

チタン製防撓板の座屈崩壊強度

安藤 孝弘*、田中 義照*、佐久間 正明*、岩田 知明**、
松岡 一祥***

Ultimate Strength of Titanium Stiffened Plates under Compressive Load

by

Takahiro ANDO, Yoshiteru TANAKA, Masaaki SAKUMA,
Toshiaki IWATA and Kazuyoshi MATSUOKA

Abstract

Titanium is a suitable material for hull structures because of its high specific strength and high corrosion resistance in marine environment. Recently titanium was used for the structural members of a fishing boat, because its structural standard is not strict. However, there is no application of titanium for merchant and government ships. Additionally, there is little research concerned with the buckling strength or the fatigue strength of titanium.

By the way, aluminium alloy is applied for new types of light weighted high-speed ships. There have been much outcome about the strength of aluminium alloy, and authors also studied experimentally the buckling strength of pi-sections and hollow sections¹⁾. As a result, it was turned out that the buckling strength of the stiffened plates made of aluminium alloy was reduced by the formation of the softened zone by welding.

In this study, it is a purpose to confirm the advantage of application of titanium for the hull structures. Therefore, the buckling strength of titanium stiffened plates and the distribution of the residual stress of deck plate and stiffeners were studied experimentally.

Four types of stiffened plate model with three spans and three bays were provided for compressive collapse tests. As a basis of the test results, the simplified analysis for evaluating the ultimate strength was suggested.

All the models collapsed in overall bucking mode. That is, the torsional rigidity of stiffeners was excess and the ratio of rigidity between deck plates and stiffeners were not appropriate. If the ratio of rigidity is more effective, the increase of the ultimate compressive stress is expected. Moreover, the ultimate strength from the buckling tests was in good agreement with that of the simplified analyses and the FEM analyses.

According to the results above mentioned, the maximum compressive stress of titanium stiffened plates is much higher than that of aluminium alloys and the superiority of titanium was shown.

* 海上安全研究領域、** 輸送高度化研究領域、*** 研究統括主幹

原稿受付 平成 年 月 日

審査済 平成 年 月 日

1. 緒言	2
2. 座屈崩壊実験	2
2.1. 材料	2
2.2. 模型形状	2
2.3. 実験方法	2
2.4. 実験結果	3
2.4.1. 座屈崩壊実験	3
2.4.2. 溶接残留応力	4
3. 解析及び結果	4
3.1. 有限要素解析	4
3.2. 防撓板の有効幅による簡易解析	5
3.3. 解析結果	6
4. 船用アルミニウム合金との比較	6
5. 結言	7
参考文献	7

1. 緒言

軽量かつ高強度で海洋環境における優れた耐食性を併せ持つチタンは、船体構造材料に適した材料であると考えられる。しかしながら、近年、漁船の構造部材として使用され始めているものの、検査基準の厳しい客船や貨物船への適用は乏しく、また、座屈強度や疲労強度に関する研究例も少ない。新形式船舶の設計・建造を行う場合には、船体構造強度を直接計算により求め、安全性を評価する DBA(Design by Analysis)手法が主流である。そのため、使用する材料強度、構造強度特性などを十分に把握しておくことが合理的な設計を行う上で重要となる。

軽構造高速船の船体材料としては、パイセクションなどのアルミニウム合金押出形材が様々な船体に採用されており、著者らも、パイセクション材(A5083)あるいは中空押出型材(A6N01)等を縦強度部材に用いた場合の圧縮強度について実験的検討を行った¹⁾。本論文でもチタン材料を用いた同様な座屈崩壊実験および有限要素解析(FEA)を行い、防撓板としての圧縮強度特性を検討するとともに、チタン製防撓板の最終強度推定に対するパネルの有効幅を用いた簡易解析法の有効性を示した。また、防撓板構造を純チタン材料により溶接組立てする際に生じる残留応力分布を計測した。これらの実験結果を基に、船用アルミニウム合金材料による防撓板構造の圧縮強度との比較を行い、チタン材料の優位性を示した。

2.1. 材料

座屈崩壊実験用外板構造模型及び残留応力計測用模型に使用した材料は、JIS H4600 TP340H、ASTM B265-99 Grade2及び B265-95A Grade2で、機械的性質と共に Table 1 に示す。一般に、チタン材料は、鋼やアルミニウム合金と比較して異方性が強いいため、模型のパネル部に使用した材料については、圧延方向(L)と圧延直角方向(C)について、それぞれ引張試験を行った。

Table 1 材料の機械的性質

Model		0.2% offset strength (MPa)		Tensile strength (MPa)		Young's Modulus (GPa)		Elongation (%)		Material	
		Panel	Rib	Panel	Rib	Panel	Rib	Panel	Rib	Panel	Rib
T-1	C	405	—	473	—	131	—	24.0	—	J	J
	L	330	302	495	453	115	116	26.5	29.0		
T-2	C	405	—	473	—	131	—	24.0	—	J	J
	L	330	287	495	360	115	105	26.5	32.8		
T-3	C	430	—	506	—	129	—	19.6	—	A1	J
	L	346	302	499	453	114	116	24.8	29.0		
T-4	C	345	—	398	—	115	—	26.6	—	A2	J
	L	283	279	425	420	103	109	26.7	26.6		

C : Vertical to Rolling Direction L : Rolling Direction
J : JIS H4600 TP340H A1 : ASTM B265-99 Grade2 A2 : ASTM B265-95A Grade2

2.2. 模型形状

Fig.1 に外板構造模型の形状を示す。模型は、アングルバーあるいはフラットバーにより縦方向に補強された外板要素に4枚の横部材を溶接し、スロット上部に補強用のブラケットを設けた。両外側の横部材には載荷用の丸棒を断面重心位置に溶接し、その内側に補強用の角材を溶接した。模型 T-1、T-3 および T-4 は防撓材にウェブ高さ×フランジ幅×板厚 = 60 × 30 × 6mm のアングル材を使用し、外板の板厚をそれぞれ、3.5mm、4.5mm、3.0mm とした。模型 T-2 のみ防撓材に高さ×板厚 = 70 × 8mm のフラットバーを用い、外板の板厚を 3.5mm とし、模型 T-1 の横断面積とほぼ等しくなるようにした。なお、外板に使用する板材は実船と同様に、材料圧延方向を模型縦方向に合わせた。

2.3. 実験方法

座屈崩壊実験における模型設置方法を Fig.2 に示す。4枚の横部材を治具により弾性支持し、上下の丸棒を介して防撓板の縦方向に1軸圧縮荷重を準静的に負荷した。横部材を弾性支持することにより、上甲板あるいは船底外板と同様に横部材位置での面外方向の変位を拘束した。4枚の横部材で区切られる3つのスパンは、中央部が両端部の

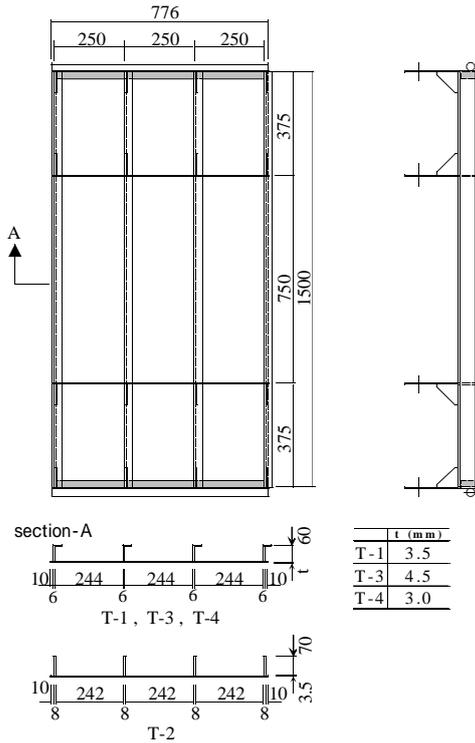


Fig. 1 模型の形状および寸法

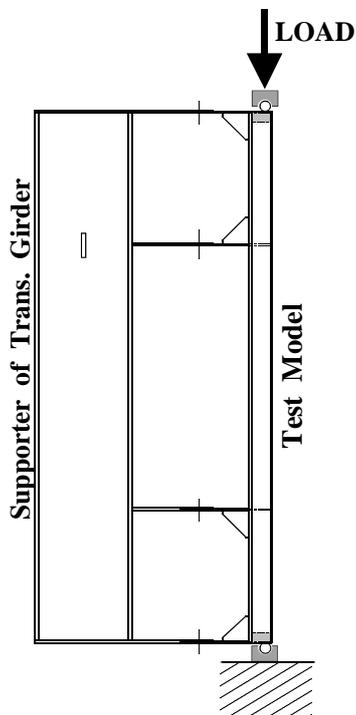


Fig. 2 模型設置方法

2 倍の長さを設定し、この区間におけるパネルの弾性座屈が先行するようにした。

2. 4 . 実験結果

2. 4 . 1 . 座屈崩壊実験

実験結果をまとめて Table 2 に示す。表中の P_u は実験における最大荷重（崩壊荷重）を示し、 $P_{0.2}$ は外板及び防撓材の断面積にそれぞれの 0.2% 耐力を乗じた値の和であり、 σ_u は最大荷重 P_u を横断面積で除した平均圧縮応力の最大値である。模型 T-3 については、載荷途中（1220kN）に載荷用丸棒の溶接部付近の隅肉溶接が破断し、局所変形のみが増大し試験を中止したため、最大荷重は得られていない。

各模型における、圧縮変位 Δl と圧縮荷重 P を $P_{0.2}$ で無次元化した値との関係を Fig.3 に示す。模型の崩壊過程は、T-1 ~ T-4 全てにおいて中央スパンのパネルの弾性座屈が先行する。パネルの座屈変形が進むに従い、防撓材にフラットバーを用いた模型 T-2 においては、パネルの座屈波長と等しい波長で防撓材に横倒れ座屈が生じたが、アングルバーを防撓材とした他の模型においては防撓材の横倒れはほとんど生じなかった。更に載荷を進めると、全ての模型において、横部材を支持点とする Euler モードの座屈変形に移行した後に最大荷重となった。Table 2 に示した最大荷重の実験値 P_u と 0.2% 耐力を基準とした全断面降伏時の荷重 $P_{0.2}$ との比 ($P_u/P_{0.2}$) を各模型で比較すると、アングルバーを使用した模型の有効性がフラットバーを使用した模型 T-2 より 20% 以上低い。これは、アングルバーの捩り剛性がパネルの曲げ剛性と比べて極端に大きすぎたため、後述する有効幅の中央に位置するアングルバーの応力が、0.2% 耐力に達するかなり前に Euler モードの座屈に移行したためと考えられる。これは Fig.3 において、模型 T-2 の剛性が $P/P_{0.2} = 0.7$ 程度から低下しているのに対して、T-1、T-3、T-4 では剛性が $P/P_{0.2} = 0.5 \sim 0.6$ 程度で低下し始めていることから明らかで

Table 2 座屈崩壊実験結果

	Maximum Load		$P_u / P_{0.2}$	Maximum Stress
	P_u (kN)	$P_{0.2}$ (kN)		σ_u (MPa)
T-1	980	1530	0.641	204
T-2	966	1090	0.886	190
T-3	> 1220	1850	> 0.659	> 218
T-4	831	1190	0.698	196

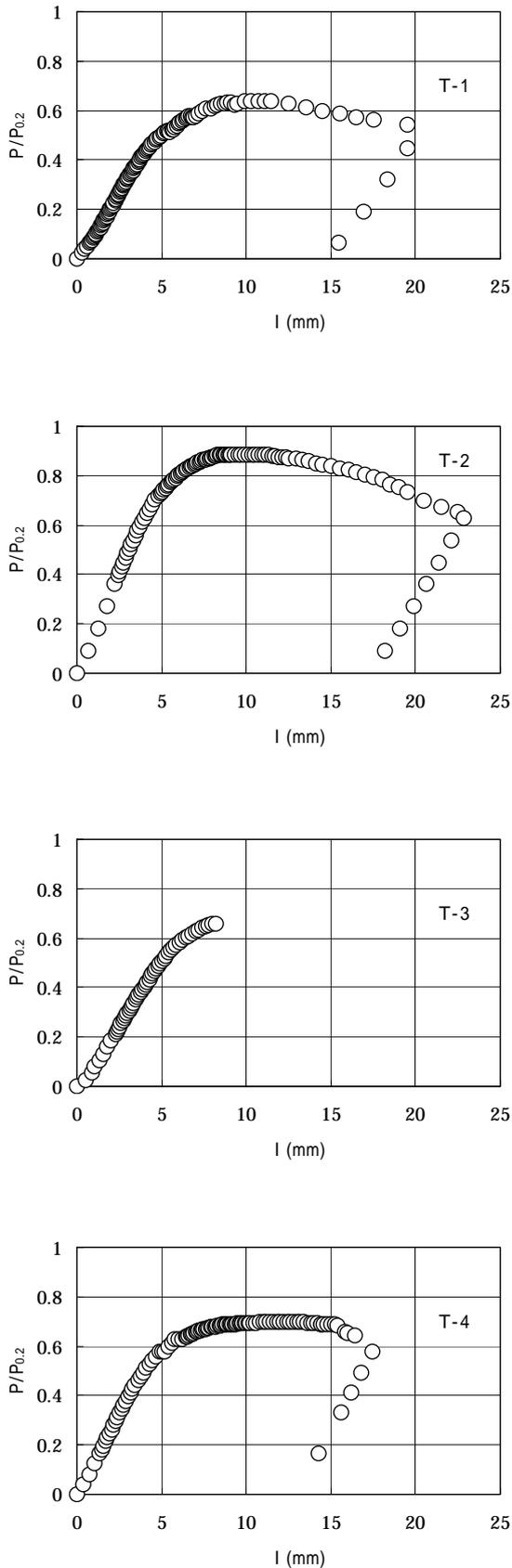


Fig.3 座屈実験時における荷重 - 変位関係

ある。これらの模型ではパネルと防撓材の剛性比が適切でなく、非効率な応力分布となったために、断面全体として有効性が損なわれたと考えられる。

2.4.2. 溶接残留応力

残留応力計測用模型は、外板構造模型 T-1 ~ T-4 と同一材料、同一溶接条件によりそれぞれ R-1 ~ R-4 として作成した。溶接残留応力は、パネル及び防撓材の中央断面位置に防撓材方向に貼りつけた 1 軸歪ゲージの周辺を 24 × 20mm 程度の大きさに切り出し、切り出し前後の歪の変化を計測することにより推定した。

全模型の残留応力分布を Fig.4 に示す。図はパネルの板厚方向に残留応力値を、これと垂直な軸には、ゲージ貼付位置を示している。各模型共に中央パネル部に 30 ~ 40MPa 程度の圧縮残留応力が計測された。防撓材直下位置での引張残留応力は、切り出した部分に圧縮残留応力域も含まれると考えられるため、計測値の 200MPa 以上の引張残留応力が存在すると推定される。一方、防撓材上の各計測点では、不均一で微小な計測値しか得られなかったことから、後述する有限要素解析においては、パネル部分の溶接残留応力のみを考慮した。

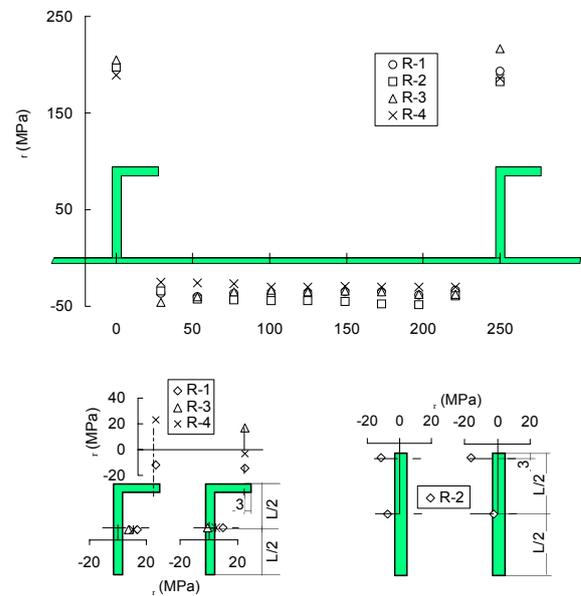


Fig.4 残留応力計測位置及び計測結果

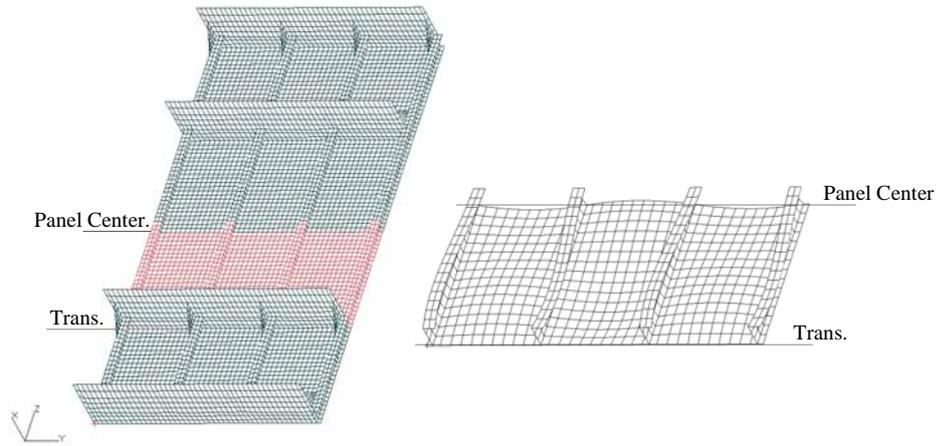


Fig.5 FEM解析モデル（パネルアスペクト比3.0の初期撓みモデル）

3. 解析及び結果

3.1. 有限要素解析

各模型の座屈崩壊過程は、前述のようにT-2を除きパネルの弾性座屈が先行した後、防撓材が横倒れすることなく、模型全体でEulerモードの座屈変形に移行した。この崩壊過程を考慮して外板構造模型をモデル化し、弾塑性大撓み解析を行った。解析対象はFig.5の右図に示すように、中央スパン両側の横部材位置で固定条件とし、スパン中央を対称面としてモデル化した。要素はパネル及び防撓材共に厚肉シェル要素を用い、パネル幅方向に11分割し、防撓材はウェブを3分割、フランジを2分割した。また、パネル部の要素にのみ残留応力推定値を初期応力として入力した。また初期撓みは、上述のパネル部の弾性座屈を考慮し、パネルのアスペクト比に等しい3半波の撓みを、板厚の1/10を最大値とするsin波で与えるとともに、防撓材の片面溶接による模型全体の反りを中心位置でパネル板厚程度の撓み（Fig.5のx方向）として与えた。解析に使用する材料特性は、各部材共に異方性を考慮するべきであるが、防撓材における圧延垂直方向の材料特性が物理的な理由

により得られていないことに加え、変形がパネル部有効幅（後述）を含む防撓材を中心としたEulerモードの座屈にみられるような縦方向の変形が主であるとともに横断面の幅方向の拘束も無いため、材料の異方性が最終強度に及ぼす影響は少ないと考え、本解析モデルでは各部材共にTable 1に示す圧延方向(L)の材料特性を用いた等方性材料を仮定した。確認のため上記解析モデルの材料特性を、材料主軸（材料圧延方向）方向の降伏挙動に対し、材料第2軸方向（材料圧延垂直方向）に1.2倍の直行異方性を持たせた材料に変更し、等方性材料を適用したモデルとの最終強度による比較を行った結果、両者の差は僅か（等方性材料適用モデルの最終強度の0.6%程度）であり、等方性材料を適用した解析モデルの妥当性を確認した。

3.2. 防撓板の有効幅による簡易解析

パネルの座屈後は、防撓材が横倒れすることなく、横部材を支点としたEulerモードの座屈変形に移行することから、Fig.6に示すように、パネル部の最大応力が降伏応力 σ_y に達したときの有効幅 We は次式により求められる。

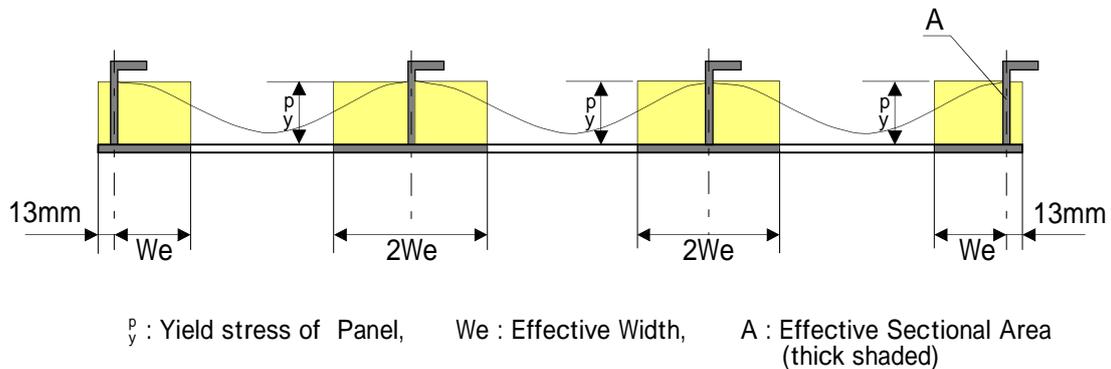


Fig.6 有効幅概念図

$$W_e = 0.85t \sqrt{\frac{E}{\sigma_y^p}} \quad (1)$$

防撓材およびパネルの有効断面（断面積 A）からなる長さが模型の中央スパンに等しい柱の座屈強度を下式から求め、必要があれば Johnson 修正するものとする。

$$\sigma_E = \frac{P_E}{A} = \frac{\pi^2 EI}{Al^2} \quad (2)$$

$$\sigma_{cr} = \sigma_E, \quad (\sigma_E \leq \sigma_y / 2) \quad (3)$$

(4)

ここで、E はヤング率、I は断面積 A の中立軸に関する断面二次モーメント、t はパネルの板厚、 σ_y は降伏応力（この場合母材の 0.2% 耐力）とする。(1) 式は Kármán の式による有効幅で、(2) の Euler の式により有効幅分のパネルを含む縦部材断面に対する座屈応力を求めている。(1) ~ (4) で与えられる応力から荷重を求め、この値を足し合わせることで崩壊荷重を求める。

3.3 解析結果

FE 解析及び簡易解析法で得られた最終強度 σ_u を実験結果と併せて Table 3 に示す。FE 解析では残留応力の有無による計算結果を併記した。

FE 解析結果から、模型 T-4 を除き、残留応力の影響による最終強度の低下が数 % 見られる。一般にパネル中央部に圧縮残留応力がある場合には、その分だけ弾性座屈応力が低下することが知られている。パネル板厚が最も厚い模型 T-3 における最終強度の低下が最も大きくなっているのは、パネルと防撓材の剛性比が適正值に近いためであり、防撓材の剛性が過剰である T-4 においては、全体

Table 3 最終強度 σ_u の比較

	Experiment	FEA		Present method
		unit MPa		
		With residual stress	Without residual stress	
T-1	204	210	214	215
T-2	190	202	210	209
T-3	> 218	227	237	235
T-4	196	197	196	178

Table 4 船用アルミニウム合金及び JIS2 種チタン基準値

		0.2% Offset Strength (MPa)	Tensile Strength (MPa)
JIS H4000 A5083P	H112	125	285
	H321	215 ~ 295	305 ~ 385
JIS H4100 A6N01S	T5	205	245
JIS H4600	2	215	340 ~ 510

座屈モードが負荷の初期段階で現れるため、残留応力が最終強度に及ぼす影響が全くない。

実験値と FE 解析結果との比較では、全ての模型に対して良好な相関が得られているのに対して、前述の方法による簡易解析では模型 T-4 の計算値が実験値より 10% 程度小さい値となった。この理由として、簡易解析ではパネル有効幅を含めた防撓材断面を有する柱として Euler 座屈強度を求めているのに対し、T-4 の崩壊過程は、全体座屈モードに移行した後に片側の防撓材のみが横倒れし始め、この防撓材側の変形が非対称に進行し、最終的に片側のみ荷重が集中して崩壊に至ったためと考えられる。これは模型 T-4 の外板の板厚が他の模型に比べ薄く、全体座屈時における防撓材の擦れを支えられなかったからである。このような現象は、FE 解析においても再現された。

4 船用アルミニウム合金との比較

今回使用した JIS2 種材チタン材料と 0.2% 耐力が同等の規準値を持つ船用アルミニウム合金として、A5083-H シリーズ、A6N01-T シリーズ等が挙げられる (Table 4 参照)。著者らが検討した模型の中から、上記の規準値を満たす材料の溶接構造として A5083P-H321 パネルに、A5083S-H112

Table 5 船用アルミニウム合金防撓板の座屈崩壊実験結果

	Maximum load (kN)		$P_u / P_{0.2}$	σ_u (MPa)
	P_u	$P_{0.2}$		
	Pi Section-1-1	1050		
Pi Section-1-2	1070	0.638	128	
Pi Section-2	918	1330	0.690	132
Preribed Panel	581	1042	0.558	123

のバルブプレートと溶接したプレリブドパネルおよび A5083S-H112 押出型材 (パイセクション)¹⁾を用いた外板構造模型 (Fig.1 参照) について最終強度の比較・検討を行った。本実験で用いた模型 T-1 は、上記実験で用いたプレリブドパネル模型とほぼ同様の構造及び断面積として製作した。但し入手可能な材料の制約から、防撓材の形状及びパネル部板厚は異なっている。

著者らの実験結果を Table 5 に示す。プリレブドパネルの実験最大荷重値 P_u は全断面降伏荷重値 (断面積に 0.2% 耐力を乗じた値) の約半分程度となり、最終強度 σ_u は総じて 120 ~ 130MPa 程度である。一方、チタン材料の最終強度は、190MPa ~ 204MPa (Table 2) であり、プレリブドパネルやパイセクションの最終強度を大幅に上回り、高強度であることが分かる。母材の規準強度が同等であるにも係わらず、最終強度に大きな差が現れた原因の 1 つに、アルミニウム合金溶接時に生成される軟化域の影響が考えられる。著者らが行った実験²⁾によれば、軟化域における 0.2% 耐力の値は、AN01-T5 および A5083-H32(H321) でそれぞれ、100MPa および 150MPa 程度に低下すると報告されており、アルミニウム合金材料を用いた場合の設計強度は、概ねこの軟化域における 0.2% 耐力に規定されている。純チタン材料に関しては、著者ら³⁾により、溶接時熱影響による軟化域の発生が無いことが分かっている。溶接組立によるプレリブドパネルはもとより、パイセクションにおいても、横部材との接合部で必ず軟化部が発生するため、この影響は大きいと思われる。2 つ目の原因としては、それぞれの模型の崩壊過程の違いが考えられる。著者らの実験結果では、プレリブドパネル、パイセクションの各模型は、パネルの弾性座屈の後、防撓材が横倒れし、模型中央部が全断面降伏するのに対し、本実験結果の場合、防撓材が横倒れすることなく Euler モードの全体座屈に移行する。これは外板に比べて、防撓材の板厚が厚すぎたことが原因である。パネルと防撓材の剛性比が最適な防撓板構造を設定すれば、更なる有効性の向上も期待できる。

このようにチタンを船体構造材料として座屈・圧縮強度を検討した結果、同等の基準値を持つアルミニウム合金構造に比べ優れた特性が確認できた。しかしながら、同一規格の材料であっても機械的性質にばらつきが大きく、本実験で用いた模型のように、外板と防撓材の強度バランスが不適切であれば、チタンの優れた特性を損なう可能性がある。従って、設計段階で使用材料の強度を十分に考慮した部材寸法、板厚、および防撓材形状等を検討し、適切な強度評価を行う必要がある。

5. 結言

純チタンを用いた船体外板構造の座屈崩壊強度及び溶接残留応力について、実験的、解析的検討を行った。以下に得られた結論を要約する。

- (1) 防撓材が横倒れせず、パネルの弾性座屈後に横部材を支持点とする Euler 座屈モードに移行する場合の座屈崩壊強度について、FE 解析及び簡易解析法により検討を行い、チタン材料の有効性を確認した。
- (2) チタン材料においても防撓材の隅肉溶接により溶接残留応力が発生する。本実験で使用した寸法の防撓板では、パネル中央部の縦方向の圧縮残留応力は 40 ~ 50MPa 程度であり、防撓材直下の引張残留応力は、ほぼ 0.2% 耐力程度と推定される。このパネル中央部の圧縮残留応力はパネルの弾性座屈強度を低下させるが、本実験で使用した模型のように、比較的早い荷重段階で Euler 座屈モードに移行する場合、溶接残留応力が最終強度に及ぼす影響はほとんどない。
- (3) 機械的性質がほぼ同等の規準値を持つアルミニウム合金材料と比較して、防撓板構造の最終強度に対するチタン材料の有効性を確認した。
- (4) 合理的な設計を行うため、使用材料の機械的性質を考慮した最適な外板及び防撓材の板厚比、防撓材間隔の検討が必要である。この場合、同規準の材料であっても機械的性質のばらつきに注意しなければならない。

謝辞

本研究は、(社)日本チタン協会との共同研究として行われた。この研究を遂行するにあたり、実験模型をご提供頂いた木下和宏主査をはじめとする船舶 WG の皆様に感謝いたします。

参考文献

- 1) 松岡一祥、田中義照、北村茂、佐久間正明：「軽量化アルミニウム合金船構造の座屈強度」、軽金属溶接、Vol.34 No.12 (1996)、pp.1-9
- 2) 田中義照、松岡一祥、北村茂、佐久間正明：「アルミニウム合金構造の強度に関する研究」、日本造船学会論文集、第 180 号 (1996)、pp.455-462
- 3) 岩田知明、松岡一祥：「チタンすみ肉溶接継手の強度」、軽金属溶接、Vol.29 No.7 (2001)、pp.27-33