途中の荷重・歪・曲率を静的に計測し た.

3. 積層パイプモデルの断面解析

本研究では、2 通りの定式化によって積層パイプモデルの断面解析を行った.一つは Costello⁹によって確立 されたワイヤーロープの理論を積層パイプモデルの仕様に合わせて若干修正したものであり、もう一つは DNV-GL の Sødahl ら⁵によって提唱された定式化である.いずれの定式化も、積層管の曲率がある程度大きくなっ て層間の相対滑りが自由になる領域(所謂 Slip 領域)に関するもので、考え方や応力算出式も比較的シンプルで あり、簡便な設計ツールの基として用いるのに好適である.一方で、Slip 領域においても比較的顕著に現れる層 間摩擦や樹脂層の材料特性に起因する非線形性については考慮しておらず、より高精度の解析という意味合いに おいては、樹脂層の取り扱いを含め、改良の余地を残している.以下、各々の定式化の詳細について述べる.

3.1 修正 Costello 理論

Costello⁹によって確立されたワイヤーロープの理論では、曲げを受けるワイヤーロープの螺旋部材は自由に変形できる螺旋形のスプリングと考えられ、当該螺旋部材の曲げ剛性 EI と、当該螺旋部材に生じる最大面内曲げ応力*σ*b(au),最大せん断応力*t*は、それぞれ次のように求められる.

$$EI = \frac{\pi E_s R^4 \cos \alpha}{2(2 + \omega \sin^2 \alpha)} \tag{3.1}$$

$$2(2 + \nu \sin^2 \alpha)$$

$$\sigma_{b(in)} = \frac{4m_s}{\pi R^3} \cos \varphi \tag{3.2}$$

$$\sigma_{b(out)} = \frac{4m_s}{\pi R^3} \cos \alpha \, \sin \varphi \tag{3.3}$$

$$\tau = \frac{2m_s}{\pi R^3} \sin \alpha \, \sin \varphi \tag{3.4}$$

ここに E_s は螺旋部材のヤング率, R は螺旋部材の円断面半径, α は螺旋部材の巻き角 (Fig. 2 参照, 文献 9) における螺旋角 α の余角), v は螺旋部材のポアソン比, m_s は螺旋部材に加わる曲げモーメント, ϕ は螺旋部材の角度位置 (Fig. 12 参照) である.

上述した積層パイプモデルの軸力補強条(第7層)に用いたワイヤーは矩形断面のため,式(3.1)~(3.4)を適用 するには矩形断面の寸法から何らかの方法で等価円断面半径 *R_{eq}*を求める必要がある.本研究では,以下に述べる3通りの異なる方法により *R_{eq}*を算出した.

(i) 歪エネルギー等価円断面半径, Reg(energy)

*R_{eq(energy)}*は,螺旋部材が曲げを受けたときに生じる歪エネルギーの総和が矩形断面の場合と等しくなるようにした等価円断面半径であり,具体的には次式により計算される.

$$R_{eq(energy)} = \left(\frac{8}{\pi A}\right)^{1/4}$$
(3.5)

$$A = \frac{12}{b^3 t} + \frac{12\cos^2\alpha}{bt^3} + \frac{24(1+\nu)\sin^2\alpha}{b^3 t + bt^3}$$
(3.6)

ここにb およびt はそれぞれワイヤーの矩形断面の板幅および板厚, v はワイヤー材料のポアソン比である. (ii) 断面積等価円断面半径, $R_{eq(area)}$

(197)

*R_{eq(area})*は,螺旋部材の断面積が矩形断面の場合と等しくなるようにした等価円断面半径であり,具体的には次式により計算される.

$$R_{eq(area)} = \left(\frac{bt}{\pi}\right)^{1/2} \tag{3.7}$$

(iii) 断面2 次極モーメント等価円断面半径, Rea(Ip)

*R_{eq(p)}は、螺旋部材の断面 2 次極モーメントが矩形断面の場合と等しくなるようにした等価円断面半径であり、*具体的には次式により計算される.

$$R_{eq(Ip)} = \left(\frac{2 \cdot I_p}{\pi}\right)^{1/4} \tag{3.8}$$

$$I_p = \frac{bt^3 + b^3t}{12}$$
(3.9)

ここで,360°回転する矩形断面(Fig. 12 参照)の断面 2 次モーメントの平均値はちょうど *I_p*/2 となることに注意されたい.

式(3.1)~(3.9)により示される上記定式化は、当所の外販ソフトウェアLAYCAL®に組み込まれている.

3.2 DNV-GL による定式化

Sødahl ら⁵は,フレキシブルパイプやアンビリカルなどが曲げを受けた場合,軸力補強条のような螺旋部材に 生じる曲げ応力に関する定式化を行っている.同定式化においては,パイプが曲げを受けた場合,螺旋部材はそ れを下層から支持する円柱上の元位置を保持し,螺旋部材の軸方向にのみ相対滑りを生じると仮定されており, 螺旋部材の局所的曲げ応力のは次式により与えられる⁵.

$$\sigma_b = E_s [X_2 \cos \alpha (1 + \sin^2 \alpha) \cos \varphi] \kappa - E_s [X_3 \cos^4 \alpha \sin \varphi] \kappa$$
(3.10)

ここに、 E_s は螺旋部材のヤング率、 α は螺旋部材の巻き角(Fig. 2 参照)、 κ はパイプ曲率、 X_2 および X_3 は曲げ応力算出のための局所座標、 ϕ は螺旋部材の角度位置である(Fig. 12 参照).

螺旋部材が矩形断面を有する場合,式(3.10)における第1項が螺旋部材の面内曲げ応力を,第2項が面外曲げ応力をそれぞれ示している.

式(3.10)により示される上記定式化は、DNV-GLの外販ソフトウェア HELICA⁵⁾に組み込まれている.

4. 結果および考察

4.1 曲げ剛性

積層パイプモデルに負荷された曲げモーメント M とパイプ中央におけるパイプ曲率 K との関係を, Fig. 14 にま とめて示す.実験結果を見ると、いずれのモデルにおいても大きな非線形性、とりわけヒステリシスが明瞭に現 れている.積層管の力学挙動に現れる非線形性の主な要因としては、層間に作用する摩擦力や、内管等の樹脂材 料における非線形特性が挙げられるが、本実験ではパイプに大きな張力をかけておらず層間摩擦力も比較的小さ いと思われるため、後者の材料非線形による影響が大きいものと推察される.このような場合、データのどの区 間を対象とするかによって曲げ剛性(グラフの傾き)の値が変化するため注意を要するが、本研究では、まえが きにも述べた通り、簡便な設計ツールとしての評価を主眼としているため、一次近似として、正方向・逆方向の 最大曲率を含むデータ全体に原点を通る直線を当てはめてパイプの曲げ剛性 EI を求めることにした. 各モデルに 関する EI の算出結果を示すと、

Model I (包帯なし)	:	$EI=0.81 \text{ kN} \cdot \text{m}^2$
Model II(PE テープ×1 層)	:	$EI=1.05 \text{ kN} \cdot \text{m}^2$
Model III(PE テープ×2 層)	:	$EI=1.19 \text{ kN} \cdot \text{m}^2$
Model IV(PE テープ×2 層+AFT)	:	$EI=2.38 \text{ kN} \cdot \text{m}^2$

となり,軸力補強条締め付け用包帯の巻き付け層数が増すにつれ EI は増大した.特に,最外層に高弾性アラミド 繊維テープ(AFT)を巻いた場合の EI の上昇は顕著であり,巻かなかった場合の2倍となっている.

Fig. 14 には、上記ソフトウェア LAYCAL において矩形断面ワイヤーの等価円断面半径 R_{eq} を歪エネルギー等価の $R_{eq(energy)}$,断面積等価の $R_{eq(area)}$,断面極 2 次モーメント等価の $R_{eq(lp)}$ とした場合の推定値をそれぞれ示しているが、Model I(包帯なし)の場合の EI は $R_{eq(energy)}$ で求めた推定値に近く、Model III (PE×2)の場合の EI は $R_{eq(area)}$ で求めた推定値とほぼ一致し、Model II(PE×1)の場合の EI は Model I および III の中間的な値となっている.また、Model IV(PE×2+AFT)の場合の EI は $R_{eq(lp)}$ で求めた推定値に近い、そこで、本報告の LAYCAL による計算においては、Model I に対しては $R_{eq(energy)}$ を、Model II および III に対しては $R_{eq(area)}$ をそれぞれ用いることにした.

一方, Model IV の結果は, DNV-GL の定式化による推定値 *EI*=2.44 kN·m²とよく合っている.これは, DNV-GL の定式化では Fig. 12 における X₃軸方向への軸力補強条の下層からの浮き上がりが生じないものと仮定しており, この仮定は包帯の層数が増して弾性率が高くなるにつれてより現実的となることと整合している.



Fig. 14 Bending moment, *M* versus pipe curvature, *k*

4.2 曲げ応力

4.2.1 面外曲げ応力

Model I~IV のそれぞれについて、パイプ中央断面の軸力補強条(第7層)に生じた面外曲げ応力 $\sigma_{b(out)}$ とパイプ曲率 κ との関係を Fig. 15~18 に示す. 図中において、曲げ歪ゲージの位置(角度 ϕ)は Fig. 12 に示した通りである.

Model I

Model I (包帯なし) について、面外曲げ応力 $\sigma_{b(out)}$ とパイプ曲率 κ の関係を Fig. 15 に示す。面外曲げが最大となる ϕ =90°および 270°の結果を見ると、 $R_{eq(energy)}$ を用いた LAYCAL による推定結果とほぼ一致している。Model I においては軸力補強条を外側から押さえつける包帯がないため、角度位置 ϕ =90°および 270°において軸力補強条

が下層から自由に浮き上がることができ、Costello⁹のワイヤーロープ理論で仮定されたように自由なスプリング としてふるまうものと考えられる.



Fig. 15 Out-of-plane bending stress, $\sigma_{b(out)}$, versus pipe curvature, κ , for Model I

Model II, III, IV

Model II (PE×1) および III (PE×2) について,面外曲げ応力 $\sigma_{b(out)}$ とパイプ曲率 κ の関係を Fig. 16 および 17 にそれぞれ示す. Fig. 15 と比較すると, PE テープの巻き付けにより,面外曲げが最大となる ϕ =90°と 270°における $\sigma_{b(out)}$ の絶対値は顕著に減少していることがわかる. ϕ =45°と 225°における $\sigma_{b(out)}$ の絶対値も同様に減少しているが,一部で ϕ =90°と 270°における絶対値を上回る場合もあった.

Model III (PE×2) についての Fig. 17 を見ると, ϕ =90°と 270°における $\sigma_{b(out)}$ の値は, DNV-GL の定式化(式(3.10)) による推定結果に近く, $R_{eq(energy)}$ を用いた LAYCAL の推定結果よりもはるかに小さい. これは, 2 層の PE テープ 巻き付けにより,当該箇所における軸力補強条の面外変形が内管の曲げ変形にほぼ追随している(浮き上がりが 生じない)ことによるものと考えられる.

Fig. 18 は Model III (PE×2) の結果に Model IV (PE×2+AFT) の結果を重ねたものだが, AFT 巻き付けによ る顕著な変化は認められず, DNV-GL の定式化による推定結果に近い.



Fig. 16 Out-of-plane bending stress, $\sigma_{b(out)}$, versus pipe curvature, κ , for Model II



Fig. 17 Out-of-plane bending stress, $\sigma_{b(out)}$, versus pipe curvature, κ , for Model III



Fig. 18 Out-of-plane bending stress, $\sigma_{b(out)}$, versus pipe curvature, κ , for Model III and IV

4.2.2 面内曲げ応力

Model I~IV のそれぞれについて、パイプ中央断面の軸力補強条(第7層)に生じた面内曲げ応力 $\sigma_{b(m)}$ とパイプ 曲率 κ との関係を Fig. 19~22 に示す. 図中において、曲げ歪ゲージの位置(角度 ϕ)は Fig. 12 に示した通りである.

Model I

Model I(包帯なし)について、面内曲げ応力 $\sigma_{b(in)}$ とパイプ曲率 κ の関係を Fig. 19 に示す。面内曲げが最大となる $\phi=0^{\circ}$ および 180°における $\sigma_{b(in)}$ の絶対値は、 $R_{eq(energy)}$ を用いた LAYCAL の推定結果および DNV-GL の定式化による推定結果よりもはるかに小さな値となっている。

一方, **φ=45**°および 225°における σ_{b(in)}の測定値は, **φ=0**°および 180°の測定値と大差無いが, 絶対値が若干上回っている場合もあった.



Fig. 19 In-plane bending stress, $\sigma_{b(in)}$, versus pipe curvature, κ , for Model I

Model II, III, IV

Model II (PE×1) および III (PE×2) について,面内曲げ応力 $\sigma_{b(in)}$ とパイプ曲率 κ の関係を Fig. 20 および 21 に それぞれ示す. Fig. 19 と比較すると, PE テープの巻き付けにより,面内曲げが最大となる $\phi=0^{\circ}$ および 180°にお ける $\sigma_{b(in)}$ の絶対値は顕著に増加していることがわかる. $\phi=45^{\circ}$ と 225°における $\sigma_{b(in)}$ の絶対値も同様に増加してお り,その値は $\phi=0^{\circ}$ および 180°の値とほぼ同等である.

Model III についての Fig. 21 を見ると、 $\phi=0^{\circ}$ と 180°における $\sigma_{b(m)}$ の絶対値は、DNV-GL の定式化による推定値 よりもはるかに小さく、2 層の PE テープ巻き付けによっても、当該箇所近傍における軸力補強条の面内変形を下

層の曲げ変形通りに追随させる(Fig. 12 における X₂軸方向の相対滑りを抑止する)ことはできないものと考えられる.

他方, $R_{eq(area)}$ を用いた LAYCAL の推定結果は, $\phi=0^{\circ}$ および 180°における $\sigma_{b(in)}$ の測定値と DNV-GL の定式化による推定値の中間的な値となっている.

以上の結果から,締め付け用包帯が一定程度弾性変形し, $\phi=0$ °および180°における軸力補強条の局所的な面内 変形が周辺部の面外変形や捩り変形として分散吸収されることにより、当該箇所の面内曲げ応力 $\sigma_{b(m)}$ が DNV-GL の定式化による推定値よりも大きく緩和されることがわかった.

次に Fig. 22 は、Model II および III の結果に Model IV (PE×2+AFT) の結果を重ねたものである。AFT の巻き 付けにより、面内曲げが最大となる ϕ =0°および 180°における $\sigma_{b(m)}$ の絶対値が僅かに増加しているものの、依然と して DNV-GL の定式化による推定結果よりもはるかに小さな値となっている。このことから、2 層の PE テープ の上から更に高弾性の AFT を巻き付けたとしても、DNV-GL の定式化のように当該箇所近傍における軸力補強条 の面内変形を下層の曲げ変形通りに追随させる(Fig. 12 における X₂軸方向の相対滑りを完全に抑止する)こと はできないことがわかる。一方、 $R_{eq(p)}$ を用いた LAYCAL の推定結果は、DNV-GL の定式化による推定結果と測 定結果の中間的な値となっている。





Fig. 20 In-plane bending stress, $\sigma_{b(in)}$, versus pipe curvature, κ , for Model II

Fig. 21 In-plane bending stress, $\sigma_{b(in)}$, versus pipe curvature, κ , for Model III



Fig. 22 In-plane bending stress, $\sigma_{b(in)}$, versus pipe curvature, κ ; for Model II, III and IV

4.2.32軸曲げ応力

Fig. 12 のφ=45°および 225°においては、X₂軸周りの面外曲げとX₃軸周りの面内曲げが同時に作用し、矩形断面ワイヤーのコーナー部に比較的大きな2軸曲げ応力が生じると考えられる.そこで、Model I~IV のそれぞれについて、パイプ中央断面の軸力補強条(第7層)のコーナー部に生じる2軸曲げ応力σ_{b(blax})とパイプ曲率κとの関

係を求めた(但し,コーナー部の面取りは無視している).結果を Fig. 23~25 に示す.図中において,曲げ歪ゲージの位置(角度)は Fig. 12 に示した通りである.

Model I

Model I (包帯なし) について、2 軸曲げ応力 $\sigma_{b(biax)}$ とパイプ曲率 κ の関係を Fig. 23 に示す. ϕ =45°および 225°に おける $\sigma_{b(biax)}$ の絶対値は、面外曲げの場合(Fig. 15)と同様に $R_{eq(energy)}$ を用いた LAYCAL の推定結果に近く、 DNV-GL の定式化による推定結果よりもはるかに小さな値となっている. これは、Fig. 15 および 19 からわかる 通り、Model I においては面内曲げ応力よりも面外曲げ応力の方が支配的であるということを反映している.



Fig. 23 Bi-axial bending stress, $\sigma_{b(biax)}$, versus pipe curvature, κ , for Model I

Model II, III, IV

Model II (PE×1) および III (PE×2) について,2 軸曲げ応力 $\sigma_{b(biax)}$ とパイプ曲率 κ の関係を Fig. 24 にまとめて 示す. Fig. 23 と比較して,PE テープの巻き付けによる $\sigma_{b(biax)}$ への影響は小さいが,圧縮側の応力絶対値が減少し ている.一方,Model II および III の引張側データを見ると、 ϕ =45°および 225°における $\sigma_{b(biax)}$ の値は、 $R_{eq(area)}$ を用 いた LAYCAL による推定結果よりも若干低めの値となっている.

次に Fig. 25 は、Model II および III の結果 (Fig. 24) に Model IV (PE×2+AFT) の結果を重ねたものであるが、 AFT 巻き付けによる $\sigma_{b(biax)}$ への影響は小さく、 $R_{eq(lp)}$ を用いた LAYCAL および DNV-GL の定式化は両者ともかなり 大きめの推定を与えている.



Fig. 24 Bi-axial bending stress, $\sigma_{b(biax)}$, versus pipe curvature, κ , for Model II and III

Fig. 25 Bi-axial bending stress, $\sigma_{b(biax)}$, versus pipe curvature, κ , for Model II, III and IV

4.2.4 曲げ応力に及ぼす締め付け用包帯の影響

Model I (包帯なし), Model II (PE×1), Model III (PE×2), および Model IV (PE×2+AFT) の各場合につい て,パイプ曲率 κ=1 [1/m]に対応する各断面位置(角度 , Fig. 12 参照)における曲げ応力値を, LAYCAL および DNV-GL の定式化による推定結果と併せて Fig. 26 にまとめて示す.

Model I (包帯なし)

最大曲げ応力は $\phi=90^{\circ}$ における面外曲げによって生じており、 $R_{eq(energy)}$ を用いた LAYCAL による推定結果とほぼ一致する.

Model II (PE×1, 低弹性包帯)

最大曲げ応力は $\phi=45^{\circ}$ における2軸曲げによって生じており, $R_{eq(area)}$ を用いたLAYCALによる推定結果よりもやや小さく、むしろ $R_{eq(energy)}$ を用いた場合の推定結果に近い.

Model III (PE×2, 低弹性包带)

Model II (PE×1)の場合と大きな相違はなく,最大曲げ応力は *ϕ*=45°における 2 軸曲げによって生じている. *ϕ*=90° における面外曲げ応力は, DNV-GL の定式化による推定結果とほぼ一致している.

Model IV (PE×2+AFT, 高弾性包帯)

最大曲げ応力は $\phi=0^{\circ}$ の面内曲げによって生じているが、 $\phi=45^{\circ}$ における2軸曲げ応力もほぼ同等であった. AFT の巻き付けにより、面内曲げが最大となる $\phi=0^{\circ}$ における $\sigma_{b(m)}$ の絶対値が僅かに増加しているものの、依然として DNV-GL の定式化による推定結果よりもはるかに小さな値となっている.一方、 $R_{eq(lp)}$ を用いた LAYCAL の推定 結果は、DNV-GL の定式化による推定結果と計測結果の中間的な値となっている.

以上により、締め付け用包帯の影響として以下の結論を得た.

- (i) PE テープのような低弾性の包帯によっても、 #90°における面外曲げ変形は著しく抑制され、面外曲げ応力は DNV-GL の定式化による推定値とほぼ一致する.
- (ii) 包帯の弾性率が上がるにつれ、 ϕ =45°における2軸曲げ応力は僅かに低下し、一方で ϕ =0°における面内曲げ応力は顕著に増加する. 但し、設計上重要となる曲げ応力の最大値でみると、その発生箇所は ϕ =90°→45°→0°と移動していくものの、値そのものは270 MPa (包帯なし) → 269 MPa (PE×1) → 257 MPa (PE×2) → 234 MPa (PE×2+AFT) と若干低下する程度であり、各ケースに対する LAYCAL の推定値は安全側でほぼ妥当なものとなっている.



Fig. 26 Bending stress, σ_b , versus angular position, ϕ , for Model I to IV

4.3 せん断応力

Model I~IV のそれぞれについて、パイプ中央断面の軸力補強条(第7層)に生じたせん断応力 τ とパイプ曲率 κ との関係を Fig. 27~31 に示す. 図中において、曲げ歪ゲージの位置(角度 ϕ)は Fig. 12 に示した通りである. Model I Model I (包帯なし) について, 捩りが最大となる $\phi=90^{\circ}$ と 270°におけるせん断応力 τ とパイプ曲率 κ の関係を Fig. 27 に示す. 面外曲げ応力の場合 (Fig. 15) と同様に, τ の測定値は $R_{eq(energy)}$ を用いた LAYCAL による推定結 果とほぼ一致している.



Fig. 27 Shearing stress, τ , versus pipe curvature, κ , for Model I

Model II, III

Model II (PE×1) および III (PE×2) について, 捩りが最大となる $\phi=90^{\circ}$ と 270°におけるせん断応力 τ とパイプ 曲率 κ の関係を Fig. 28 に, $\phi=45^{\circ}$ と 225°におけるせん断応力 τ とパイプ曲率 κ の関係を Fig. 29 にそれぞれ示す.

Fig. 28 および 29 を見ると、両者ともに面外曲げ応力の場合とは異なり、 τ の測定値は $R_{eq(area)}$ を用いた LAYCAL による推定結果と良く一致していることがわかる. これは、PE テープの巻き付けによって、軸力補強条の面外方 向への曲げ変形は内側の層に押しつけられて抑制されるのに対し、軸力補強条の捩り変形は抑制しきれず、 Costello⁹の理論で仮定している自由なスプリング挙動(3.1節)とほぼ同等なせん断応力が生じることを示している. 特に、 ϕ =90°および 270°に生じる τ の値は曲げ応力と比べても相対的に大きく、軸力補強条の設計照査応力 を von Mises の相当応力とする場合には、面外曲げ+面内曲げの 2 軸効果に加え、曲げ+捩りの多軸効果も考慮 する必要があることがわかる.



Fig. 28 Shearing stress, τ , at ϕ =90° and 270° versus pipe curvature, κ , for Model II and III



Fig. 29 Shearing stress, τ , at ϕ =45° and 225° versus pipe curvature, κ , for Model II and III

Model II, III, IV

Model II (PE×1), Model III (PE×2) および Model IV (PE×2+AFT) について, 捩りが最大となる $\phi=90^{\circ}$ と 270° におけるせん断応力 τ とパイプ曲率 κ の関係を Fig. 30 に, $\phi=45^{\circ}$ と 225° におけるせん断応力 τ とパイプ曲率 κ の関係 を Fig. 31 にそれぞれ示す.

Fig. 30 および 31 を見ると、両者とも、AFT 巻き付けにより dは若干増加しているが、 $R_{eq(area)}$ を用いた LAYCAL による推定結果に近い値となっている.



pipe curvature, κ , for Model II, III and IV



Fig. 31 Shearing stress, τ , at ϕ =45° and 225° versus pipe curvature, κ , for Model II, III and IV

5. 結論

軸力補強条締め付け用包帯の仕様が異なる4種類の積層パイプモデルを用いた曲げ試験を行い,パイプの曲げ 剛性や軸力補強条に生ずる各種応力を測定した.また,2通りの定式化による断面解析を行い,曲げ試験結果と の比較検討を行った.得られた主な結論は以下の通りである.

(1) パイプの曲げ剛性 EI

Model I(包帯なし)の場合の EI の測定値は $R_{eq(energy)}$ を用いた LAYCAL の推定値に近く, Model III(PE×2) の場合の EI は $R_{eq(area)}$ を用いた LAYCAL の推定値とほぼ一致した.また, Model II(PE×1)の場合の EI は Model I と III の中間的な値となった. Model IV(PE×2+AFT)の場合の EI は, $R_{eq(lp)}$ を用いた LAYCAL の推 定値に近く, DNV-GL の定式化による推定値とほぼ一致した.

(2) 面外曲げ応力 のb(out)

面外曲げが最大となる $\phi=90^{\circ}$ と 270°における $\sigma_{b(out)}$ の測定値は、Model I(包帯なし)の場合は $R_{eq(energy)}$ を用いた LAYCAL の推定値とほぼ一致するが、Model III(PE×2)および Model IV(PE×2+AFT)の場合は DNV-GL の定式化による推定値に近くなった.これは、包帯の弾性率が上がると、当該箇所における軸力補強条の面外 変形が内管の曲げ変形に追随しやすくなることによるものと考えられる.

(3) 面内曲げ応力のb(in)

面内曲げが最大となる $\phi=0^{\circ}$ と 180°における $\sigma_{b(in)}$ の測定値をみると、Model III(PE×2)および Model IV(PE×2+AFT)の場合でも、当該箇所における $\sigma_{b(in)}$ の値は DNV-GL の定式化による推定値よりもはるかに小さく、 締め付け用包帯が一定程度弾性変形し、 $\phi=0^{\circ}$ および 180°における軸力補強条の局所的な面内変形が周辺部の 面外変形や捩り変形として分散吸収されることにより、当該箇所の面内曲げ応力 $\sigma_{b(in)}$ が大きく緩和されること が判明した.一方、 $R_{eq(area)}$ を用いた LAYCAL による推定結果は、測定値と DNV-GL の定式化による推定値の 中間的な値となった.

(4)2 軸曲げ応力 *o*_{b(biax)}

Model I (包帯なし)の場合、 ϕ =45°および225°ともに、 $\sigma_{b(biax)}$ の測定値は $R_{eq(energy)}$ を用いた LAYCALの推定 結果に近く、DNV-GLの定式化による推定結果よりもはるかに小さな値となった.これは、Model I において は面内曲げ応力よりも面外曲げ応力の方が支配的であるということを反映している.Model II (PE×1)およ び Model III (PE×2)の場合、PEテープの巻き付けによる $\sigma_{b(biax)}$ への影響は小さいが、圧縮側の応力絶対値が 若干減少した. Model II および III の引張側データを見ると、 ϕ =45°および 225°における $\sigma_{b(biax)}$ の値は、 $R_{eq(area)}$ を用いた LAYCAL による推定結果よりも若干低めの値となった.

(5) 曲げ応力に及ぼす締め付け用包帯の影響

軸力補強条締め付け用包帯の仕様を変えて曲げ試験を実施したところ、PE テープのような低弾性の包帯に よっても $\phi=90^{\circ}$ における面外曲げは著しく抑制され、面外曲げ応力 $\sigma_{b(out)}$ の測定値は DNV-GL の定式化による推 定値とほぼ一致した.包帯の弾性率が上がるにつれ、 $\phi=45^{\circ}$ における 2 軸曲げ応力は僅かに低下し、一方で $\phi=0^{\circ}$ における面内曲げ応力は顕著に増加したが、最も高弾性な Model IV においても $\sigma_{b(m)}$ の測定値は DNV-GL の定 式化による推定値よりもはるかに小さかった.設計上重要となる曲げ応力の最大値でみると、その発生箇所は 包帯の弾性率が上がるにつれて $\phi=90^{\circ} \rightarrow 45^{\circ} \rightarrow 0^{\circ}$ と移動していくものの、値そのものは若干低下する程度であ り、各ケースに対する LAYCAL の推定値は安全側でほぼ妥当なものであった.

(6) 設計で用いる曲げ応力解析ツールとしての LAYCAL の位置づけ

LAYCAL では等価円断面という概念を用いているため、軸力補強条が矩形断面の場合には面外曲げ(弱軸曲げ)と面内曲げ(強軸曲げ)の差が出にくく、Fig. 26 のように比較的平坦な曲げ応力推定結果を与えることになる.このうち、最も測定値との差が大きくなるのは締め付け用包帯がある場合の (#90°における面外曲 げ応力だが、当該曲げ応力の測定値は相対的に低く、設計上特に問題とはならない.他方、(5)でも述べた通り、設計上重要となる最大曲げ応力、即ち包帯がない場合の (#90°における面外曲げ応力、包帯がある場合の (#45°における2 軸曲げ応力および (#0°における面内曲げ応力については、やや過大な場合もあるものの全てのケースで安全側でほぼ妥当な推定を与えており、簡便な設計ツールとしての有効性が確認できた.

(7) せん断応力 τ

Model I(包帯なし)の場合, 捩りが最大となる $\phi=90^{\circ}$ と 270°におけるせん断応力 τ の測定値は $R_{eq(energy)}$ を用 いた LAYCAL による推定結果とほぼ一致した.一方, Model II(PE×1)および Model III(PE×2)の場合, $\phi=90^{\circ}$ と 270°および $\phi=45^{\circ}$ と 225°における τ の測定値は, $R_{eq(area)}$ を用いた LAYCAL による推定結果と良く一致 した.特に, $\phi=90^{\circ}$ と 270°に生じる τ の値は曲げ応力と比べても相対的に大きく, 軸力補強条の設計照査応力 を von Mises の相当応力とする場合には, 面外曲げ+面内曲げの 2 軸効果に加え, 曲げ+捩りの多軸効果も考 慮する必要があることがわかった.

参考文献

- 1) Bahtui, A., Development of a Constitutive Model to Simulate Unbonded Flexible Riser Pipe Elements, A thesis submitted for the degree of Ph.D., Department of Mechanical Engineering, Brunel University (2008).
- Vaz, M. A., Rizzo, N. A. S., A finite element model for flexible pipe armor wire instability, Marine Structures, Vol. 24, Issue 3, pp. 275-291 (2011).
- 3) Sævik, S., Giertsen, E., Olsen, G.P., 1998, A New Method for Calculating Stresses in Flexible Pipe Tensile Armours, Proceedings of OMAE 1998: 17th International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering, ASME, Lisboa, Portugal (1998).
- Fuku, T., Ishii, K., Fatigue Properties and Analysis of Flexible Riser, the 24th Offshore Technology Conference in Houston, Texas, OTC 6876, pp. 35-44 (1992).
- Sødahl, N., Skeie, G., Steinkjer, O., Kalleklev, A. J., Efficient Fatigue Analysis of Helix Elements in Umbilicals and Flexible Risers, Proceedings of the ASME 29th International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering, OMAE2010-21012 (2010).
- 6) 高橋一比古, 正信聡太郎, 田中義久, 金田成雄, 前田克弥, 積層管の剛性・応力・疲労解析プログラム LAYCAL, 海上技術安全研究所報告, 第15巻, 第4号 (2015), pp. 495-501.
- 7) Sævik, S., Comparison between Theoretical and Experimental Flexible Pipe Bending Stresses, Proceedings of ASME 29th International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering, OMAE2010-20352 (2010).

- 8) Dobson, A., Fogg, D., Fatigue Testing and Analysis of a Deep Water Steel Tube Umbilical, Proceedings of ASME 27th International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering, OMAE2008-57151 (2008).
- 9) Costello, G., A., Theory of Wire Rope (Second Edition), Mechanical Engineering Series, Springer (1997).