

## ブラスト処理による溶接止端部の疲労強度向上効果 に関する研究

藤井, 壽裕

<https://hdl.handle.net/2324/4475074>

---

出版情報 : Kyushu University, 2020, 博士 (工学), 課程博士  
バージョン :  
権利関係 :

# ブラスト処理による溶接止端部の 疲労強度向上効果に関する研究

九州大学 工学府 建設システム工学専攻

藤井壽裕

# 目次

<b>第1章 緒論</b> .....	3
1.1 研究の背景.....	3
1.2 CSR 制定の経緯.....	3
1.3 研究の目的.....	10
1.4 本研究の構成.....	15
<b>第2章 溶接後処理施工後の溶接部近傍における残留応力</b> .....	16
2.1 緒言.....	16
2.2 試験片.....	16
2.2.1 T型継手の試験片.....	16
2.2.2 突合せ継手の試験片.....	23
2.3 残留応力計測方法.....	27
2.4 残留応力計測結果.....	30
2.4.1 T型継手の計測結果.....	30
2.4.2 突合せ継手の計測結果.....	39
2.5 結言.....	44
<b>第3章 プラスト処理による溶接継手の疲労強度改善効果の検証</b> .....	45
3.1 緒言.....	45
3.2 試験片.....	45
3.2.1 T型継手の試験片.....	45
3.2.2 突合せ継手の試験片.....	47
3.3 疲労強度試験方法.....	48
3.4 疲労試験結果.....	49
3.4.1 T型継手の試験結果.....	50
3.4.2 突合せ継手の試験結果.....	55

3.5 結言.....	58
<b>第4章 プラスト処理による疲労強度向上効果の構造部材寸法への影響.....</b>	<b>59</b>
4.1 緒言.....	59
4.2 CSR の S-N 線図との比較.....	60
4.3 疲労強度向上による影響評価.....	67
4.3.1 CSR BC & OT における疲労評価方法.....	67
4.3.1.1 疲労強度評価のための参照応力.....	67
4.3.1.2 腐食環境影響.....	78
4.3.1.3 疲労評価.....	79
4.3.1.4 疲労寿命の計算.....	81
4.3.1.5 溶接後処理効果.....	82
4.3.2 疲労寿命の比較.....	83
4.3.2.1 評価対象船.....	83
4.3.2.2 対象部材.....	84
4.3.2.3 疲労寿命の比較.....	87
4.3.3 構造部材寸法に対する影響評価.....	133
4.4 結言.....	137
<b>第5章 結言.....</b>	<b>138</b>
<b>謝辞.....</b>	<b>140</b>
<b>参考文献.....</b>	<b>141</b>

# 第1章 緒論

## 1.1 研究の背景

国際船級連合 (IACS) に加盟するすべての船級協会では、船長 90 m 以上のばら積貨物船及び船長 150 m 以上の二重船殻油タンカーに対して共通構造規則 (CSR BC & OT) を統一的に運用している。CSR BC & OT 制定前は、ばら積貨物及びタンカーに関する船体構造の船級規則は各船級協会が独自に決めていたが、CSR BC & OT により統一化され、船級間での船体構造に関する規則の差は無くなった。

CSR BC & OT では、設計条件が厳しくなったことや、多くの箇所に対して極詳細メッシュの疲労解析を実施する必要もあり、以前の規則に比べて大幅に構造強度を確保する必要が生じている。部材によっては、これまでに損傷実績の無い部位でも、大幅な補強が必要となっている。すなわち、CSR BC & OT を満たした結果、構造強度の観点では過剰品質の船体が建造されることが懸念される。

## 1.2 CSR 制定の経緯

1999 年のフランスのブルターニュ沖でエリカ号の折損事故<sup>2)</sup>(Fig.1-1 参照)、2002 年のスペインのガリシア沖でのプレステージ号の折損事故<sup>3)</sup>(Fig.1-2 参照)が発生し、沿岸地域に重大な海洋汚染をもたらした。また 1980 年代～1990 年代にかけて比較的大型のばら積み貨物船の全損事故が発生し、多くの人命が奪われた。これらを背景に国際海事機関 (International Maritime Organization ; IMO) が船体構造要件に直接関与すべきとの機運が高まり、2003 年 5 月に開催された IMO 第 77 回海上安全技術委員会 (Maritime Safety Committee ; MSC 77) において、船体構造を評価するための機能要件を定めた目的指向型新造船構造基準 (Goal Based Standard ; GBS)<sup>4)</sup>を制定していくことが合意され、2004 年 5 月に開催された MSC 78 から本格的に審議が開始された。



Fig. 1-1 Oil spill accident of MV Erika (oil tanker)<sup>5)</sup>



Fig. 1-2 Oil spill accident of Prestige (oil tanker).<sup>6)</sup>

GBSはIMOとその他の組織が役割を分担し、船舶の安全性を高めるためのルールを制定する枠組みを定めるものである。

この枠組みは、Fig. 1-3に示すようなTire I～Tire Vからなる5つの階層で構成されている。なお、Tire IのGoals（目標）とは、「船舶は、特定の設計寿命において、安全及び環境に配慮して設計及び建造されなければならない。」というものであり、この目標を達成する必要がある事項がTire II以降に規定されている。この5つの階層のうち、Tire I～Tire IIIには、IMOが直接関与する要件が定められており、Tire IV及びTire Vには、それぞれ船級協会などの規則要件及び業界標準が位置づけられている。

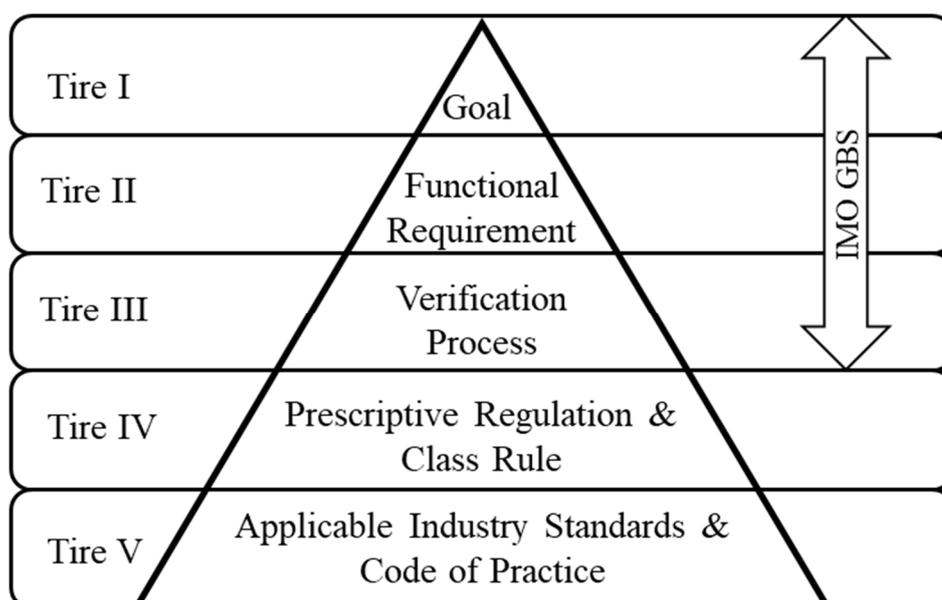


Fig. 1-3 GBS framework

Tire IVに位置する具体的な規則要件（寸法算式や強度評価法など）を定める船級協会などの構造基準は、Table 1-1に示すTire IIに定義される「機能要件」に適合しなければならず、適合しているかどうかを検証するための手段が、Tire IIIに示されている。

2003年5月に開催されたMSC 77において、IMO GBSをIMOの長期計画として検討すること及びその具体的な基準はIACSが作成することが合意された。これを受け、2003年6月に開催された第47回IACS理事会において、構造寸法に関する船級間の競争を排除し、より頑強（Robust）な船舶を建造することを目的として、ばら積貨物船と油タンカーの船体構造の設計基準を統一する共通構造規則を開発することが合意された。

その後、2005年12月に開催された第52回IACS理事会において、ばら積貨物船に対する共通構造規則（Common Structural Rules for Bulk Carriers）<sup>7)</sup>及び二重船殻油タンカーに対する共通構造規則（Common Structural Rules for Double Hull Oil Tankers）<sup>8)</sup>の二つのCSRがそれぞれ採択され、2006年4月1日以降に建造契約が行われた船の長さが90m以上のばら積貨物船及び船の長さが150m以上の二重船殻油タンカーに適用されることとなった。

2006年4月1日より適用が開始されたばら積貨物船及び二重船殻油タンカー用のそれぞれのCSRは、短期間で開発するためにIACS内で二つのチームに分かれて開発が進められた。そのため荷重、直接強度計算、疲労強度評価といった本来船種に拠らない幾つかの基本的な技術的要素については、一部異なるアプローチが採用されたまま公表、適用された。

CSRの開発段階から業界より、船種に拠らず共通で取扱うことのできる技術的要素については統一すべきであるとの強いコメントを行っていたが、IACSはそのまま2つのCSRを開発し、将来的に二つのCSRを調和することとした。

また、2010年5月に開催されたMSC 87においてIMO GBSが採択されたことを受け、IACSでは、IMO GBSに規定される機能要件のうち、CSRがカバーすべき技術的要素については、調和後のCSR BC & OTで対応することの方針が決められた。

Table 1-1 Functional requirement for GBS <sup>9)</sup>

Design	
1	<p><b>Design life</b></p> <p>The specified design life is not to be less than 25 years.</p>
2	<p><b>Environmental conditions</b></p> <p>Ships should be designed in accordance with North Atlantic environmental conditions and relevant long-term sea state scatter diagrams.</p>
3	<p><b>Structural strength</b></p> <p>Ships should be designed with suitable safety margins:</p> <p>.1 to withstand, at net scantlings**, in the intact condition, the environmental conditions anticipated for the ship's design life and the loading conditions appropriate for them, which should include full homogeneous and alternate loads, partial loads, multi-port and ballast voyage, and ballast management condition loads and occasional overruns/overloads during loading/unloading operations, as applicable to the class designation; and</p> <p>.2 appropriate for all design parameters whose calculation involves a degree of uncertainty, including loads, structural modelling, fatigue, corrosion, material imperfections, construction workmanship errors, buckling and residual strength.</p> <p>The structural strength should be assessed against excessive deflection and failure modes, including but not limited to buckling, yielding and fatigue. Ultimate strength calculations should include ultimate hull girder capacity and ultimate strength of plates and stiffeners. The ship's structural members should be of a design that is compatible with the purpose of the space and ensures a degree of structural continuity. The structural members of ships should be designed to facilitate load/discharge for all contemplated cargoes to avoid damage by loading/discharging equipment which may compromise the safety of the structure.</p> <p>** The net scantlings should provide the structural strength required to sustain the design loads, assuming the structure in intact condition and excluding any addition for corrosion.</p>
4	<p><b>Fatigue life</b></p> <p>The design fatigue life should not be less than the ship's design life and should be based on the environmental conditions in II.2.</p>
5	<p><b>Residual strength</b></p> <p>Ships should be designed to have sufficient strength to withstand the wave and internal loads in specified damaged conditions such as collision, grounding or flooding. Residual strength calculations should take into account the ultimate reserve capacity of the hull girder, including permanent deformation and post-buckling behaviour. Actual foreseeable scenarios should be investigated in this regard as far as is reasonably practicable.</p>
6	<p><b>Protection against corrosion</b></p> <p>Measures are to be applied to ensure that net scantlings required to meet structural strength provisions are maintained throughout the specified design life. Measures include, but are not limited to, coatings, corrosion additions, cathodic protection, impressed current systems, etc.</p> <p>II.6.1 Coating life</p> <p>Coatings should be applied and maintained in accordance with manufacturers' specifications concerning surface preparation, coating selection, application and maintenance. Where coating is required to be applied, the design coating life is to be specified. The actual coating life may be</p>

	<p>longer or shorter than the design coating life, depending on the actual conditions and maintenance of the ship. Coatings should be selected as a function of the intended use of the compartment, materials and application of other corrosion prevention systems, e.g. cathodic protection or other alternatives.</p> <p>II.6.2 Corrosion addition</p> <p>The corrosion addition should be added to the net scantling and should be adequate for the specified design life. The corrosion addition should be determined on the basis of exposure to corrosive agents such as water, cargo or corrosive atmosphere, or mechanical wear, and whether the structure is protected by corrosion prevention systems, e.g. coating, cathodic protection or by alternative means. The design corrosion rates (mm/year) should be evaluated in accordance with statistical information established from service experience and/or accelerated model tests. The actual corrosion rate may be greater or smaller than the design corrosion rate, depending on the actual conditions and maintenance of the ship.</p>
7	<p><b>Structural redundancy</b></p> <p>Ships should be of redundant design and construction so that localized damage of any one structural member will not lead to immediate consequential failure of other structural elements leading to loss of structural and watertight integrity of the ship.</p>
8	<p><b>Watertight and weathertight integrity</b></p> <p>Ships should be designed to have adequate watertight and weathertight integrity for the intended service of the ship and adequate strength and redundancy of the associated securing devices of hull openings.</p>
9	<p><b>Human element considerations</b></p> <p>Ships should be designed and built using ergonomic design principles to ensure safety during operations, inspection and maintenance of ship's structures. These considerations should include stairs, vertical ladders, ramps, walkways and standing platforms used for permanent means of access, the work environment and inspection and maintenance considerations.</p>
10	<p><b>Design transparency</b></p> <p>Ships should be designed under a reliable, controlled and transparent process made accessible to the extent necessary to confirm the safety of the new as-built ship, with due consideration to intellectual property rights. Readily available documentation should include the main goal-based parameters and all relevant design parameters that may limit the operation of the ship.</p>
<b>CONSTRUCTION</b>	
11	<p><b>Construction quality procedures</b></p> <p>Ships should be built in accordance with controlled and transparent quality production standards with due regard to intellectual property rights. The ship construction quality procedures should include, but not be limited to, specifications for material, manufacturing, alignment, assembling, joining and welding procedures, surface preparation and coating.</p>
12	<p><b>Survey</b></p> <p>A survey plan should be developed for the construction phase of the ship, taking into account the ship type and design. The survey plan should contain a set of requirements, including specifying the extent and scope of the construction survey(s) and identifying areas that need special attention during the survey(s), to ensure compliance of construction with mandatory ship construction standards.</p>

IN-SERVICE CONSIDERATIONS	
13	<p><b>Survey and Maintenance</b></p> <p>Ships should be designed and constructed to facilitate ease of survey and maintenance, in particular avoiding the creation of spaces too confined to allow for adequate survey and maintenance activities. The survey plan in II.11 should also identify areas that need special attention during surveys throughout the ship's life and in particular all necessary in-service survey and maintenance that was assumed when selecting ship design parameters.</p>
14	<p><b>Structural accessibility</b></p> <p>The ship should be designed, constructed and equipped to provide adequate means of access to all internal structures to facilitate overall and close-up inspections and thickness measurements.</p>
RECYCLING CONSIDERATIONS	
15	<p><b>Recycling</b></p> <p>Ships should be designed and constructed of materials for environmentally acceptable recycling without compromising the safety and operational efficiency of the ship.</p>

### 1.3 研究の目的

二つの CSR の調和という CSR BC & OT の開発の経緯から考えると、規則要求が厳しい方に引きずられ過大になっていくことが懸念される。また開発期間と影響評価の検証期間の短さから考えると、従来の構造で何ら問題が発生していない箇所についても大幅な部材寸法増加が要求されることになったため、この寸法増加要求に関する妥当性の検証が不十分であったことは否めない。

そこで本研究では、従来実績により十分な強度を有することが担保されている部材に関して新しい知見を取り入れることで、適正な部材寸法を有しつつ強度的にも経済的にも合理的な設計を可能にすることを目的に、近年の船体損傷実績の大半を占める疲労に着目し研究を実施することにした。

船体に限らず近年の溶接構造物の損傷形態は疲労が大半で有り、損傷の起点は近年の母材性能の格段の進歩も有り、溶接継手部を起点とする場合が多い。そのため溶接継手部に何らかの処置を施すことで疲労強度を改善出来れば好ましく、溶接継手の疲労強度改善手法として様々なものが提案されている。

疲労強度改善手法は原理的には疲労亀裂の発生が懸念される溶接止端部を中心に、圧縮応力を付与するもしくは応力集中を緩和するための処置を施すことである。船体建造の現場で比較的適用されている疲労強度改善対策としては、後者の応力集中を緩和する手法であるグラインダ (Fig.1-5 参照) による溶接止端部の整形 (Fig.1-4 参照) が一般的である。同手法により疲労寿命は2倍程度に向上出来ると規則でも規定されている。

また応力集中を緩和する手法としては IIW Recommendations on methods for improvement the fatigue strength of welded joints<sup>10)</sup>では Burr grinding や TIG dressing など溶接止端部を再溶融させて止端形状を滑らかにする手法も採り上げられている。

圧縮応力を付与する方法として、Hammer peening や Needle peening のように機械的な方法がある。これらは近年、HFMI (High Frequency Mechanical Impact) 手法<sup>11)</sup>として盛んに研究が行われている。この方法は、超音波圧電素子、超音波磁歪素子、圧縮空気のいずれかを用いて打撃圧子を高周波で振動させながら溶接止端等の被加工部に繰返し打ち込むことで、衝撃を受けた部位に塑性変形を生じさせることで溶接止端形状を滑らかにして応力集中を緩和するとともに、圧縮残留応力も付与するものである。従来の peening に対して装置を小型化できるなどの作業性に優れるとともに、被加工範囲が小さいので止端形状をより滑らかに仕上げやすいという利点を有している。現状では、超音波を用いるものとして UIT (Ultrasonic Impact Treatment), UP (Ultrasonic Peening), UPT (Ultrasonic Peening Treatment), HiFIT (High Frequency Impact Treatment), UNP

(Ultrasonic Needle Peening) が、圧縮空気を用いるものとして PIT (Pneumatic Impact Treatment) などがある. Fig.1-6 に Peening の作業, Fig.1-7 に Peening 施工後の溶接止端部を示す.

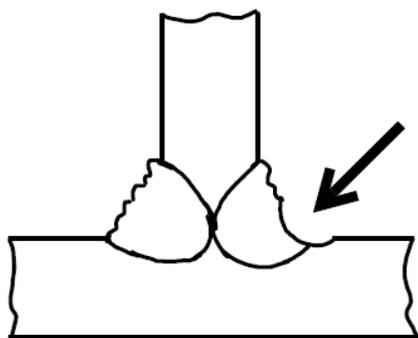


Fig. 1-4 Welding toe shape after Grinder treatment



Fig. 1-5 Grinder instrument



Fig. 1-6 Peening treatment



Fig. 1-7 Welding toe after Peening treatment

溶接止端部近傍に対するピーニング処理による疲労強度改善のメカニズムは、止端部形状整形による応力集中の緩和と打撃により圧縮残留応力場を発生させることの相乗効果である。ここで、打撃による圧縮残留応力を発生させる効果に着目すると、船体建造の塗装前処理工程の一つであるブラスト処理工程は、同様の効果を溶接止端部近傍に生じさせていることが期待される。

IMO で 2006 年に採択された新塗装性能基準 (PSPC)<sup>12)</sup>及びこれを強制化させる SOLAS 条約 II-1 章 3-2 規則の改正に対応するため、バラストタンク内のブラスト施工が必要となった。加えて、バラストタンク以外でもホールド区画などでブラスト処理がブラスト専用工場 (Fig. 1-10, Fig.1-11 参照) で広く適用されるようになった。ブラスト処理では Fig. 1-8 に例示する細かい粒子で、Fig. 1-9 に例示する装備により塗装面を打撃することから、ピーニングと同等の効果が得られることが期待される。特に溶接ビードに対しては入念なブラスト処置が要求されているため、疲労強度改善に寄与するレベルの圧縮残留応力場が溶接止端部に形成されていると推察される。

上記のような塗装工程からの要求に対処する結果、溶接止端部近傍ではかなりの圧縮残留応力場が形成され、自ずから疲労強度も溶接ままの継手以上に改善されていることが期待される。すなわち、ブラスト処理効果を疲労強度評価に算入していない現在の規則は耐疲労強度に対して過剰品質を要求していることが期待される。なお、このような塗装前のブラスト処理が疲労強度改善に及ぼす影響については、Hensel<sup>13)</sup>らや Gericke<sup>14)</sup>らによる検討が報告されている。

本研究では、溶接継手に対してピーニング処理影響と同様にブラスト処理影響においても疲労強度が改善するか否かの検証を実施した。

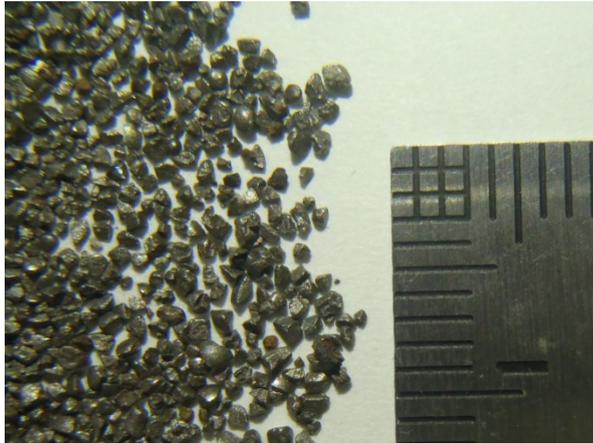


Fig. 1-8 Steel grid.

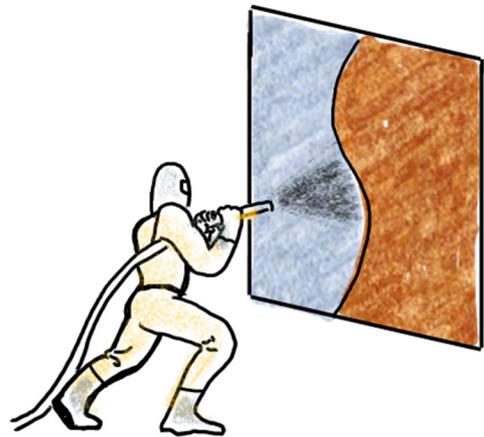


Fig. 1-9 Shot blasting equipment.



Fig. 1-10 Shot blasting Factory.



Fig. 1-11 Inside of Shot blasting Factory.

#### 1.4 本研究の構成

本論文は次の5章から構成されている。

第1章は緒言で、本研究の背景、位置づけ、目的及び構成について述べる。

第2章では、溶接継手の残留応力分布がブラスト処理により変化しているか否かを検証するため、ブラスト処理及び疲労強度改善を目的として施工されるピーニング処理を施した溶接継手の残留応力分布を測定し、溶接まま継手の残留応力分布と比較することで、ブラスト処理により生じる残留応力分布の特徴を調査した。

第3章では、ブラスト処理された溶接継手の疲労強度を検証するために疲労試験を実施し、ピーニング処理された継手及び溶接まま継手との比較検討を行った。また、CSR BC & OT により船体構造の疲労強度照査に用いることが規定されている標準設計 S-N 線図との比較も行った。

第4章では、前章においてブラスト処理の疲労強度改善効果について確認したことを踏まえ、バルクキャリアを対象に CSR BC & OT 規則で規定された計算方法において実測の S-N 線図を適用することで、どの程度の疲労強度改善効果が得られるのかを検証した。また、疲労強度が向上したことを考慮して強度評価を行った場合に、どの程度構造部材寸法に影響が生じるのかについても検証した。

第5章では、本論文で得られた結果のまとめと結論を示す。

## 第2章 溶接後処理施工後の溶接部近傍における残留応力

### 2.1 緒言

本章では、溶接部近傍の残留応力が溶接後処理を施工しない溶接ままの試験片、溶接施工後にブラスト処理を施工した試験片、溶接施工後に溶接止端部近傍にピーニング処理を施工した試験片の3種類において違いが出るのか確認するため、残留応力を計測することで検証した。

溶接止端部近傍では、溶接熱サイクルの影響と材料の降伏応力の温度依存性の影響を受け、引張の残留応力が発生することが広く知られている。第1章でも述べたように、ピーニング処理を行うことにより溶接止端部近傍に打撃が加えられ、引張残留応力が圧縮応力に転化する。この結果、ピーニング処理により溶接ままよりも疲労強度が向上することになる。

一方、ブラスト処理も材料表層部を打撃することには変わらないので、ブラスト処理した試験片の溶接止端部近傍の残留応力がピーニング処理と同様に圧縮であれば、溶接ままの継手よりも疲労強度が向上することが期待される。

本章では、船体構造中に多用され、かつ疲労強度向上を期待したい継手形式としてすみ肉溶接継手と突合せ継手を想定してこの継手形式の試験片を準備し、ブラスト処理及びピーニング処理を施したもの及び溶接ままの三条件下における残留応力分布を測定し、その傾向を調査した。

### 2.2 試験片

#### 2.2.1 T型継手の試験片

供試鋼板は造船用軟鋼 KA 及び造船用高張力鋼 KA36、板厚は 15 mm と 25 mm とした。供試鋼板の化学成分及び機械的性質を Table 2-1 及び 2-2 に示す。

Table 2-1 Mechanical properties of applied materials.

	Plate thickness (mm)	YP (N/mm <sup>2</sup> )	TS (N/mm <sup>2</sup> )	EL (%)
Mild Steel (KA)	15	293	442	31
	25	331	468	27
High Tensile Steel (KA36)	15	411	530	22
	25	383	520	25

[Note] YP: Yield Point / TS: Tensile Strength / EL: Elongation

Table 2-2 Chemical Component of applied materials.

	T	C	Si	Mn	P	S	Cu	Ni	Cr	Mo	Nb	V	T.Al	C <sub>eq1</sub>
		x 100	x 100	x 100	x 1000	x 1000	x 100							
					TE1	TI								C <sub>eq2</sub>
					x 100	x 100								x 100
KA	15	19	9	65	20	8								30
	25	15	20	101	16	8								32
KA3 6	15	16	22	105	21 2	8 2	1	1	2	0	0	0	32	34
	25	16	23	105	20 2	7 2	2	1	2	0	0	0	25	34

[Note] T: Plate Thickness (mm) / T.Al: Total Aluminum content / C<sub>eq1</sub>: Carbon equivalent (JIS) / C<sub>eq2</sub>: Carbon equivalent (IIW)

Fig. 2-1 に示す溶接長 1,000 mm の T 型継手を製作後、長手方向 200 mm ピッチで切断して Fig. 2-4 に示す試験片を採取した。部材の溶接は、Fig. 2-2 に示すように CO<sub>2</sub> 溶接（簡易自動台車）により、水平すみ肉溶接にて実施した。溶接条件を Table 2-3 に示す。

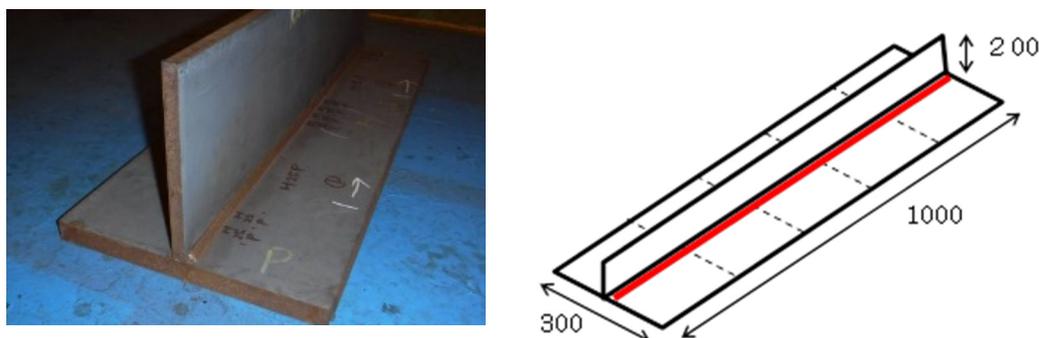


Fig. 2-1 T-shaped joint.

Table 2-3 Welding conditions

Position and type of joint:	Horizontal fillet welding
Welding method:	CO <sub>2</sub> Arc welding with automatic welding carriage
Welding consumable:	PL-22 (JIS Z 3313 T49J0T1-0CA-U, Wire dia. 1.4 mm)
Current:	280 A
Voltage:	32 V
Travel speed:	35 cm/min
Welding leg length:	5mm
The number of weld pass:	1

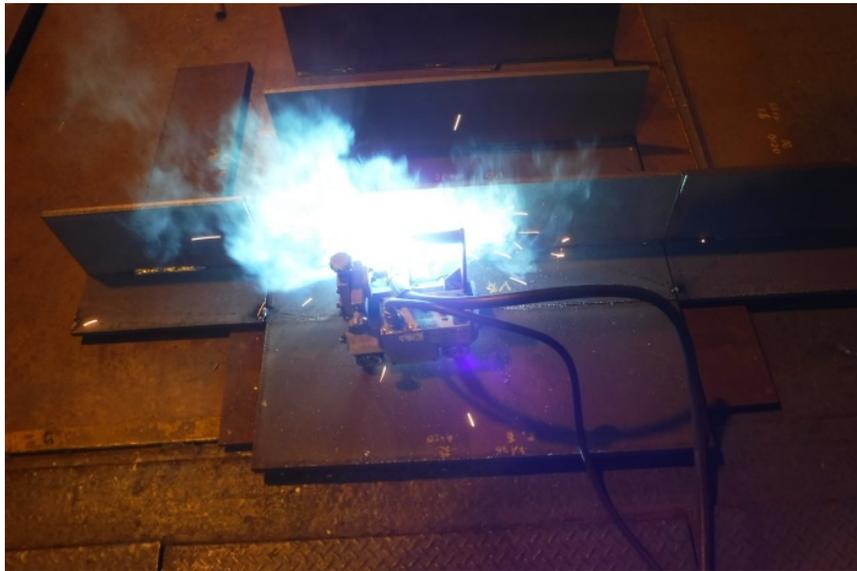


Fig. 2-2 Semi-auto Welding to fabricate test welded joints.

試験片は、溶接ままの部材、ブラスト処理をした部材、エアースキナーピーニング装置 (Portable Pneumatic needle-Peening: PPP)<sup>15)</sup>を溶接ビード上下止端部全線に渡って施工した部材の3種類を作成した。試験片は Table 2-7 に示すように板厚が 15 mm と 25 mm、材質が KA 及び KA36、溶接後処理は溶接まま、ブラスト、ピーニングでの組み合わせで 12 種類のものを作成した。

ブラスト処理は、実船建造で使用しているブラスト工場に溶接長 1,000 mm で製作した部材を試験片として 200 mm に切断した後に持ち込み、実船へのブラスト処理を担当している工員が実船と同様の処理時間・方法で施工した。ブラスト処理施工仕様は Table 2-4 に示す。また、施工後に溶接継手を含むブラスト施工した表面を造船所にて FROSIO Level III<sup>16)</sup>もしくは NACE Level 2<sup>17)</sup>の塗装検査員資格を有するスタッフが確認し、PSPC 要求品質を満足することを確認している。

Table 2-4 Shot Blast specification.

Steel Grid:	SB HYVALUE GRIT G-7HV (Sintokogio,LTD)
Steel Grid size:	0.5mm (50%) / 0.7 mm (50%)
Steel Grid Vickers hardness	more than HV700
Average amount speed:	10 kg/min
Distance to welding bead:	Abt. 20 cm
Blast shooting area	abt. 28cm <sup>2</sup> (circle abt. 6 cm across)
Travel speed:	3~5 cm/s
Target surface cleanliness <sup>18)</sup>	Sa 2.5

PPP は、Fig. 2-3 に示す圧縮エアーを動力源としピストンによる打撃機構を有する工具で、ピーニングヘッドに対し、ピーニングヘッドの先端に取り付けられたニードルに対してピストンの衝撃エネルギーを伝達することによりニードルを溶接止端部に連続的に打撃し、溶接止端部に圧縮残留応力を発生させると共に止端部形状のスムーズな形状へ整形することにより疲労強度を向上させる。ピーニングの打撃の強さはピーニングヘッドに供給される圧縮空気の圧力を調整することにより行われる。PPPの仕様を Table 2-5 に示す。

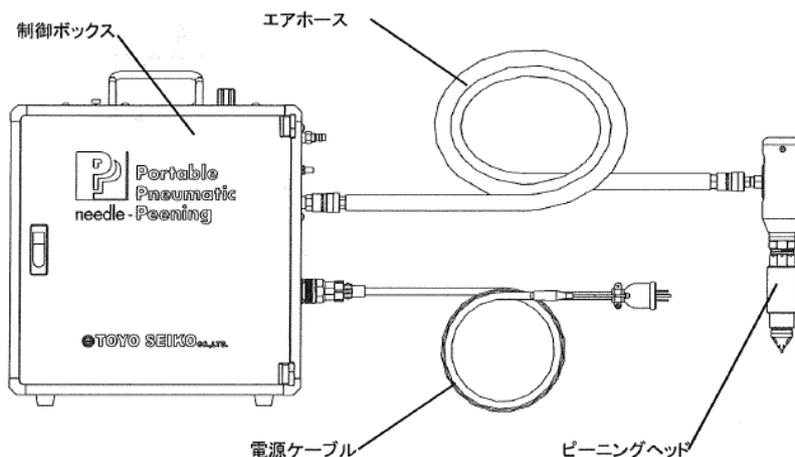


Fig. 2-3 Portable Pneumatic Needle-Peening (PPP). <sup>19)</sup>



Fig. 2-4 Specimens.

Table 2-5 Specification of PPP. <sup>19)</sup>

Peening Head

Type	NP1000F20
Length	297 mm
Weight	2.0 kg
Max. Air Pressure	0.6 MPa
Needle Radius	φ3.0 mm

Control Box

Type	TPC01
Size	453(W) x 462(H) x 170(D) mm
Weight	Abt. 9.0 kg (include Battery weight)
Power supply	single - phase current 100 V -240 V (50/60Hz)
power consumption	10 W
Driving power Source	AC power / Battery (Max. 8 hours continuous driving)
Power Cable Length	3 m
Operating Temperature Limits	0 -40 °C
Max. Air Pressure	0.7 MPa

Battery

Type	TPC01-BTP-77
Battery	lithium-ion battery
Input Voltage	DC 20.5 V
Output Voltage Range	DC 13.0 – 16.4 V
Normal Output Voltage	DC 14.4 V
Max. Output Current	3A
Capacity	Abt. 77 Wh
Charging Time	Abt. 10 hours
Operating Temperature Limits	0 -40 °C

ピーニング施工は機器メーカーの施工要領書に従い、すみ肉溶接部では母材に対して60°～80°の角度になるようにピーニングヘッドのニードルの先端を溶接止端部押し当てて、ピーニングヘッドを左右に往復運動させながら0.3 m/minの速度で施工した。ピーニングヘッドのニードル直径3 mm, 空気圧0.6 MPaにて施工した。突合せ溶接部は、板に対して垂直に押し当てて、すみ肉溶接と同様の速度で施工した。ピーニングの施工の品質確認は、実際に現場で行なわれている方法と同様に目視により確認し、推奨要件である止端部の谷線方向に沿ってピーニングの打痕が連続して付与され、溶接止端部の元の谷線が見えなくなり滑らかな溝が形成されていることを確認した。

ブラスト及びピーニング処理が溶接止端部半径に及ぼす影響を確認するために、溶接まま、ブラスト処理及びピーニング処理試験片それぞれの溶接止端部半径を計測した。結果をTable 2-6を示す。この結果から、ピーニングでは溶接止端部半径が他のものに比べ緩やかになっていることがわかる。また、溶接ままとブラストでは溶接止端部半径は同程度であったことから、ブラスト処理による溶接止端部の整形効果は無いことが確認された。

Table 2-6 Comparison of weld toe radius.

	Measurement number	Welding toe radius [mm]		
		Ave.	Max.	Min.
As welded	6	0.53	0.86	0.36
Blast	6	0.47	0.53	0.39
Peening	4	1.03	1.52	0.77

Table 2-7 Specimens used

ID	Name	Treatment	Material	Base Plate thickness
1	M15W-T	As welded	KA	15 mm
2	M15B-T	Blast	KA	15 mm
3	M15P-T	Peening	KA	15 mm
4	H15W-T	As welded	KA36	15 mm
5	H15B-T	Blast	KA36	15 mm
6	H15P-T	Peening	KA36	15 mm
7	M25W-T	As welded	KA	25 mm
8	M25B-T	Blast	KA	25 mm
9	M25P-T	Peening	KA	25 mm
10	H25W-T	As welded	KA36	25 mm
11	H25B-T	Blast	KA36	25 mm
12	H25P-T	Peening	KA36	25 mm

### 2.2.2 突合せ継手試験片

供試鋼板は、T型継手と同様に造船用軟鋼 KA 及び造船用高張力鋼 KA36、板厚は 15 mm とした。使用した鋼板の材料特性を Table 2-8、溶接条件を Table 2-9、溶接部の開先形状を Fig. 2-5 に示す。

Table 2-8 Mechanical properties of applied materials.

	Plate thickness (mm)	YS・YP (N/mm <sup>2</sup> )	TS (N/mm <sup>2</sup> )	EL (%)
Mild Steel (KA)	15	315	449	28
High Tensile Steel (KA36)	15	452	567	21

[Note] YS: Yield Strength / YP: Yield Point / TS: Tensile Strength / EL: Elongation

Table 2-9 Chemical component of applied materials.

	T	C	Si	Mn	P	S	Cu	Ni	Cr	Mo	Nb	V	TA1	C <sub>eq1</sub>
		x 100	x 100	x 100	x 1000	x 1000	x 100							
					TE1	T1								C <sub>eq2</sub>
					x 100	x 100								x 100
KA	15	18	11	64	13	4								29
KA36	15	16	34	101	22 2	7 2	3	2	3	0	0	0	34	34

[Note] T: Plate Thickness (mm)

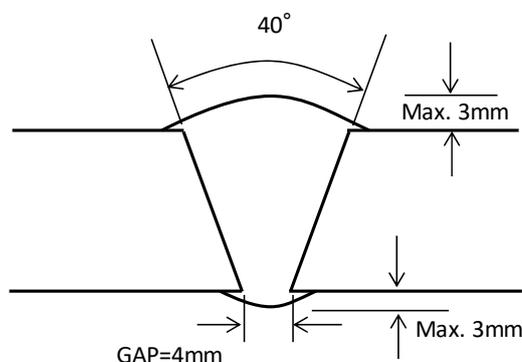


Fig. 2-5 Welding groove configuration.

突合せ溶接を行う 2 枚の鋼板に Fig.2-7 に示すような裏当てと治具を取り付けて、Fig.2-6 に示す自動溶接機を用いて Table 2-10 に示す溶接条件で溶接長 1,500mm の突合せ溶接継手を製作した。製作した部材を Fig. 2-8 に示すように長さ方向に 3 分割し、各部材を、溶接ままの部材、ブラスト処理した部材、およびピーニング処置をするため PPP を溶接ビード止端部に施工した部材の 3 種類を作成した。ブラスト処理は、3 分割した継手の一つを T 型継手と同様にブラスト処理を施工した。その後、疲労試験片に加工した。試験片は Table 2-11 に示す 6 種類作成した。



Fig. 2-6 Automatic welding carriage.

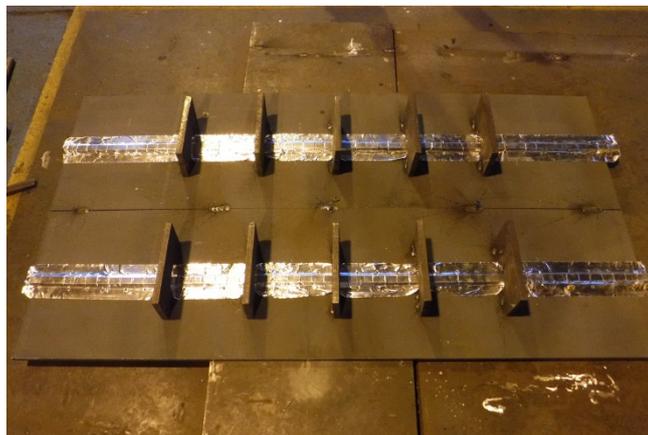


Fig. 2-7 Back side of welding with the jig and backing material attached.

Table 2-10 Welding conditions

Position and type of joint	Flat position, butt welding			
Welding method	MAG (CO <sub>2</sub> ) welding with automatic welding carriage (One side welding with backing plate)			
Welding wire	PL-22 (JIS Z 3313 T49J0T1-0CA-U, Wire dia. 1.4 mm)			
Welding Pass No.	Current (A)	Voltage (V)	Travel Speed (cm/min)	
	1	220	26	20
	2	280	30	35
	3	280	30	30
	4	260	30	25

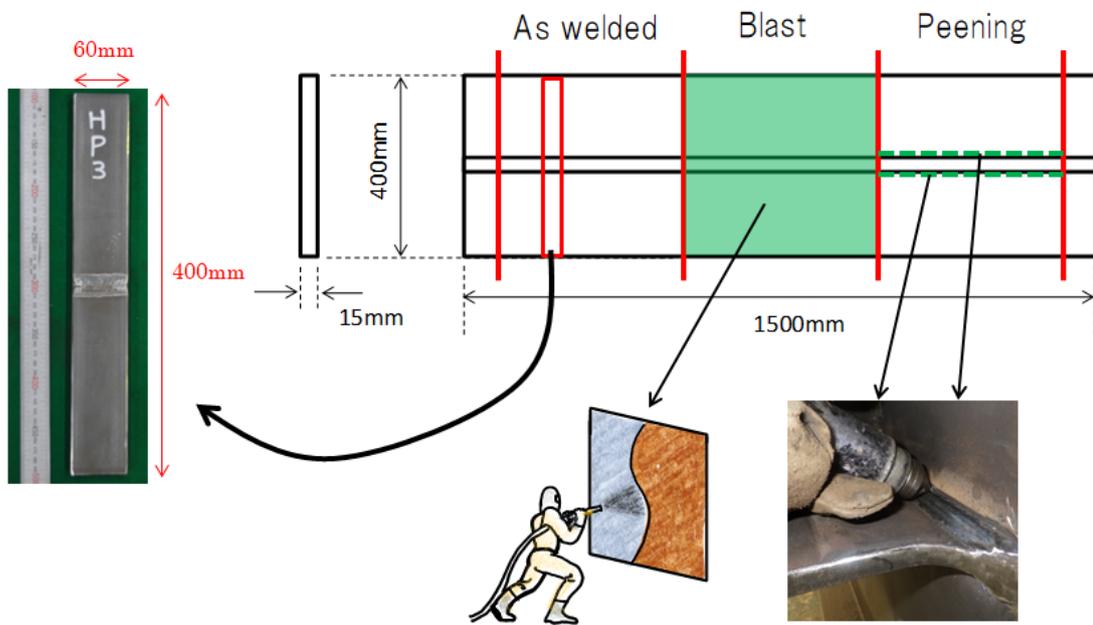


Fig. 2-8 Specimens

Table 2-11 Specimens used

ID	Name	Treatment	Material	Base Plate thickness
1	M15W-B	As welded	KA	15 mm
2	M15B-B	Blast	KA	15 mm
3	M15P-B	Peening	KA	15 mm
4	H15W-B	As welded	KA36	15 mm
5	H15B-B	Blast	KA36	15 mm
6	H15P-B	Peening	KA36	15 mm

### 2.3 残留応力計測方法

残留応力の計測には、X線回折法の単一入射法（ $\cos \alpha$ 法）を測定方法とするポータブル型X線残留応力測定装置（パルステック工業、 $\mu$ -X360s）<sup>20)</sup>を使用した。計測は金属ブラシにて丁寧に清掃することでスケールを除去した後に、標準設定（測定方法： $\cos \alpha$ 法、コリメータ径：1.0 mm）にて実施した。

使用した装置と同じ機器の外観を Fig. 2-9、仕様を Table 2-12 に示す。



Fig. 2-9 Portable X-ray Residual Stress Analyzer.<sup>20)</sup>

Table 2-12 Specification of Potable X-ray Residual Stress Analyzer.<sup>20)</sup>

Measurement items	Residual Stress / FWHM / Retained austenite (Optional)
Measurement method	Single incident angle X-ray exposure ( $\cos \alpha$ ) method
Collimator size	Standard: $\phi$ 1.0mm (illumination area at surface Approx. $\phi$ 2.0mm)
X-ray tube cooling method	Air cooling
Power supply	AC 100~240V, 50/60Hz, 130W

T型継手の試験片の残留応力計測は、Fig. 2-10 に示す試験片中央部の母材を溶接止端部から 100 mm の間で実施した。計測の間隔は、Fig. 2-11 に示すように溶接止端部から 10 mm までは 0.5 mm ピッチ、10 mm～30 mm の間は 1 mm ピッチ、30 mm～50 mm の間は 2 mm ピッチ、50 mm～100 mm の間は 5 mm ピッチとした。

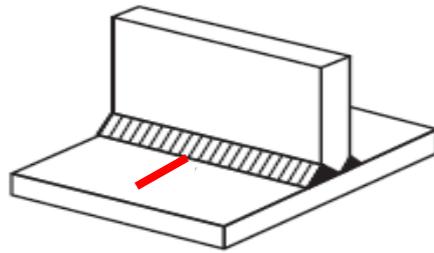


Fig.2-10 Measurement pitch.

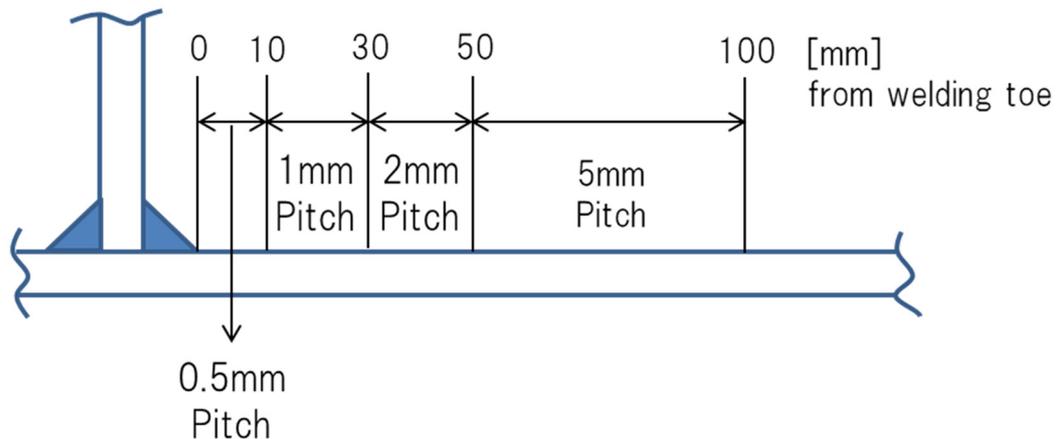


Fig. 2-11 Measurement position of fillet weld specimens.

突合せ継手の試験片の残留応力計測は、Fig. 2-12 に示すような試験片中央部の母材を溶接止端部から 130 mm の間で実施した。計測間隔は Fig. 2-13 に示すように、溶接止端部から 10 mm までは 0.5 mm ピッチ、10 mm～20 mm の間は 1 mm ピッチ、20 mm～30 mm の間は 2 mm ピッチ、30 mm～90 mm の間は 4 mm ピッチ、90 mm～130 mm の間は 5 mm ピッチとした。

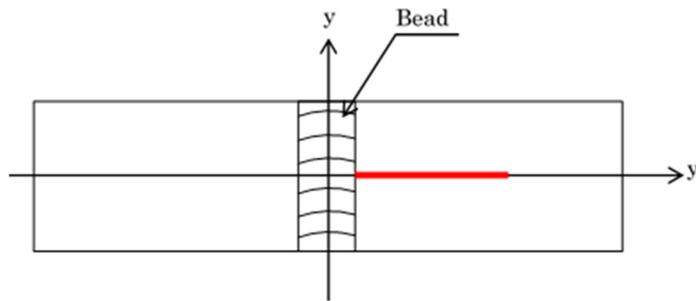


Fig. 2-12 Specimen to measure residual stress.

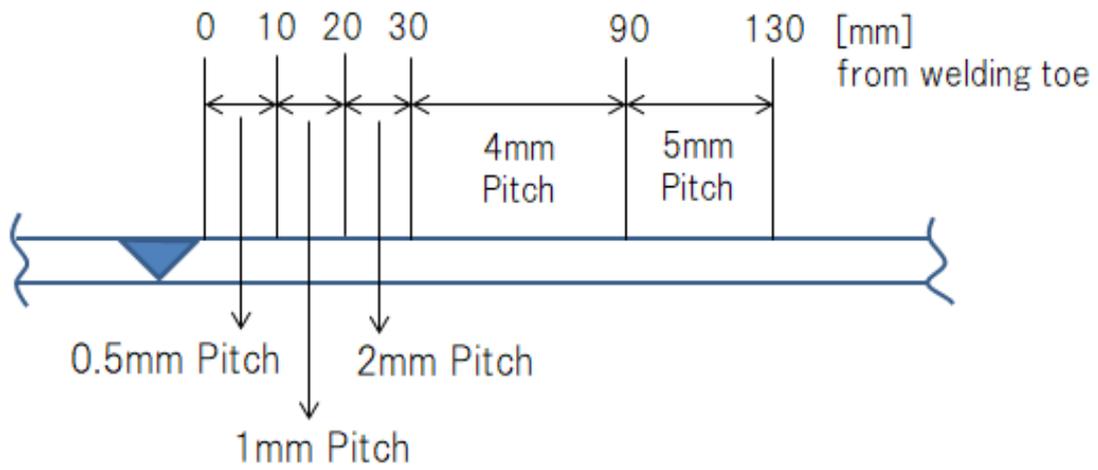


Fig. 2-13 Measurement pitch.

## 2.4 残留応力計測結果

### 2.4.1. T型継手の計測結果

計測結果を Fig. 2-14～2-25 に示す。横軸はビード中心からの距離を示し、縦軸は残留応力（単位 MPa）を示す。

Fig. 2-14～Fig. 2-25 に示した一連の結果より、溶接ままの試験片では溶接止端部の近傍では引張の残留応力が発生している。これに対してブラスト処理した試験片の溶接止端部極近傍では圧縮残留応力場が形成されていることが確認できる。加えて、溶接ままの試験片、ピーニング処理した試験片と異なり溶接止端部から離れた箇所では同程度の圧縮残留応力場となっている事が確認できる。一方、ピーニング施工した継手では、溶接止端部近傍に大きな圧縮残留応力場が形成されている。

以上のような残留応力場の相違から、ブラスト処理された試験片の疲労強度は、溶接まま試験片に比べ向上していると推測される。加えて、溶接止端部近傍から離れた領域でも全体的に圧縮残留応力が形成されているため、疲労亀裂進展に関しても溶接まま材よりも遅延する効果が生じると推察される。

またピーニング処理を行った試験片の溶接止端部には大きな残留応力場が生じていることから、溶接まま、ブラスト処理を行った試験片に比べて疲労強度は大きく向上していることが推察される。

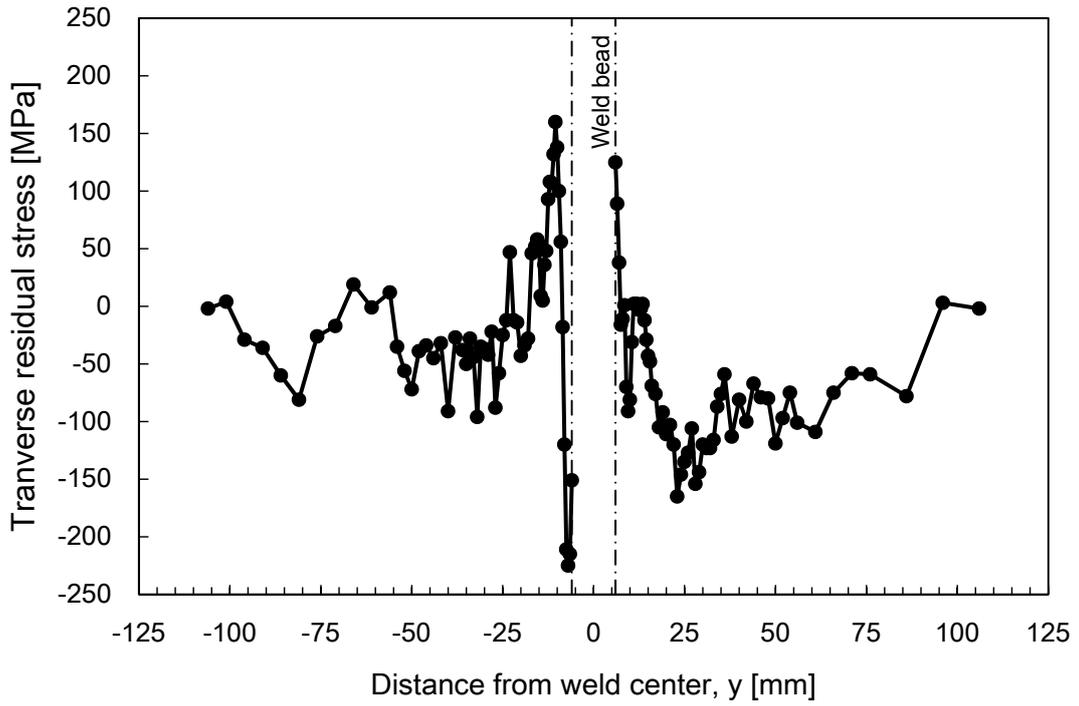


Fig. 2-14 Specimen M15W-T (As welded, KA, 15 mm)

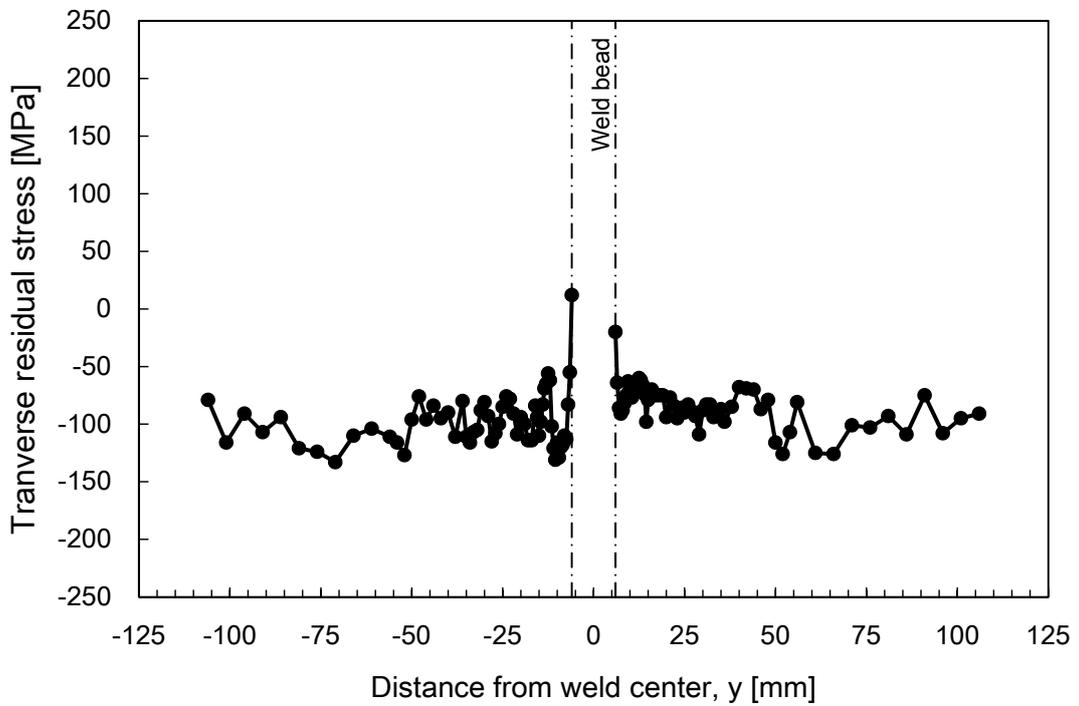


Fig. 2-15 Specimen M15B-T (Blasted, KA, 15 mm)

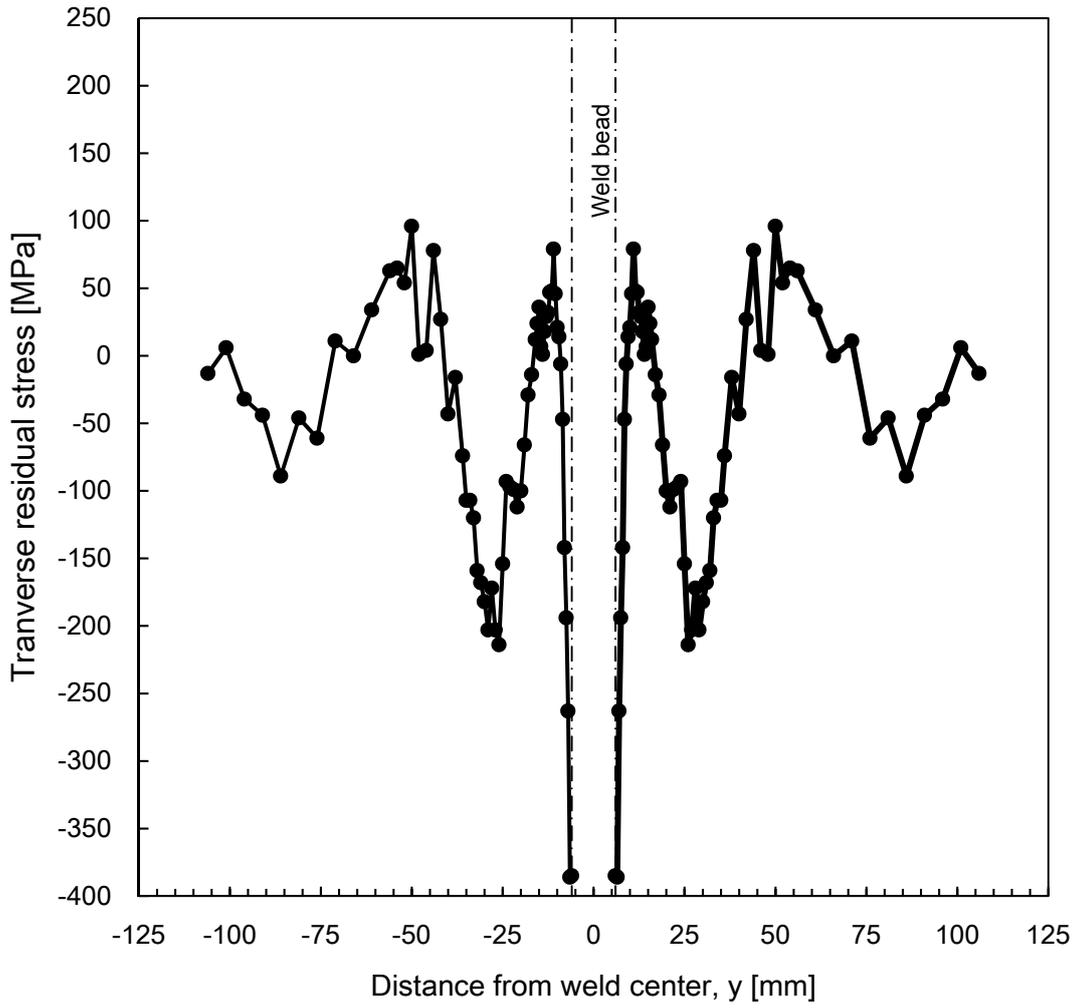


Fig. 2-16 Specimen M15P-T (Peening, KA, 15 mm)

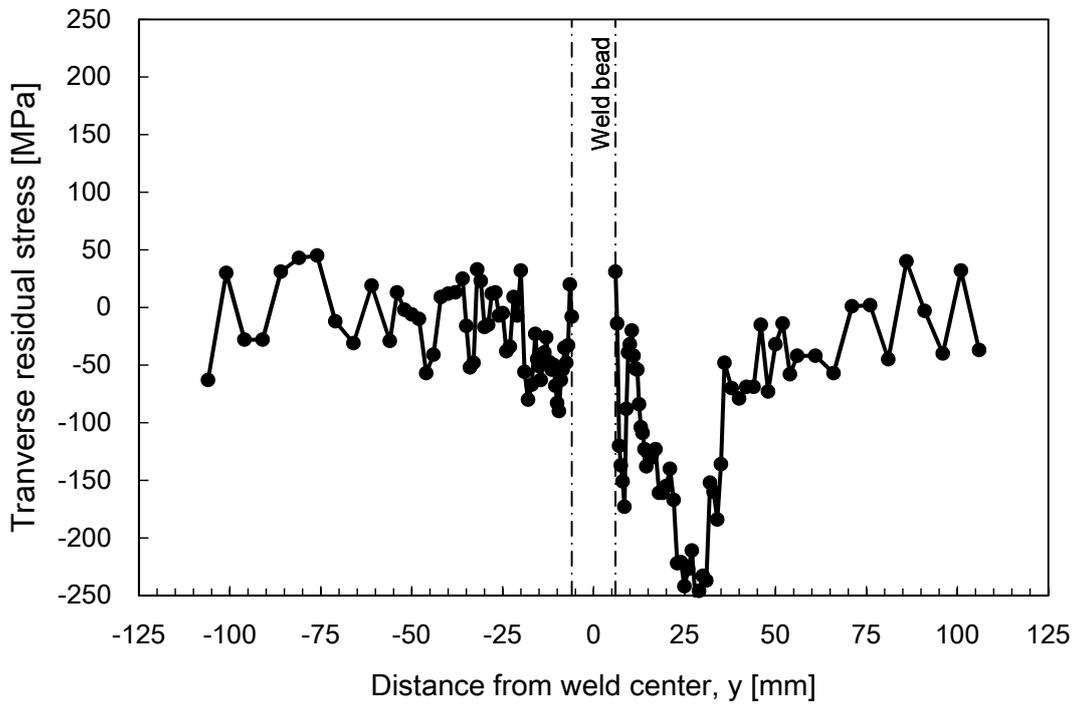


Fig. 2-17 Specimen H15W-T (As welded, KA36, 15 mm)

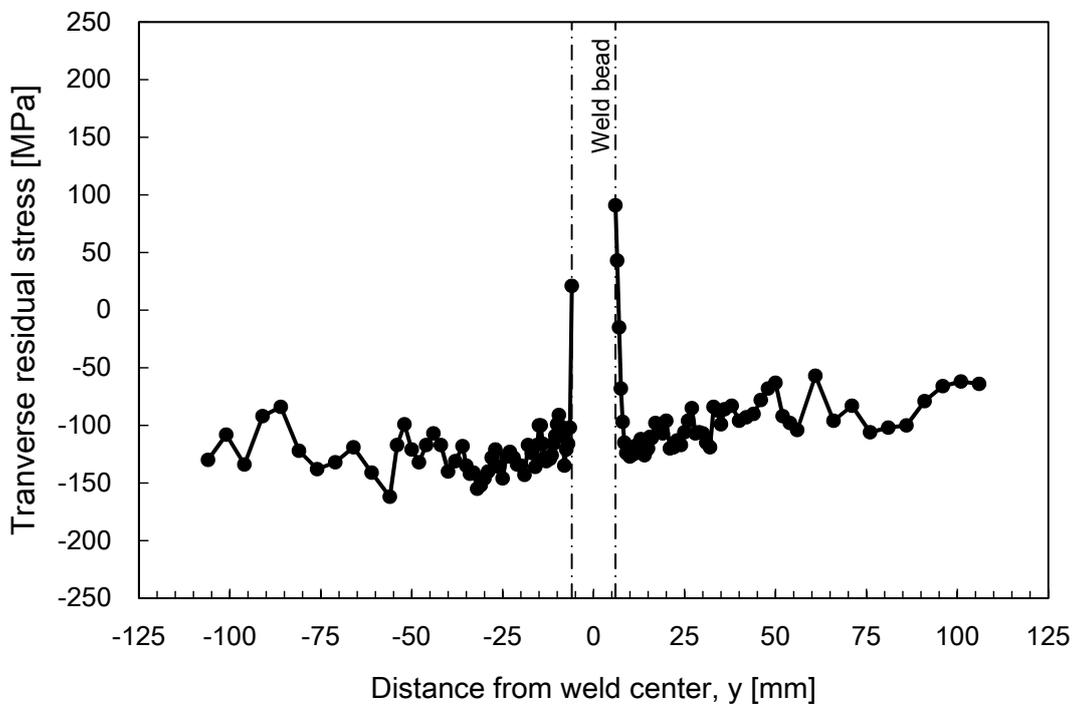


Fig. 2-18 Specimen H15B-T (Blasted, KA36, 15 mm)

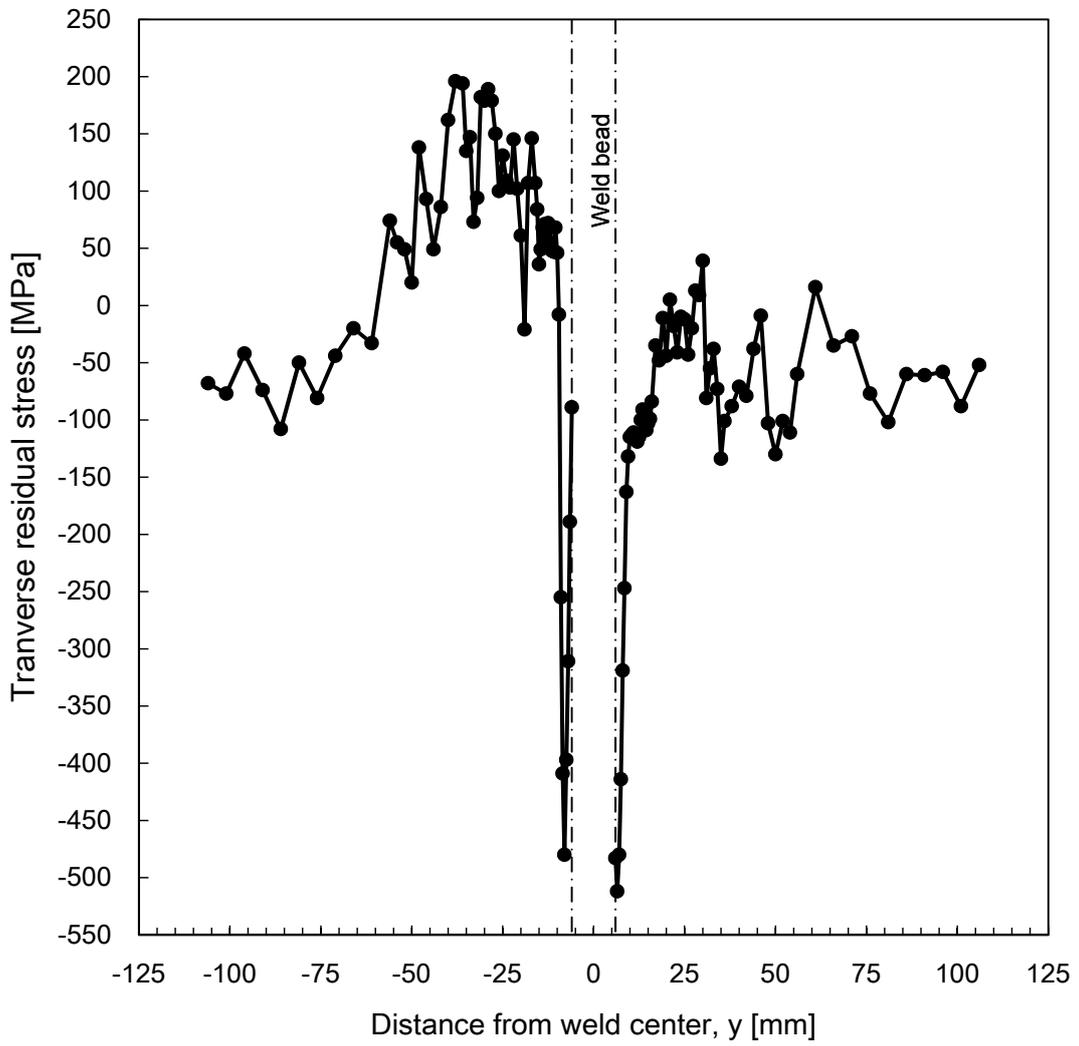


Fig. 2-19 Specimen H15P-T (Peening, KA36, 15 mm)

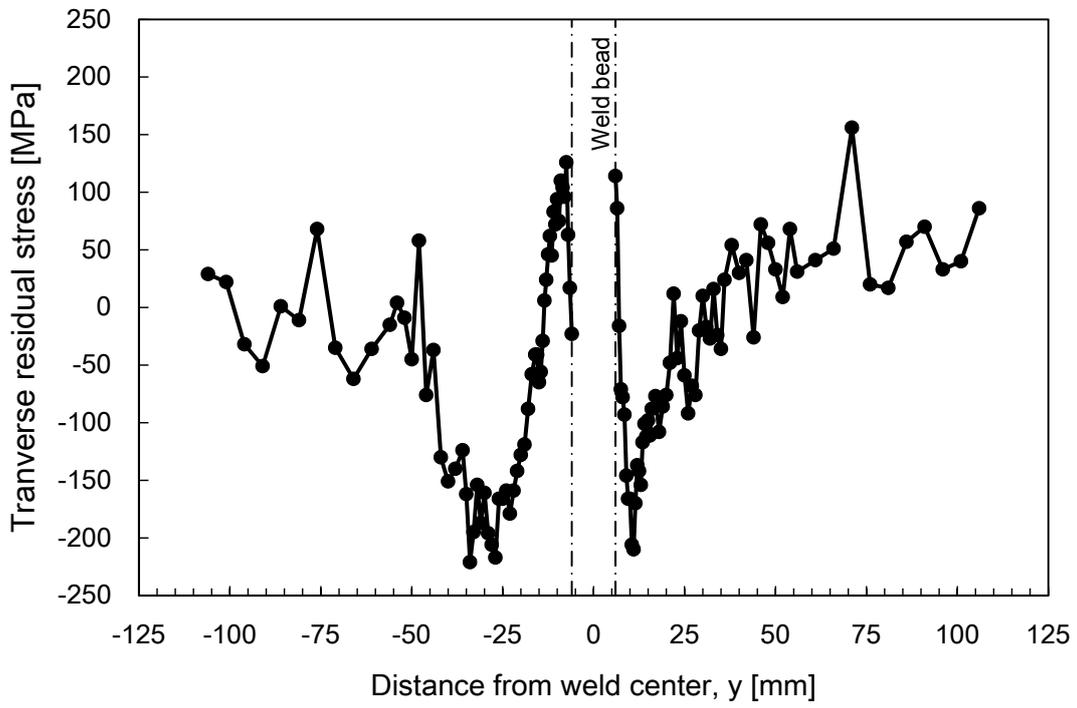


Fig. 2-20 Specimen M25W-T (As welded, KA, 25 mm)

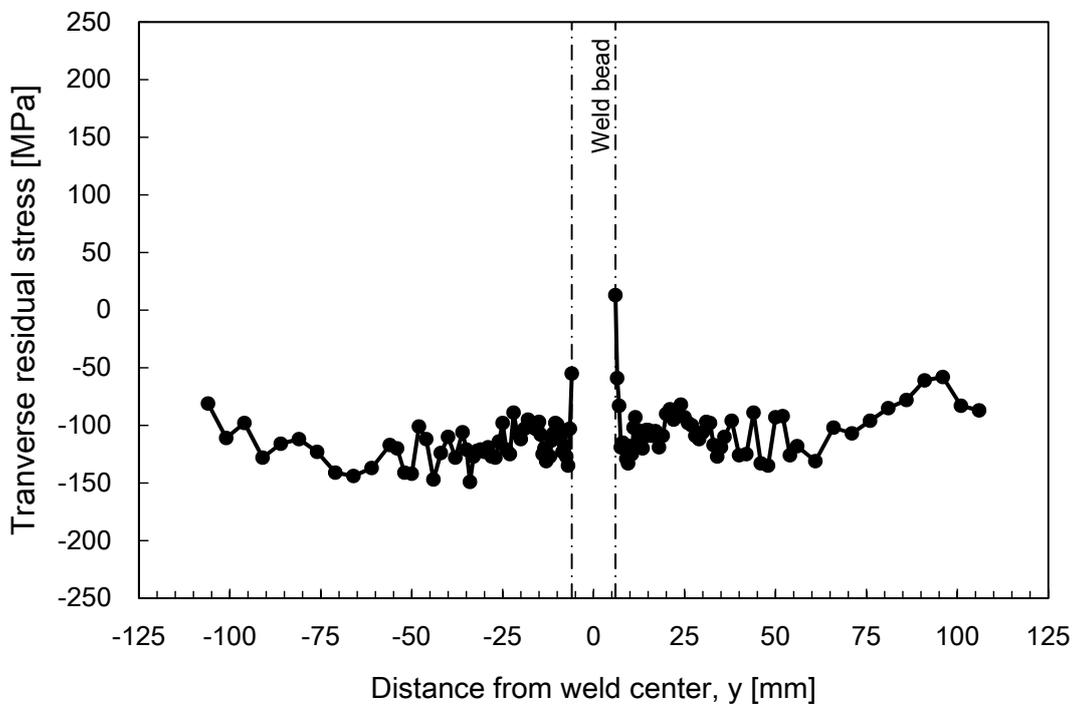


Fig. 2-21 Specimen M25B-T (Blasted, KA, 25 mm)

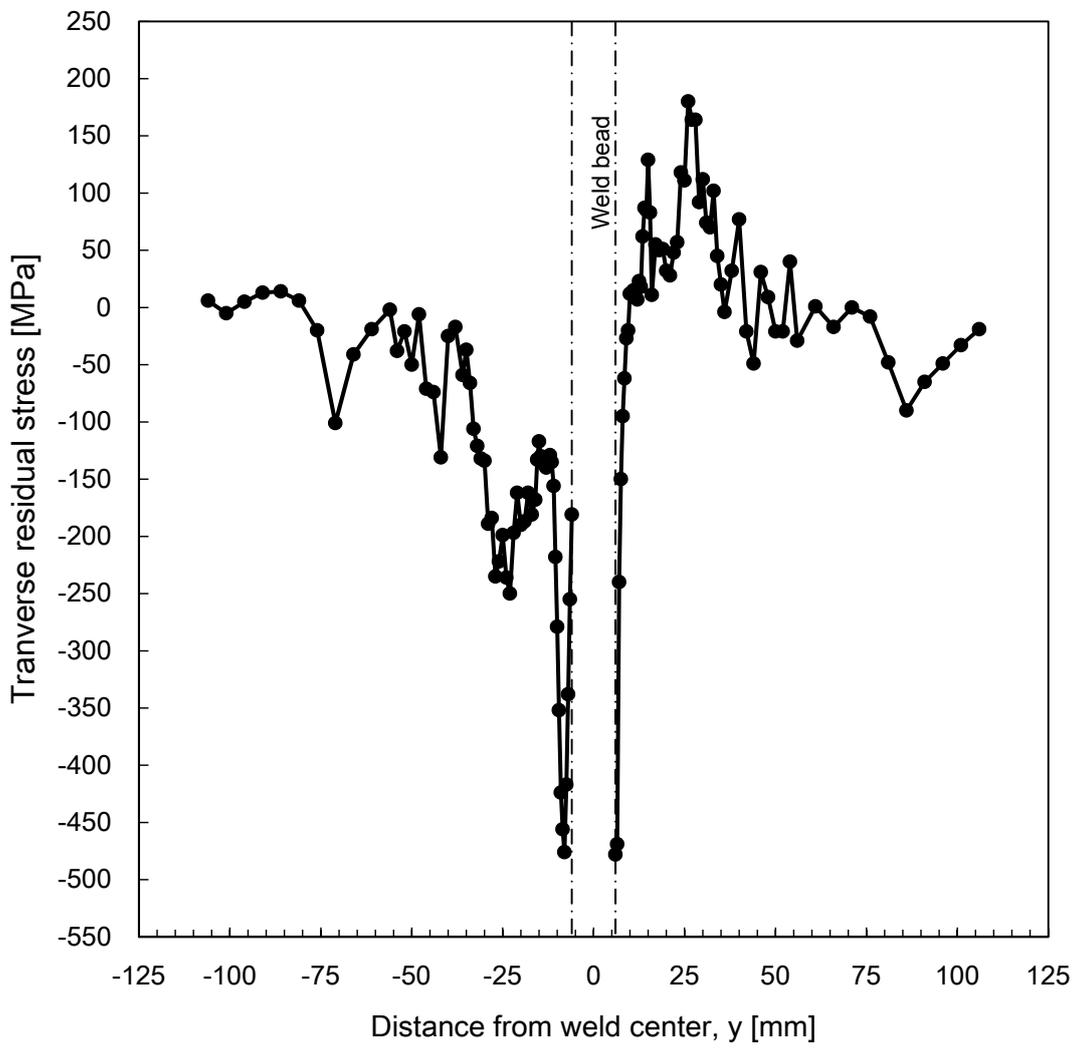


Fig. 2-22 Specimen M25P-T (Peening, KA, 25 mm)

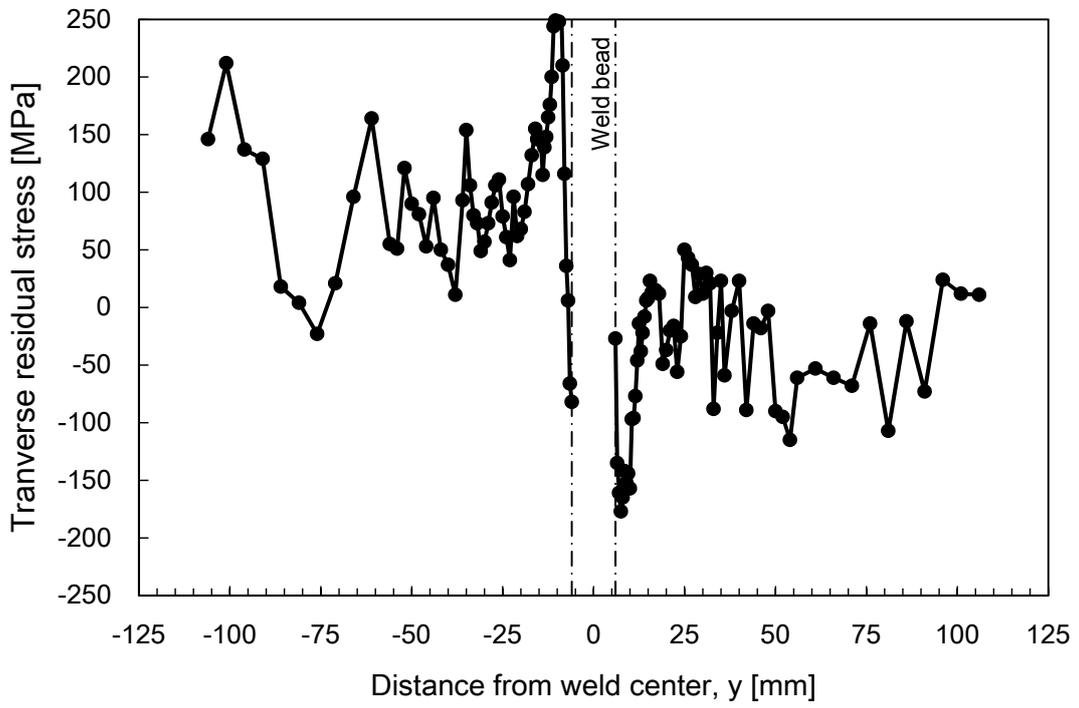


Fig. 2-23 Specimen H25W-T (As welded, KA36, 25 mm)

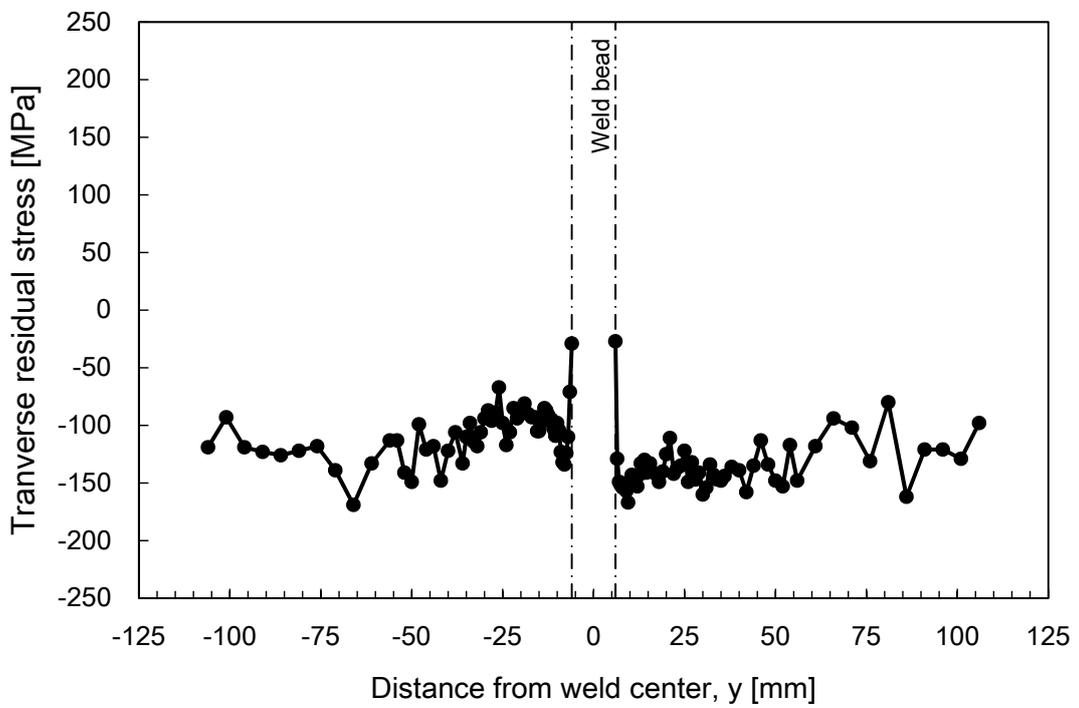


Fig. 2-24 Specimen H25B-T (Blast, KA36, 25 mm)

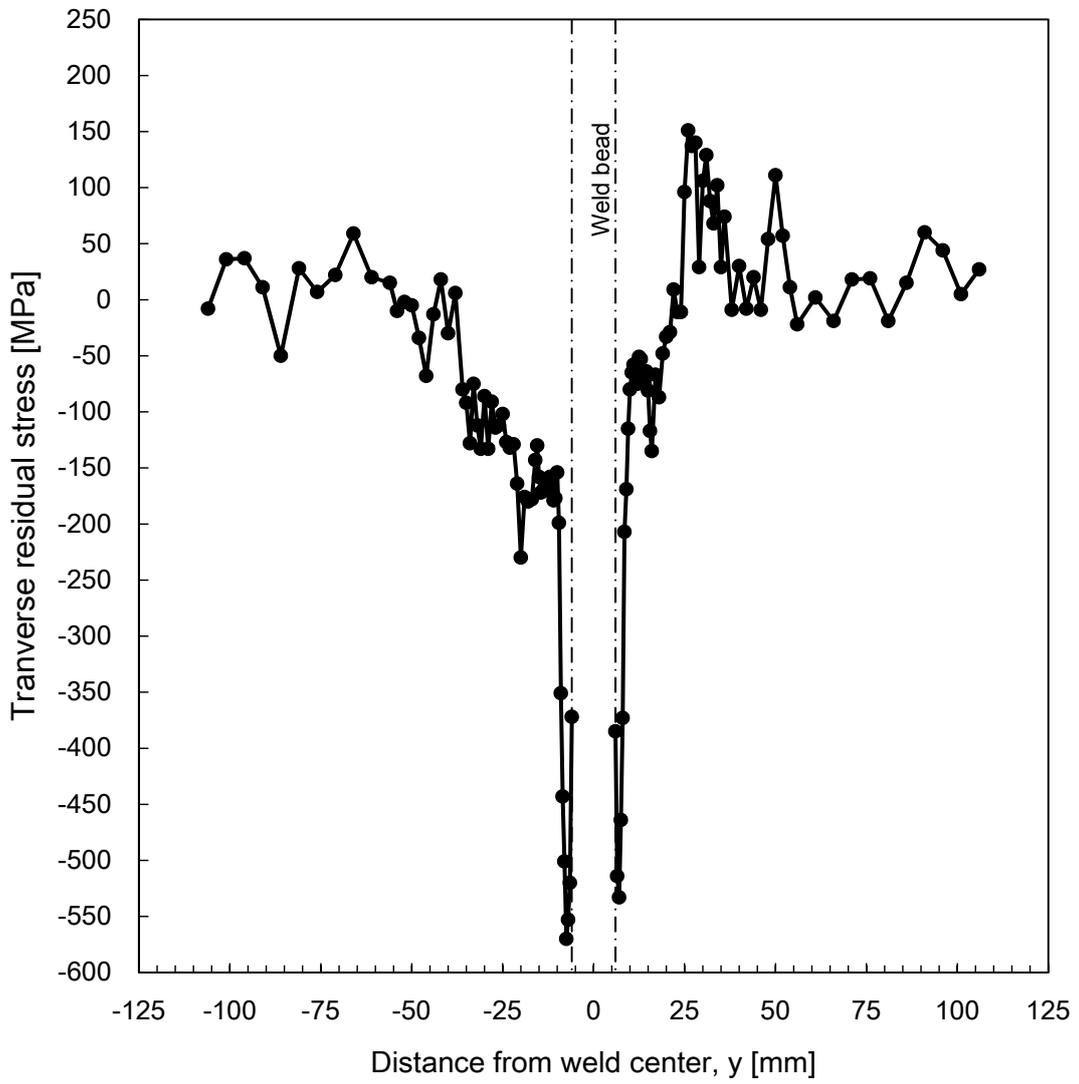


Fig. 2-25 Specimen H25P-T (Peening, KA36, 25 mm)

#### 2.4.2. 突合せ継手の計測結果

計測結果を Fig. 2-26～2-31 に示す。横軸はビード中心からの距離を示し、縦軸は残留応力（単位 MPa）を示す。

Fig. 2-26～Fig. 2-31 に示した一連の結果より、ブラスト処理を行った試験片は他の試験片よりも全域にわたり圧縮の残留応力が発生していることがわかる。またピーニング処理を行った試験片は溶接止端部近傍で大きな圧縮残留応力が発生していることがわかる。これは T 型継手と同様の傾向である。

軟鋼と高張力鋼で傾向に差が見られないことも T 型継手と同様であった。

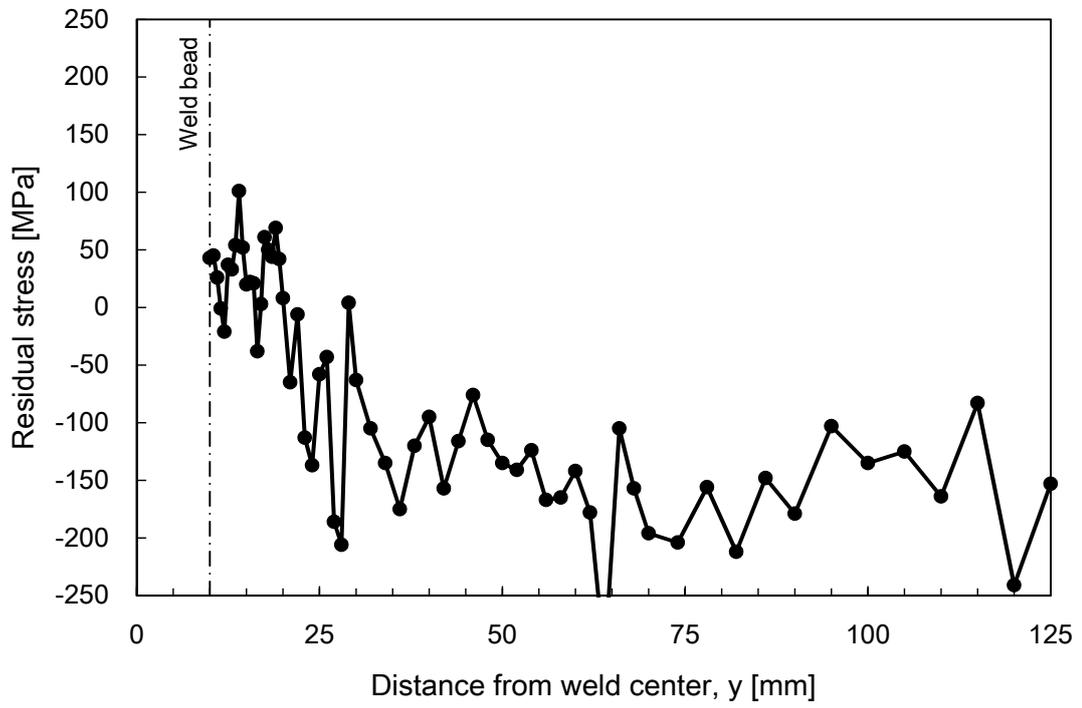


Fig. 2-26 Specimen M15W-B (As welded, KA, 15 mm)

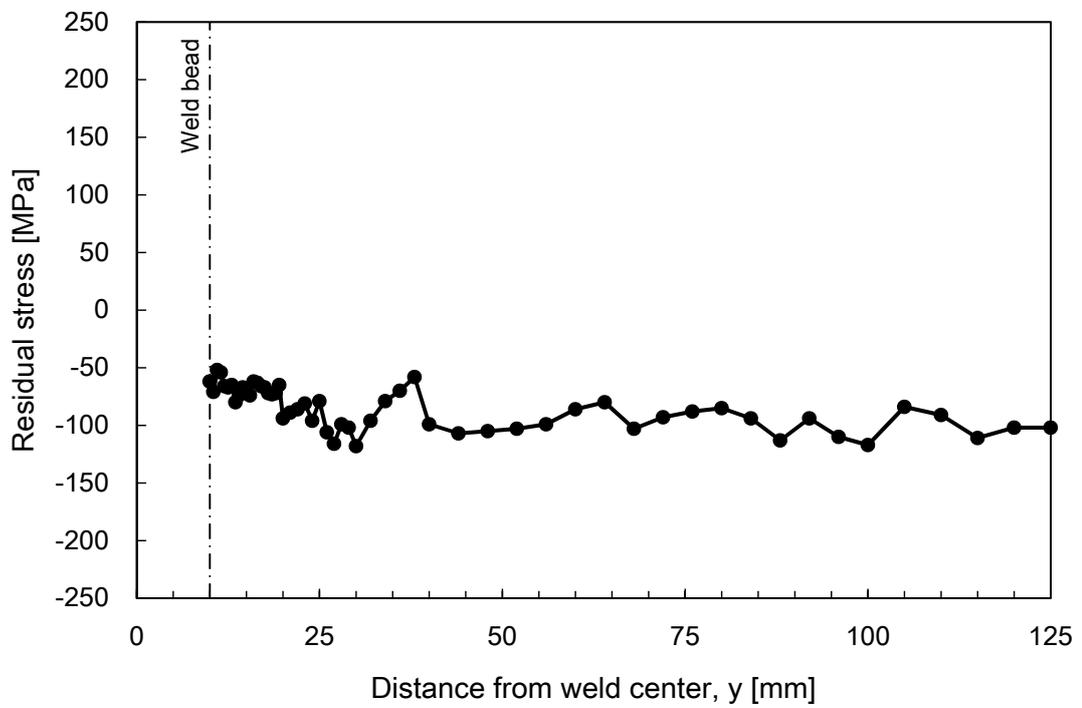


Fig. 2-27 Specimen M15B-B (Blasted, KA, 15 mm)

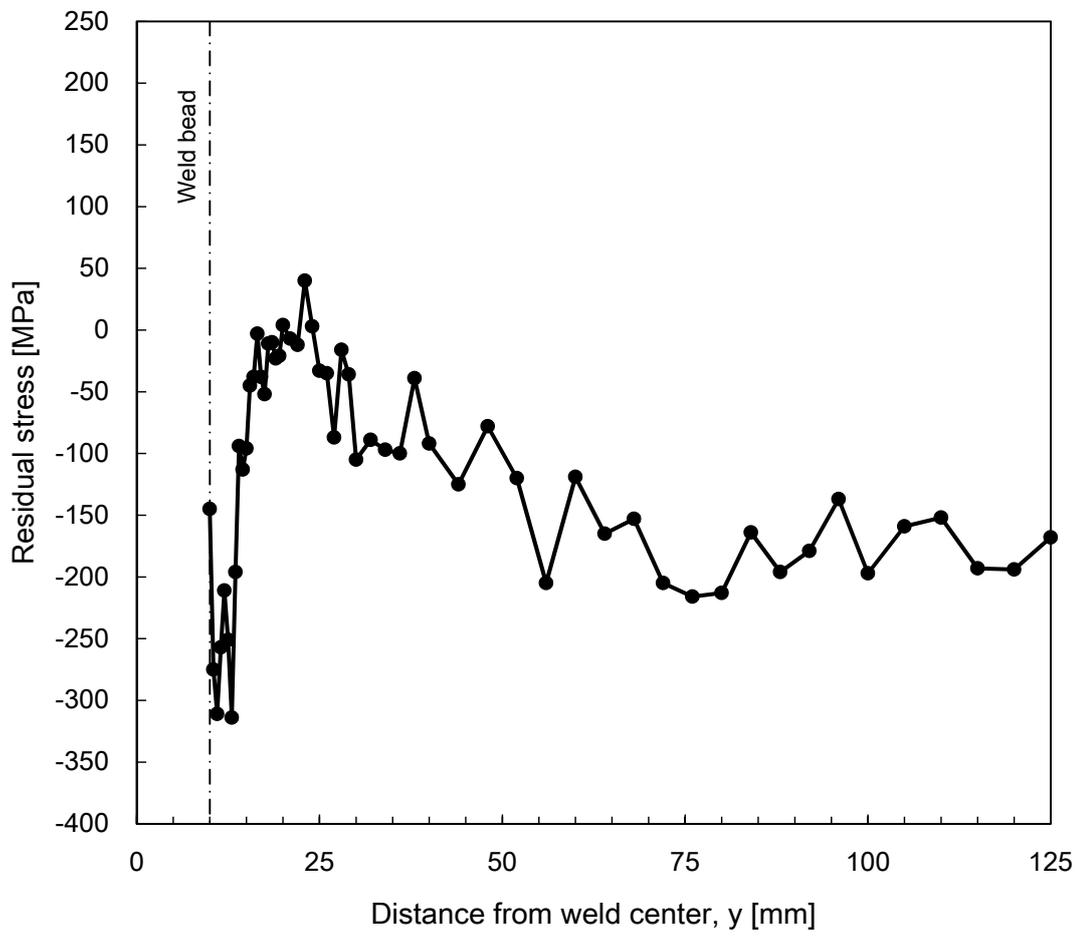


Fig. 2-28 Specimen M15P-B (Peening, KA, 15 mm)

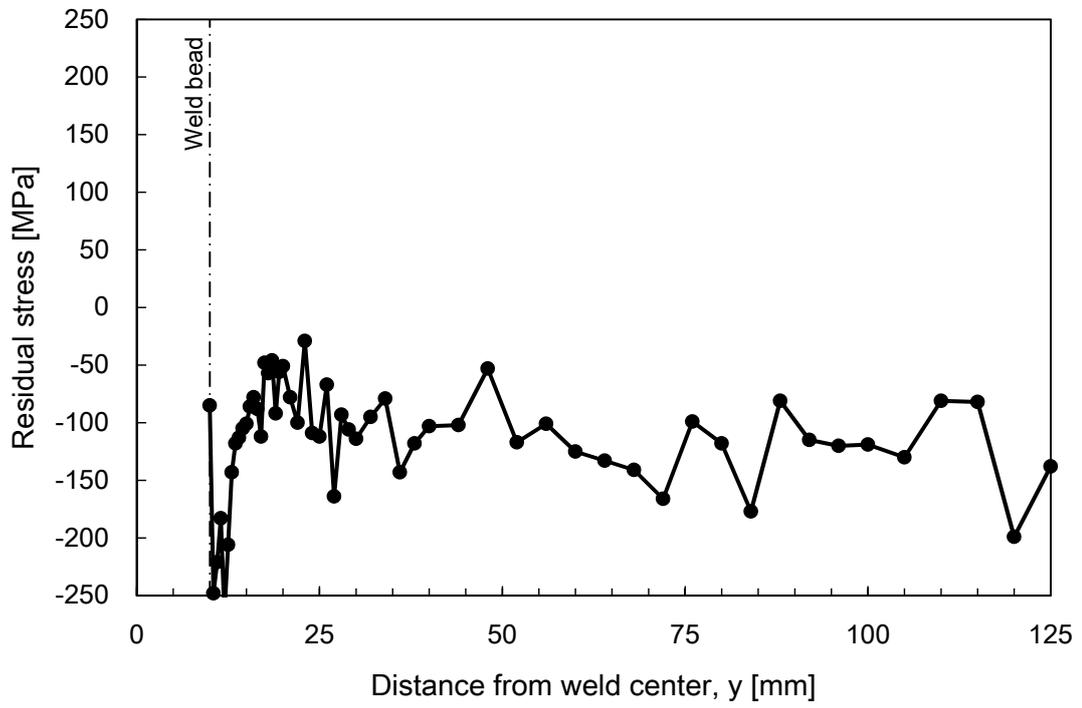


Fig. 2-29 Specimen H15W-B (As welded, KA36, 15 mm)

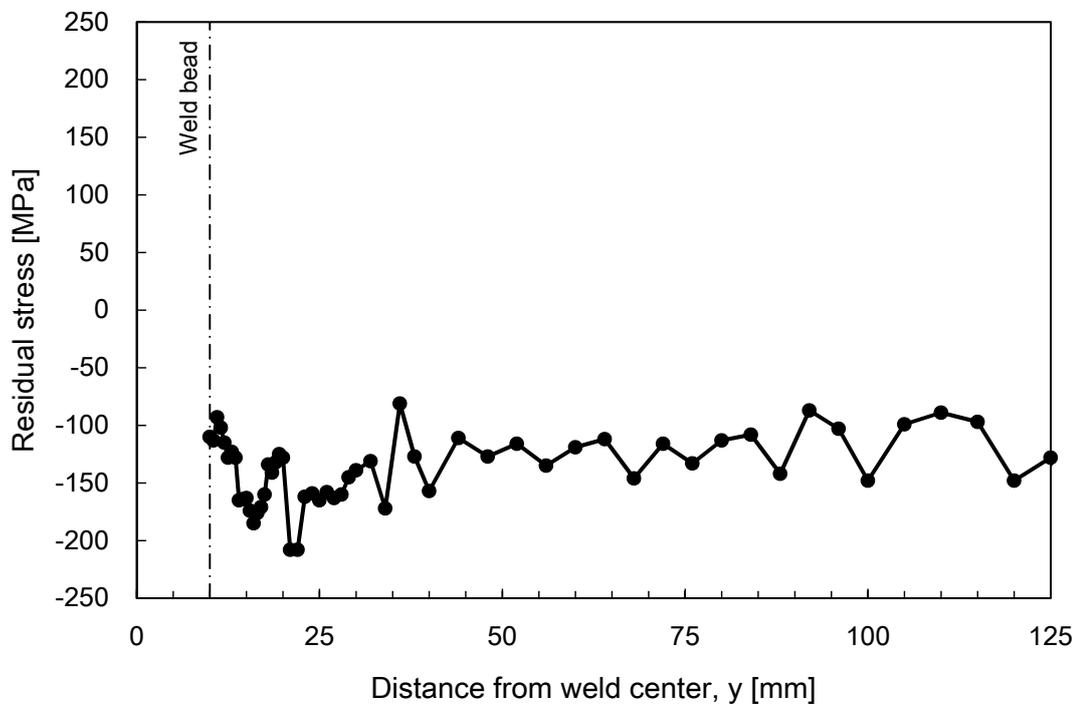


Fig. 2-30 Specimen H15B-B (Blasted, KA36, 15 mm)

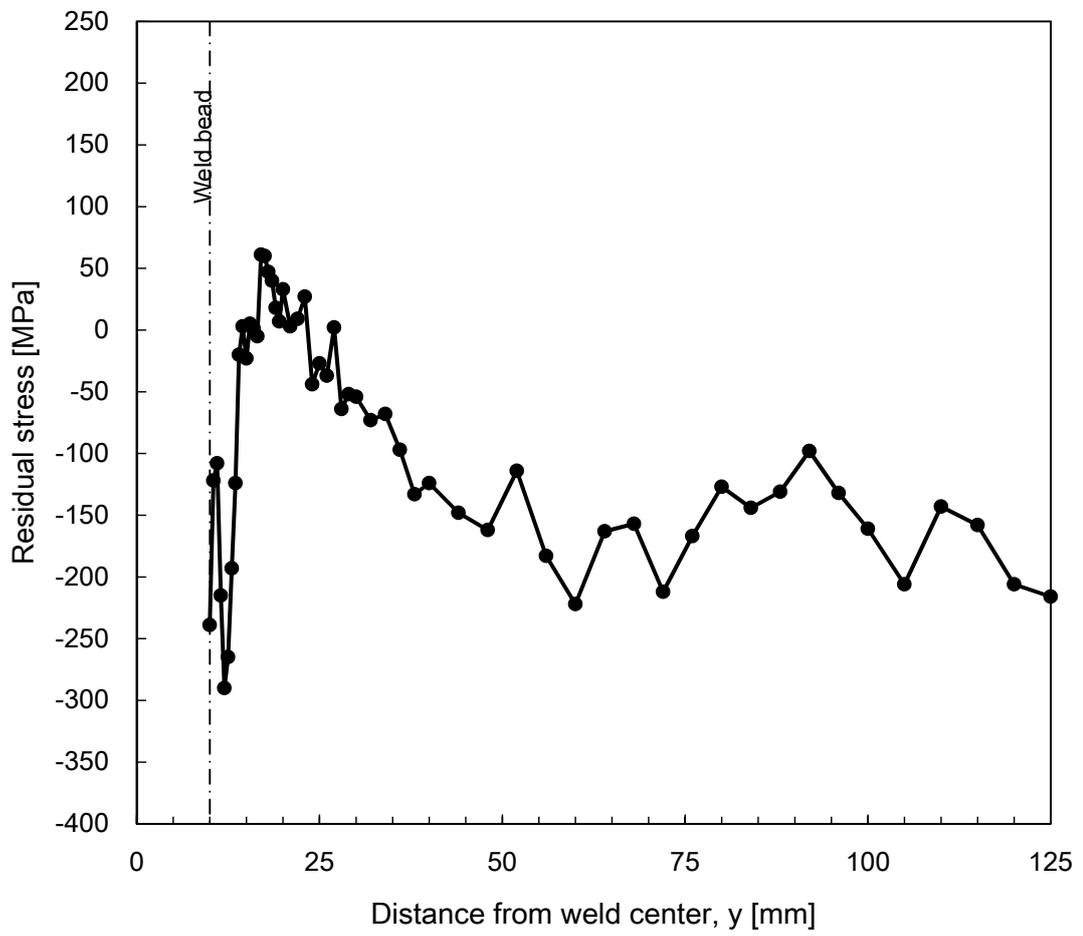


Fig. 2-31 Specimen H15P-B (Peening, KA36, 15 mm)

## 2.5 結言

本章では、溶接止端部におけるピーニング処理を施工することにより圧縮残留応力場とすることによる疲労強度向上と同様の効果がショットブラストを施工する事により得られるのかを検証するために溶接止端部における残留応力の計測を実施した。

計測の結果から以下の知見が得られた。

- 1) ブラスト処理をすることにより溶接止端部近傍の残留応力は、溶接ままのものよりも圧縮側となることを確認した。
- 2) ピーニング処理をした溶接止端部では残留応力が大きく圧縮側となるが、ピーニング処理をした近傍のみであり、ある程度離れた位置ではブラスト処理した試験片の方が残留応力は圧縮側であった。
- 3) 残留応力計測の結果、ブラスト処理を行った試験片は計測した全域にわたり圧縮の残留応力が発生していることが確認された。またピーニング処理を行った試験片では溶接止端部近傍で大きな圧縮応力が発生していることを確認した。

## 第3章 ブラスト処理による溶接継手の疲労強度改善効果の検証

### 3.1 緒言

前章にて、ブラスト処理施工後の溶接止端部近傍の残留応力は、溶接ままの試験片と比較すると残留応力が全体的に低減し、溶接ままの場合は引張側であったものが圧縮場となっている範囲も存在することが確認された。また、ブラスト処理を施工した試験片は、全体に渡り圧縮の残留応力場が形成されていることも確認された。

これらの結果から、ブラスト処理した試験片はピーニング処理を行った試験片よりは圧縮残留応力場は少ないものの、溶接ままの場合と比較すると残留応力場が低減していることから、疲労強度が改善していることが期待される。

本章では、ブラスト処理により溶接継手の疲労強度が改善しているかの検証を行うために、疲労試験を実施した。疲労試験は、残留応力を計測したものと同様の T 型継手、突合せ継手に対して実施した。溶接後処理についても同様に溶接まま、ブラスト処理、ピーニング処理を施工した試験片の疲労試験を行い、疲労寿命の比較を行った。

### 3.2 試験片

#### 3.2.1 T 型継手の試験片

残留応力を測定した継手と同一の手順で T 型継手を製作して、そこから疲労試験用の試験片を採取した。T 型継手は残留応力計測と同様に溶接ままの部材とブラスト処理を行ったもの、ピーニング処理を行ったものを使用した。

試験片は、Fig. 3-1 に示すように溶接線方向 30 mm 間隔で切断し、Fig. 3-2 に示す試験片を採取した。それらの試験片を使って、三点曲げ疲労試験を実施した。試験片は Table 3-1 に示す 12 種類のもので実施した。

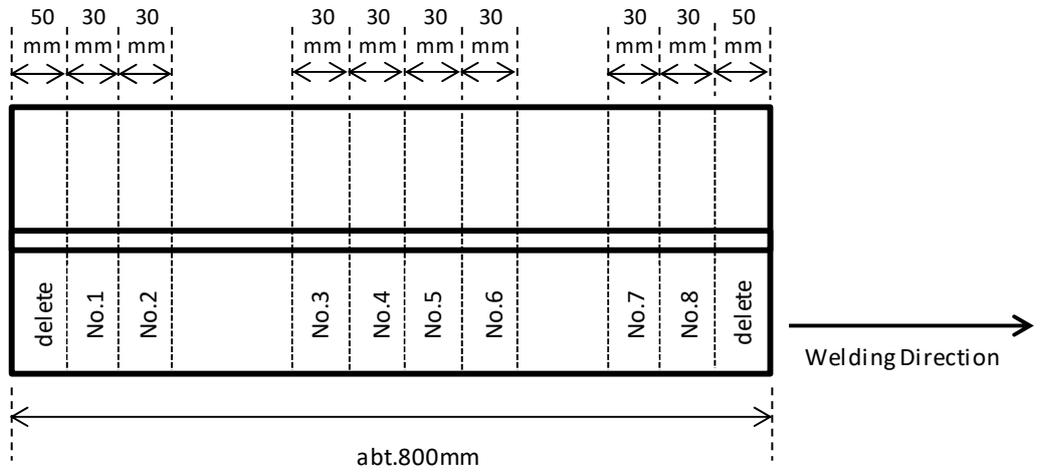


Fig. 3-1 Cutting plan for specimens

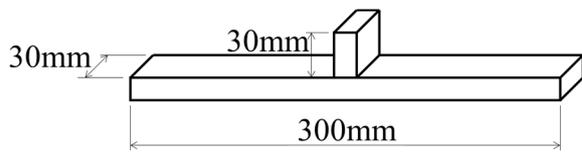


Fig. 3-2 Fatigue test specimen used (unit in mm).

Table 3-1 Fatigue test specimens taken from the T-shaped joint.

ID	Name	Treatment	Material	Base Plate thickness
1	M15W-T	As welded	KA	15 mm
2	M15B-T	Blast	KA	15 mm
3	M15P-T	Peening	KA	15 mm
4	H15W-T	As welded	KA36	15 mm
5	H15B-T	Blast	KA36	15 mm
6	H15P-T	Peening	KA36	15 mm
7	M25W-T	As welded	KA	25 mm
8	M25B-T	Blast	KA	25 mm
9	M25P-T	Peening	KA	25 mm
10	H25W-T	As welded	KA36	25 mm
11	H25B-T	Blast	KA36	25 mm
12	H25P-T	Peening	KA36	25 mm

### 3.2.2 突合せ継手の試験片

残留応力の計測で使用した継手と同一の手順で Fig. 3-3 に示す突合せ継手を製作，一部の継手には同様にブラスト処理及びピーニング処理を施し，溶接ままの継手を含めて疲労試験用の試験片を採取した．試験片は Table 3-2 に示す 6 種類である．

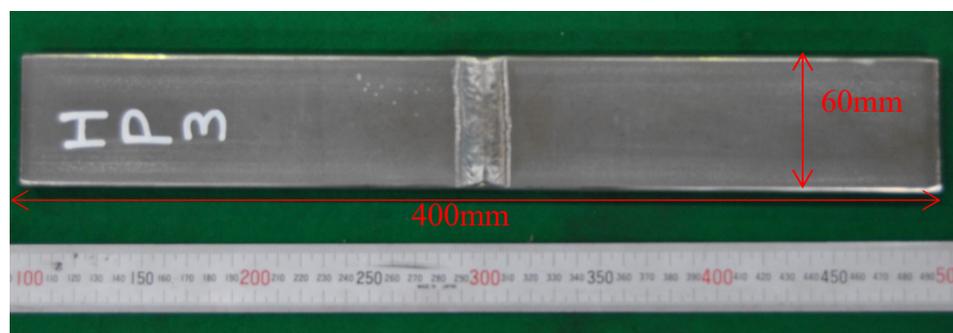


Fig. 3-3 Welded joint and specimen configuration used.

Table 3-2 Fatigue test specimens taken from the butt welded joint.

ID	Name	Treatment	Material	Plate thickness
1	M15W-B	As welded	KA	15 mm
2	M15B-B	Blast	KA	15 mm
3	M15P-B	Peening	KA	15 mm
4	H15W-B	As welded	KA36	15 mm
5	H15B-B	Blast	KA36	15 mm
6	H15P-B	Peening	KA36	15 mm

### 3.3 疲労試験

T型継手の試験片に対しては Fig. 3-4 に示す疲労試験機（鷺宮製作所製 ADH912（最大負荷容量 100kN））を用いて 3 点曲げの疲労試験を行った。突合せ継手の試験片に対しては Fig. 3-5 に示す疲労試験機（鷺宮製作所製 油圧サーボ疲労試験機 V-0235（最大負荷容量 500 kN））を用いて軸力疲労試験を行った。

三点曲げ疲労試験では公称応力範囲 150 MPa～350 MPa，応力比 0.05，繰返し回数  $1 \times 10^7$  回打ち切りで行った。ここで公称応力とは，材料力学的に算出される表裏面応力のこととする。その他の試験方法全般は ISO/TR 14345:2012<sup>21)</sup>に準拠して実施した。

軸力疲労試験は，公称応力範囲 100 MPa～350 MPa，応力比 0.1，繰返し回数は試験に要する時間を考慮して  $2 \times 10^6$  回にて打ち切りとして実施した。なお，ここでも試験方法全般は ISO/TR 14345:2012<sup>21)</sup>に準拠して実施した。



Fig. 3-4 Applied 3-point bending fatigue test machine.



Fig.3-5 Applied tensile fatigue test machine.

#### 3.4 疲労試験結果

疲労試験後の試験片外観の例を Fig. 3-6 及び Fig. 3-7 に示すが、溶接まま、ブラスト処理及びピーニング処理材に関係なく、疲労亀裂はすべての部材において溶接止端部で発生したことを確認した。



Fig. 3-6 Examples of broken T-shaped welded joint specimen.



Fig. 3-7 Example of broken butt-welded joint specimen.

#### 3.4.1 T型継手の試験結果

三点曲げ疲労試験から得られた S-N 線図を Fig. 3-8～Fig. 3-11 に示す。各グラフの縦軸は公称応力範囲、横軸は繰返し回数を示す。これらの結果から、試験数は少ないものの、疲労強度はピーニング処理試験片、ブラスト処理試験片、溶接まま試験片の順で高いことが確認された。この傾向は、各試験片に分布する溶接残留応力の大きさと同様の傾向である。

また, 材質や基板板厚による傾向の相違が無いことも確認できる. これらの結果では, ブラスト処理試験片は, 溶接まま試験片より良好な疲労強度を有することが明らかになった. 一方, 設計段階ではこの現象は考慮されていないため, ブラスト処理された部材は設計段階で想定される以上の疲労寿命を有していると推測される.

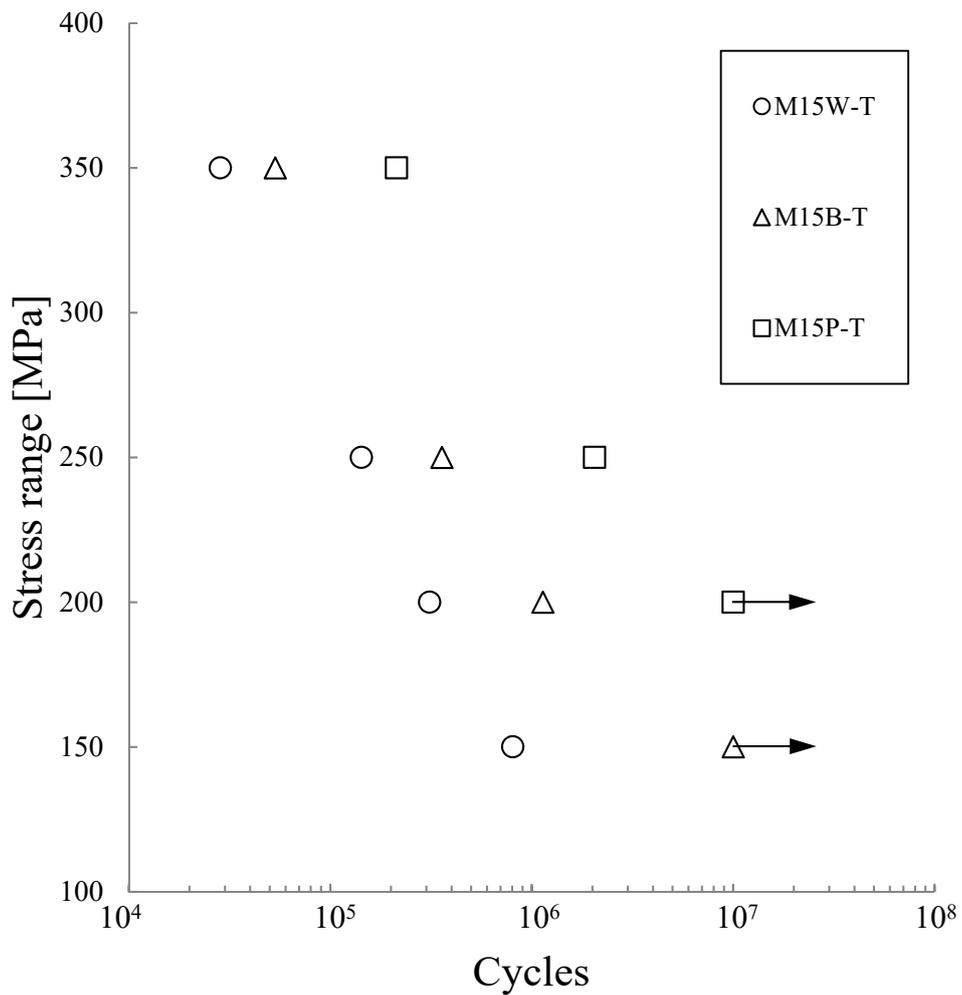


Fig. 3-8 S-N curves of T-shaped joint specimens. (Base Plate thickness 15 mm, KA)

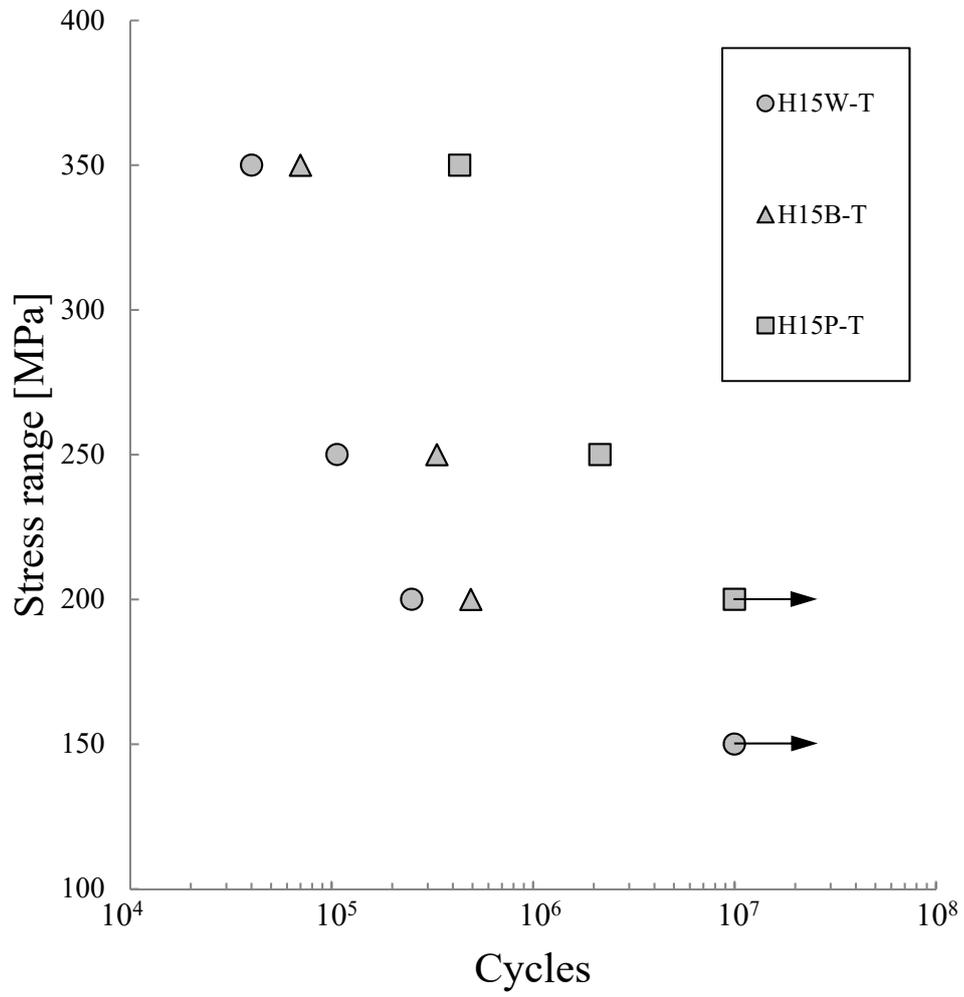


Fig. 3-9 S-N curves of T-shaped joint specimens. (Base Plate thickness 15 mm, KA36)

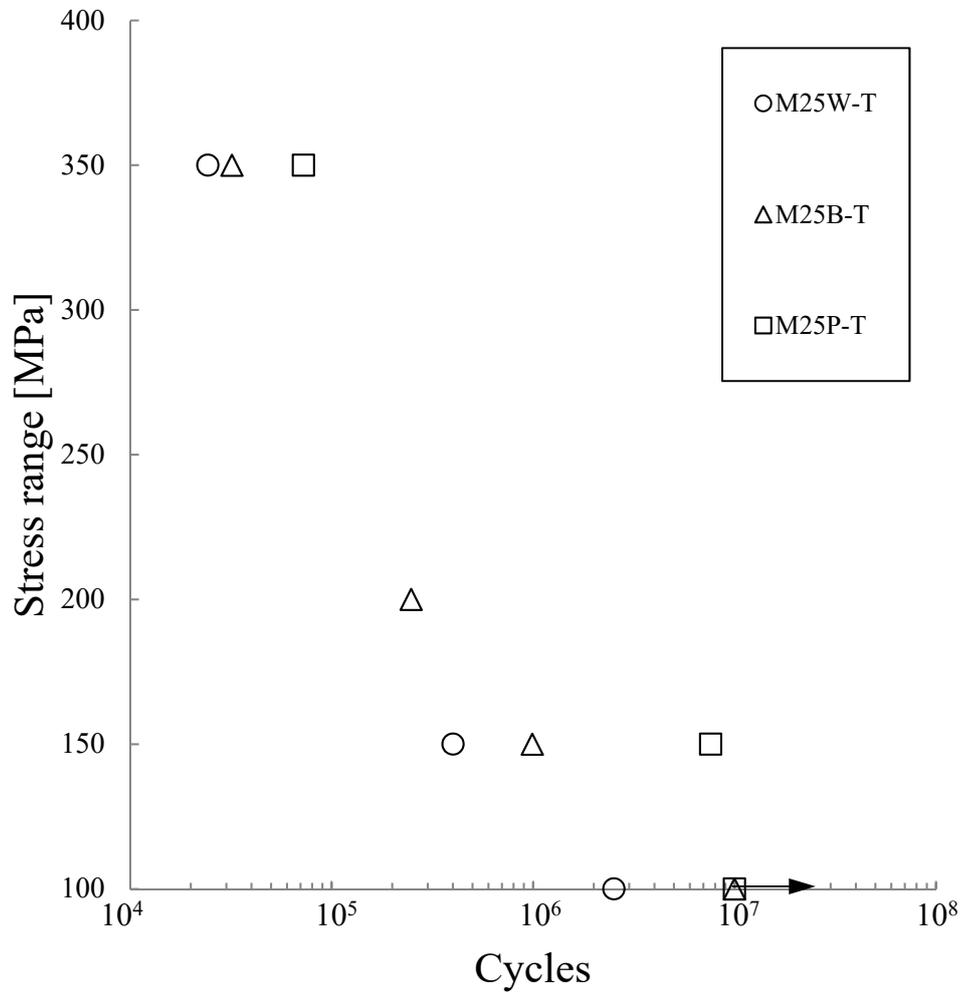


Fig. 3-10 S-N curves of T-shaped joint specimens. (Base Plate thickness 25 mm, KA)

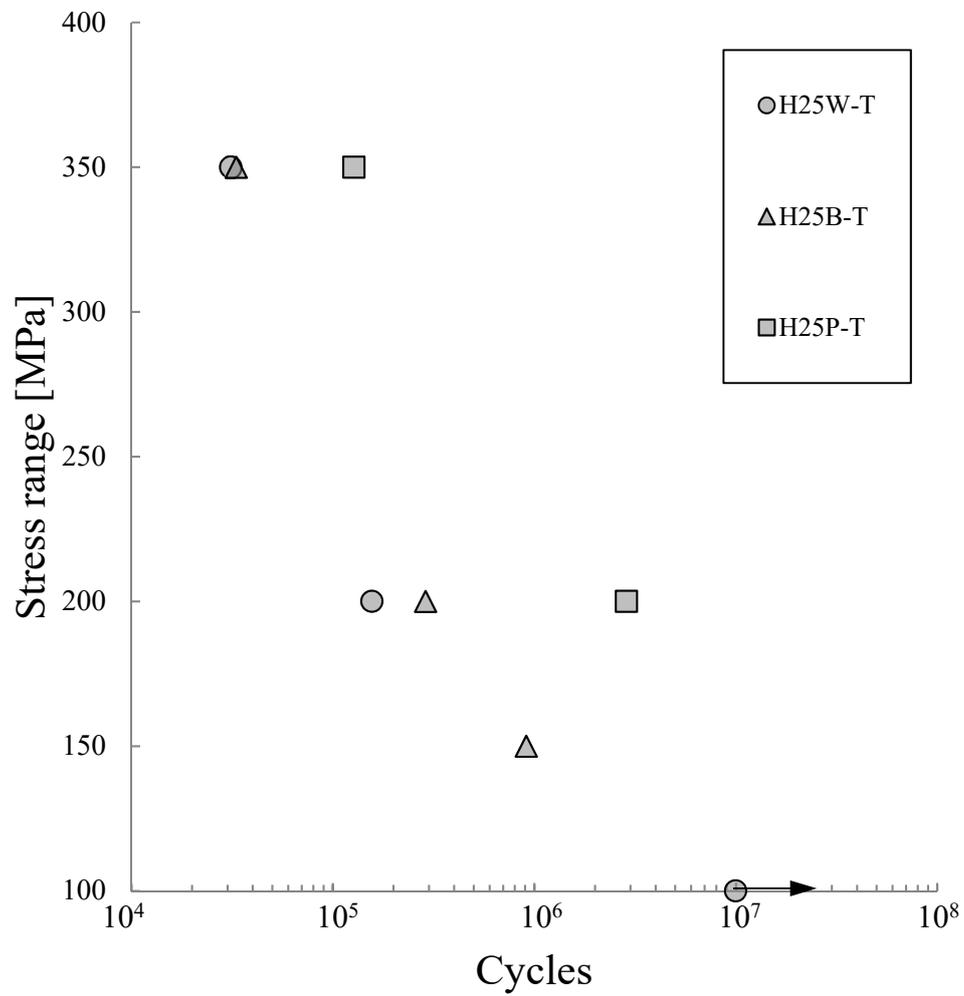


Fig. 3-11 S-N curves of T-shaped joint specimens. (Base Plate thickness 25 mm, KA36)

### 3.4.2 突合せ継手の試験結果

軸力疲労試験から得られた S-N 線図を Fig. 3-12, Fig. 3-13 に示す。これらのグラフの縦軸は公称応力範囲，横軸は繰返し回数を示す。

これらの結果から，T 型継手に対する結果と同様に，ブラスト処理試験片は溶接まま試験片よりも疲労強度が高いことが確認された。この結果から，荷重伝達タイプの突合せ継手に対しても，ブラスト処理により設計段階で想定される以上に疲労寿命の改善効果を発揮していると推測される。

一方でピーニング処理試験片は，KA 材で 250 MPa と 200 MPa，KA36 材で 350 MPa と 300 MPa では溶接まま試験片より高い疲労強度が確認されたが，それ以外では溶接まま試験片よりも疲労強度が低かった。これは，三点曲げ疲労試験により得られた，全ての応力範囲においてピーニング処理試験片の疲労強度が優れていた結果とは異なる傾向である。ブラスト処理以上に溶接止端近傍に大きな圧縮応力場が付与されたピーニング処理試験片が最も高い疲労強度を示すことが自然と思われるため，今回の原因はピーニング施工に何らかの不具合があった可能性が推察される。

またピーニング処理試験片で，加工に不具合がなかったと推察される試験片の結果はブラスト処理試験片と疲労強度に T 型継手のように差がないことが確認された。このことから突合せ継手ではピーニング処理とブラスト処理で疲労強度向上効果がそれほど変わらないことが推察される。

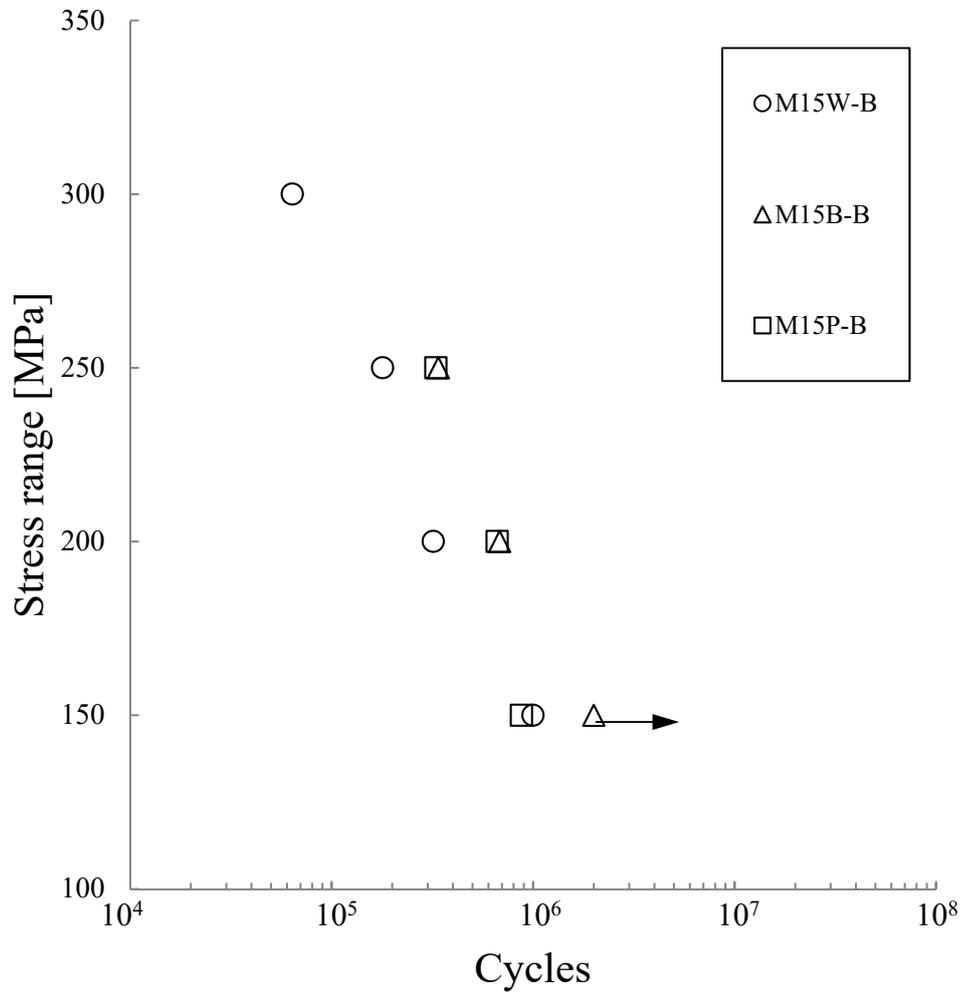


Fig. 3-12 S-N curves of butt-welded specimens. (Base Plate thickness 15 mm, KA).

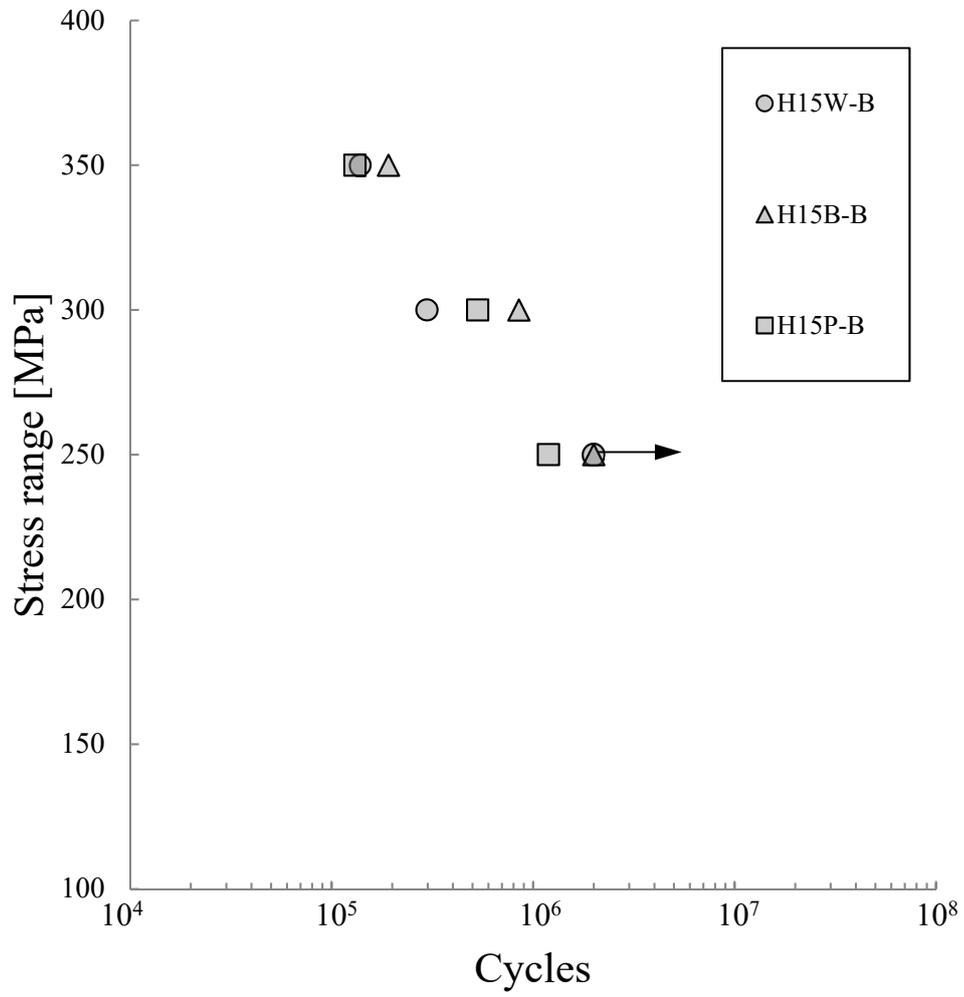


Fig. 3-13 S-N curves of butt-welded specimens. (Base Plate thickness 15 mm, KA36)

### 3.5 結言

本章では、T型継手及び突合せ継手の試験片の疲労試験を実施して、溶接ままの継手と比べ、ブラスト処理及びピーニング処理を施すことによる疲労強度改善効果を検証した。

得られた結果の概略を以下に示す。

- 1) 三点曲げ疲労試験，軸力疲労試験の結果は共にブラスト処理により溶接ままよりも疲労強度が改善することを確認した。
- 2) 疲労試験の結果，軟鋼（KA）と船体用高張力鋼（KA36）で傾向の相違は無い。

## 第4章 ブラスト処理による疲労強度向上効果の構造部材寸法への影響

### 4.1 緒言

これまでの検証の結果、ブラスト施工を行うことにより溶接部の継手における疲労強度は、溶接後の後処理を行わない溶接ままの継手よりも高くなる傾向であることが確認された。

本章では、ブラスト処理を行うことにより、どの程度の疲労強度改善効果が得られているのかを、CSR BC & OT で疲労強度評価に用いられる標準設計 S-N 線図を評価対象として検討した。比較検討のため、ピーニング処理に対しても同様の検討を実施した。

さらに上述の検討結果に基づき、ブラスト処理やピーニング処理された部材の標準設計 S-N 線図を変更できると仮定した場合、部材寸法にどの程度の影響が生じるのかについて検証した。

#### 4.2 CSR BC & OT の標準設計 S-N 線図との比較

CSR BC & OT で用いられる標準設計 S-N 線図は DEn (1990)<sup>22)</sup>及び HSE (1995)<sup>23)</sup>にて採用されているものを流用して設定されている。各部材は一定期間塗装により保護される環境にあるため、大気環境と腐食環境における標準設計 S-N 線図が定義されている。これらを Fig. 4-1, Fig. 4-2 に示す。溶接継手の疲労評価を行う場合は D 級の標準設計 S-N 線図 (D カーブ) を用い、母材やフリーエッジなどの非溶接箇所での疲労評価を行う場合は B 級の標準設計 S-N 線図 (B カーブ) または C 級の標準設計 S-N 線図 (C カーブ) を用いるように規定されている。

前章に示した疲労試験結果を CSR BC & OT の標準設計 S-N 線図にプロットすることで、溶接まま、ブラスト処理、ピーニング処理の溶接止端部における疲労強度の差が CSR BC & OT の標準設計 S-N 線図においてどの程度であるか検証する。T 型継手 (基板板厚 15mm) 及び突合せ継手 (板厚 15 mm) から採取した試験片による疲労試験結果を Fig. 4-1 に示した CSR BC & OT の大気中の標準設計 S-N 線図にプロットしたものを、それぞれ Fig.4-3~Fig.4-6 に示す。

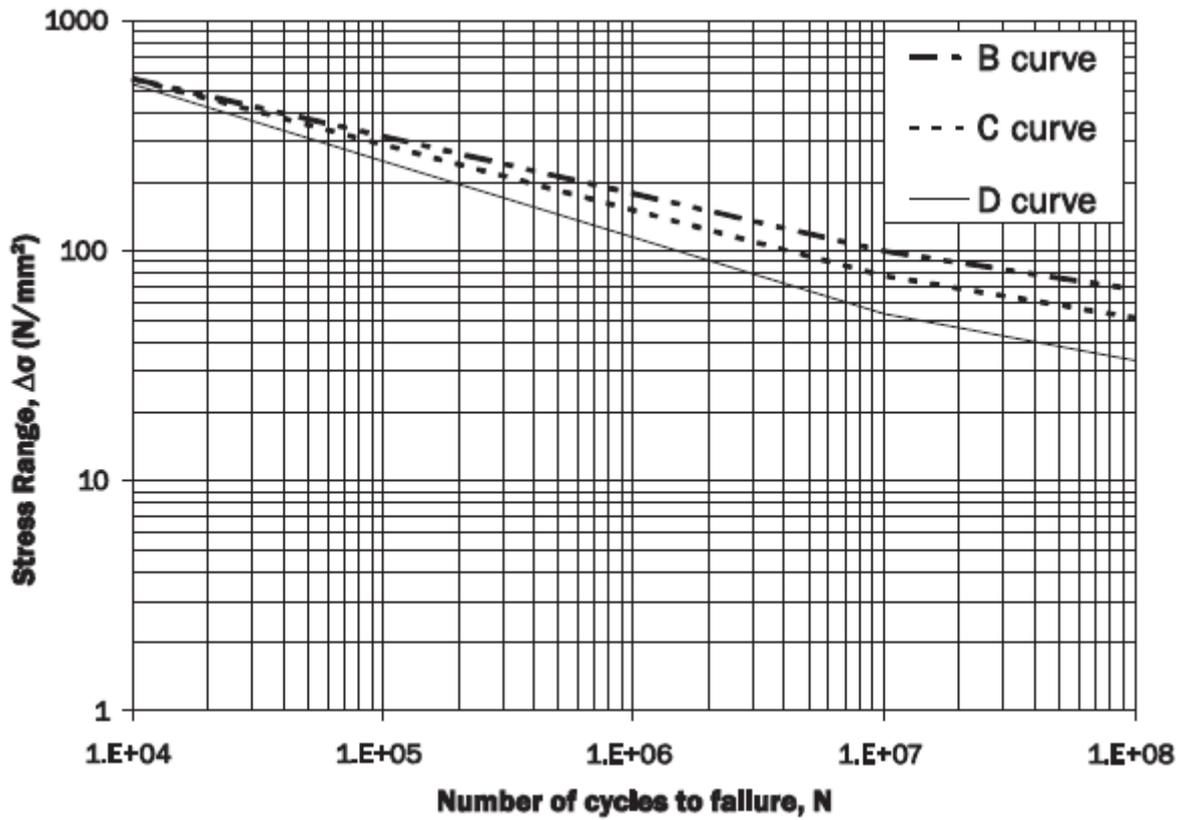


Fig.4-1 Basic S-N design curves (In-air environment) <sup>1)</sup>

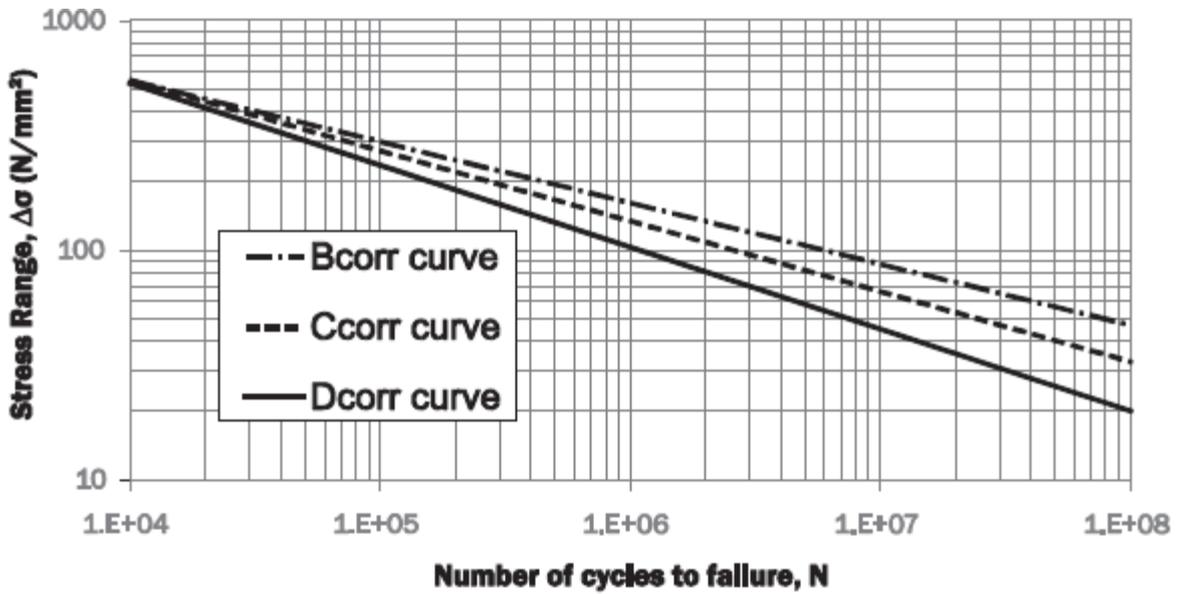


Fig.4-2 Basic S-N design curves (Corrosive environment) <sup>1)</sup>

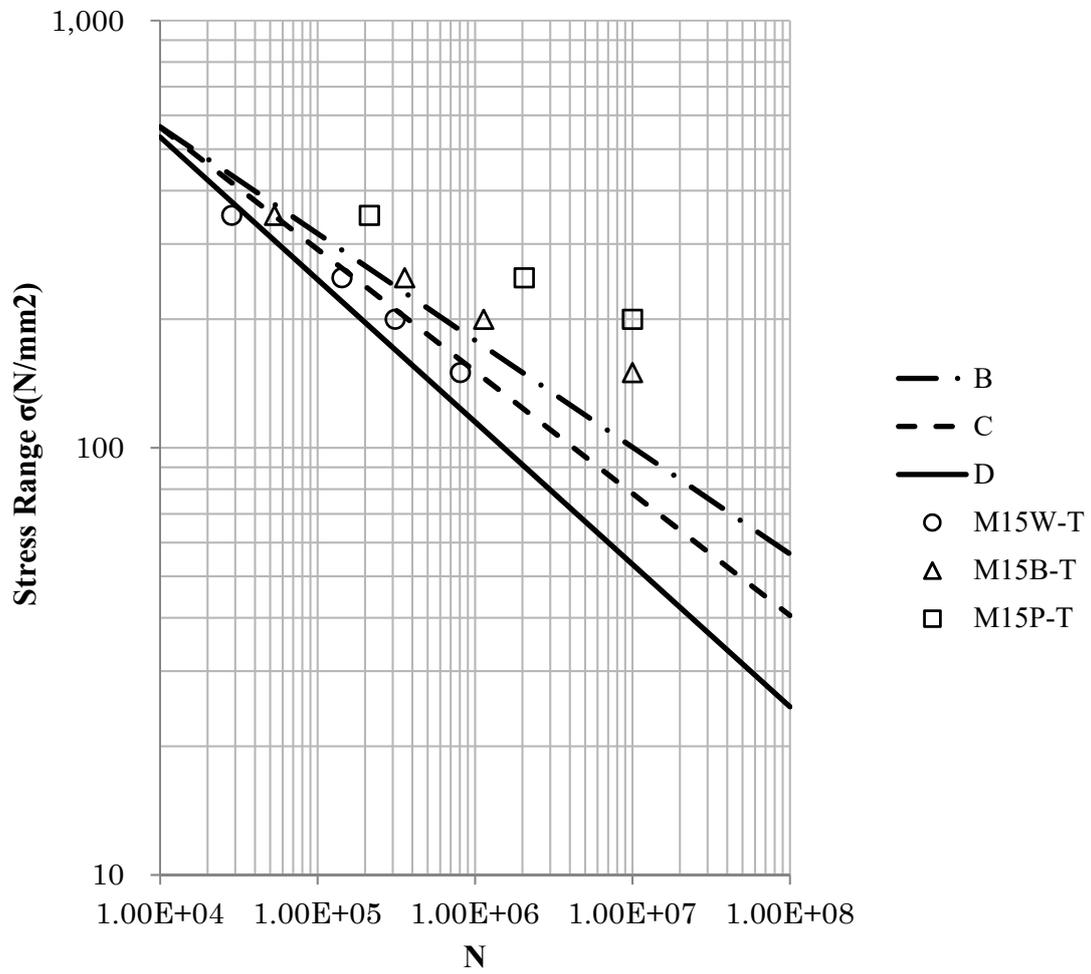


Fig. 4-3 Fatigue test results of T-shaped welded joints with base plate thickness 15 mm (Steel KA) plotted on CSR BC & OT S-N curves in-air environment.

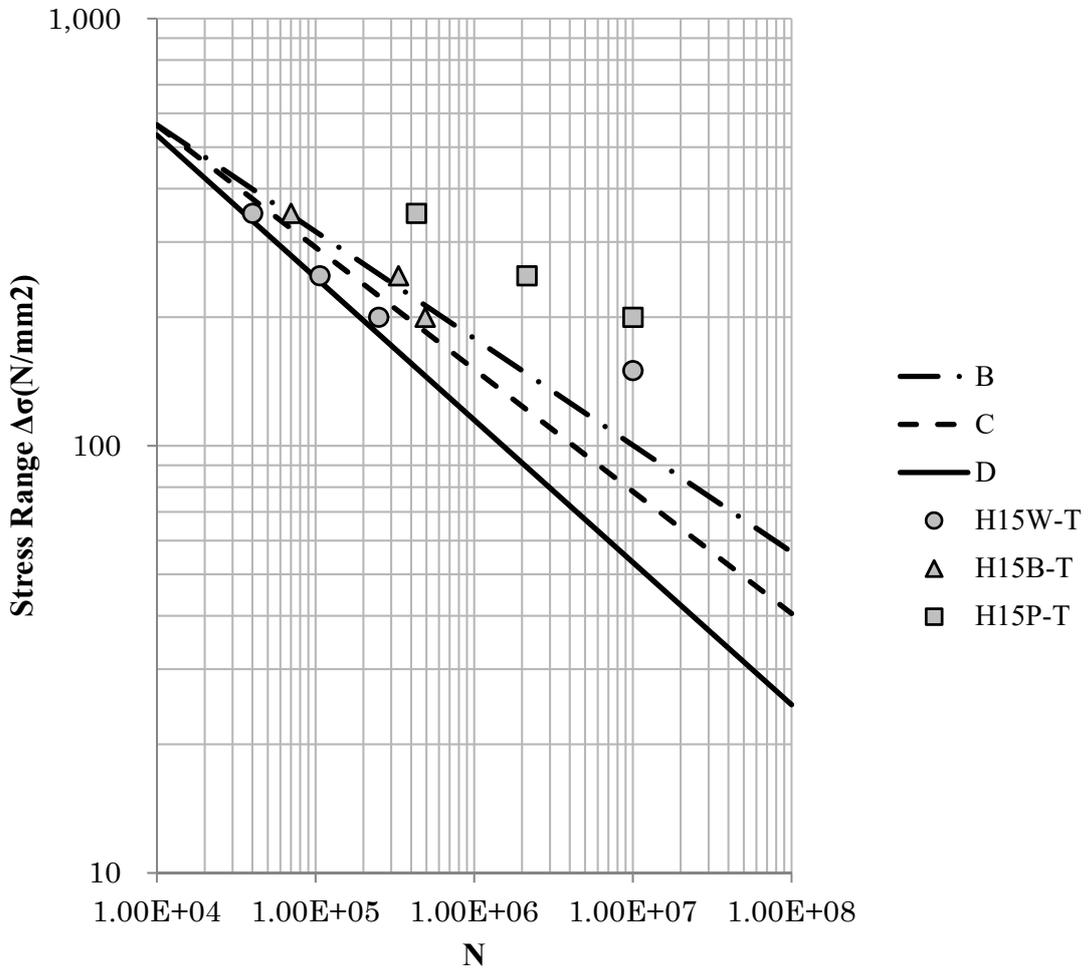


Fig. 4-4 Fatigue test results of T-shaped welded joints with base plate thickness 15 mm (Steel KA36) plotted on CSR BC & OT S-N curves in-air environment.

KA 鋼を用いて製作された T 型継手に対する疲労試験結果である Fig. 4-3 を参照すると、溶接ままの疲労試験結果に比べてブラスト処理を施工した結果は、CSR BC & OT の標準設計 S-N 線図の D カーブと C カーブ程度の差を有していることから、標準設計 S-N 線図における 1 ランク分の疲労強度の改善効果を有することが確認できる。また、ピーニング処理を施工した結果はブラスト処理を施工した結果よりも標準設計 S-N 線図における 1 ランク分の疲労強度の改善効果を有することを確認した。なお、Fig. 4-4 から KA36 材においても同程度の差があることがわかる。

Fig. 4-5 および Fig. 4-6 は突合せ継手の結果をプロットしたものである。KA 鋼を用いて製作された継手に対する疲労試験結果である Fig. 4-5 を参照すると、T 型継手から採取した試験片と同様に溶接ままの結果よりブラスト処理を施工した結果は、おおよそ 1 ランク分疲労強度が向上したことが確認できる。一方、Fig. 4-6 に示す KA36 鋼を用いて製作された継手に関する比較では、ブラスト処理した結果の方が溶接ままの結果よりも疲労強度は改善しているものの 1 ランク分の差は無いようにみられる。しかしながら KA36 材による継手では、KA 材による継手以上に疲労強度が改善していることが確認できる。

これらのことから、CSR BC & OT に従って疲労設計を行う場合、溶接部では D カーブを使って疲労評価を行うことが要求されるが、ブラスト処理された箇所には 1 ランク疲労強度が高い C カーブを用いて評価することが適切であり、現状の規則は過剰品質を要求しているのではないかと考えられる。

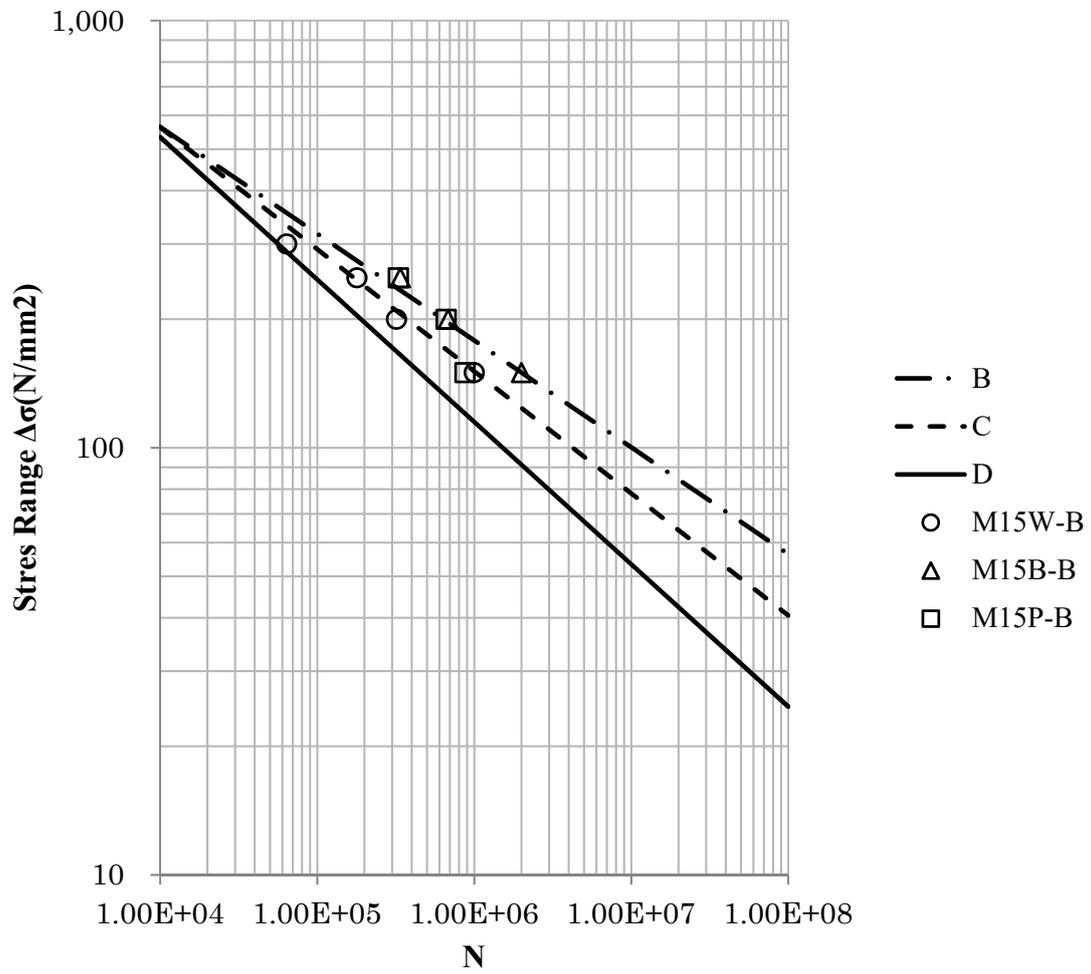


Fig. 4-5 Fatigue test results of butt welded joints with base plate thickness 15 mm (Steel KA) plotted on CSR BC & OT S-N curves in-air environment.

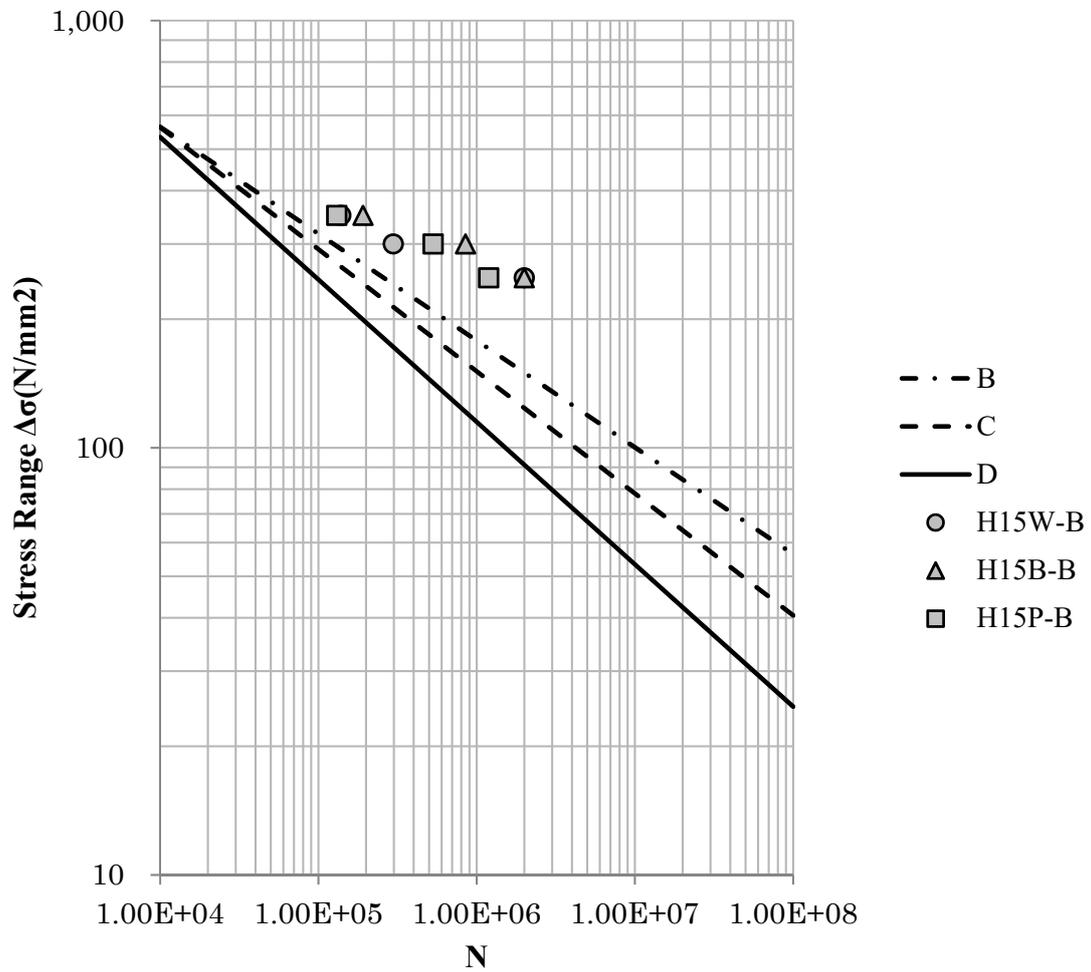


Fig. 4-6 Fatigue test results of butt welded joints with base plate thickness 15 mm (Steel KA36) plotted on CSR BC & OT S-N curves in-air environment.

#### 4.3 ブラスト処理による疲労強度向上が部材寸法及ぼす影響の評価

上述のように CSR BC & OT の標準設計 S-N 線図において、ブラスト処理された溶接継手では従来よりも 1 ランク分の疲労強度向上が見込まれるとすれば、CSR BC & OT に従った船体構造設計において疲労強度により寸法が決まる部材は、ブラスト処理の効果により、従来の部材寸法より小さいサイズでも同等の強度が確保出来ることから、船体の鋼材重量軽減に寄与できる可能性があると期待される。

そこで、実設計においてどの程度部材寸法に影響が生じるかについて、船体構造設計において疲労強度により部材寸法を決定する必要がある箇所の一部を対象に検証した。

##### 4.3.1 CSR BC & OT における疲労評価方法

疲労強度の評価方法は CSR BC & OT 9 章に従う。CSR BC & OT では、不規則な波浪荷重下の疲労寿命計算として Palmgren-Miner の線形累積被害則<sup>24) 25)</sup>を仮定した標準設計 S-N 線図に基づいている。評価方法の前提条件として以下の事が挙げられる。

- 船長 ( $L$ ) :  $150\text{m} \leq L < 500\text{m}$  の貨物区域
- 鋼材の規格降伏応力 :  $390\text{N/mm}^2$  以下
- 疲労設計寿命 : 北大西洋航路 25 年以上を満足する。
- 等価設計波 : 超過確率  $10^{-2}$  レベルにおける長期応答値と同等の応答値を発生させる短期海象を設計海象とし、その設計海象下で発生する不規則波中の応答値と等価な応答値を発生させる規則波として定義される。
- 部材のネット寸法 : 部材の元寸法に、CSR BC & OT で規定される腐食予備厚の半分を加算する。
- 疲労強度評価における照査応力 : 溶接止端部において発生する亀裂に対しては、ホットスポット応力を用いる。非溶接部の自由端において発生する亀裂に対しては、自由端における局部応力を用いる。

##### 4.3.1.1 疲労強度評価のための参照応力

疲労強度評価に用いる応力範囲は CSR BC & OT で定義されている各積付状態の各荷重ケースにおける最大応力範囲に対応する。疲労応力範囲は応力波形における最大値と最小値の差で定義される繰り返し応力範囲に対応する。応力範囲は板厚影響や平均応力影響等の影響を考慮して修正する。

ばら積貨物船の場合では代表的な荷重状態として、Fig.4-7 に示す均等積満載状態、隔倉積満載状態、ノーマルバラスト状態、ヘビーバラスト状態が挙げられる。

また、ばら積貨物船におけるそれぞれの積付状態及び各積付状態の時間比 ( $\alpha_{(j)}$ ) は、船舶の種類 (BC-A, BC-B, BC-C) に応じてそれぞれ Table 4-1 及び Table 4-2 による。ここで船舶の種類 (BC-A, BC-B, BC-C) とは CSR BC & OT で以下のように規定される。

- BC-A : BC-B に関する条件に追加して、最大喫水状態において特定の貨物倉を空倉の状態として、貨物密度 1.0 t/m<sup>3</sup> 以上の乾貨物をばら積み輸送するように設計されたばら積貨物船。
- BC-B : BC-C に関する条件に追加して、全ての貨物倉に貨物密度 1.0 t/m<sup>3</sup> 以上の乾貨物をばら積みするように設計されたばら積貨物船。
- BC-C : 貨物密度が 1.0 t/m<sup>3</sup> 未満の乾貨物をばら積み輸送するように設計されたばら積貨物船。

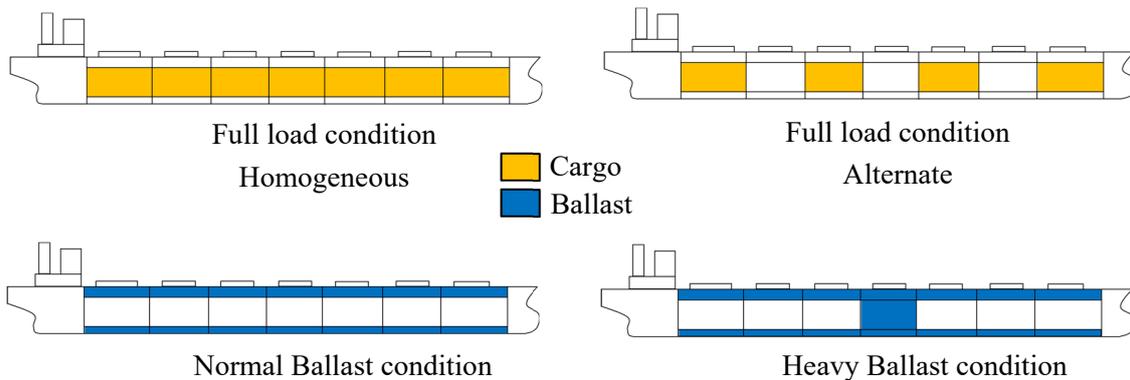


Fig.4-7 Loading Conditions

Table 4-1 Loading Condition for Bulk Carriers.

Ship type	Full load condition		Ballast condition	
	Homogeneous	Alternate	Normal ballast	Heavy ballast
BC-A	X	X	X	X
BC-B	X	-	X	X
BC-C	X	-	X	X

Table 4-2 Fraction of Time for Each Loading Condition of Bulk Carriers.

Ship length	Loading condition	$\alpha_{(j)}$	
		BC-A	BC-B, BC-C
$L < 200$ m	Homogeneous	0.60	0.70
	Alternate	0.10	-
	Normal ballast	0.17	0.17
	Heavy ballast	0.17	0.17
$L \geq 200$ m	Homogeneous	0.25	0.50
	Alternate	0.25	-
	Normal ballast	0.20	0.20
	Heavy ballast	0.30	0.30

[Note]  
For BC-B and BC-C without heavy ballast cargo hold, fraction of time  $\alpha_{(j)}$  for normal ballast is 0.30 and for heavy ballast is 0.

疲労評価において考慮する等価設計波（EDW：Equivalent Design Wave）は Fig. 4-8 に示される HSM（向波，最大曲げモーメント），FSM（追波，最大曲げモーメント），BSR（横波，最大ロール角），BSP（横波，水線における最大波浪変動圧），OST（斜波，最大振りモーメント）であり，疲労強度評価においては最大応答値が超過確率  $10^{-2}$  レベルの長期予測値と等しい応答を生じさせる短期海象を設計海象とし，その設計海象下で発生する不規則波中の応答値と等価な応答値を発生させる規則波として設定している。Table 4-3~Table 4-6 に等価設計波の詳細を示す。

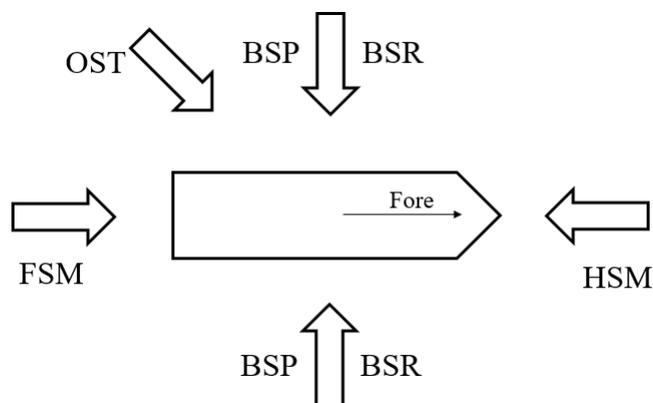


Fig. 4-8 Each wave direction component for determining the equivalent design wave.

Table 4-3 Ship Responses for HSM and FSM Load Cases - Fatigue Assessment.

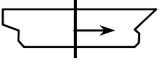
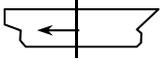
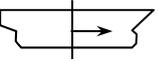
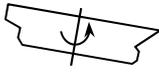
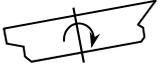
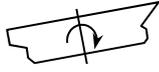
Load case	HSM-1	HSM-2	FSM-1	FMS-2
EDW	HSM		FMS	
Heading	Head		Following	
Effect	Max.bending moment		Max.bending moment	
VWBM	Sagging	Hogging	Sagging	Hogging
VWSF	Negative-aft Positive-fore	Positive-aft Negative-fore	Negative-aft Positive-fore	Positive-aft Negative-fore
HWBM	-	-	-	-
TM	-	-	-	-
Surge	To stern	To bow	To bow	To stern
$\alpha_{\text{surge}}$				
Sway	-	-	-	-
$\alpha_{\text{sway}}$	-	-	-	-
Heave	Down	Up	-	-
$\alpha_{\text{heave}}$			-	-
Roll	-	-	-	-
$\alpha_{\text{roll}}$	-	-	-	-
Pitch	Bow down	Bow up	Bow up	Bow down
$\alpha_{\text{pitch}}$				

Table 4-4 Ship Responses for BSR and BSP Load Cases - Fatigue Assessment.

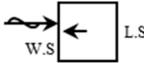
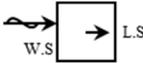
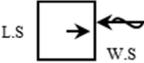
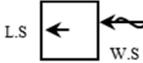
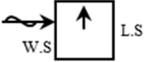
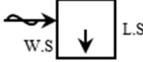
Load case	BSR -1P	BSR -2P	BSR -1S	BSR -2S
EDW	BSR		BSR	
Heading	Beam			
Effect	Max.roll			
VWBM	Sagging	Hogging	Sagging	Hogging
VWSF	Negative-aft Positive-fore	Positive-aft Negative-fore	Negative-aft Positive-fore	Positive-aft Negative-fore
HWBM	Stbd tensile	Port tensile	Port tensile	Stbd tensile
TM	-	-	-	-
Surge	-	-	-	-
$\alpha_{surge}$	-	-	-	-
Sway	To starboard	To portside	To portside	To starboard
$\alpha_{sway}$				
Heave	Down	Up	Down	Up
$\alpha_{heave}$				
Roll	Portside down	Portside up	Starboard down	Starboard up
$\alpha_{roll}$				
Pitch	-	-	-	-
$\alpha_{pitch}$	-	-	-	-

Table 4-5 Ship Responses for BSR and BSP Load Cases - Fatigue Assessment.

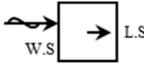
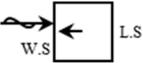
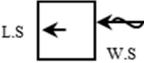
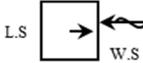
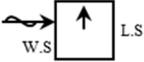
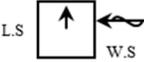
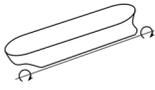
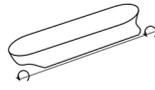
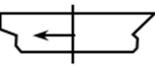
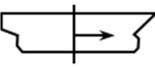
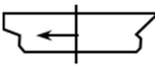
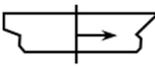
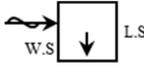
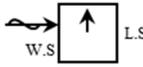
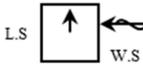
Load case	BSP -1P	BSP -2P	BSP -1S	BSP -2S
EDW	BSP		BSP	
Heading	Beam			
Effect	Max.pressure at waterline			
VWBM	Sagging	Hogging	Sagging	Hogging
VWSF	Negative-aft Positive-fore	Positive-aft Negative-fore	Negative-aft Positive-fore	Positive-aft Negative-fore
HWBM	Stbd tensile	Port tensile	Port tensile	Stbd tensile
TM	-	-	-	-
Surge	-	-	-	-
$\alpha_{\text{surge}}$	-	-	-	-
Sway	To portside	To starboard	To starboard	To portside
$\alpha_{\text{sway}}$				
Heave	Down	Up	Down	Up
$\alpha_{\text{heave}}$				
Roll	Portside down	Portside up	Starboard down	Starboard up
$\alpha_{\text{roll}}$				
Pitch	-	-	-	-
$\alpha_{\text{pitch}}$	-	-	-	-

Table 4-6 Ship Responses for OST Load Cases - Fatigue Assessment.

Load case	OST-1P	OST-2P	OST-1S	OST-2S
EDW	OST			
Heading	Oblique			
Effect	Max.torsional moment			
VWBM	Sagging	Hogging	Sagging	Hogging
VWSF	Negative-aft Positive-fore	Positive-aft Negative-fore	Negative-aft Positive-fore	Positive-aft Negative-fore
HWBM	Port tensile	Stbd tensile	Stbd tensile	Port tensile
TM				
Surge	To bow	To stern	To bow	To stern
$\alpha_{\text{surge}}$				
Sway	-	-	-	-
$\alpha_{\text{sway}}$	-	-	-	--
Heave	Up	Down	Up	Down
$\alpha_{\text{heave}}$				
Roll	Portside down	Portside up	Starboard down	Starboard up
$\alpha_{\text{roll}}$				
Pitch	Bow up	Bow down	Bow up	Bow down
$\alpha_{\text{pitch}}$				

各積み付け状態にて、それぞれの等価設計波における評価対象部の最大、最小応力を算出し、これに修正要因による係数を考慮して疲労応力範囲を算出する。

$$\text{小骨} : \Delta \sigma_{\text{FS}, i(j)} = f_{\text{mean}, i(j)} f_{\text{thick}} f_{\text{warp}} \Delta \sigma_{\text{HS}, i(j)}$$

$$\text{大骨} : \Delta \sigma_{\text{FS1}, i(j)} = f_{\text{mean1}, i(j)} f_{\text{thick}} f_{\text{c}} \Delta \sigma_{\text{HS1}, i(j)}$$

$$\text{母材} : \Delta \sigma_{\text{FS}, i(j)} = K_{\text{sf}} f_{\text{material}} f_{\text{mean}, i(j)} f_{\text{thick}} \Delta \sigma_{\text{BS}, i(j)}$$

$\Delta \sigma_{\text{HS}, i(j)}$  : 積付状態(j)の荷重ケース(i)における動的荷重によるホットスポット応力範囲

$\Delta \sigma_{\text{HS1}, i(j)}$  : 積付状態(j)の荷重ケース(i)における動的荷重のうち、溶接止端部の垂線に対して±45度以内に作用する動的荷重のホットスポット主応力範囲

$\Delta \sigma_{\text{BS}, i(j)}$  : 積付状態(j)の荷重ケース(i)における動的荷重による局部応力範囲

$\Delta \sigma_{\text{FS}, i(j)}$  : 積付状態(j)の荷重ケース(i)における疲労応力範囲

$\Delta \sigma_{\text{FS1}, i(j)}$  : ホットスポット主応力範囲 $\Delta \sigma_{\text{HS1}, i(j)}$ による疲労応力範囲

$f_{\text{mean}, i(j)}$  : 平均応力修正係数  
(適用標準設計 S-N 線図の平均応力状態との違いを考慮)

$f_{\text{thick}}$  : 板厚影響修正係数  
(継手形式、溶接後処理に応じて影響の違いを考慮)

$f_{\text{warp}}$  : そり影響による修正係数  
(ハッチコーナー近傍の小骨について考慮)

$f_{\text{c}}$  : 腐食モデルの修正係数 (FE モデルの腐食控除料の修正)

$K_{\text{sf}}$  : 母材の表面処理係数 (母材縁部の仕上げ状態の違いを考慮)

$f_{\text{material}}$  : 材料強度に対する修正係数  
(母材の材料強度に応じた疲労強度の向上を考慮)

ホットスポット応力 ( $\Delta \sigma_{\text{HS}}$ ) の算出は以下のように行う。

小骨のホットスポット応力は梁理論による公称応力に部材の形状により与えられる応力集中係数を乗じて算出する。

大骨の疲労評価には、スクリーニング評価と板厚メッシュで評価を行う詳細疲労解析でホットスポット応力の算出用法が異なる。スクリーニング評価の場合、評価部近傍を

fine mesh (要素寸法 50mm x 50mm) によりモデル化し, Fig.4-9 に示すように+1~+4 の 4 要素の要素中心の膜応力の平均値に Table 4-7 に示す応力拡大係数を乗じたものをホットスポット応力とする. ここで応力拡大係数とは Fig.4-9 に定義した端部形状において 4 つの 50mm メッシュからホットスポット応力を求める係数として定められている.

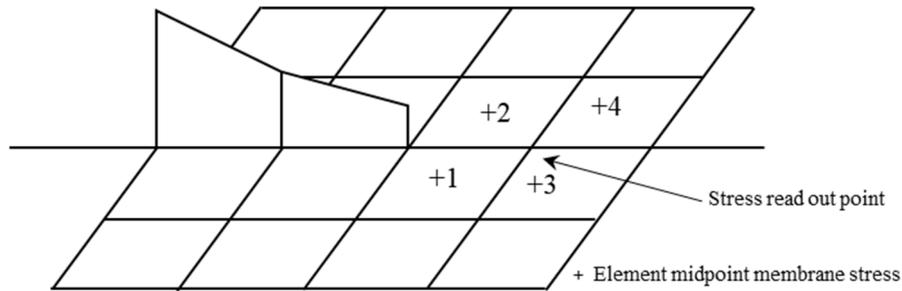


Fig. 4-9 Stress evaluation points by FE analysis with shell element to determine the hotspot stress by applying the screening method specified in CSR BC & OT.

Table 4-7 Stress Magnification Factor

Ship type	Structural detail category		Bulk hold	Stress magnification factor
Oil tanker	Toe of stringer		-	2.45
	Bracket toe of transverse web frame		-	1.65
Bulk carrier	Lower hopper welded knuckle		FA	2.28
			EA or C <sup>(1)</sup>	2.00
	Lower stool- Inner bottom	Non-vertical (knuckle angle >90°)	FA <sup>(1)</sup>	1.81
			EA or C <sup>(1)</sup>	1.47
		Vertical (knuckle angle=90°)	FA <sup>(1)</sup>	2.09
			EA or C <sup>(1)</sup>	2.75
(1) FA and EA means “full cargo hold in alternate loading condition” and “empty cargo hold in alternate loading condition” respectively, C means cargo hold of BC-B and BC-C bulk carriers.				

詳細疲労解析におけるホットスポット応力は, very fine mesh FE モデル (メッシュ寸法 :  $t$  (板厚)  $\times t$ ) による主応力から算出する. Bracket toe におけるホットスポット応力を算出する場合, 板厚メッシュの半分の位置の表面応力を Fig. 4-10 に示すように補完した応力を算出して, これに 1.12 を乗じたものをホットスポット応力とする.

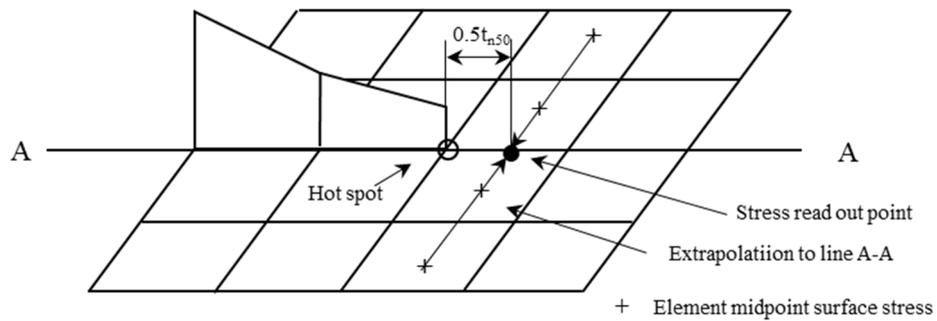


Fig. 4-10 Stress evaluation points by FE analysis with shell element to determine the hotspot stress by applying the very fine FE analysis method specified in CSR BC & OT.

桁などで支持された十字継手のホットスポット応力は、次の手法で算出する Fig. 4-12 に示す A-A 線両側要素の膜応力・曲げ応力の平均を A-A 線上の膜応力 $\sigma_{\text{membrane}}$ 、曲げ応力 $\sigma_{\text{bending}}$ とする。ネット板厚の 0.5 倍に溶接付加脚長  $X_{\text{wt}}$  を加えた距離  $X_{\text{shift}}$  を計算する。 $X_{\text{shift}}$  位置の $\sigma_{\text{membrane}}$ 、 $\sigma_{\text{bending}}$  を A-A 線上要素中央位置応力の Fig. 4-11 に示すように線形補間で計算する。 $X_{\text{shift}}$  位置の $\sigma_{\text{membrane}}$ 、 $\sigma_{\text{bending}}$  から次式で計算される $\sigma_{\text{shift}}$  がホットスポット応力であるとする。修正係数 $\beta$ の値は板厚と主板・斜板間ベベル角 $\alpha$ に依存するが、 $\alpha$ の値に応じて異なる計算式が規定されている。

$$\sigma_{\text{shift}} = [ \sigma_{\text{membrane}} (X_{\text{shift}}) + 0.60 \sigma_{\text{bending}} (X_{\text{shift}}) ] \beta$$

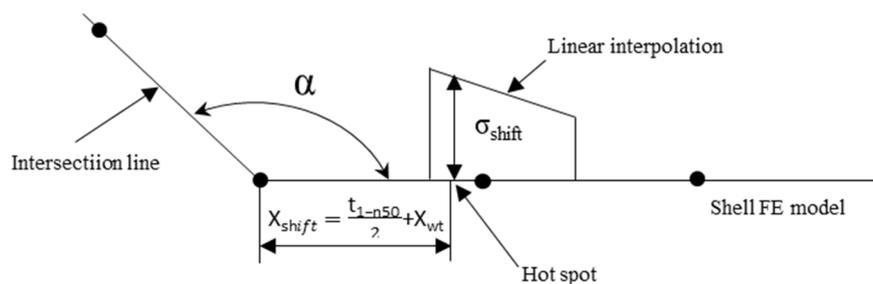
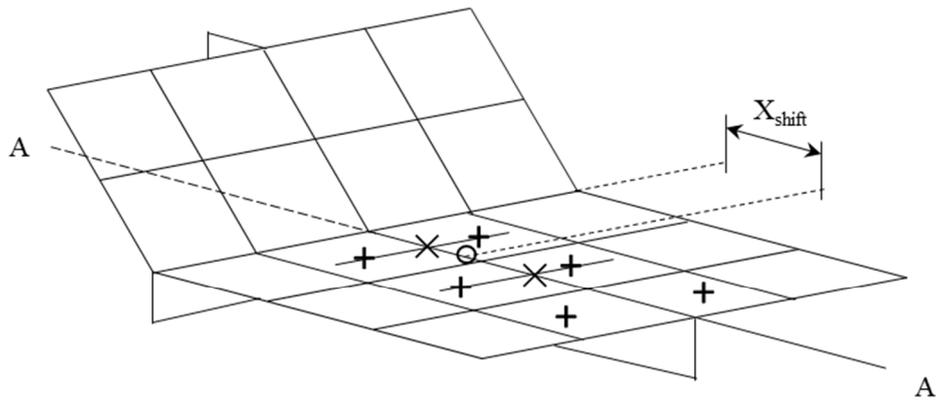


Fig. 4-11 Procedure for calculation of the hot spot stress at web-stiffened cruciform connections.



- × Average of stress components
- + Element midpoint surface stress
- Stress readout point at  $X_{\text{shift}} \cdot \sigma_{\text{shift}}$

Fig.4-12 Determination of stress evaluation points for web-stiffened cruciform connections.

平均応力修正係数は以下のように行う。

溶接継手

$$\sigma_{mCor,i(j)} \geq 0 \text{ の場合, } f_{mean,i(j)} = \min \left[ 1.0, 0.9 + 0.2 \frac{\sigma_{mCor,i(j)}}{2\Delta\sigma_{HS,i(j)}} \right]$$

$$\sigma_{mCor,i(j)} < 0 \text{ の場合, } f_{mean,i(j)} = \max \left[ 0.3, 0.9 + 0.8 \frac{\sigma_{mCor,i(j)}}{2\Delta\sigma_{HS,i(j)}} \right]$$

母材

$$\sigma_{mCor,i(j)} \geq 0 \text{ の場合, } f_{mean,i(j)} = \min \left[ 1.0, 0.8 + 0.4 \frac{\sigma_{mCor,i(j)}}{2\Delta\sigma_{BS,i(j)}} \right]$$

$$\sigma_{mCor,i(j)} < 0 \text{ の場合, } f_{mean,i(j)} = \max \left[ 0.3, 0.8 + \frac{\sigma_{mCor,i(j)}}{2\Delta\sigma_{BS,i(j)}} \right]$$

$$\sigma_{\max} \leq R_{eEq} \text{ の場合, } \sigma_{mCor,i(j)} = \sigma_{mean,i(j)}$$

$$\sigma_{\max} > R_{eEq} \text{ の場合, } \sigma_{mCor,i(j)} = R_{eEq} - \sigma_{\max} + \sigma_{mean,i(j)}$$

溶接継手の場合,  $\sigma_{\max} = \max_{i,(j)} (\Delta\sigma_{HS,i(j)} + \sigma_{mean,i(j)})$

母材の場合,  $\sigma_{\max} = \max_{i,(j)} (\Delta\sigma_{BS,i(j)} + \sigma_{mean,i(j)})$

$$R_{eEq} = \max(315; R_{eH})$$

$\sigma_{mean, i(j)}$ : 疲労平均応力 (N/mm<sup>2</sup>) で, 母材については CSR BC & OT 1 編 9 章 3.2.2 節, 溶接継手については CSR BC & OT 1 編 9 章 3.2.3 節 又は 3.2.4 節の規定による.

$R_{eH}$ : 最小降伏応力

板厚影響の係数は以下のように算出する.

$t_{n50} \leq 22\text{mm}$  の場合,  $f_{thick} = 1.0$

$t_{n50} > 22\text{mm}$  の場合,  $f_{thick} = (t_{n50} / 22)^n$

$t_{n50}$ : 腐食予備厚の半分を差し引いた板厚

$n$ : 溶接継手及び非溶接継手に対する板厚指数

#### 4.3.1.2 腐食環境影響

CSR BC & OT では, 腐食環境下にある期間が Table 4-8 のように規定されている.

Table 4-8 Time in Corrosive Environment,  $T_c$ .

Location of weld joint or structural detail	Time in corrosive environment $T_c$ , in years
Water ballast tank	10
Oil cargo tank	
Lower part <sup>(1)</sup> of bulk cargo hold and water ballast cargo hold	
Bulk cargo hold and water ballast cargo hold except lower part <sup>(1)</sup>	5
Void space	
Other areas	
(1) Lower part means cargo hold part below a horizontal level located at a distance of 300 mm below the frame end bracket for holds of single side skin construction or 300 mm below the hopper tank upper end for holds of double side skin construction ( see Pt 2, Ch 1, See 2, Fig.1).	

#### 4.3.1.3 疲労評価

各積付状態(j)における要素疲労被害度は、支配的な荷重ケースに対して得られる応力範囲に基づき、大気中及び腐食環境下の両方に対して、次の算式により別々に計算して算出される。標準設計 S-N 線図は空中では Fig. 4-1, 腐食環境下では Fig. 4-2 を使用する。

$$D_{E(j)} = \frac{\alpha_{(j)} \cdot N_D}{K_2} \frac{\Delta\sigma_{FS,(j)}^m}{(\ln N_R)^{m/\xi}} \cdot \mu_{(j)} \cdot \Gamma\left(1 + \frac{m}{\xi}\right)$$

$N_D$ : 設計疲労寿命中に会う全波数で、次による。

$$N_D = 31.557 \times 10^6 (f_0 T_D) / (4 \log L)$$

$f_0$ : 荷役や修理等の期間を除いた航行状態の期間を考慮した係数で、次による。 $f_0 = 0.85$

$\alpha_{(j)}$ : 各積付状態の時間比 (Table 4-2 参照)

$\Delta\sigma_{FS,(j)}$ : 参照超過確率  $10^{-2}$  における疲労応力範囲 (N/mm<sup>2</sup>)

$N_R$ : 参照超過確率  $10^{-2}$  に相当する繰返し数で、 $N_R=100$  とする。

$\xi$ : ワイブル形状係数であるが、 $\xi=1$  とする。

$\Gamma(x)$ : 完全ガンマ関数

$K_2$ : 標準設計 S-N 線図の定数で、大気中の場合は Table 4-9 に、腐食環境下の場合は Table 4-10 による。

$\mu_{(j)}$ : 標準設計 S-N 線図の傾きの変化  $m$  を考慮した係数で、次による。

• 大気中に対して、

$$\mu_{(j)} = 1 - \frac{\{\gamma(1+\frac{m}{\xi}, \nu_{(j)}) - \nu_{(j)}^{-\Delta m/\xi} \cdot \gamma(1+(\frac{m+\Delta m}{\xi}), \nu_{(j)})\}}{\Gamma(1+\frac{m}{\xi})}$$

$$\text{ここで } \nu_{(j)} = \left(\frac{\Delta\sigma_q}{\Delta\sigma_{FS,(j)}}\right)^\xi \ln N_R$$

• 腐食環境下に対して、

$$\mu_{(j)} = 1.0$$

$\gamma(a, x)$ : 不完全ガンマ関数

$\Delta\sigma_q$ : 設計 S-N 線図の  $N=10^7$  回の繰返し数に対応する応力範囲(N/mm<sup>2</sup>)で、Table 4-9 による。

$\Delta m$ :  $N=10^7$  回の標準設計 S-N 線図の傾きの変化で、 $\Delta m=2$  とする。

Table 4-9 Basic S-N curves, in-air environment.

Class	K <sub>1</sub>		m	Standard deviation δ	K <sub>2</sub>	Design stress range at 10 <sup>7</sup> cycles	Design stress range at 2×10 <sup>6</sup> cycles
	K <sub>1</sub>	log <sub>10</sub> K <sub>1</sub>		log <sub>10</sub> δ	K <sub>2</sub>	Δσ <sub>q</sub> N/mm <sup>2</sup>	N/mm <sup>2</sup>
B	2.343E15	15.3697	4.0	0.1821	101.E15	100.2	149.9
C	1.082E14	14.0342	3.5	0.2041	4.23E13	78.2	123.9
D	3.988E12	12.6007	3.0	0.2095	1.52E12	53.4	91.3

Table 4-10 Basic S-N curves, corrosive environment.

Class	K <sub>2</sub>	m	Design stress range at 2×10 <sup>6</sup> cycles, N/mm <sup>2</sup>
B <sub>corr</sub>	5.05×10 <sup>14</sup>	4.0	126.1
C <sub>corr</sub>	2.12×10 <sup>13</sup>	3.5	101.6
D <sub>corr</sub>	7.60×10 <sup>11</sup>	3.0	72.4

各積付状態(j)における大気中及び腐食環境下の結合疲労被害度は、次の算式により算出される。

$$D_{(j)} = D_{E,air(j)} \cdot \frac{T_D - T_C}{T_D} + D_{E,corr(j)} \cdot \frac{T_C}{T_D}$$

$D_{E,air(j)}$ : 積付状態(j)における大気中の要素疲労被害度。

$D_{E,corr(j)}$ : 積付状態(j)における腐食環境下の要素疲労被害度。

$T_C$ : 腐食環境下にある期間 (Table 4-8 参照)

$T_D$ : 設計疲労寿命 (25 年)

各積み付け状態での被害度を下記のように合成し、被害度の総和を計算する。なお、 $D$  が 1.0 以下であれば疲労寿命 25 年を満足する。

$$D = \sum_{j=1}^{n_{LC}} D_{(j)}$$

$n_{LC}$ : 適用する積付状態の数 (Table 4-1 参照)

#### 4.3.1.4 疲労寿命の計算

疲労寿命  $T_F$  は次のように算出する。

$$\frac{T_D}{D_{air}} \leq (T_D - T_C) \text{ の場合, } T_F = \frac{T_D}{D_{air}}$$

$$\text{上記以外の場合, } T_F = T_D - T_C + \left( \frac{T_D}{D_{air}} - T_D + T_C \right) \frac{D_{air}}{D_{corr}}$$

$D_{air}$ : 大気中での全ての積付状態における全疲労被害度で、次による。

$$D_{air} = \sum_{j=1}^{n_{LC}} D_{E,air(j)}$$

$D_{corr}$ : 腐食環境下での全ての積付状態における全疲労被害度で、次による。

$$D_{corr} = \sum_{j=1}^{n_{LC}} D_{E,corr(j)}$$

#### 4.3.1.5 溶接後処理効果

CSR BC & OT では、溶接後処理の効果を考慮できる構造詳細について、設計段階で計算する疲労寿命は、溶接後処理による影響を考慮しない状態で  $T_D/1.47$  以上としなければならないと規定されている。

ただし、ばら積貨物倉内部の構造詳細にあつては、設計段階で計算する疲労寿命は、溶接後処理による影響を考慮しない状態で 25 年以上としなければならない。

CSR BC & OT では、疲労改善効果により、疲労強度が 1.3 倍に増加（すなわち有効応力範囲が  $1/1.3$  に減少）し、大気中の被害度が  $D_{air}/2.2$  に減少することと規定されている。

#### 4.3.2 疲労寿命の比較

標準設計 S-N 線図を 1 ランク上げることが、実設計においてどの程度疲労強度に影響が生じるかについて、疲労強度が部材寸法を支配する箇所の一部を対象に検証した。

##### 4.3.2.1 評価対象船

Fig.4-13 に示すばら積み貨物船を比較評価対象船とした。主要目などを下記に示す。

船型： 99,000MT DWT Bulk Carrier  
主要目： 垂線間長 ( $L_{pp}$ ) 245.0 m, 船幅 ( $B$ ) 43.0 m, 深さ ( $D$ ) 18.5 m  
総トン数： 57,500 GT  
船籍： パナマ  
船級： NK  
構造規則： CSR BC&OT (BC-B)  
建造： 大島造船所



Fig.4-13 Subject Vessel.

#### 4.3.2.2 対象部材

評価対象部材は、種々の強度評価項目の中で疲労強度評価の結果により部材寸法が支配される、(1) 船底ロンジ及び(2) 内底板とホッパータンクの交差部及び内底板と下部スツールとの交差部とした。船底ロンジは Fig. 4-14 に示す部材で、評価は No.2 Hold / No.3 Hold / No.4 Hold でそれぞれ実施した。それぞれのホールドで加速度、縦曲げモーメントなどが異なることによりそれぞれの部材寸法は異なる。

- ① No.4 Hold (Fr.117 から船首側へ 500mm の箇所)

web: 350 mm x 11 mm + face: 200 mm x 19 mm (KA36)

- ② No.3 Hold (Fr.139 から船首側へ 500mm の箇所)

web: 420 mm x 15 mm + face: 200 mm x 22 mm (KA36)

- ③ No.2 Hold (Fr.181 から船首側へ 500mm の箇所)

web: 350 mm x 15 mm + face: 200 mm x 22 mm (KA36)

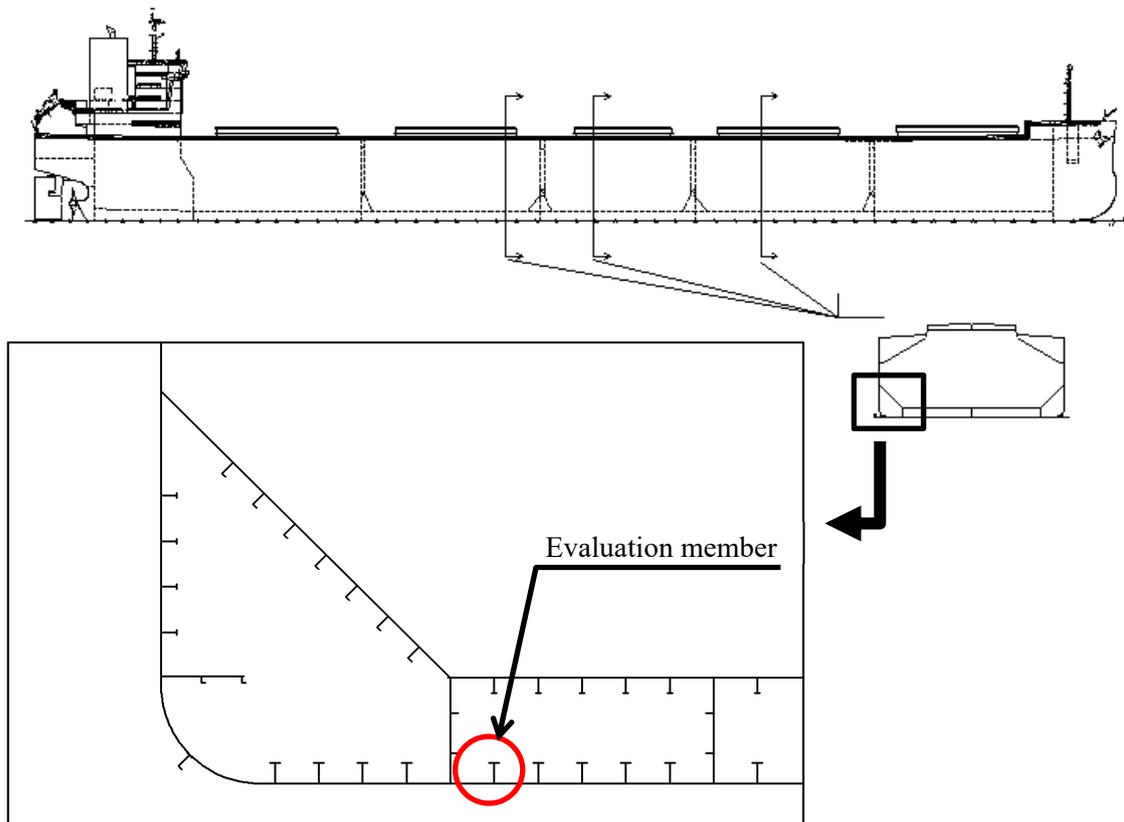


Fig.4-14 Fatigue evaluation position for the longitudinal stiffener on the bottom plate.

内底板とホッパータンクの交差部の評価対象は、No.1 Hold の中央部、No.2 Hold の中央部、No.3 Hold の中央部の 3 箇所とした。また、内底板と下部スツールとの交差部は、No.3 Hold の船首側の Lower Stool のセンターラインの箇所、No.2 Hold の船首側船尾側両方の Lower Stool のセンターラインの箇所、No.1 Hold の船尾側の Lower Stool のセンターラインの箇所の 4 箇所とした。これらの評価箇所を Fig. 4-15~Fig. 4-18 に示す。

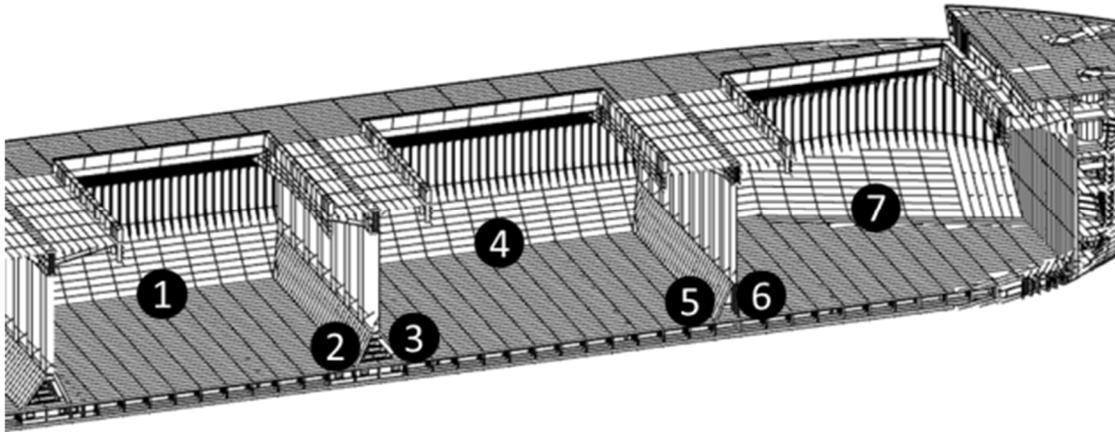


Fig.4-15 Fatigue evaluation position for the cross points on the inner bottom

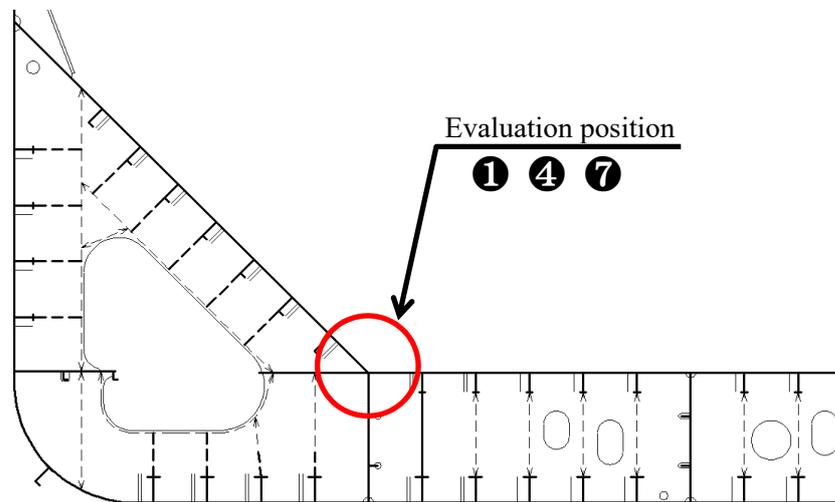


Fig.4-16 Fatigue evaluation position ( Transverse Section) ①/④/⑦.

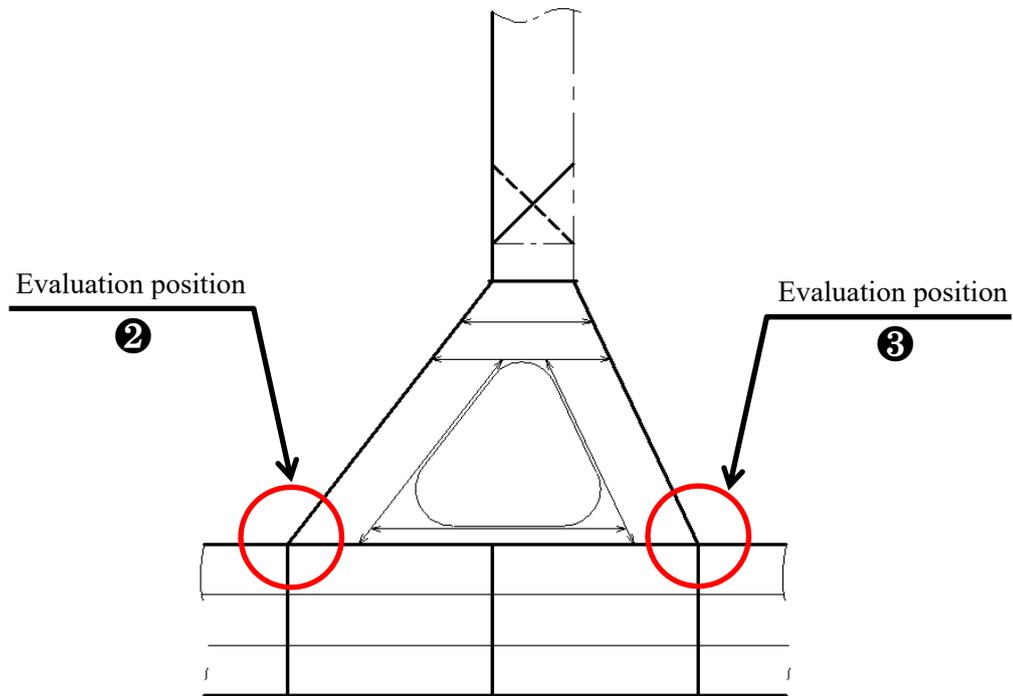


Fig.4-17 Fatigue evaluation position (Center Line Section) ②/③.

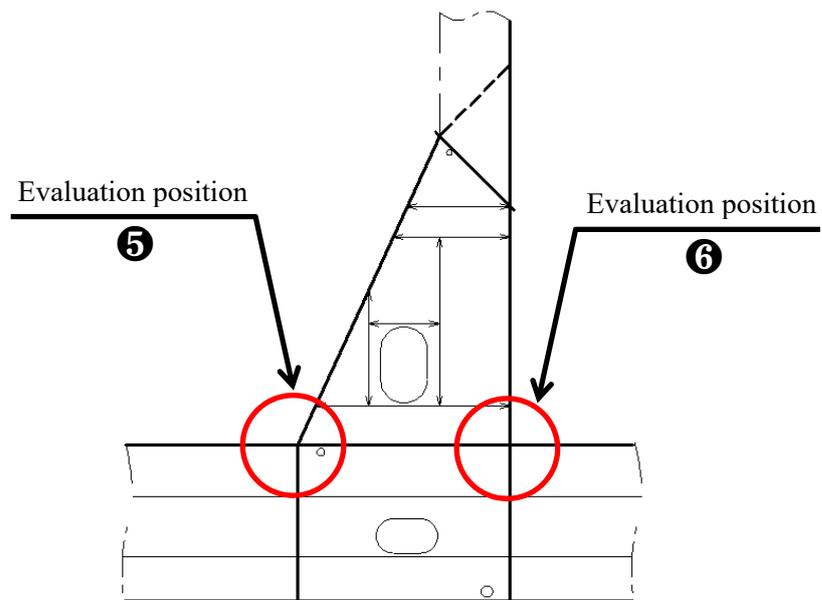


Fig.4-18 Fatigue evaluation position (Center Line Section) ⑤/⑥.

### 4.3.2.3 疲労寿命の比較

#### (1) 船底ロンジ

4.3.2.2 で示した下記の箇所について疲労評価を実施した。

船底ロンジの疲労強度計算は算式ベースで行う。計算の詳細を Table 4-11 ~ Table 4-19 に示し、D カーブと C カーブでの疲労寿命の比較を Table 4-10 に示す。

D カーブは CSR BC & OT で実際に使用する標準設計 S-N 線図であり、疲労強度で部材寸法が決まっている部材を選定しているため疲労寿命は、ほぼ規則を満足する 25 年となっている。一方で C カーブを使って疲労評価を行うとそれぞれの部材で疲労寿命が向上して 70 年程度になることがわかった。D カーブと C カーブでの疲労寿命の差がいずれも 2.8 倍程度である。

Table 4-10 Comparison of Fatigue life due to the difference of S-N curve

Location	Scantlings(Gross)	Material	Fatigue life (year)		Fatigue life increasing ratio
			D curve	Ccurve	
① No.4Hold Fr.117+500	F 350 x 11 W 200 x 19	KA36	25.7	71.8	2.79
② No.3Hold Fr.139+500	F 420 x 15 W 200 x 22	KA36	25.1	69.1	2.75
③ No.2Hold Fr.181+500	F 350 x 15 W 200 x 22	KA36	25.3	70.1	2.77

Table 4-11 Detail of Fatigue strength calculation.

(No.4 Hold Fr.117+500 mm)

Calculation for Fatigue stress range

The Fatigue stress range,  $\Delta \sigma_{FS,i(j)}$ , is taken as:

$$\Delta \sigma_{HS,i(j)} = |(\sigma_{GD,i1(j)} + \sigma_{LD,i1(j)} + \sigma_{d,i1(j)}) - (\sigma_{GD,i2(j)} + \sigma_{LD,i2(j)} + \sigma_{d,i2(j)})|$$

$$\sigma_{mean,i(j)} = \sigma_{GS,i(j)} + \sigma_{d,i(j)} + \sigma_{mLD,i(j)} + \sigma_{mGD,i(j)}$$

$$\sigma_{mLD,i(j)} = \frac{\sigma_{LD,i1(j)} + \sigma_{LD,i2(j)}}{2}$$

$$\sigma_{mGD,i(j)} = \frac{\sigma_{GD,i1(j)} + \sigma_{GD,i2(j)}}{2}$$

$$\Delta \sigma_{FS,i(j)} = f_{mean,i(j)} \cdot f_{thick} \cdot f_{warp} \cdot \Delta \sigma_{HS,i(j)}$$

Loading Condition		Space•Span (mm)		Scantling (mm)					
LC	Wave	S(mm)	lbdg	hw(net)	tw(net)	bff(net)	tf(net)	beff(mm)	tp(net)
Full	FSM-1	840	2.560	351.5	9.5	198.5	17.5	279.0	14.5
Full	FSM-2	840	2.560	351.5	9.5	198.5	17.5	279.0	14.5
Normal B	HSM-1	840	2.560	351.5	9.5	198.5	17.5	279.0	14.5
Normal B	HSM-2	840	2.560	351.5	9.5	198.5	17.5	279.0	14.5
Heavy B	HSM-1	840	2.560	351.5	9.5	198.5	17.5	279.0	14.5
Heavy B	HSM-2	840	2.560	351.5	9.5	198.5	17.5	279.0	14.5

Loading Condition	Corrosion Margine(mm)		Stress concentration factor			Section Modulus (cm <sup>3</sup> )	Hull Girder		
	tp,corr	ts,corr	Ka	Kb	Kn		Moment (kNm)	static stress (N/mm <sup>2</sup> )	dynamic stress (N/mm <sup>2</sup> )
LC	tp,corr	ts,corr	Ka	Kb	Kn	Zeff-n50	$\beta_{ij} * M_{sw}$	$\sigma_{GS,(j)}$	$\sigma_{GD,ik(j)}$
Full	3	3	1.36	1.50	1.00	1419.7	-827084	30.7	32.5
Full	3	3	1.36	1.50	1.00	1419.7	-827084	30.7	-32.5
Normal B	3	3	1.36	1.50	1.00	1419.7	2272000	-84.4	34.9
Normal B	3	3	1.36	1.50	1.00	1419.7	2272000	-84.4	-34.9
Heavy B	3	3	1.36	1.50	1.00	1419.7	1278000	-47.5	34.7
Heavy B	3	3	1.36	1.50	1.00	1419.7	1278000	-47.5	-34.7

Table 4-12 Detail of Fatigue strength calculation.

(No.4 Hold Fr.117+500 mm)

Loading Condition	Local bending						
	Internal load	reference point (mm)				static pressure (kN/m <sup>2</sup> )	dynamic pressure (kN/m <sup>2</sup> )
LC	Load1	RefPNoA	x <sub>0A</sub>	y <sub>0A</sub>	z <sub>0A</sub>	P <sub>sA</sub>	P <sub>wA</sub>
Full	Empty	-	-	-	-	0	0
Full	Empty	-	-	-	-	0	0
Normal B	Ballast water	3	67.775	10.420	19.015	191.2	5.6
Normal B	Ballast water	31	109.175	10.420	19.015	191.2	1.3
Heavy B	Ballast water	3	67.775	10.420	19.015	191.2	7.5
Heavy B	Ballast water	31	109.175	10.420	19.015	191.2	-0.2

Loading Condition	Local bending					relative displacement	
	External load	static pressure (kN/m <sup>2</sup> )	dynamic pressure (kN/m <sup>2</sup> )	static stress (N/mm <sup>2</sup> )	dynamic stress (N/mm <sup>2</sup> )	static stress (N/mm <sup>2</sup> )	dynamic stress (N/mm <sup>2</sup> )
LC	Load2	P <sub>sB</sub>	P <sub>wB</sub>	σ <sub>LS,(j)</sub>	σ <sub>LD,ik(j)</sub>	σ <sub>dS,(j)</sub>	σ <sub>dD,ik(j)</sub>
Full	External Shell	129.1	-11.7	-62.6	5.7	0	0
Full	External Shell	129.1	11.7	-62.6	-5.7	0	0
Normal B	External Shell	64.9	-10.3	61.2	7.7	0	0
Normal B	External Shell	64.9	10.3	61.2	-4.4	0	0
Heavy B	External Shell	79.4	-9.7	54.2	8.3	0	0
Heavy B	External Shell	79.4	9.7	54.2	-4.8	0	0

Loading Condition	Mean stress (N/mm <sup>2</sup> )		Hot spot stress(N/mm <sup>2</sup> )		Correction factor			Fatigue stress range (N/mm <sup>2</sup> )
	Local bending	Hull girder	stress range	mean stress	mean stress	thickness	warping	
LC	σ <sub>mLD,i(j)</sub>	σ <sub>mGD,i(j)</sub>	Δσ <sub>HS,i(j)</sub>	σ <sub>mean,i(j)</sub>	f <sub>mean</sub>	f <sub>thick</sub>	f <sub>warp</sub>	Δσ <sub>FS,i(j)</sub>
Full	0.0	0.0	76.4	-31.9	0.733	1	1	56.0
Full						1	1	
Normal B	1.7	0.0	81.9	-21.5	0.795	1	1	65.1
Normal B						1	1	
Heavy B	1.8	0.0	82.6	8.5	0.910	1	1	75.2
Heavy B						1	1	

Table 4-13 Detail of Fatigue strength calculation.

(No.4 Hold Fr.117+500 mm)

Calculation for Fatigue life

The Fatigue Life,  $T_F$ , is taken according to 4.3.1.3 and 4.3.1.4.

**S-N Curve D class**

Loading Condition	stress range (N/mm <sup>2</sup> )	S-N Curve								Weibull parameter
		$\Delta\sigma_q$	$\Delta m$	n	$\mu(j)$	$K_{2air}$	$m_{air}$	$K_{2corr}$	$m_{corr}$	
LC	$\Delta\sigma_{FS}$	$\Delta\sigma_q$	$\Delta m$	n	$\mu(j)$	$K_{2air}$	$m_{air}$	$K_{2corr}$	$m_{corr}$	$\xi$
Full	56.0	53.4	2	0.1	0.650	1.52E+12	3	7.6E+11	3	1
Normal B	65.1	53.4	2	0.1	0.732	1.52E+12	3	7.6E+11	3	1
Heavy B	75.2	53.4	2	0.1	0.799	1.52E+12	3	7.6E+11	3	1

Loading Condition	Fatigue calculation cycle				Damage		Time corr.	Fatigue Life		
	$N_R$	$\alpha(j)$	$f_0$	$N_D$	$D_{E\_air}$	$D_{E\_corr}$		$T_C$ (year)	Comb. fatigue damage	Total fatigue Damage
LC	$N_R$	$\alpha(j)$	$f_0$	$N_D$	$D_{E\_air}$	$D_{E\_corr}$	$T_C$ (year)	Comb. fatigue damage	Total fatigue Damage	Fatigue Life (year)
Full	100	0.5	0.85	7.04E+07	0.163	0.500	10	0.298	0.957	25.7
Normal B	100	0.2	0.85	7.04E+07	0.115	0.314	10	0.195		
Heavy B	100	0.3	0.85	7.04E+07	0.290	0.726	10	0.464		

**S-N Curve C class**

Loading Condition	stress range (N/mm <sup>2</sup> )	S-N Curve								Weibull parameter
		$\Delta\sigma_q$	$\Delta m$	n	$\mu(j)$	$K_{2air}$	$m_{air}$	$K_{2corr}$	$m_{corr}$	
LC	$\Delta\sigma_{FS}$	$\Delta\sigma_q$	$\Delta m$	n	$\mu(j)$	$K_{2air}$	$m_{air}$	$K_{2corr}$	$m_{corr}$	$\xi$
Full	56.0	78.2	2	0.1	1.721	4.23E+13	3.5	2.12E+13	3.5	1
Normal B	65.1	78.2	2	0.1	2.222	4.23E+13	3.5	2.12E+13	3.5	1
Heavy B	75.2	78.2	2	0.1	2.746	4.23E+13	3.5	2.12E+13	3.5	1

Loading Condition	Fatigue calculation cycle				Damage		Time corr.	Fatigue Life		
	$N_R$	$\alpha(j)$	$f_0$	$N_D$	$D_{E\_air}$	$D_{E\_corr}$		$T_C$ (year)	Comb. fatigue damage	Total fatigue Damage
LC	$N_R$	$\alpha(j)$	$f_0$	$N_D$	$D_{E\_air}$	$D_{E\_corr}$	$T_C$ (year)	Comb. fatigue damage	Total fatigue Damage	Fatigue Life (year)
Full	100	0.5	0.85	7.04E+07	0.030	0.121	10	0.066	0.237	71.8
Normal B	100	0.2	0.85	7.04E+07	0.024	0.082	10	0.047		
Heavy B	100	0.3	0.85	7.04E+07	0.069	0.204	10	0.123		

Table 4-14 Detail of Fatigue strength calculation.

(No.3 Hold Fr.139+500 mm)

Calculation for Fatigue stress range

The Fatigue stress range,  $\Delta\sigma_{FS,i(j)}$ , is taken as:

$$\Delta\sigma_{HS,i(j)} = |(\sigma_{GD,i1(j)} + \sigma_{LD,i1(j)} + \sigma_{d,i1(j)}) - (\sigma_{GD,i2(j)} + \sigma_{LD,i2(j)} + \sigma_{d,i2(j)})|$$

$$\sigma_{mean,i(j)} = \sigma_{GS,i(j)} + \sigma_{d,i(j)} + \sigma_{mLD,i(j)} + \sigma_{mGD,i(j)}$$

$$\sigma_{mLD,i(j)} = \frac{\sigma_{LD,i1(j)} + \sigma_{LD,i2(j)}}{2}$$

$$\sigma_{mGD,i(j)} = \frac{\sigma_{GD,i1(j)} + \sigma_{GD,i2(j)}}{2}$$

$$\Delta\sigma_{FS,i(j)} = f_{mean,i(j)} \cdot f_{thick} \cdot f_{warp} \cdot \Delta\sigma_{HS,i(j)}$$

Loading Condition		Space•Span (mm)		Scantling (mm)					
LC	Wave	S(mm)	lbdg	hw(net)	tw(net)	bff(net)	tfi(net)	beff(mm)	tp(net)
Full	HSM-1	840	2.560	421.5	13.5	198.5	20.5	279.0	14.5
Full	HSM-2	840	2.560	421.5	13.5	198.5	20.5	279.0	14.5
Normal B	HSM-1	840	2.560	421.5	13.5	198.5	20.5	279.0	14.5
Normal B	HSM-2	840	2.560	421.5	13.5	198.5	20.5	279.0	14.5
Heavy B	HSM-1	840	2.560	421.5	13.5	198.5	20.5	279.0	14.5
Heavy B	HSM-2	840	2.560	421.5	13.5	198.5	20.5	279.0	14.5

Loading Condition	Corrosion Margine(mm)		Stress concentration factor			Section Modulus (cm <sup>3</sup> )	Hull Girder		
	tp,corr	ts,corr	Ka	Kb	Kn		Moment (kNm)	static stress (N/mm <sup>2</sup> )	dynamic stress (N/mm <sup>2</sup> )
LC	tp,corr	ts,corr	Ka	Kb	Kn	Zeff-n50	$\beta_{ij} \cdot M_{sw}$	$\sigma_{GS,(j)}$	$\sigma_{GD,ik(j)}$
Full	3	3	1.36	1.50	1.00	2067.2	-938800	33.4	32.8
Full	3	3	1.36	1.50	1.00	2067.2	-938800	33.4	-32.8
Normal B	3	3	1.36	1.50	1.00	2067.2	2180800	-77.6	33.5
Normal B	3	3	1.36	1.50	1.00	2067.2	2180800	-77.6	-33.5
Heavy B	3	3	1.36	1.50	1.00	2067.2	-1760250	62.7	33.3
Heavy B	3	3	1.36	1.50	1.00	2067.2	-1760250	62.7	-33.3

Table 4-15 Detail of Fatigue strength calculation.

(No.3 Hold Fr.139+500 mm)

Loading Condition	Local bending						
	Internal load	reference point (mm)				static pressure (kN/m <sup>2</sup> )	dynamic pressure (kN/m <sup>2</sup> )
LC	Load1	RefPNoA	x <sub>0A</sub>	y <sub>0A</sub>	z <sub>0A</sub>	P <sub>sA</sub>	P <sub>wA</sub>
Full	Empty	-	-	-	-	0	0
Full	Empty	-	-	-	-	0	0
Normal B	Ballast water	3	109.175	10.420	19.015	191.2	8.5
Normal B	Ballast water	31	145.055	10.420	19.015	191.2	-3.2
Heavy B	Ballast water	3	109.175	10.420	19.015	191.2	9.7
Heavy B	Ballast water	31	145.055	10.420	19.015	191.2	-4.0

Loading Condition	Local bending					relative displacement	
	External load	static pressure (kN/m <sup>2</sup> )	dynamic pressure (kN/m <sup>2</sup> )	static stress (N/mm <sup>2</sup> )	dynamic stress (N/mm <sup>2</sup> )	static stress (N/mm <sup>2</sup> )	dynamic stress (N/mm <sup>2</sup> )
LC	Load2	P <sub>sB</sub>	P <sub>wB</sub>	σ <sub>LS,(j)</sub>	σ <sub>LD,ik(j)</sub>	σ <sub>dS,(j)</sub>	σ <sub>dD,ik(j)</sub>
Full	External Shell	129.1	-7.0	-43.0	2.3	0	0
Full	External Shell	129.1	7.0	-43.0	-2.3	0	0
Normal B	External Shell	64.9	-10.3	42.1	6.3	0	0
Normal B	External Shell	64.9	10.3	42.1	-4.5	0	0
Heavy B	External Shell	79.4	-9.7	37.2	6.5	0	0
Heavy B	External Shell	79.4	9.7	37.2	-4.6	0	0

Loading Condition	Mean stress (N/mm <sup>2</sup> )		Hot spot stress(N/mm <sup>2</sup> )		Correction factor			Fatigue stress range (N/mm <sup>2</sup> )
	Local bending	Hull girder	stress range	mean stress	mean stress	thickness	warping	
LC	σ <sub>mLD,i(j)</sub>	σ <sub>mGD,i(j)</sub>	Δσ <sub>HS,i(j)</sub>	σ <sub>mean,i(j)</sub>	f <sub>mean</sub>	f <sub>thick</sub>	f <sub>warp</sub>	Δσ <sub>FS,i(j)</sub>
Full	0.0	0.0	70.3	-9.6	0.846	1	1	59.4
Full						1	1	
Normal B	0.9	0.0	77.7	-34.7	0.721	1	1	56.0
Normal B						1	1	
Heavy B	1.0	0.0	77.7	100.8	1.000	1	1	77.7
Heavy B						1	1	

Table 4-16 Detail of Fatigue strength calculation.

(No.3 Hold Fr.139+500 mm)

Calculation for Fatigue life

The Fatigue Life,  $T_F$ , is taken according to 4.3.1.3 and 4.3.1.4.

**S-N Curve D class**

Loading Condition	stress range (N/mm <sup>2</sup> )	S-N Curve								Weibull parameter
		$\Delta\sigma_q$	$\Delta m$	n	$\mu(j)$	$K_{2air}$	$m_{air}$	$K_{2corr}$	$m_{corr}$	
LC	$\Delta\sigma_{FS}$	$\Delta\sigma_q$	$\Delta m$	n	$\mu(j)$	$K_{2air}$	$m_{air}$	$K_{2corr}$	$m_{corr}$	$\xi$
Full	59.4	53.4	2	0.1	0.650	1.52E+12	3	7.6E+11	3	1
Normal B	56.0	53.4	2	0.1	0.732	1.52E+12	3	7.6E+11	3	1
Heavy B	77.7	53.4	2	0.1	0.799	1.52E+12	3	7.6E+11	3	1

Loading Condition	Fatigue calculation cycle				Damage		Time corr.	Fatigue Life		
	$N_R$	$\alpha(j)$	$f_0$	$N_D$	$D_{E\_air}$	$D_{E\_corr}$		$T_C$ (year)	Comb. fatigue damage	Total fatigue Damage
LC	$N_R$	$\alpha(j)$	$f_0$	$N_D$	$D_{E\_air}$	$D_{E\_corr}$	$T_C$ (year)	Comb. fatigue damage	Total fatigue Damage	Fatigue Life (year)
Full	100	0.5	0.85	7.04E+07	0.204	0.597	10	0.361	0.995	25.1
Normal B	100	0.2	0.85	7.04E+07	0.065	0.200	10	0.119		
Heavy B	100	0.3	0.85	7.04E+07	0.325	0.799	10	0.514		

**S-N Curve C class**

Loading Condition	stress range (N/mm <sup>2</sup> )	S-N Curve								Weibull parameter
		$\Delta\sigma_q$	$\Delta m$	n	$\mu(j)$	$K_{2air}$	$m_{air}$	$K_{2corr}$	$m_{corr}$	
LC	$\Delta\sigma_{FS}$	$\Delta\sigma_q$	$\Delta m$	n	$\mu(j)$	$K_{2air}$	$m_{air}$	$K_{2corr}$	$m_{corr}$	$\xi$
Full	59.4	78.2	2	0.1	2.282	4.23E+13	3.5	2.12E+13	3.5	1
Normal B	56.0	78.2	2	0.1	1.097	4.23E+13	3.5	2.12E+13	3.5	1
Heavy B	77.7	78.2	2	0.1	3.154	4.23E+13	3.5	2.12E+13	3.5	1

Loading Condition	Fatigue calculation cycle				Damage		Time corr.	Fatigue Life		
	$N_R$	$\alpha(j)$	$f_0$	$N_D$	$D_{E\_air}$	$D_{E\_corr}$		$T_C$ (year)	Comb. fatigue damage	Total fatigue Damage
LC	$N_R$	$\alpha(j)$	$f_0$	$N_D$	$D_{E\_air}$	$D_{E\_corr}$	$T_C$ (year)	Comb. fatigue damage	Total fatigue Damage	Fatigue Life (year)
Full	100	0.5	0.85	7.04E+07	0.040	0.149	10	0.084	0.249	69.1
Normal B	100	0.2	0.85	7.04E+07	0.012	0.049	10	0.027		
Heavy B	100	0.3	0.85	7.04E+07	0.080	0.228	10	0.139		

Table 4-17 Detail of Fatigue strength calculation.

(No.2 Hold Fr.181+500 mm)

Calculation for Fatigue stress range

The Fatigue stress range,  $\Delta \sigma_{FS,i(j)}$ , is taken as:

$$\Delta \sigma_{HS,i(j)} = |(\sigma_{GD,i1(j)} + \sigma_{LD,i1(j)} + \sigma_{d,i1(j)}) - (\sigma_{GD,i2(j)} + \sigma_{LD,i2(j)} + \sigma_{d,i2(j)})|$$

$$\sigma_{mean,i(j)} = \sigma_{GS,i(j)} + \sigma_{d,i(j)} + \sigma_{mLD,i(j)} + \sigma_{mGD,i(j)}$$

$$\sigma_{mLD,i(j)} = \frac{\sigma_{LD,i1(j)} + \sigma_{LD,i2(j)}}{2}$$

$$\sigma_{mGD,i(j)} = \frac{\sigma_{GD,i1(j)} + \sigma_{GD,i2(j)}}{2}$$

$$\Delta \sigma_{FS,i(j)} = f_{mean,i(j)} \cdot f_{thick} \cdot f_{warp} \cdot \Delta \sigma_{HS,i(j)}$$

Loading Condition		Space·Span (mm)		Scantling (mm)					
LC	Wave	S(mm)	l <sub>b</sub> d <sub>g</sub>	h <sub>w</sub> (net)	t <sub>w</sub> (net)	b <sub>f</sub> (net)	t <sub>f</sub> (net)	b <sub>eff</sub> (mm)	t <sub>p</sub> (net)
Full	HSM-1	840	2.560	351.5	13.5	198.5	20.5	279.0	14.5
Full	HSM-2	840	2.560	351.5	13.5	198.5	20.5	279.0	14.5
Normal B	HSM-1	840	2.560	351.5	13.5	198.5	20.5	279.0	14.5
Normal B	HSM-2	840	2.560	351.5	13.5	198.5	20.5	279.0	14.5
Heavy B	HSM-1	840	2.560	351.5	13.5	198.5	20.5	279.0	14.5
Heavy B	HSM-2	840	2.560	351.5	13.5	198.5	20.5	279.0	14.5

Loading Condition	Corrosion Margine(mm)		Stress consentration factor			Section Modulus (cm <sup>3</sup> )	Hull Girder		
	t <sub>p,corr</sub>	t <sub>s,corr</sub>	K <sub>a</sub>	K <sub>b</sub>	K <sub>n</sub>		Moment (kNm)	static stress (N/mm <sup>2</sup> )	dynamic stress (N/mm <sup>2</sup> )
LC	t <sub>p,corr</sub>	t <sub>s,corr</sub>	K <sub>a</sub>	K <sub>b</sub>	K <sub>n</sub>	Z <sub>eff-n50</sub>	β <sub>(j)</sub> *M <sub>sw</sub>	σ <sub>GS,(j)</sub>	σ <sub>GD,ik(j)</sub>
Full	3	3	1.36	1.50	1.00	1668.5	-827084	30.6	31.1
Full	3	3	1.36	1.50	1.00	1668.5	-827084	30.6	-31.1
Normal B	3	3	1.36	1.50	1.00	1668.5	2140817	-79.1	33.4
Normal B	3	3	1.36	1.50	1.00	1668.5	2140817	-79.1	-33.4
Heavy B	3	3	1.36	1.50	1.00	1668.5	1204209	-44.5	33.2
Heavy B	3	3	1.36	1.50	1.00	1668.5	1204209	-44.5	-33.2

Table 4-18 Detail of Fatigue strength calculation.

(No.2 Hold Fr.181+500 mm)

Loading Condition	Local bending						
	Internal load	reference point (mm)				static pressure (kN/m <sup>2</sup> )	dynamic pressure (kN/m <sup>2</sup> )
LC	Load1	RefPNoA	x <sub>0A</sub>	y <sub>0A</sub>	z <sub>0A</sub>	P <sub>sA</sub>	P <sub>wA</sub>
Full	Empty					0	0
Full	Empty					0	0
Normal B	Ballast water	3	145.055	10.420	19.015	191.2	15.6
Normal B	Ballast water	31	186.455	10.420	19.015	191.2	-9.5
Heavy B	Ballast water	3	145.055	10.420	19.015	191.2	16.3
Heavy B	Ballast water	31	186.455	10.420	19.015	191.2	-9.7

Loading Condition	Local bending					relative displacement	
	External load	static pressure (kN/m <sup>2</sup> )	dynamic pressure (kN/m <sup>2</sup> )	static stress (N/mm <sup>2</sup> )	dynamic stress (N/mm <sup>2</sup> )	static stress (N/mm <sup>2</sup> )	dynamic stress (N/mm <sup>2</sup> )
LC	Load2	P <sub>sB</sub>	P <sub>wB</sub>	σ <sub>LS,(j)</sub>	σ <sub>LD,ik(j)</sub>	σ <sub>dS,(j)</sub>	σ <sub>dD,ik(j)</sub>
Full	External Shell	129.1	-11.7	-53.3	4.8	0	0
Full	External Shell	129.1	11.7	-53.3	-4.8	0	0
Normal B	External Shell	64.9	-9.8	52.1	10.5	0	0
Normal B	External Shell	64.9	9.8	52.1	-8.0	0	0
Heavy B	External Shell	79.4	-8.5	46.1	10.2	0	0
Heavy B	External Shell	79.4	8.5	46.1	-7.5	0	0

Loading Condition	Mean stress (N/mm <sup>2</sup> )		Hot spot stress(N/mm <sup>2</sup> )		Correction factor			Fatigue stress range (N/mm <sup>2</sup> )
	Local bending	Hull girder	stress range	mean stress	mean stress	thickness	warping	
LC	σ <sub>mLD,i(j)</sub>	σ <sub>mGD,i(j)</sub>	Δσ <sub>HS,i(j)</sub>	σ <sub>mean,i(j)</sub>	f <sub>mean</sub>	f <sub>thick</sub>	f <sub>warp</sub>	Δσ <sub>FS,i(j)</sub>
Full	0.0	0.0	71.9	-22.7	0.774	1	1	55.6
Full						1	1	
Normal B	0.9	0.0	85.2	-25.8	0.779	1	1	66.4
Normal B						1	1	
Heavy B	1.0	0.0	84.3	2.9	0.903	1	1	76.1
Heavy B						1	1	

Table 4-19 Detail of Fatigue strength calculation.

(No.2 Hold Fr.181+500 mm)

Calculation for Fatigue life

The Fatigue Life,  $T_F$ , is taken according to 4.3.1.3 and 4.3.1.4.

**S-N Curve D class**

Loading Condition	stress range (N/mm <sup>2</sup> )	S-N Curve								Weibull parameter
		$\Delta\sigma_{FS}$	$\Delta\sigma_q$	$\Delta m$	n	$\mu(j)$	$K_{2air}$	$m_{air}$	$K_{2corr}$	
LC	55.6	53.4	2	0.1	0.650	1.52E+12	3	7.6E+11	3	1
Full	66.4	53.4	2	0.1	0.732	1.52E+12	3	7.6E+11	3	1
Normal B	76.1	53.4	2	0.1	0.799	1.52E+12	3	7.6E+11	3	1
Heavy B										

Loading Condition	Fatigue calculation cycle				Damage		Time corr.	Fatigue Life		
	$N_R$	$\alpha(j)$	$f_0$	$N_D$	$D_{E\_air}$	$D_{E\_corr}$		$T_C$ (year)	Comb. fatigue damage	Total fatigue Damage
LC	100	0.5	0.85	7.04E+07	0.158	0.490	10	0.291	0.981	25.3
Full	100	0.2	0.85	7.04E+07	0.124	0.333	10	0.207		
Normal B	100	0.3	0.85	7.04E+07	0.303	0.753	10	0.483		
Heavy B										

**S-N Curve C class**

Loading Condition	stress range (N/mm <sup>2</sup> )	S-N Curve								Weibull parameter
		$\Delta\sigma_{FS}$	$\Delta\sigma_q$	$\Delta m$	n	$\mu(j)$	$K_{2air}$	$m_{air}$	$K_{2corr}$	
LC	55.6	78.2	2	0.1	2.282	4.23E+13	3.5	2.12E+13	3.5	1
Full	66.4	78.2	2	0.1	1.097	4.23E+13	3.5	2.12E+13	3.5	1
Normal B	76.1	78.2	2	0.1	3.154	4.23E+13	3.5	2.12E+13	3.5	1
Heavy B										

Loading Condition	Fatigue calculation cycle				Damage		Time corr.	Fatigue Life		
	$N_R$	$\alpha(j)$	$f_0$	$N_D$	$D_{E\_air}$	$D_{E\_corr}$		$T_C$ (year)	Comb. fatigue damage	Total fatigue Damage
LC	100	0.5	0.85	7.04E+07	0.029	0.118	10	0.065	0.245	70.1
Full	100	0.2	0.85	7.04E+07	0.027	0.088	10	0.051		
Normal B	100	0.3	0.85	7.04E+07	0.073	0.213	10	0.129		
Heavy B										

(2) 内底板とホッパータンクの交差部／内底板と下部スツールとの交差部

4.3.2.2 で示した下記の箇所について疲労評価を実施した。

- |   |          |        |                 |
|---|----------|--------|-----------------|
| ① | No.3Hold | Fr.147 | 内底板とホッパータンクの交差部 |
| ② | No.3Hold | Fr.162 | 内底板と下部スツールとの交差部 |
| ③ | No.2Hold | Fr.168 | 内底板と下部スツールとの交差部 |
| ④ | No.2Hold | Fr.186 | 内底板とホッパータンクの交差部 |
| ⑤ | No.2Hold | Fr.207 | 内底板と下部スツールとの交差部 |
| ⑥ | No.1Hold | Fr.210 | 内底板と下部スツールとの交差部 |
| ⑦ | No.1Hold | Fr.240 | 内底板とホッパータンクの交差部 |

内底板とホッパータンクの交差部／内底板と下部スツールとの交差部の疲労強度計算は極詳細メッシュを用いた FEM 解析を行い、その応力を用いて疲労評価を行う。FEM のモデル図、変形図、応力図を Table 4-21~41 に示す。計算の詳細を Table 4-42~55 に示し、D カーブと C カーブでの疲労寿命の比較を Table 4-20 に示す。

①、②、④についての D カーブでの計算では、疲労寿命がほぼ 25 年であることから疲労強度で元々の部材寸法が決まっていることが確認できる。

③については②と同じ部材を使っているため、②の部材寸法で評価することになり 25 年よりも若干疲労寿命が高い。

⑤~⑦については疲労評価で部材寸法は決まらない事が確認できる。

これらの箇所についての疲労評価の結果から、2.6 倍~4.4 倍程度の疲労寿命の向上が確認出来た。

Table 4-20 Fatigue life comparison for the cross point on inner bottom.

Position	Plate thickness (mm)	Material	D curve (year)	C curve (year)	Fatigue life increasing ratio
①	23.5	KA36	25.1	65.3	2.6
②	25.5	KA36	25.5	68.5	2.7
③	25.5	KA36	32.6	96.7	3.0
④	30.5	KA36	26.5	72.5	2.7
⑤	23.0	KA36	55.4	198.7	3.6
⑥	23.0	KA36	119.1	520.7	4.4
⑦	23.0	KA36	28.3	81.1	2.9

Table.4-21 FEM results

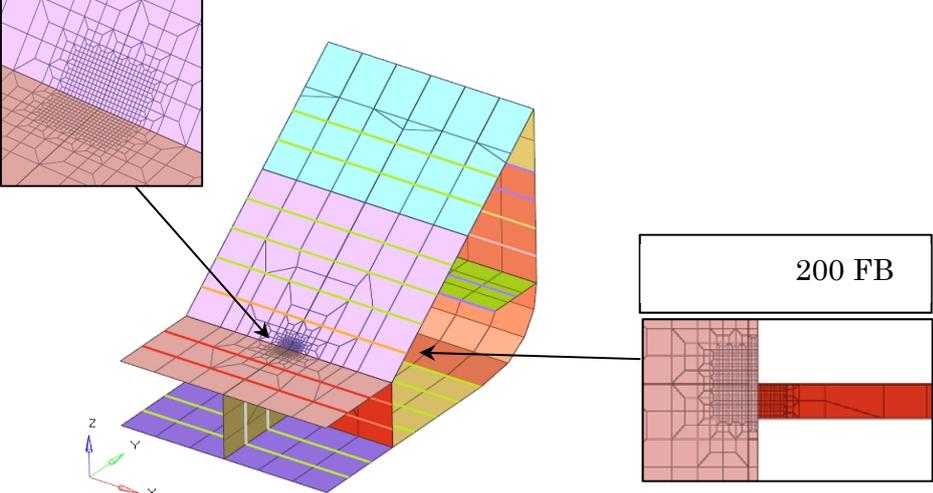
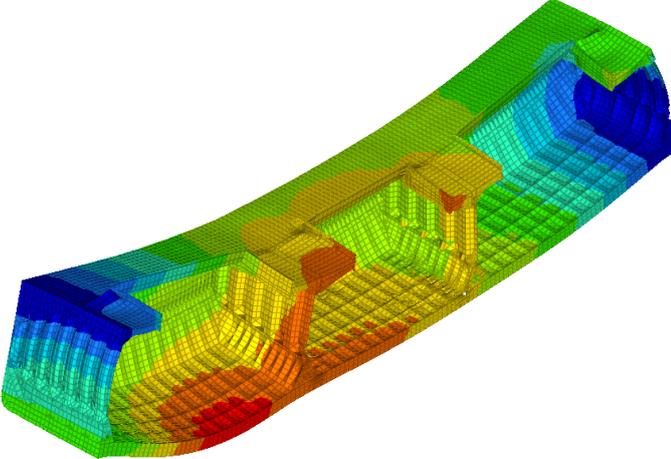
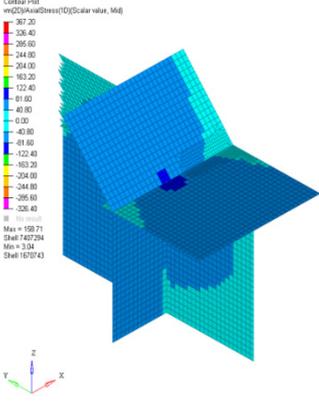
❶	Hopper / Inner Bottom	Fr.147	No.3 Hold
FEM Model			
	Homogeneous		
LC	BSP-P1		
Deformation			
Stress contour			

Table.4-22 FEM results

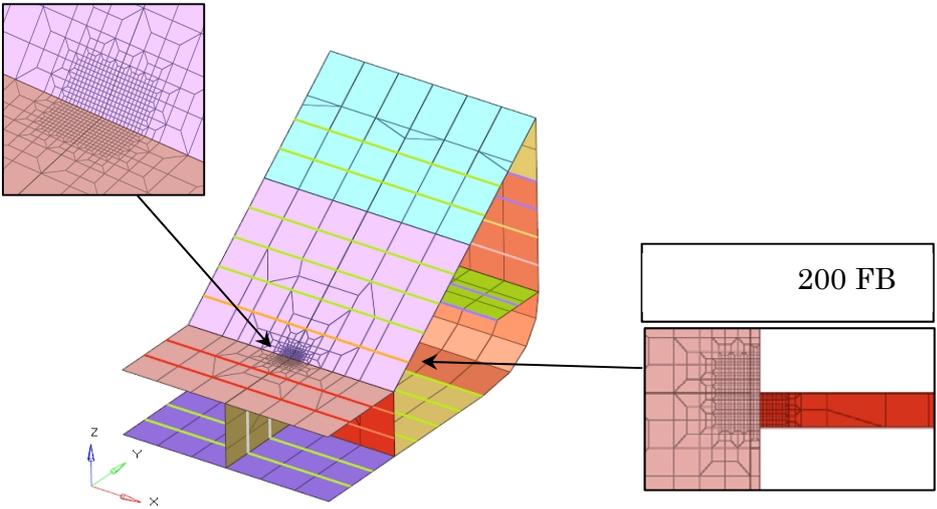
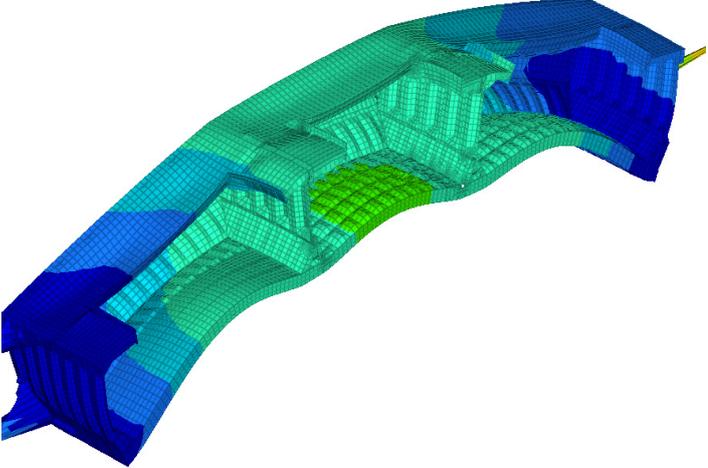
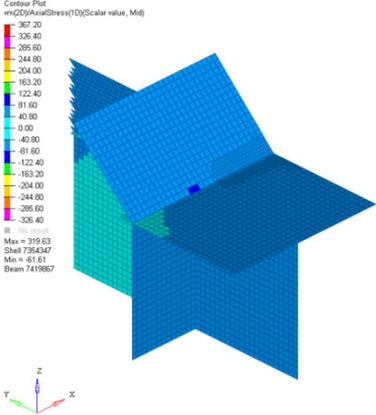
①	Hopper / Inner Bottom	Fr.147	No.3 Hold
FEM Model			
	Normal Ballast		
LC	BSP-P1		
Deformation			
Stress contour			

Table.4-23 FEM results

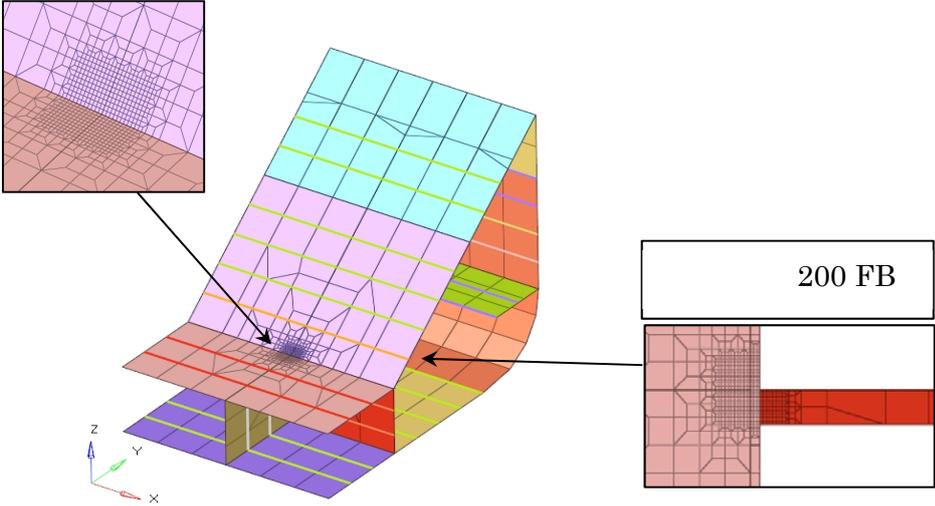
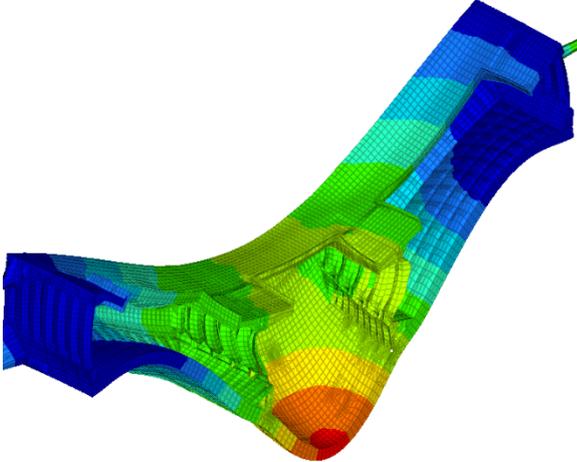
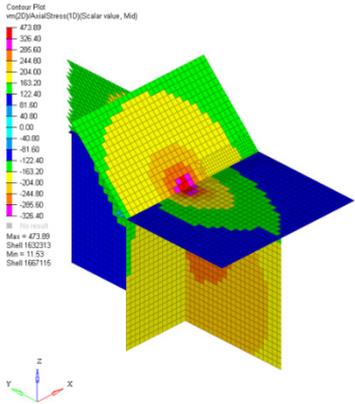
①	Hopper / Inner Bottom	Fr.147	No.3 Hold
FEM Model			
	Heavy Ballast		
LC	BSP-P1		
Deformation			
Stress contour			

Table.4-24 FEM results

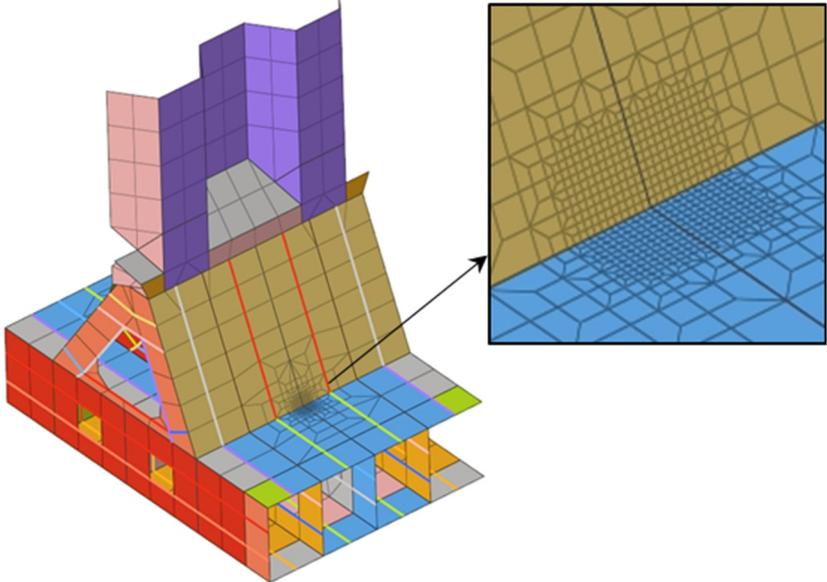
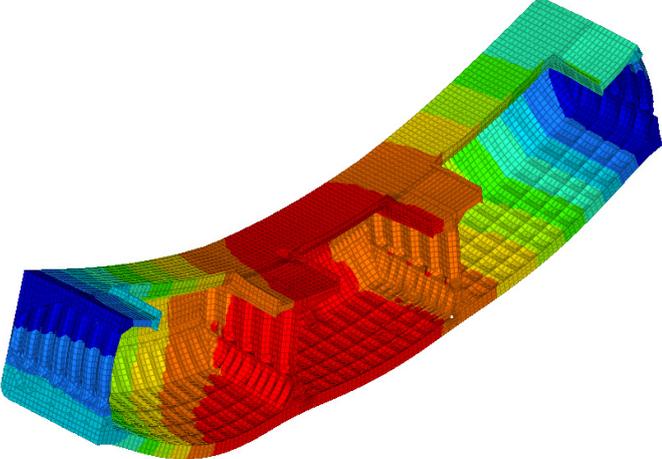
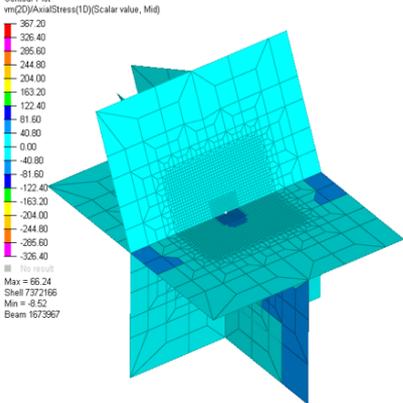
②	Lower Stool/Inner Bottom	Fr.162	No.3 Hold
FEM Model			
	Homogeneous		
LC	FMS1		
Deformation			
Stress contour	 <p>Contour Plot vm(2D)AxialStress(1D)(Scalar value, Mid)</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>367.20</li> <li>326.40</li> <li>285.60</li> <li>244.80</li> <li>204.00</li> <li>163.20</li> <li>122.40</li> <li>81.60</li> <li>40.80</li> <li>0.00</li> <li>-40.80</li> <li>-81.60</li> <li>-122.40</li> <li>-163.20</li> <li>-204.00</li> <li>-244.80</li> <li>-285.60</li> <li>-326.40</li> </ul> <p>Max = 66.24 Shell 7372166 Min = -0.52 Beam 1673967</p>		

Table.4-25 FEM results

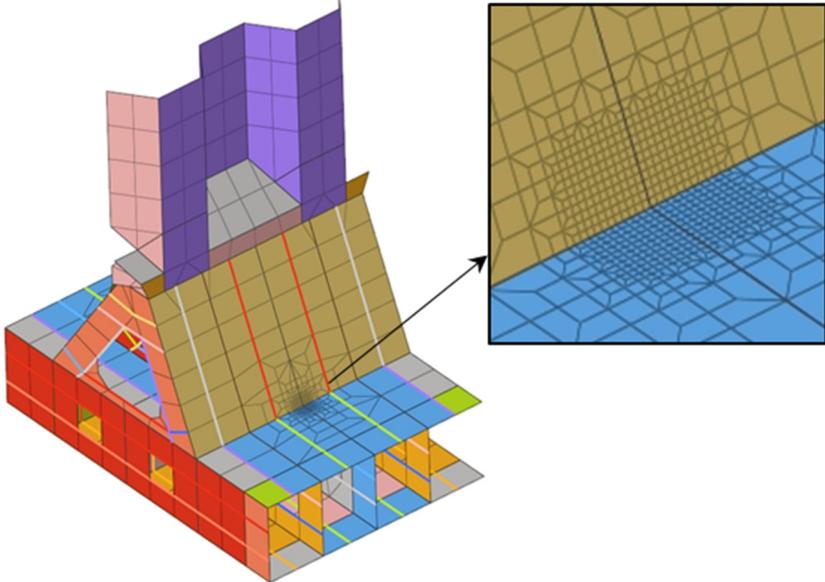
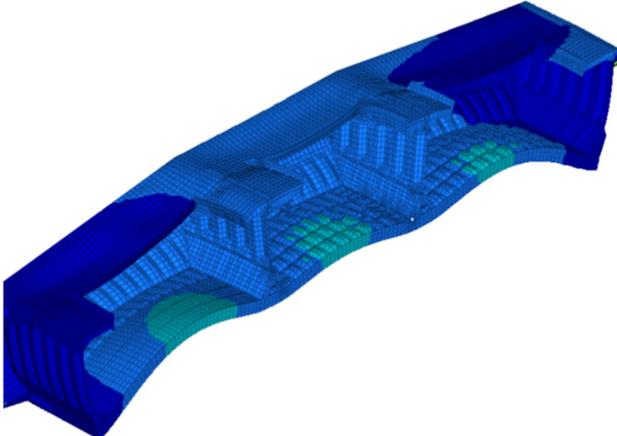
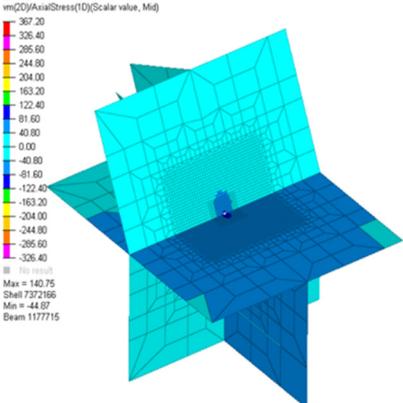
②	Lower Stool/Inner Bottom	Fr.162	No.3 Hold
FEM Model			
	Normal Ballast		
LC	HSM1		
Deformation			
Stress contour	 <p>Contour Plot vm(2D)/AxialStress(10)(Scalar value, Mid)</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>367.20</li> <li>326.40</li> <li>285.60</li> <li>244.80</li> <li>204.00</li> <li>163.20</li> <li>122.40</li> <li>81.60</li> <li>40.80</li> <li>0.00</li> <li>-40.80</li> <li>-81.60</li> <li>-122.40</li> <li>-163.20</li> <li>-204.00</li> <li>-244.80</li> <li>-285.60</li> <li>-326.40</li> </ul> <p>Max = 140.75 Shell 7372166 Min = -44.87 Beam 1177715</p>		

Table.4-26 FEM results

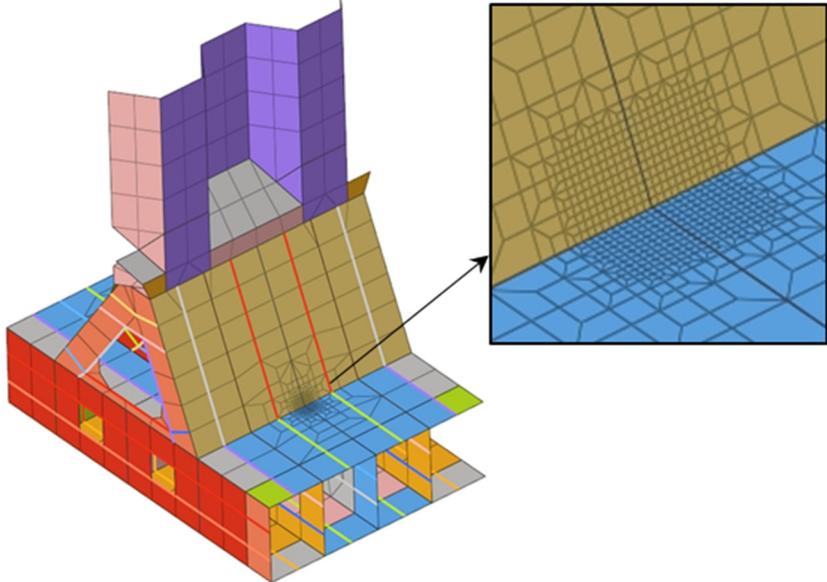
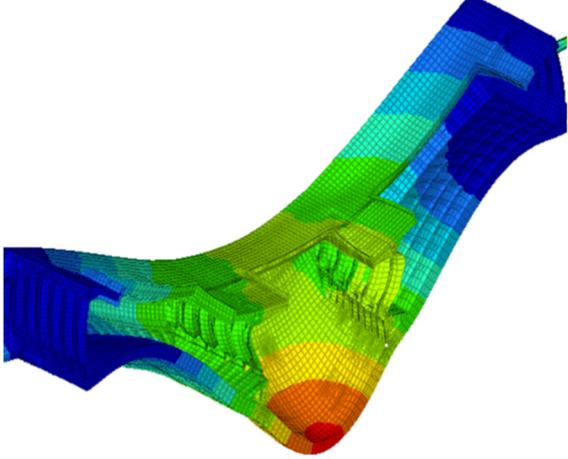
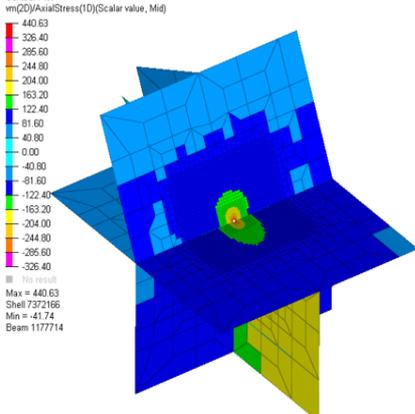
②	Lower Stool/Inner Bottom	Fr.162	No.3 Hold
FEM Model			
	Heavy Ballast		
LC	HSM1		
Deformation			
Stress contour			

Table.4-27 FEM results

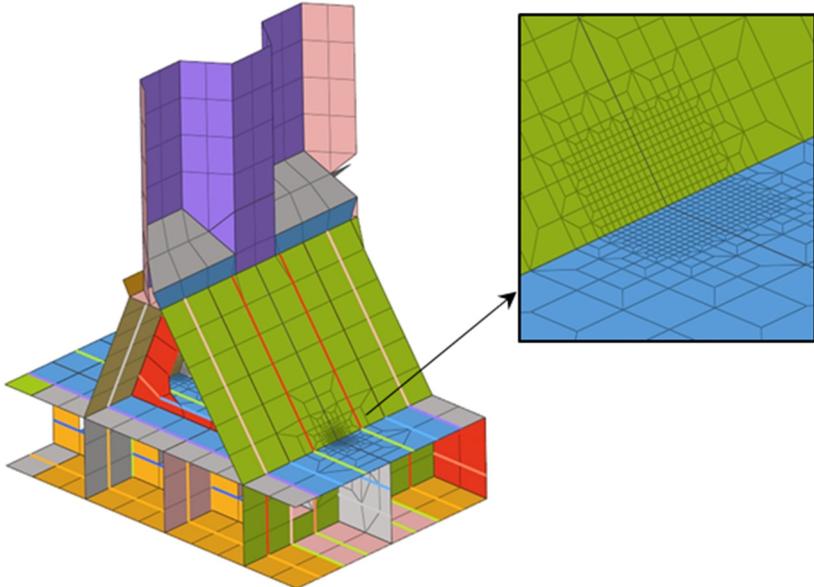
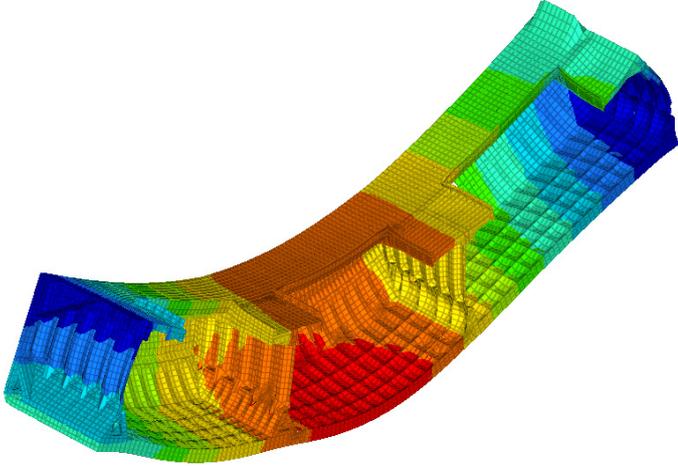
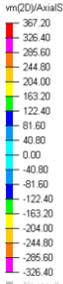
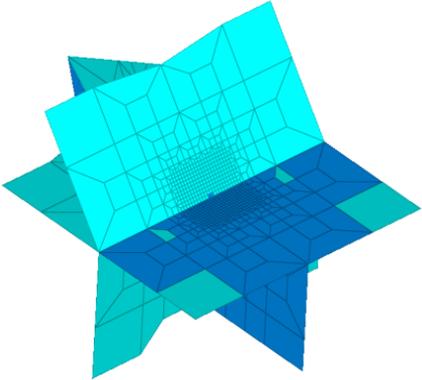
③	Lower Stool/Inner Bottom	Fr.168	No.2 Hold
FEM Model			
	Homogeneous		
LC	FSM1		
Deformation			
Stress contour	<div style="display: flex; align-items: center;"> <div style="flex: 1;"> <p>Contour Plot vm(2D)AxialStress(1D)(Scalar value, Mid)</p>  <p>Max = 83.82 Shell 3171148 Min = -15.69 Beam 1181687</p> </div> <div style="flex: 2;">  </div> </div>		

Table.4-28 FEM results

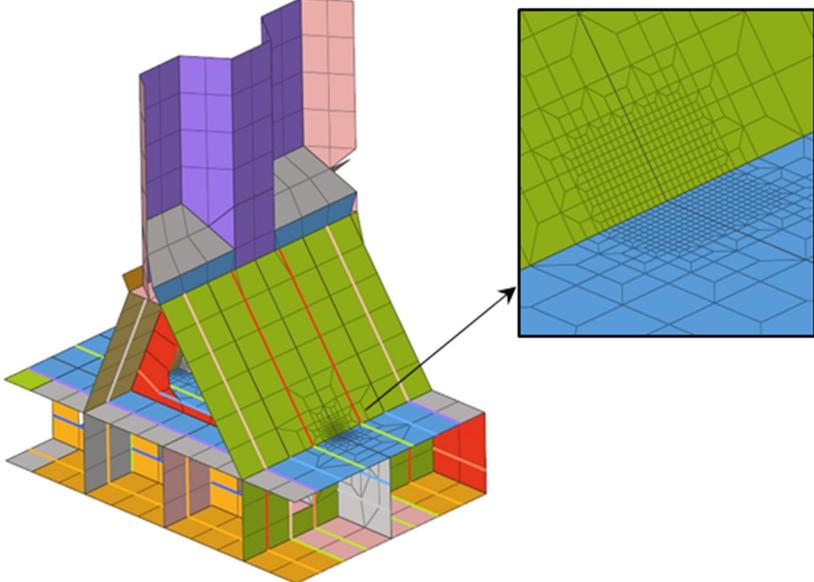
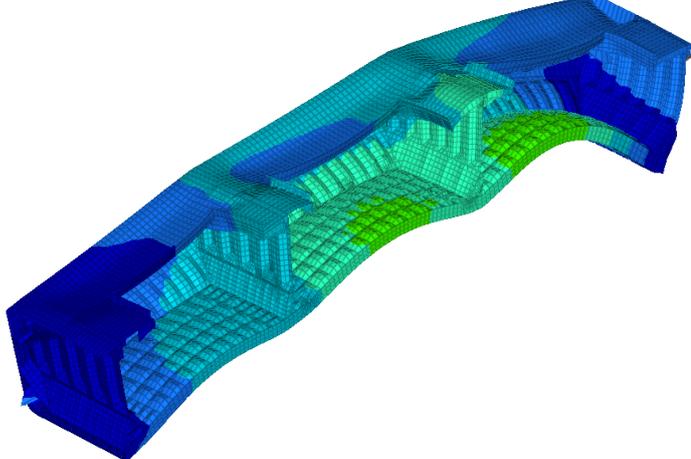
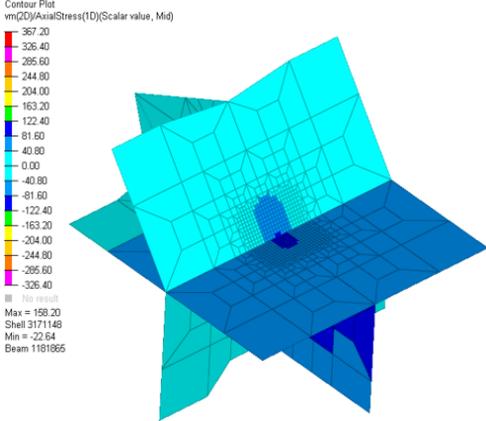
③	Lower Stool/Inner Bottom	Fr.168	No.2 Hold
FEM Model			
	Normal Ballast		
LC	HSM1		
Deformation			
Stress contour	 <p>Contour Plot vm(2D)/AxialStress(1D)(Scalar value, Mid)</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>367.20</li> <li>326.40</li> <li>285.60</li> <li>244.80</li> <li>204.00</li> <li>163.20</li> <li>122.40</li> <li>81.60</li> <li>40.80</li> <li>0.00</li> <li>-40.80</li> <li>-81.60</li> <li>-122.40</li> <li>-163.20</li> <li>-204.00</li> <li>-244.80</li> <li>-285.60</li> <li>-326.40</li> </ul> <p>■ No result Max = 199.20 Shell 3171149 Min = -22.64 Beam 1181865</p>		

Table.4-29 FEM results

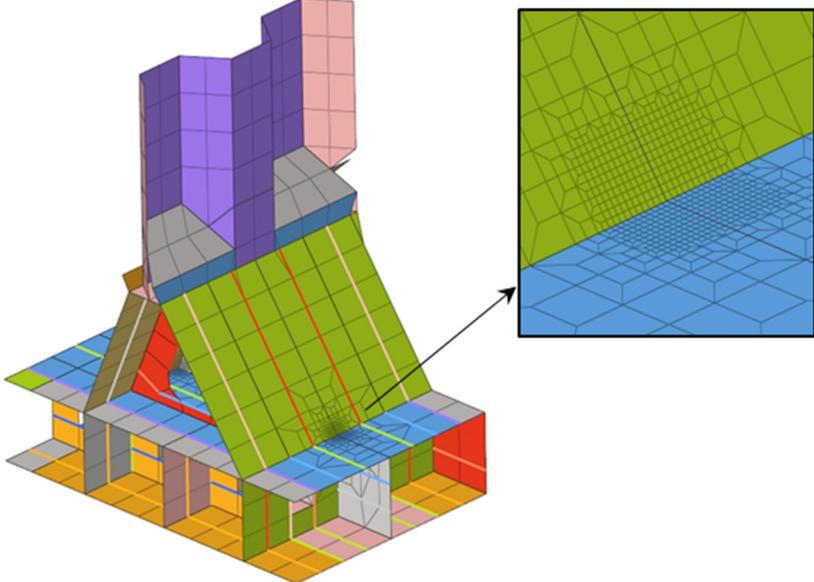
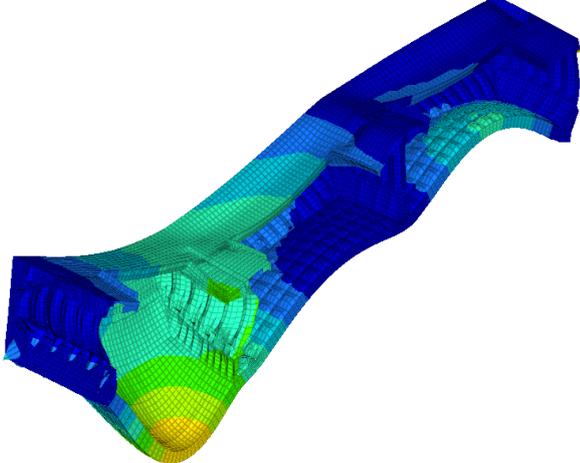
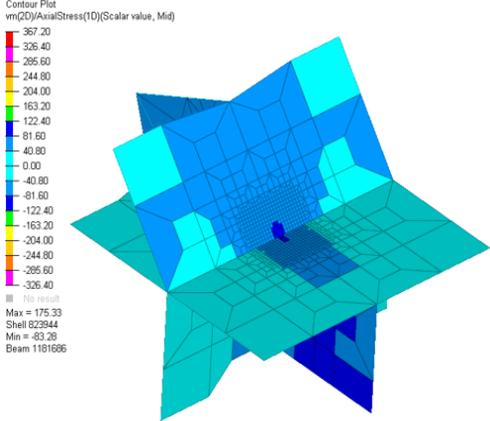
③	Lower Stool/Inner Bottom	Fr.168	No.2 Hold
FEM Model			
	Heavy Ballast		
LC	FSM1		
Deformation			
Stress contour	 <p>             Contour Plot              vm(2D)AxialStress(1D)(Scalar value, Mid)              367.20              326.40              286.60              244.80              204.00              163.20              122.40              81.60              40.80              0.00              -40.80              -81.60              -122.40              -163.20              -204.00              -244.80              -286.60              -326.40              No result              Max = 175.33              Shell 823944              Min = -83.28              Beam 1181686         </p>		

Table.4-30 FEM results

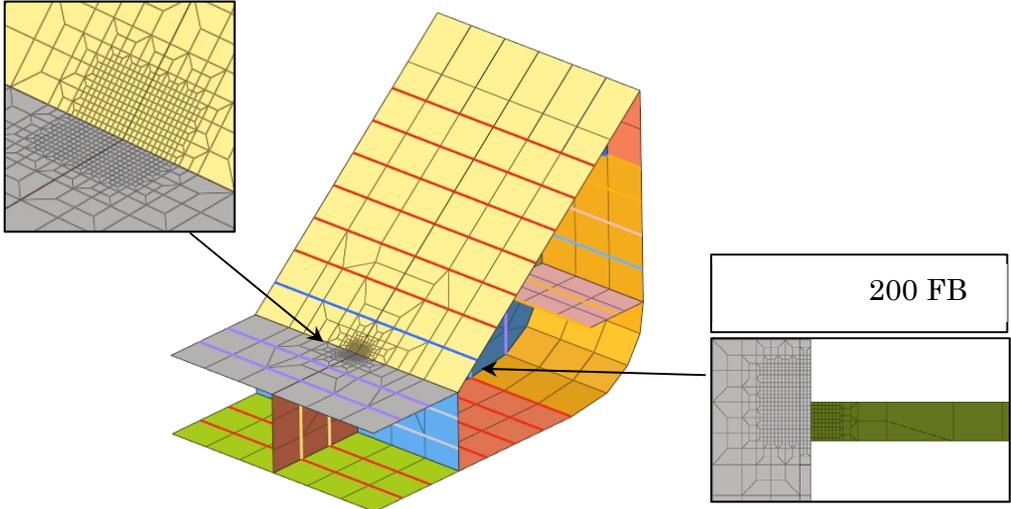
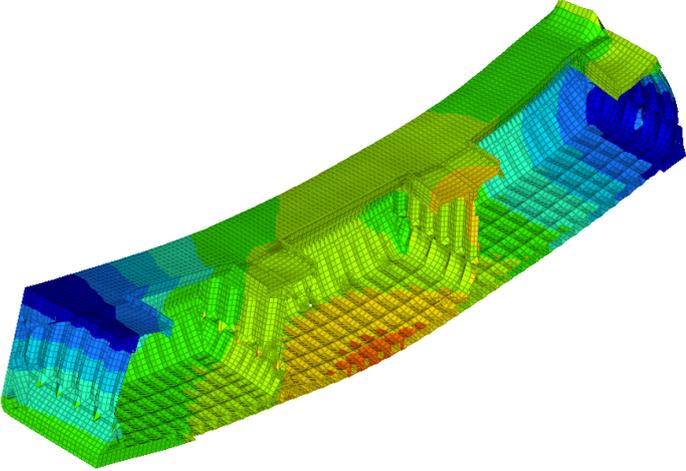
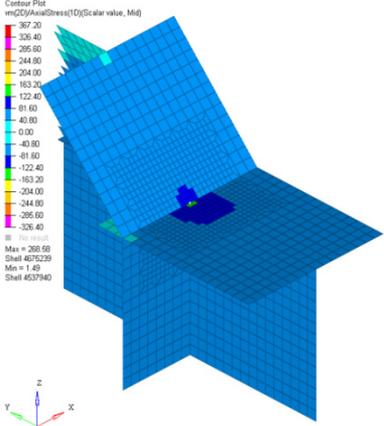
④	Hopper / Inner Bottom	Fr.186	No.2 Hold
FEM Model			
	Homogeneous		
LC	BSP-P1		
Deformation			
Stress contour	 <p>Contour Plot vm(CD)AxialStress(1D)(Scalar value, M4)</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>367.20</li> <li>324.40</li> <li>286.50</li> <li>244.80</li> <li>204.00</li> <li>163.20</li> <li>122.40</li> <li>81.60</li> <li>40.80</li> <li>0.00</li> <li>-40.80</li> <li>-81.60</li> <li>-122.40</li> <li>-163.20</li> <li>-204.00</li> <li>-244.80</li> <li>-286.50</li> <li>-324.40</li> <li>-367.20</li> </ul> <p>Max = 265.59 Shell 405239 Min = 1.49 Shell 4537940</p>		

Table.4-31 FEM results

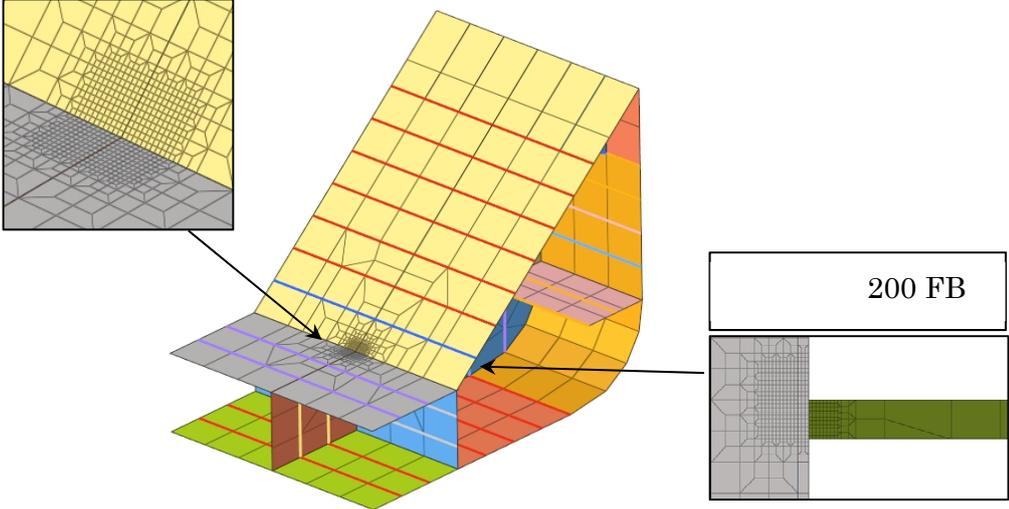
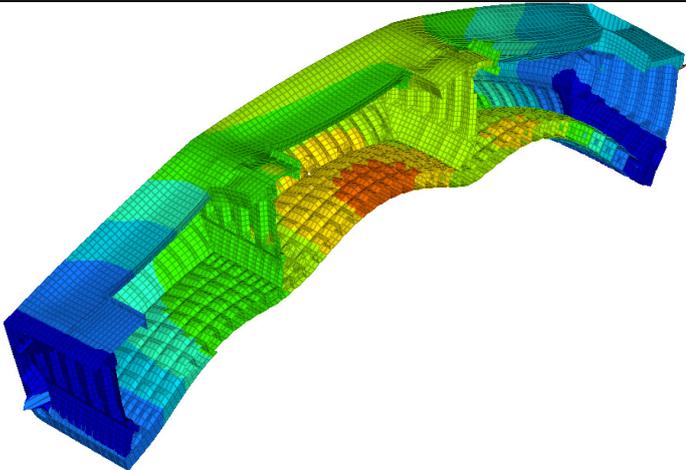
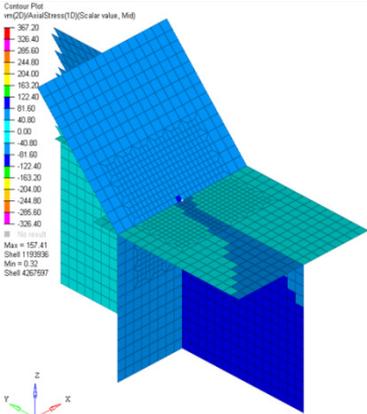
④	Hopper / Inner Bottom	Fr.186	No.2 Hold
<p>FEM Model</p> 			
Normal Ballast			
LC	BSP-P1		
Deformation			
Stress contour	 <p>Contour Plot          em(C0)(AxialStress(1)) (Scalar value, Mpa)          357.20          326.40          295.60          244.80          204.00          163.20          122.40          81.60          40.80          0.00          -40.80          -81.60          -122.40          -163.20          -204.00          -244.80          -295.60          -326.40          -357.20          Max = 157.41          Shell 1192936          Min = 0.32          Shell 4267597</p>		

Table.4-32 FEM results

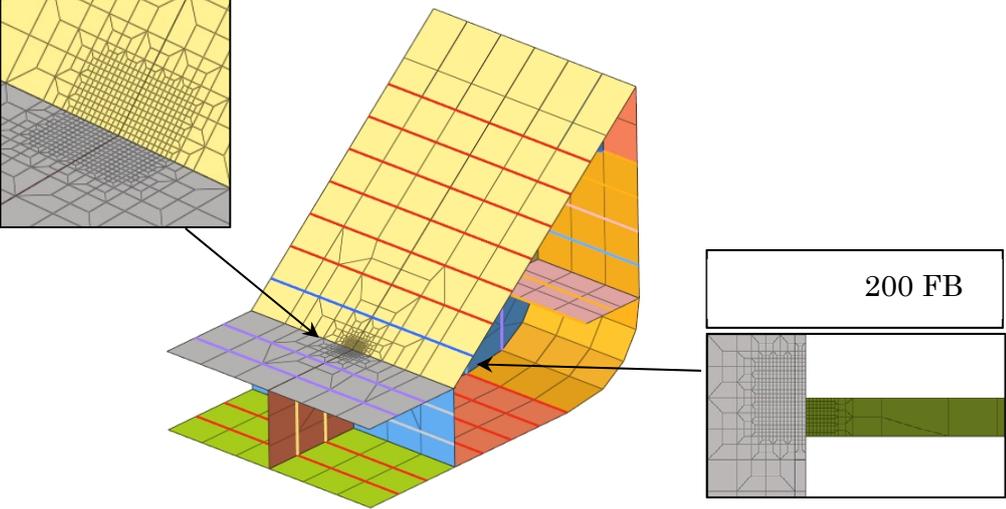
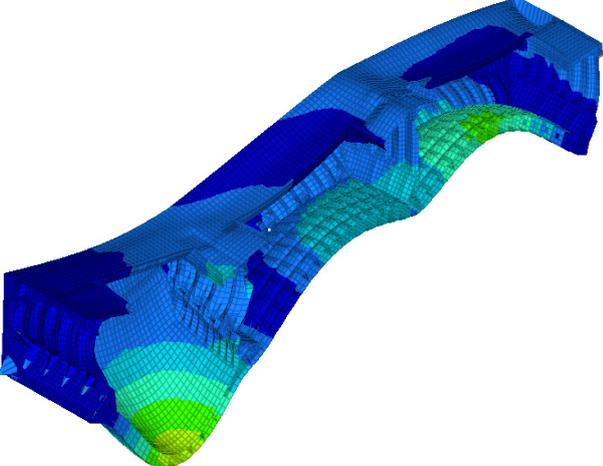
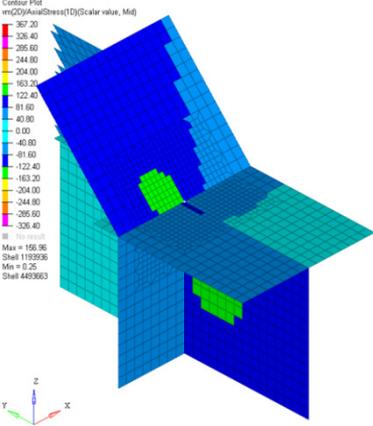
④	Hopper / Inner Bottom	Fr.186	No.2 Hold
FEM Model			
	Heavy Ballast		
LC	BPS-P1		
Deformation			
Stress contour	 <p>Contour Plot vn(C2)(AreaStress(1)) (Scalar value, Mpa)</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>357.20</li> <li>328.40</li> <li>295.60</li> <li>244.80</li> <li>204.00</li> <li>163.20</li> <li>122.40</li> <li>81.60</li> <li>40.80</li> <li>0.00</li> <li>-40.80</li> <li>-81.60</li> <li>-122.40</li> <li>-163.20</li> <li>-204.00</li> <li>-244.80</li> <li>-295.60</li> <li>-309.40</li> </ul> <p>Max = 357.20 Shell 119296 Min = 0.25 Shell 449363</p>		

Table.4-33 FEM results

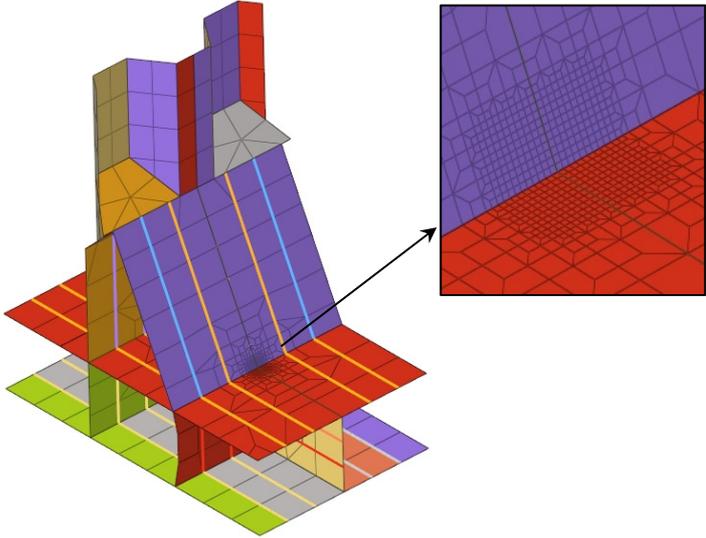
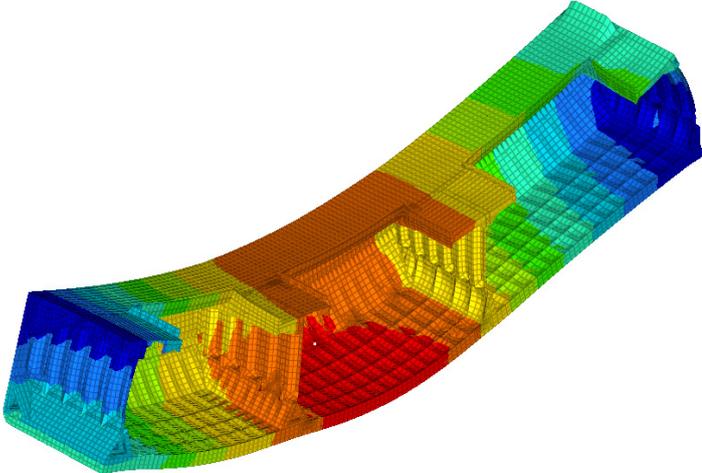
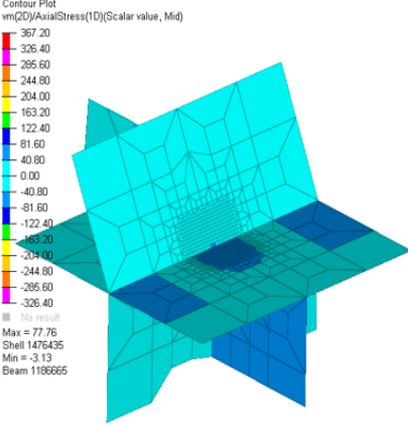
5	Hopper / Inner Bottom	Fr.207	No.2 Hold
FEM Model			
	Homogeneous		
LC	FSM1		
Deformation			
Stress contour	 <p data-bbox="635 1563 820 1944">           Contour Plot            vm(2D)AxialStress(1D)(Scalar value, Mid)            367.20            326.40            285.60            244.80            204.00            163.20            122.40            81.60            40.80            0.00            -40.80            -81.60            -122.40            -163.20            -204.00            -244.80            -285.60            -326.40            No result            Max = 77.76            Shell 1476435            Min = -3.13            Beam 1186665         </p>		

Table.4-34 FEM results

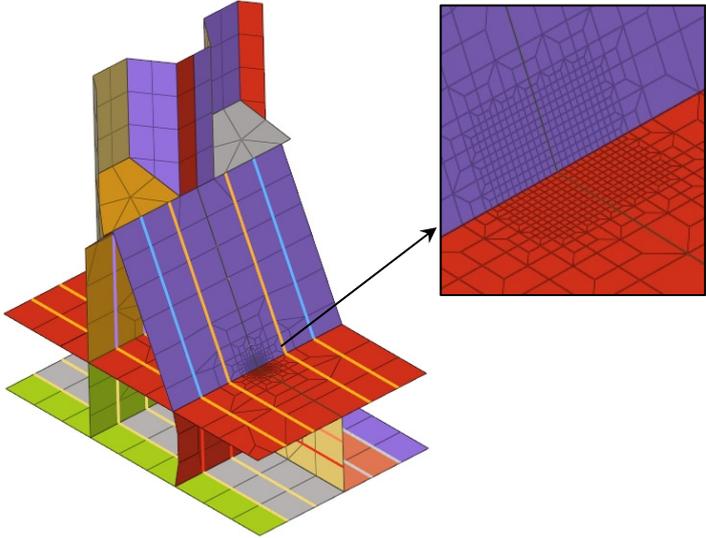
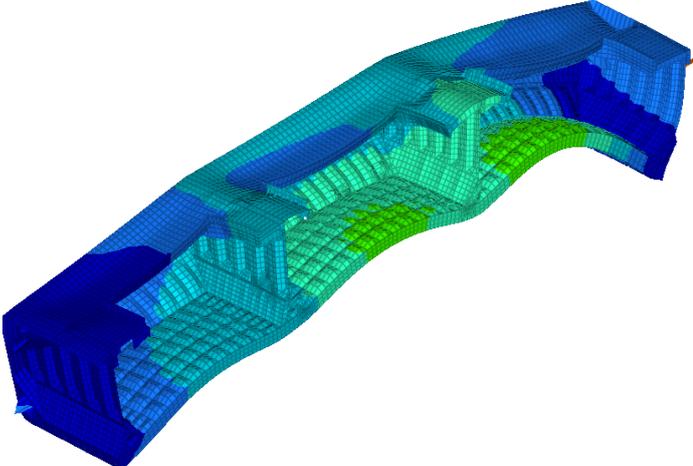
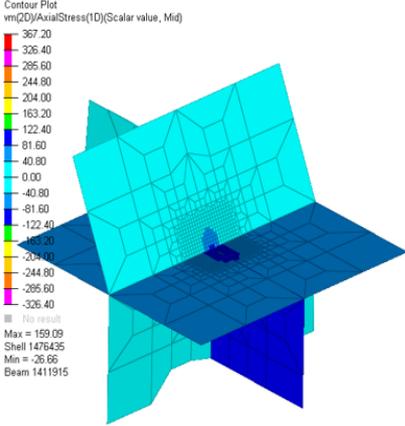
5	Hopper / Inner Bottom	Fr.207	No.2 Hold
FEM Model			
	Normal Ballast		
LC	HSM1		
Deformation			
Stress contour	 <p data-bbox="635 1563 817 1944">           Contour Plot            vm(DD)AxialStress(1D)(Scalar value, Mid)            367.20            326.40            285.60            244.80            204.00            163.20            122.40            81.60            40.80            0.00            -40.80            -81.60            -122.40            -163.20            -204.00            -244.80            -285.60            -326.40            No result            Max = 159.09            Shell 1476435            Min = -26.66            Beam 1411915         </p>		

Table.4-35 FEM results

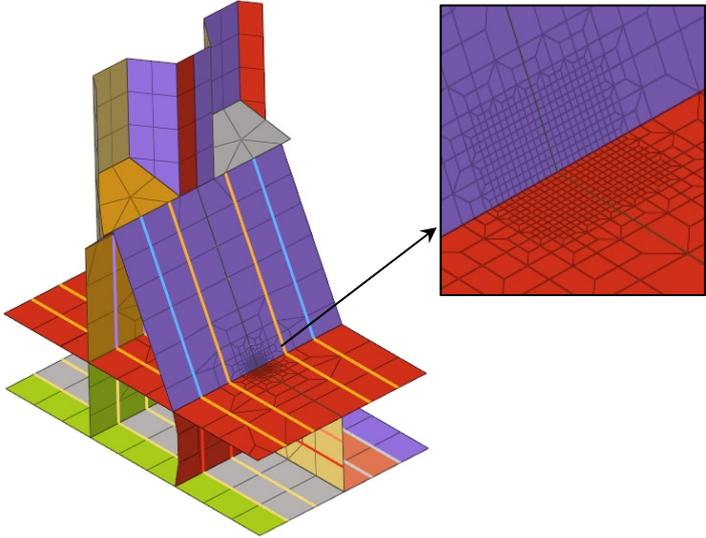
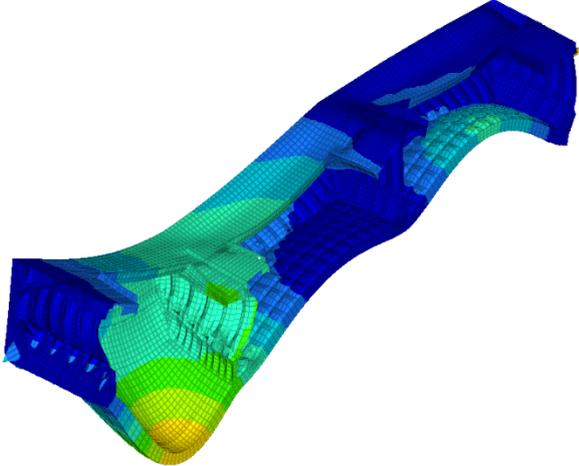
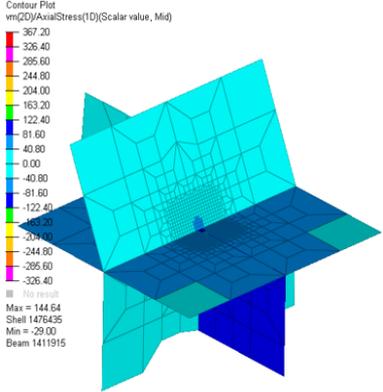
5	Hopper / Inner Bottom	Fr.207	No.2 Hold
FEM Model			
	Heavy Ballast		
LC	HSM1		
Deformation			
Stress contour			

Table.4-36 FEM results

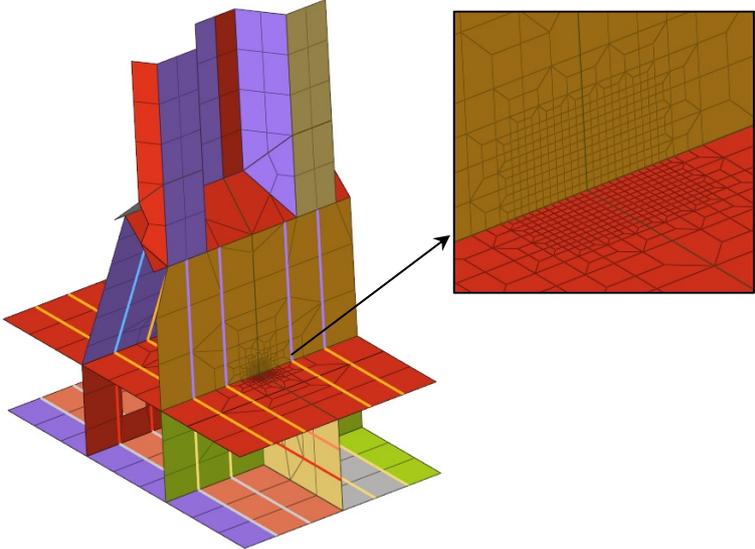
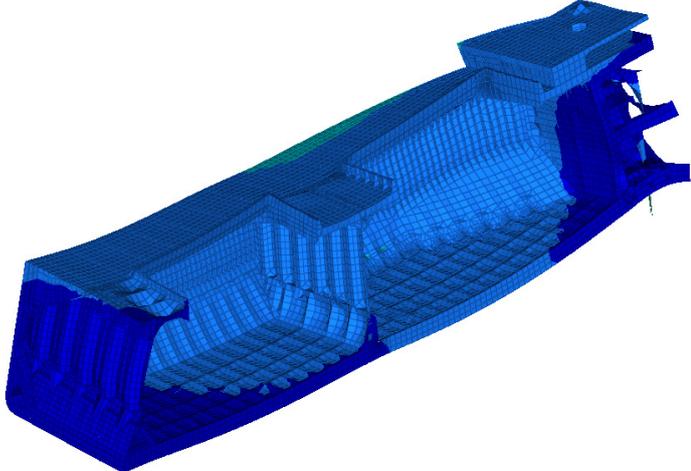
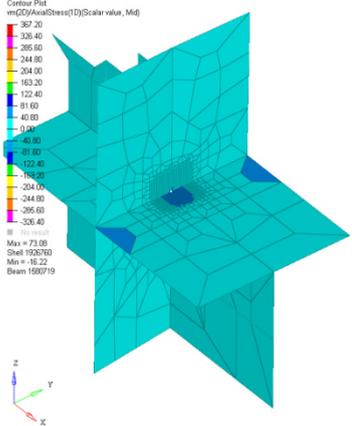
⑥	Lower Stool/Inner Bottom	Fr.210	No.1 Hold
FEM Model			
	Homogeneous		
LC	BSP-S1		
Deformation			
Stress contour			

Table.4-37 FEM results

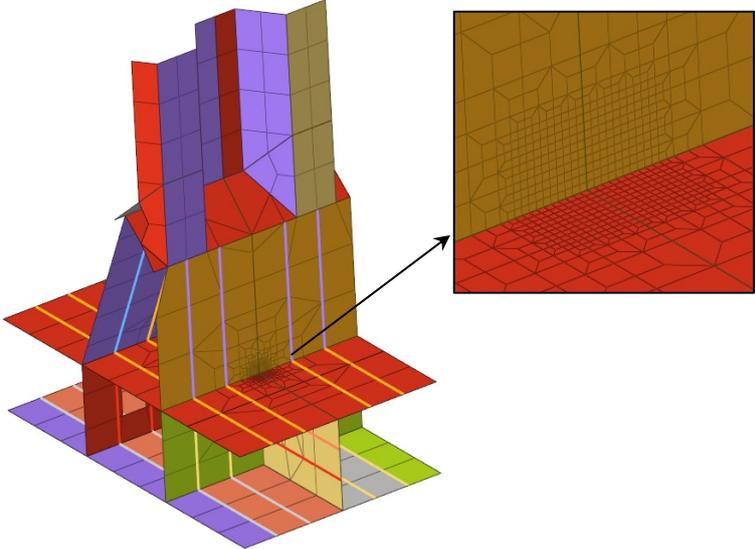
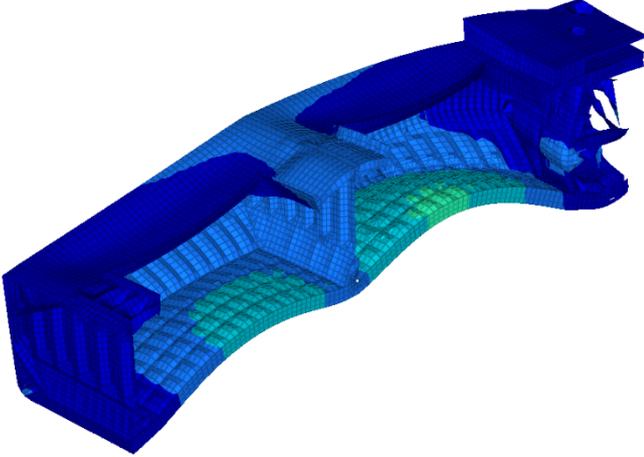
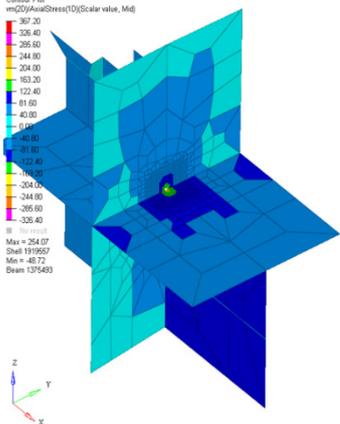
⑥	Lower Stool/Inner Bottom	Fr.210	No.1 Hold
FEM Model			
	Normal Ballast		
LC	FSM1		
Deformation			
Stress contour	 <p>Contour Plot          vm(2)(AreaStress(1))(Scalar value, Mpa)          367.20          336.40          295.60          244.80          204.00          163.20          122.40          81.60          40.80          0.00          -40.80          -81.60          -122.40          -163.20          -204.00          -244.80          -295.60          -336.40          -356.40          Min = 254.07          Shell: 1919567          Max = 45.72          Beam: 127663</p>		

Table.4-38 FEM results

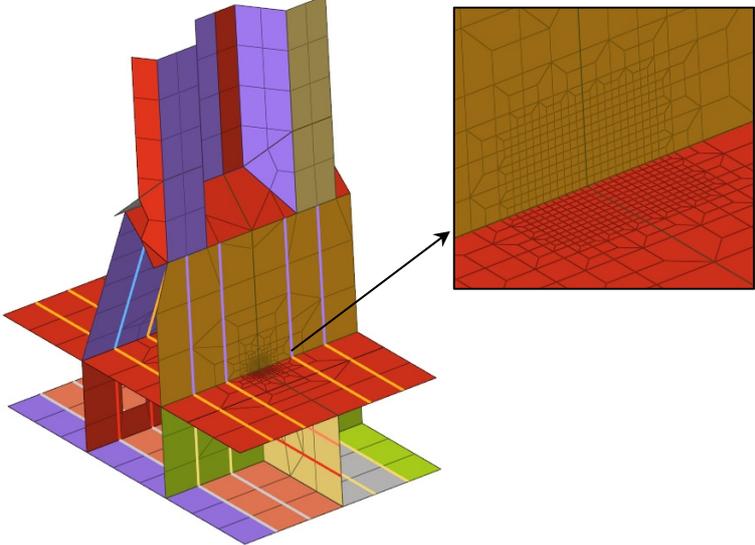
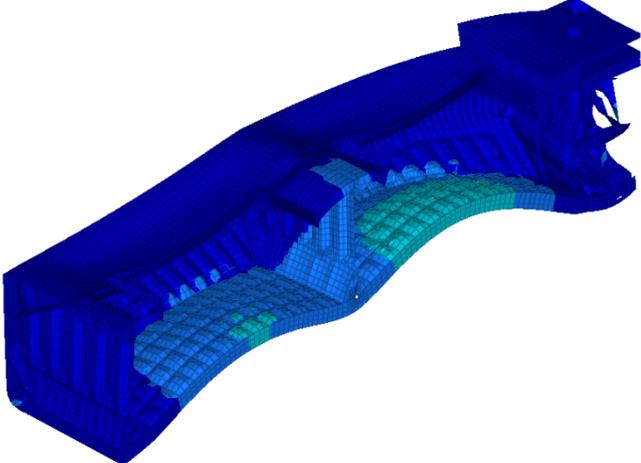
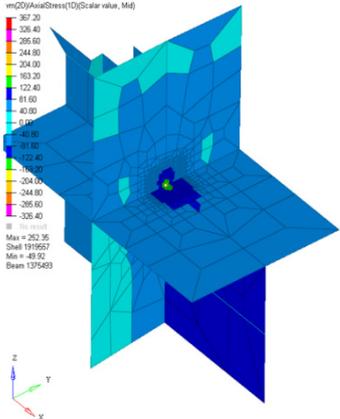
⑥	Lower Stool/Inner Bottom	Fr.210	No.1 Hold
FEM Model			
	Heavy Ballast		
LC	FSM1		
Deformation			
Stress contour	 <p>Contour Plot vm(20)(AxisStress(10))(Scalar value, Mpa)</p> <p>357.20 328.40 295.60 244.80 204.00 163.20 122.40 81.60 40.80 0.00 -40.80 -81.60 -122.40 -163.20 -204.00 -244.80 -285.60 -326.40 -358.40</p> <p>Max = 253.35 Shell 1916567 Min = -40.92 Beam 127645</p> <p>Z Y X</p>		

Table.4-39 FEM results

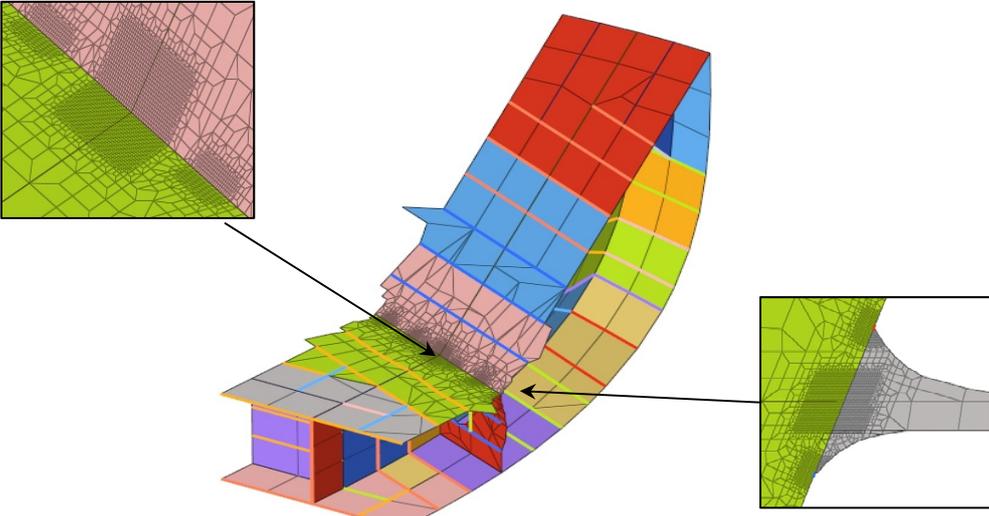
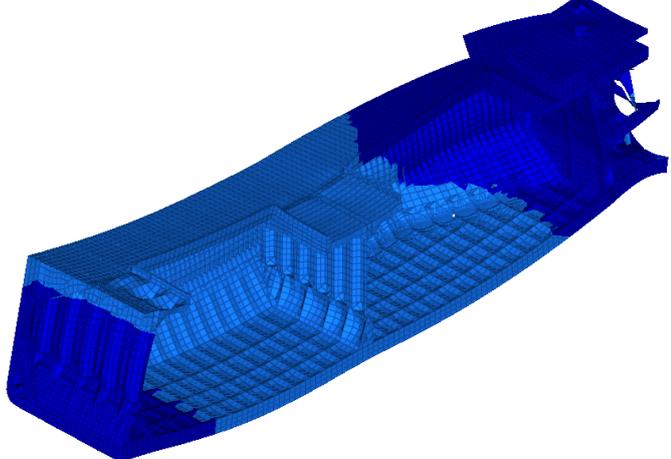
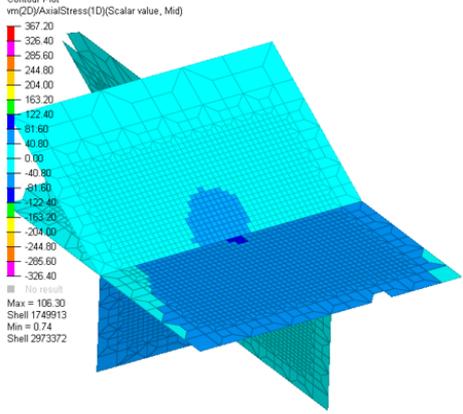
7	Hopper / Inner Bottom	Fr.240	No.1 Hold
FEM Model			
	Homogeneous		
LC	HSM1		
Deformation			
Stress contour	 <p>             Contour Plot              vm(2D)AxialStress(1D)(Scalar value, Mid)              -367.20              -326.40              -285.60              -244.80              -204.00              -163.20              -122.40              -81.60              -40.80              0.00              40.80              81.60              122.40              163.20              204.00              244.80              285.60              326.40              367.20              Max = 106.30              Shell 1749913              Min = 0.74              Shell 2973372         </p>		

Table.4-40 FEM results

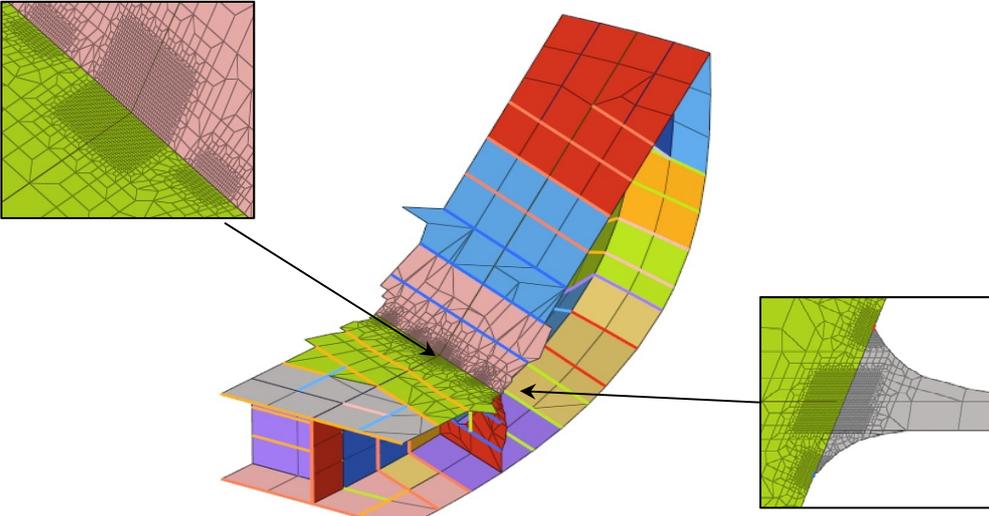
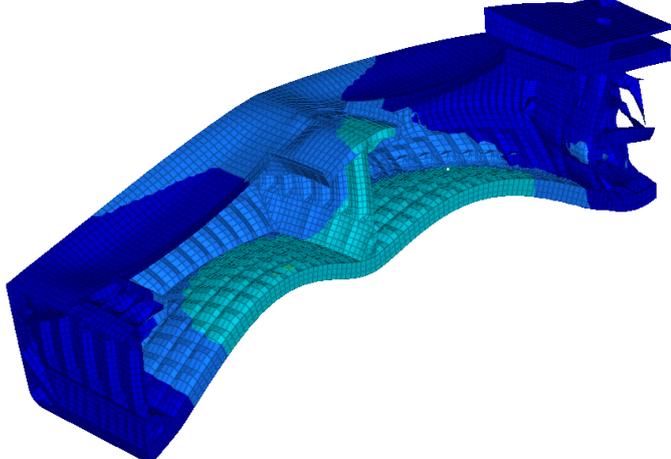
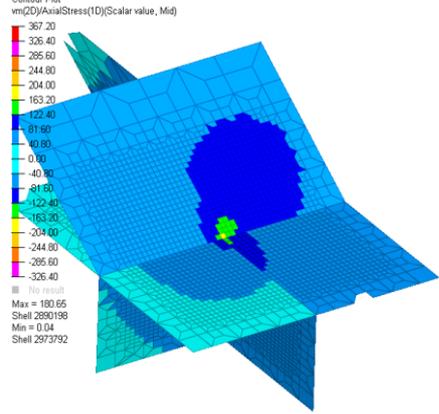
7	Hopper / Inner Bottom	Fr.240	No.1 Hold
<p>FEM Model</p> 			
Normal Ballast			
LC	BSP-S1		
Deformation			
Stress contour	 <p>Contour Plot vm(2D)AxialStress(1D)(Scalar value, Mid)</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>367.20</li> <li>326.40</li> <li>285.60</li> <li>244.80</li> <li>204.00</li> <li>163.20</li> <li>122.40</li> <li>81.60</li> <li>40.80</li> <li>0.00</li> <li>-40.80</li> <li>-81.60</li> <li>-122.40</li> <li>-163.20</li> <li>-204.00</li> <li>-244.80</li> <li>-285.60</li> <li>-326.40</li> </ul> <p>Max = 180.65 Shell 2890198 Min = 0.04 Shell 2973792</p>		

Table.4-41 FEM results

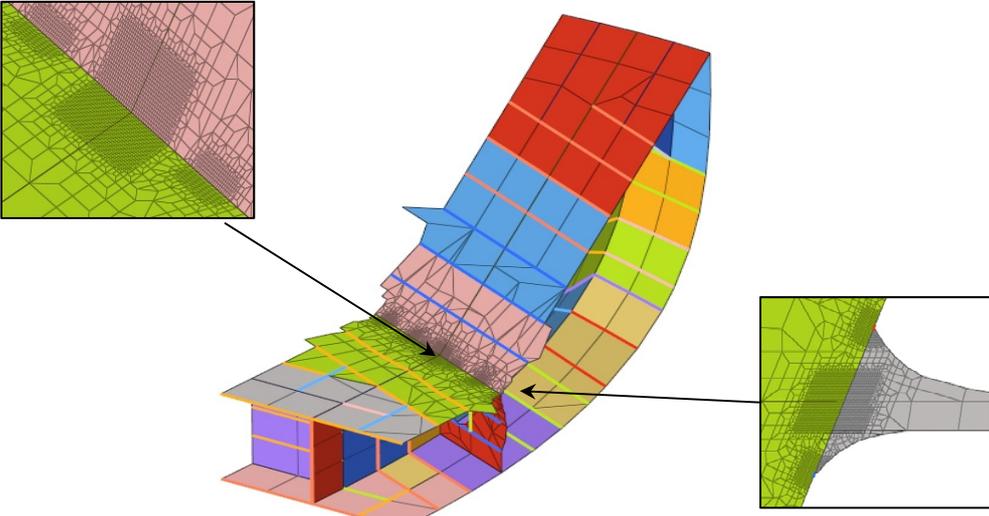
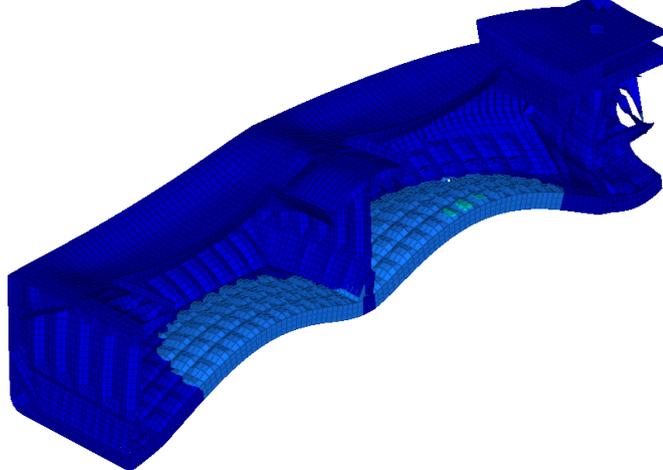
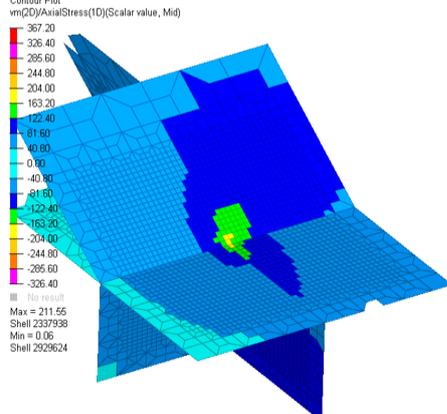
7	Hopper / Inner Bottom	Fr.240	No.1 Hold
FEM Model			
	Heavy Ballast		
LC	HSM1		
Deformation			
Stress contour	 <p>Contour Plot vni(20)/AvisalStress(10)(Scalar value, Mid)</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>367.20</li> <li>326.40</li> <li>285.60</li> <li>244.80</li> <li>204.00</li> <li>163.20</li> <li>122.40</li> <li>81.60</li> <li>40.80</li> <li>0.00</li> <li>-40.80</li> <li>-81.60</li> <li>-122.40</li> <li>-163.20</li> <li>-204.00</li> <li>-244.80</li> <li>-285.60</li> <li>-326.40</li> <li>-367.20</li> </ul> <p>No result Max = 211.55 Shell 2337938 Min = 0.05 Shell 2929624</p>		

Table 4-42 Detail of Fatigue strength calculation.

(1 No.3Hold Fr.147)

Calculation for Fatigue stress range

The Fatigue stress range,  $\Delta \sigma_{FS,i(j)}$ , is taken according to 4.3.1.1.

Loading Condition	Wave Case	Hot spot stress		
		stress range (N/mm <sup>2</sup> )	mean stress (N/mm <sup>2</sup> )	
LC	Wave	$\Delta\sigma_{HS,i(j)}$	$\sigma_{mean,i(j)}$	$\sigma_{mcor,i(j)}$
Full	BSP-P1	151.5	-45.3	-200.9
Full	BSP-P2	36.8	31.8	31.8
Normal B	BSP-P1	87.3	-63.9	-219.5
Normal B	BSP-P2	14.6	-30.6	-30.6
Heavy B	HSM-1	103.3	407.3	251.7
Heavy B	HSM-2	19.7	-33.7	-33.7

Loading Condition	Wave Case	Correction factor					
		mean	thickness	correction	load case	weld	support
LC	Wave	$f_{mean,i(j)}$	$f_{thick}$	$f_c$	$f_{1,2}$	$f_w$	$f_s$
Full	BSP-P1	0.369	1	0.95	1	0.96	0.95
Full	BSP-P2	0.986	1	0.95	0.9	0.96	0.95
Normal B	BSP-P1	0.300	1	0.95	1	0.96	0.95
Normal B	BSP-P2	0.300	1	0.95	0.9	0.96	0.95
Heavy B	HSM-1	1.000	1	0.95	1	0.96	0.95
Heavy B	HSM-2	0.300	1	0.95	0.9	0.96	0.95

Loading Condition	Wave Case	Fatigue stress range (N/mm <sup>2</sup> )	
		$\Delta\sigma_{FS,i(j)}$	max. $\Delta\sigma_{FS,i(j)}$
Full	BSP-P1	48.50	48.5
Full	BSP-P2	28.32	
Normal B	BSP-P1	22.70	22.7
Normal B	BSP-P2	3.41	
Heavy B	HSM-1	89.48	89.5
Heavy B	HSM-2	4.60	

Table 4-43 Detail of Fatigue strength calculation.

(1 No.3Hold Fr.147)

Calculation for Fatigue life

The Fatigue Life,  $T_F$ , is taken according to 4.3.1.3 and 4.3.1.4.

**S-N Curve D class**

Loading Condition	stress range (N/mm <sup>2</sup> )	S-N Curve								Weibull parameter
		$\Delta\sigma_{FS}$	$\Delta\sigma_q$	$\Delta m$	n	$\mu(j)$	$K_{2air}$	$m_{air}$	$K_{2corr}$	$m_{corr}$
Full	48.5	53.4	2	0.1	0.564	1.52E+12	3	7.6E+11	3	1
Normal B	22.7	53.4	2	0.1	0.169	1.52E+12	3	7.6E+11	3	1
Heavy B	89.5	53.4	2	0.1	0.864	1.52E+12	3	7.6E+11	3	1

Loading Condition	Fatigue calculation cycle				Damage		Time corr.	Fatigue Life		
					in air	Corr.		Comb. fatigue damage	Total fatigue Damage	Fatigue Life (year)
LC	$N_R$	$\alpha(j)$	$f_0$	$N_D$	$D_{E\_air}$	$D_{E\_corr}$	$T_C$ (year)			
Full	100	0.5	0.85	7.04E+07	0.091	0.324	10	0.185	0.996	25.1
Normal B	100	0.2	0.85	7.04E+07	0.001	0.013	10	0.006		
Heavy B	100	0.3	0.85	7.04E+07	0.528	1.222	10	0.806		

**S-N Curve C class**

Loading Condition	stress range (N/mm <sup>2</sup> )	S-N Curve								Weibull parameter
		$\Delta\sigma_{FS}$	$\Delta\sigma_q$	$\Delta m$	n	$\mu(j)$	$K_{2air}$	$m_{air}$	$K_{2corr}$	$m_{corr}$
Full	48.5	78.2	2	0.1	0.564	4.23E+13	3.5	2.12E+13	3.5	1
Normal B	22.7	78.2	2	0.1	0.169	4.23E+13	3.5	2.12E+13	3.5	1
Heavy B	89.5	78.2	2	0.1	0.864	4.23E+13	3.5	2.12E+13	3.5	1

Loading Condition	Fatigue calculation cycle				Damage		Time corr.	Fatigue Life		
					in air	Corr.		Comb. fatigue damage	Total fatigue Damage	Fatigue Life (year)
LC	$N_R$	$\alpha(j)$	$f_0$	$N_D$	$D_{E\_air}$	$D_{E\_corr}$	$T_C$ (year)			
Full	100	0.5	0.85	7.04E+07	0.015	0.073	10	0.038	0.276	65.3
Normal B	100	0.2	0.85	7.04E+07	0.000	0.002	10	0.001		
Heavy B	100	0.3	0.85	7.04E+07	0.145	0.374	10	0.237		

Table 4-44 Detail of Fatigue strength calculation.

(2) No.3Hold Fr.162)

Calculation for Fatigue stress range

The Fatigue stress range,  $\Delta \sigma_{FS,i(j)}$ , is taken according to 4.3.1.1.

Loading Condition	Wave Case	Hot spot stress		
		stress range (N/mm <sup>2</sup> )	mean stress (N/mm <sup>2</sup> )	
LC	Wave	$\Delta\sigma_{HS,i(j)}$	$\sigma_{mean,i(j)}$	$\sigma_{mcor,i(j)}$
Full	FSM-1	67.8	32.6	32.6
Full	FSM-2	6.1	-6.0	-6.0
Normal B	HSM-1	71.1	-150.1	-150.1
Normal B	HSM-2	10.3	37.5	37.5
Heavy B	HSM-1	97.6	235.5	235.5
Heavy B	HSM-2	17.6	-66.1	-66.1

Loading Condition	Wave Case	Correction factor					
		mean	thickness	correction	load case	weld	support
LC	Wave	$f_{mean,i(j)}$	$f_{thick}$	$f_c$	$f_{1,2}$	$f_w$	$f_s$
Full	FSM-1	0.948	1	0.95	1	0.96	0.95
Full	FSM-2	0.509	1	0.95	0.9	0.96	0.95
Normal B	HSM-1	0.300	1	0.95	1	0.96	0.95
Normal B	HSM-2	1.000	1	0.95	0.9	0.96	0.95
Heavy B	HSM-1	1.000	1	0.95	1	0.96	0.95
Heavy B	HSM-2	0.300	1	0.95	0.9	0.96	0.95

Loading Condition	Wave Case	Fatigue stress range (N/mm <sup>2</sup> )	
		$\Delta\sigma_{FS,i(j)}$	$\max.\Delta\sigma_{FS,i(j)}$
Full	FSM-1	55.72	55.7
Full	FSM-2	2.42	
Normal B	HSM-1	18.48	18.5
Normal B	HSM-2	8.02	
Heavy B	HSM-1	84.53	84.5
Heavy B	HSM-2	4.12	

Table 4-45 Detail of Fatigue strength calculation.

(2) No.3Hold Fr.162)

Calculation for Fatigue life

The Fatigue Life,  $T_F$ , is taken according to 4.3.1.3 and 4.3.1.4.

**S-N Curve D class**

Loading Condition	stress range (N/mm <sup>2</sup> )	S-N Curve								Weibull parameter
		$\Delta\sigma_q$	$\Delta m$	n	$\mu(j)$	$K_{2air}$	$m_{air}$	$K_{2corr}$	$m_{corr}$	
LC	$\Delta\sigma_{FS}$	$\Delta\sigma_q$	$\Delta m$	n	$\mu(j)$	$K_{2air}$	$m_{air}$	$K_{2corr}$	$m_{corr}$	$\xi$
Full	55.7	53.4	2	0.1	0.647	1.52E+12	3	7.6E+11	3	1
Normal B	18.5	53.4	2	0.1	0.113	1.52E+12	3	7.6E+11	3	1
Heavy B	84.5	53.4	2	0.1	0.845	1.52E+12	3	7.6E+11	3	1

Loading Condition	Fatigue calculation cycle				Damage		Time corr.	Fatigue Life		
	$N_R$	$\alpha(j)$	$f_0$	$N_D$	$D_{E\_air}$	$D_{E\_corr}$		$T_C$ (year)	Comb. fatigue damage	Total fatigue Damage
LC	$N_R$	$\alpha(j)$	$f_0$	$N_D$	$D_{E\_air}$	$D_{E\_corr}$	$T_C$ (year)	Comb. fatigue damage	Total fatigue Damage	Fatigue Life (year)
Full	100	0.5	0.85	7.04E+07	0.159	0.492	10	0.292	0.969	25.5
Normal B	100	0.2	0.85	7.04E+07	0.000	0.007	10	0.003		
Heavy B	100	0.3	0.85	7.04E+07	0.436	1.030	10	0.674		

**S-N Curve C class**

Loading Condition	stress range (N/mm <sup>2</sup> )	S-N Curve								Weibull parameter
		$\Delta\sigma_q$	$\Delta m$	n	$\mu(j)$	$K_{2air}$	$m_{air}$	$K_{2corr}$	$m_{corr}$	
LC	$\Delta\sigma_{FS}$	$\Delta\sigma_q$	$\Delta m$	n	$\mu(j)$	$K_{2air}$	$m_{air}$	$K_{2corr}$	$m_{corr}$	$\xi$
Full	55.7	78.2	2	0.1	0.564	4.23E+13	3.5	2.12E+13	3.5	1
Normal B	18.5	78.2	2	0.1	0.169	4.23E+13	3.5	2.12E+13	3.5	1
Heavy B	84.5	78.2	2	0.1	0.864	4.23E+13	3.5	2.12E+13	3.5	1

Loading Condition	Fatigue calculation cycle				Damage		Time corr.	Fatigue Life		
	$N_R$	$\alpha(j)$	$f_0$	$N_D$	$D_{E\_air}$	$D_{E\_corr}$		$T_C$ (year)	Comb. fatigue damage	Total fatigue Damage
LC	$N_R$	$\alpha(j)$	$f_0$	$N_D$	$D_{E\_air}$	$D_{E\_corr}$	$T_C$ (year)	Comb. fatigue damage	Total fatigue Damage	Fatigue Life (year)
Full	100	0.5	0.85	7.04E+07	0.029	0.119	10	0.065	0.257	68.5
Normal B	100	0.2	0.85	7.04E+07	0.000	0.001	10	0.000		
Heavy B	100	0.3	0.85	7.04E+07	0.115	0.307	10	0.191		

Table 4-46 Detail of Fatigue strength calculation.

(3) No.2Hold Fr.168)

Calculation for Fatigue stress range

The Fatigue stress range,  $\Delta \sigma_{FS,i(j)}$ , is taken according to 4.3.1.1.

Loading Condition	Wave Case	Hot spot stress		
		stress range (N/mm <sup>2</sup> )	mean stress (N/mm <sup>2</sup> )	
LC	Wave	$\Delta\sigma_{HS,i(j)}$	$\sigma_{mean,i(j)}$	$\sigma_{mcor,i(j)}$
Full	FSM-1	85.4	54.3	54.3
Full	FSM-2	7.3	-4.6	-4.6
Normal B	HSM-1	89.9	-206.3	-206.3
Normal B	HSM-2	4.4	4.6	4.6
Heavy B	FSM-1	100.9	-183.2	-183.2
Heavy B	FSM-2	3.6	28.9	28.9

Loading Condition	Wave Case	Correction factor					
		mean	thickness	correction	load case	weld	support
LC	Wave	$f_{mean,i(j)}$	$f_{thick}$	$f_c$	$f_{1,2}$	$f_w$	$f_s$
Full	FSM-1	0.964	1	0.95	1	0.96	0.95
Full	FSM-2	0.647	1	0.95	0.9	0.96	0.95
Normal B	HSM-1	0.300	1	0.95	1	0.96	0.95
Normal B	HSM-2	1.000	1	0.95	0.9	0.96	0.95
Heavy B	FSM-1	0.300	1	0.95	1	0.96	0.95
Heavy B	FSM-2	1.000	1	0.95	0.9	0.96	0.95

Loading Condition	Wave Case	Fatigue stress range (N/mm <sup>2</sup> )	
		$\Delta\sigma_{FS,i(j)}$	$\max.\Delta\sigma_{FS,i(j)}$
Full	FSM-1	71.30	71.3
Full	FSM-2	3.67	
Normal B	HSM-1	23.37	23.4
Normal B	HSM-2	3.44	
Heavy B	FSM-1	26.23	26.2
Heavy B	FSM-2	2.80	

Table 4-47 Detail of Fatigue strength calculation.

(3) No.2Hold Fr.168)

Calculation for Fatigue life

The Fatigue Life,  $T_F$ , is taken according to 4.3.1.3 and 4.3.1.4.

**S-N Curve D class**

Loading Condition	stress range (N/mm <sup>2</sup> )	S-N Curve								Weibull parameter
		$\Delta\sigma_{FS}$	$\Delta\sigma_q$	$\Delta m$	n	$\mu(j)$	$K_{2air}$	$m_{air}$	$K_{2corr}$	
LC	71.3	53.4	2	0.1	0.776	1.52E+12	3	7.6E+11	3	1
Full	71.3	53.4	2	0.1	0.776	1.52E+12	3	7.6E+11	3	1
Normal B	23.4	53.4	2	0.1	0.179	1.52E+12	3	7.6E+11	3	1
Heavy B	26.2	53.4	2	0.1	0.223	1.52E+12	3	7.6E+11	3	1

Loading Condition	Fatigue calculation cycle				Damage		Time corr.	Fatigue Life		
	$N_R$	$\alpha(j)$	$f_0$	$N_D$	$D_{E\_air}$	$D_{E\_corr}$		$T_C$ (year)	Comb. fatigue damage	Total fatigue Damage
LC	100	0.5	0.85	7.04E+07	0.400	1.031	10	0.652	0.673	32.6
Full	100	0.5	0.85	7.04E+07	0.400	1.031	10	0.652		
Normal B	100	0.2	0.85	7.04E+07	0.001	0.015	10	0.007		
Heavy B	100	0.3	0.85	7.04E+07	0.003	0.031	10	0.014		

**S-N Curve C class**

Loading Condition	stress range (N/mm <sup>2</sup> )	S-N Curve								Weibull parameter
		$\Delta\sigma_{FS}$	$\Delta\sigma_q$	$\Delta m$	n	$\mu(j)$	$K_{2air}$	$m_{air}$	$K_{2corr}$	
LC	71.3	78.2	2	0.1	0.776	4.23E+13	3.5	2.12E+13	3.5	1
Full	71.3	78.2	2	0.1	0.776	4.23E+13	3.5	2.12E+13	3.5	1
Normal B	23.4	78.2	2	0.1	0.179	4.23E+13	3.5	2.12E+13	3.5	1
Heavy B	26.2	78.2	2	0.1	0.223	4.23E+13	3.5	2.12E+13	3.5	1

Loading Condition	Fatigue calculation cycle				Damage		Time corr.	Fatigue Life		
	$N_R$	$\alpha(j)$	$f_0$	$N_D$	$D_{E\_air}$	$D_{E\_corr}$		$T_C$ (year)	Comb. fatigue damage	Total fatigue Damage
LC	100	0.5	0.85	7.04E+07	0.092	0.282	10	0.168	0.171	96.7
Full	100	0.5	0.85	7.04E+07	0.092	0.282	10	0.168		
Normal B	100	0.2	0.85	7.04E+07	0.000	0.002	10	0.001		
Heavy B	100	0.3	0.85	7.04E+07	0.000	0.005	10	0.002		

Table 4-48 Detail of Fatigue strength calculation.

(4 No.2Hold Fr.186)

Calculation for Fatigue stress range

The Fatigue stress range,  $\Delta \sigma_{FS,i(j)}$ , is taken according to 4.3.1.1.

Loading Condition	Wave Case	Hot spot stress		
		stress range (N/mm <sup>2</sup> )	mean stress (N/mm <sup>2</sup> )	
LC	Wave	$\Delta\sigma_{HS,i(j)}$	$\sigma_{mean,i(j)}$	$\sigma_{mcor,i(j)}$
Full	BSP-P1	116.5	-38.6	-38.6
Full	BSP-P2	54.1	38.3	38.3
Normal B	BSP-P1	53.0	-24.0	-24.0
Normal B	BSP-P2	22.6	-25.4	-25.4
Heavy B	BSP-P1	62.4	-35.9	-35.9
Heavy B	BSP-P2	29.4	22.7	22.7

Loading Condition	Wave Case	Correction factor					
		mean	thickness	correction	load case	weld	support
LC	Wave	$f_{mean,i(j)}$	$f_{thick}$	$f_c$	$f_{1,2}$	$f_w$	$f_s$
Full	BSP-P1	0.768	1	0.95	1	0.96	0.95
Full	BSP-P2	0.971	1	0.95	0.9	0.96	0.95
Normal B	BSP-P1	0.719	1	0.95	1	0.96	0.95
Normal B	BSP-P2	0.451	1	0.95	0.9	0.96	0.95
Heavy B	BSP-P1	0.669	1	0.95	1	0.96	0.95
Heavy B	BSP-P2	0.977	1	0.95	0.9	0.96	0.95

Loading Condition	Wave Case	Fatigue stress range (N/mm <sup>2</sup> )	
		$\Delta\sigma_{FS,i(j)}$	$\max.\Delta\sigma_{FS,i(j)}$
Full	BSP-P1	77.45	77.5
Full	BSP-P2	40.96	
Normal B	BSP-P1	33.01	33.0
Normal B	BSP-P2	7.97	
Heavy B	BSP-P1	36.17	36.2
Heavy B	BSP-P2	22.40	

Table 4-49 Detail of Fatigue strength calculation.

(4 No.2Hold Fr.186)

Calculation for Fatigue life

The Fatigue Life,  $T_F$ , is taken according to 4.3.1.3 and 4.3.1.4.

**S-N Curve D class**

Loading Condition	stress range (N/mm <sup>2</sup> )	S-N Curve								Weibull parameter
		$\Delta\sigma_{FS}$	$\Delta\sigma_q$	$\Delta m$	n	$\mu(j)$	$K_{2air}$	$m_{air}$	$K_{2corr}$	
LC	77.5	53.4	2	0.1	0.812	1.52E+12	3	7.6E+11	3	1
Full	77.5	53.4	2	0.1	0.812	1.52E+12	3	7.6E+11	3	1
Normal B	33.0	53.4	2	0.1	0.333	1.52E+12	3	7.6E+11	3	1
Heavy B	36.2	53.4	2	0.1	0.384	1.52E+12	3	7.6E+11	3	1

Loading Condition	Fatigue calculation cycle				Damage		Time corr.	Fatigue Life		
	$N_R$	$\alpha(j)$	$f_0$	$N_D$	$D_{E\_air}$	$D_{E\_corr}$		$T_C$ (year)	Comb. fatigue damage	Total fatigue Damage
LC	100	0.5	0.85	7.04E+07	0.536	1.321	10	0.850	0.912	26.5
Full	100	0.5	0.85	7.04E+07	0.536	1.321	10	0.850		
Normal B	100	0.2	0.85	7.04E+07	0.007	0.041	10	0.020		
Heavy B	100	0.3	0.85	7.04E+07	0.016	0.081	10	0.042		

**S-N Curve C class**

Loading Condition	stress range (N/mm <sup>2</sup> )	S-N Curve								Weibull parameter
		$\Delta\sigma_{FS}$	$\Delta\sigma_q$	$\Delta m$	n	$\mu(j)$	$K_{2air}$	$m_{air}$	$K_{2corr}$	
LC	77.5	78.2	2	0.1	0.812	4.23E+13	3.5	2.12E+13	3.5	1
Full	77.5	78.2	2	0.1	0.812	4.23E+13	3.5	2.12E+13	3.5	1
Normal B	33.0	78.2	2	0.1	0.333	4.23E+13	3.5	2.12E+13	3.5	1
Heavy B	36.2	78.2	2	0.1	0.384	4.23E+13	3.5	2.12E+13	3.5	1

Loading Condition	Fatigue calculation cycle				Damage		Time corr.	Fatigue Life		
	$N_R$	$\alpha(j)$	$f_0$	$N_D$	$D_{E\_air}$	$D_{E\_corr}$		$T_C$ (year)	Comb. fatigue damage	Total fatigue Damage
LC	100	0.5	0.85	7.04E+07	0.132	0.377	10	0.230	0.240	72.5
Full	100	0.5	0.85	7.04E+07	0.132	0.377	10	0.230		
Normal B	100	0.2	0.85	7.04E+07	0.001	0.008	10	0.004		
Heavy B	100	0.3	0.85	7.04E+07	0.002	0.016	10	0.007		

Table 4-50 Detail of Fatigue strength calculation.

(5 No.2Hold Fr.207)

Calculation for Fatigue stress range

The Fatigue stress range,  $\Delta\sigma_{FS,i(j)}$ , is taken according to 4.3.1.1.

Loading Condition	Wave Case	Hot spot stress		
		stress range (N/mm <sup>2</sup> )	mean stress (N/mm <sup>2</sup> )	
LC	Wave	$\Delta\sigma_{HS,i(j)}$	$\sigma_{mean,i(j)}$	$\sigma_{mcor,i(j)}$
Full	FSM-1	67.2	55.2	55.2
Full	FSM-2	4.4	-6.3	-6.3
Normal B	HSM-1	67.3	-199.5	-199.5
Normal B	HSM-2	6.7	2.1	2.1
Heavy B	HSM-1	77.7	-167.6	-167.6
Heavy B	HSM-2	10.3	-3.4	-3.4

Loading Condition	Wave Case	Correction factor					
		mean	thickness	correction	load case	weld	support
LC	Wave	$f_{mean,i(j)}$	$f_{thick}$	$f_c$	$f_{1,2}$	$f_w$	$f_s$
Full	FSM-1	0.983	1	0.95	1	0.96	0.95
Full	FSM-2	0.323	1	0.95	0.9	0.96	0.95
Normal B	HSM-1	0.300	1	0.95	1	0.96	0.95
Normal B	HSM-2	0.931	1	0.95	0.9	0.96	0.95
Heavy B	HSM-1	0.300	1	0.95	1	0.96	0.95
Heavy B	HSM-2	0.769	1	0.95	0.9	0.96	0.95

Loading Condition	Wave Case	Fatigue stress range (N/mm <sup>2</sup> )	
		$\Delta\sigma_{FS,i(j)}$	$\max.\Delta\sigma_{FS,i(j)}$
Full	FSM-1	57.22	57.2
Full	FSM-2	1.10	
Normal B	HSM-1	17.50	17.5
Normal B	HSM-2	4.89	
Heavy B	HSM-1	20.19	20.2
Heavy B	HSM-2	6.16	

Table 4-51 Detail of Fatigue strength calculation.

(5 No.2Hold Fr.207)

Calculation for Fatigue life

The Fatigue Life,  $T_F$ , is taken according to 4.3.1.3 and 4.3.1.4.

**S-N Curve D class**

Loading Condition	stress range (N/mm <sup>2</sup> )	S-N Curve								Weibull parameter $\xi$
		$\Delta\sigma_{FS}$	$\Delta\sigma_q$	$\Delta m$	n	$\mu(j)$	$K_{2air}$	$m_{air}$	$K_{2corr}$	
LC	57.2	53.4	2	0.1	0.663	1.52E+12	3	7.6E+11	3	1
Full	17.5	53.4	2	0.1	0.101	1.52E+12	3	7.6E+11	3	1
Normal B	20.2	53.4	2	0.1	0.135	1.52E+12	3	7.6E+11	3	1
Heavy B										

Loading Condition	Fatigue calculation cycle				Damage		Time corr. $T_C$ (year)	Fatigue Life		
	$N_R$	$\alpha(j)$	$f_0$	$N_D$	$D_{E\_air}$	$D_{E\_corr}$		Comb. fatigue damage	Total fatigue Damage	Fatigue Life (year)
LC	100	0.5	0.85	7.04E+07	0.177	0.533	10	0.319	0.328	55.4
Full	100	0.2	0.85	7.04E+07	0.000	0.006	10	0.003		
Normal B	100	0.3	0.85	7.04E+07	0.001	0.014	10	0.006		
Heavy B										

**S-N Curve C class**

Loading Condition	stress range (N/mm <sup>2</sup> )	S-N Curve								Weibull parameter $\xi$
		$\Delta\sigma_{FS}$	$\Delta\sigma_q$	$\Delta m$	n	$\mu(j)$	$K_{2air}$	$m_{air}$	$K_{2corr}$	
LC	57.2	78.2	2	0.1	0.663	4.23E+13	3.5	2.12E+13	3.5	1
Full	17.5	78.2	2	0.1	0.101	4.23E+13	3.5	2.12E+13	3.5	1
Normal B	20.2	78.2	2	0.1	0.135	4.23E+13	3.5	2.12E+13	3.5	1
Heavy B										

Loading Condition	Fatigue calculation cycle				Damage		Time corr. $T_C$ (year)	Fatigue Life		
	$N_R$	$\alpha(j)$	$f_0$	$N_D$	$D_{E\_air}$	$D_{E\_corr}$		Comb. fatigue damage	Total fatigue Damage	Fatigue Life (year)
LC	100	0.5	0.85	7.04E+07	0.033	0.131	10	0.072	0.073	198.7
Full	100	0.2	0.85	7.04E+07	0.000	0.001	10	0.000		
Normal B	100	0.3	0.85	7.04E+07	0.000	0.002	10	0.001		
Heavy B										

Table 4-52 Detail of Fatigue strength calculation.

(6 No.1Hold Fr.210)

Calculation for Fatigue stress range

The Fatigue stress range,  $\Delta \sigma_{FS,i(j)}$ , is taken according to 4.3.1.1.

Loading Condition	Wave Case	Hot spot stress		
		stress range (N/mm <sup>2</sup> )	mean stress (N/mm <sup>2</sup> )	
LC	Wave	$\Delta\sigma_{HS,i(j)}$	$\sigma_{mean,i(j)}$	$\sigma_{mcot,i(j)}$
Full	BSP-P1	49.9	61.5	61.5
Full	BSP-P2	14.9	-8.5	-8.5
Normal B	FSM-1	35.6	-294.3	-294.3
Normal B	FSM-2	3.4	21.7	21.7
Heavy B	FSM-1	32.9	-281.9	-281.9
Heavy B	FSM-2	3.5	22.1	22.1

Loading Condition	Wave Case	Correction factor					
		mean	thickness	correction	load case	weld	support
LC	Wave	$f_{mean,i(j)}$	$f_{thick}$	$f_c$	$f_{1,2}$	$f_w$	$f_s$
Full	BSP-P1	1.000	1	0.95	1	0.96	0.95
Full	BSP-P2	0.673	1	0.95	0.9	0.96	0.95
Normal B	FSM-1	0.300	1	0.95	1	0.96	0.95
Normal B	FSM-2	1.000	1	0.95	0.9	0.96	0.95
Heavy B	FSM-1	0.300	1	0.95	1	0.96	0.95
Heavy B	FSM-2	1.000	1	0.95	0.9	0.96	0.95

Loading Condition	Wave Case	Fatgue stress range (N/mm <sup>2</sup> )	
		$\Delta\sigma_{FS,i(j)}$	$\max.\Delta\sigma_{FS,i(j)}$
Full	BSP-P1	43.25	43.3
Full	BSP-P2	7.81	
Normal B	FSM-1	9.25	9.3
Normal B	FSM-2	2.67	
Heavy B	FSM-1	8.56	8.6
Heavy B	FSM-2	2.76	

Table 4-53 Detail of Fatigue strength calculation.

(6 No.1Hold Fr.210)

Calculation for Fatigue life

The Fatigue Life,  $T_F$ , is taken according to 4.3.1.3 and 4.3.1.4.

**S-N Curve D class**

Loading Condition	stress range (N/mm <sup>2</sup> )	S-N Curve								Weibull parameter $\xi$
		$\Delta\sigma_{FS}$	$\Delta\sigma_q$	$\Delta m$	n	$\mu(j)$	$K_{2air}$	$m_{air}$	$K_{2corr}$	
LC	43.3	53.4	2	0.1	0.493	1.52E+12	3	7.6E+11	3	1
Full	9.3	53.4	2	0.1	0.028	1.52E+12	3	7.6E+11	3	1
Normal B	8.6	53.4	2	0.1	0.024	1.52E+12	3	7.6E+11	3	1
Heavy B										

Loading Condition	Fatigue calculation cycle				Damage		Time corr. $T_C$ (year)	Fatigue Life		
	$N_R$	$\alpha(j)$	$f_0$	$N_D$	$D_{E\_air}$	$D_{E\_corr}$		Comb. fatigue damage	Total fatigue Damage	Fatigue Life (year)
LC	100	0.5	0.85	7.04E+07	0.057	0.230	10	0.126	0.127	119.1
Full	100	0.2	0.85	7.04E+07	0.000	0.001	10	0.000		
Normal B	100	0.3	0.85	7.04E+07	0.000	0.001	10	0.000		
Heavy B										

**S-N Curve C class**

Loading Condition	stress range (N/mm <sup>2</sup> )	S-N Curve								Weibull parameter $\xi$
		$\Delta\sigma_{FS}$	$\Delta\sigma_q$	$\Delta m$	n	$\mu(j)$	$K_{2air}$	$m_{air}$	$K_{2corr}$	
LC	43.3	78.2	2	0.1	0.493	4.23E+13	3.5	2.12E+13	3.5	1
Full	9.3	78.2	2	0.1	0.028	4.23E+13	3.5	2.12E+13	3.5	1
Normal B	8.6	78.2	2	0.1	0.024	4.23E+13	3.5	2.12E+13	3.5	1
Heavy B										

Loading Condition	Fatigue calculation cycle				Damage		Time corr. $T_C$ (year)	Fatigue Life		
	$N_R$	$\alpha(j)$	$f_0$	$N_D$	$D_{E\_air}$	$D_{E\_corr}$		Comb. fatigue damage	Total fatigue Damage	Fatigue Life (year)
LC	100	0.5	0.85	7.04E+07	0.008	0.049	10	0.025	0.025	520.8
Full	100	0.2	0.85	7.04E+07	0.000	0.000	10	0.000		
Normal B	100	0.3	0.85	7.04E+07	0.000	0.000	10	0.000		
Heavy B										

Table 4-54 Detail of Fatigue strength calculation.

(7 No.1Hold Fr.240)

Calculation for Fatigue stress range

The Fatigue stress range,  $\Delta \sigma_{FS,i(j)}$ , is taken according to 4.3.1.1.

Loading Condition	Wave Case	Hot spot stress		
		stress range (N/mm <sup>2</sup> )	mean stress (N/mm <sup>2</sup> )	
LC	Wave	$\Delta\sigma_{HS,i(j)}$	$\sigma_{mean,i(j)}$	$\sigma_{mcot,i(j)}$
Full	HSM-1	96.4	-5.9	-5.9
Full	HSM-2	100.4	11.3	11.3
Normal B	BSP-P1	48.5	-60.0	-60.0
Normal B	BSP-P2	50.7	33.5	33.5
Heavy B	HSM-1	44.6	-64.0	-64.0
Heavy B	HSM-2	57.6	49.2	49.2

Loading Condition	Wave Case	Correction factor					
		mean	thickness	correction	load case	weld	support
LC	Wave	$f_{mean,i(j)}$	$f_{thick}$	$f_c$	$f_{1,2}$	$f_w$	$f_s$
Full	HSM-1	0.875	1	0.95	1	0.96	0.95
Full	HSM-2	0.911	1	0.95	0.9	0.96	0.95
Normal B	BSP-P1	0.405	1	0.95	1	0.96	0.95
Normal B	BSP-P2	0.989	1	0.95	0.9	0.96	0.95
Heavy B	HSM-1	0.326	1	0.95	1	0.96	0.95
Heavy B	HSM-2	0.988	1	0.95	0.9	0.96	0.95

Loading Condition	Wave Case	Fatigue stress range (N/mm <sup>2</sup> )	
		$\Delta\sigma_{FS,i(j)}$	$\max.\Delta\sigma_{FS,i(j)}$
Full	HSM-1	73.08	73.1
Full	HSM-2	71.34	
Normal B	BSP-P1	16.99	39.1
Normal B	BSP-P2	39.07	
Heavy B	HSM-1	12.60	44.4
Heavy B	HSM-2	44.36	

Table 4-55 Detail of Fatigue strength calculation.

(7 No.1Hold Fr.240)

Calculation for Fatigue life

The Fatigue Life,  $T_F$ , is taken according to 4.3.1.3 and 4.3.1.4.

**S-N Curve D class**

Loading Condition	stress range (N/mm <sup>2</sup> )	S-N Curve								Weibull parameter
		$\Delta\sigma_{FS}$	$\Delta\sigma_q$	$\Delta m$	n	$\mu(j)$	$K_{2air}$	$m_{air}$	$K_{2corr}$	
LC	73.1	53.4	2	0.1	0.787	1.52E+12	3	7.6E+11	3	1
Full	39.1	53.4	2	0.1	0.430	1.52E+12	3	7.6E+11	3	1
Normal B	44.4	53.4	2	0.1	0.509	1.52E+12	3	7.6E+11	3	1
Heavy B										

Loading Condition	Fatigue calculation cycle				Damage		Time corr.	Fatigue Life		
	$N_R$	$\alpha(j)$	$f_0$	$N_D$	$D_{E\_air}$	$D_{E\_corr}$		$T_C$ (year)	Comb. fatigue damage	Total fatigue Damage
LC	100	0.5	0.85	7.04E+07	0.437	1.110	10	0.706	0.824	28.3
Full	100	0.2	0.85	7.04E+07	0.015	0.068	10	0.036		
Normal B	100	0.3	0.85	7.04E+07	0.038	0.149	10	0.082		
Heavy B										

**S-N Curve C class**

Loading Condition	stress range (N/mm <sup>2</sup> )	S-N Curve								Weibull parameter
		$\Delta\sigma_{FS}$	$\Delta\sigma_q$	$\Delta m$	n	$\mu(j)$	$K_{2air}$	$m_{air}$	$K_{2corr}$	
LC	73.1	78.2	2	0.1	0.787	4.23E+13	3.5	2.12E+13	3.5	1
Full	39.1	78.2	2	0.1	0.430	4.23E+13	3.5	2.12E+13	3.5	1
Normal B	44.4	78.2	2	0.1	0.509	4.23E+13	3.5	2.12E+13	3.5	1
Heavy B										

Loading Condition	Fatigue calculation cycle				Damage		Time corr.	Fatigue Life		
	$N_R$	$\alpha(j)$	$f_0$	$N_D$	$D_{E\_air}$	$D_{E\_corr}$		$T_C$ (year)	Comb. fatigue damage	Total fatigue Damage
LC	100	0.5	0.85	7.04E+07	0.102	0.307	10	0.184	0.207	81.1
Full	100	0.2	0.85	7.04E+07	0.002	0.014	10	0.007		
Normal B	100	0.3	0.85	7.04E+07	0.006	0.032	10	0.016		
Heavy B										

#### 4.3.3 構造部材寸法に対する影響評価

前節で行った C カーブと D カーブを用いた疲労寿命の比較では, C カーブを使うことにより疲労寿命が大きく向上することがわかった. このことからブラスト処理を施工した箇所に関して, 現状の部材寸法よりも小さい寸法で同じ疲労強度を確保出来ると考えられる. これにより船体に使用する鋼材重量の軽減が可能となる. 本節では, この重量軽減がどの程度になるかを前節と同じ箇所で検討した.

##### (1) 船底ロンジ

4.3.2.2 で示した下記の箇所について疲労評価を実施した. 疲労評価における標準設計 S-N 線図を C カーブとして, それで疲労強度を満足出来る部材寸法まで下の部材寸法からサイズダウンを行った. ただし, 応力などの他の規則要件も満足させるように部材寸法を決めたため, C カーブを用いて行った疲労評価の疲労寿命は 25 年より大幅に大きくなった. それぞれの箇所の評価結果を Table 4-56~Table 4-58 に示す.

Table 4-56 No.4 Hold Fr.117+500mm

S-N Curve	Scantling(gross)	TF (>25) (year)
D Curve	web 350.0x11.0 + face 200.0x19.0(KA36)	25.70
↓		
C Curve	web 350.0x11.0 + face 125.0x16.0(KA36)	50.81

Table 4-57 No.3 Hold Fr.139+500mm

S-N Curve	Scantling(gross)	TF (>25) (year)
D Curve	web 420.0x15.0 + face 200.0x22.0(KA36)	25.08
↓		
C Curve	web 350.0x11.0 + face 125.0x19.0(KA36)	42.58

Table 4-58 No.2 Hold Fr.181+500mm

S-N Curve	Scantling(gross)	TF (>25) (year)
D Curve	web 350.0x15.0 + face 200.0x22.0(KA36)	25.30
↓		
C Curve	web 350.0x11.0 + face 125.0x19.0(KA36)	42.53

部材寸法が下がることによる重量への影響は、すべての船底ロンジが同様になると仮定して算出した。長さ方向は実船の部材は位置に合わせている。

船底ロンジの重量影響を Table 4-59 に示す。この結果から No.4 Hold で 28.4ton, No.3 Hold で 47.9ton, No.2 Hold で 47.1ton といずれも大幅な重量削減が期待できる。

Table 4-59 Weight impact of Bottom Longitudinal Stiffener

Hold	Bottom Longl. Size	Length (mm)	Area (mm <sup>2</sup> )	Area difference (mm <sup>2</sup> )	Number of Bottom Longl.	Weight difference (ton)	Total weight difference (ton)
No.4H	W 350x11.0 F 200x19.0	33620	7650	1800	38	18.1	28.4
	W 350x11.0 F 125x16.0		5850				
	W 420x15.0 F 200x22.0	7780	10700	4475	38	10.4	
	W 350x11.0 F 125x19.0		6225				
No.3H	W 420x15.0 F 200x22.0	35880	10700	4475	38	47.9	47.9
	W 350x11.0 F 125x19.0		6225				
No.2H	W 420x15.0 F 200x22.0	15220	10700	4475	38	20.3	47.1
	W 350x11.0 F 125x19.0		6225				
	W 350x15.0 F 200x22.0	26180	9650	3425	38	26.7	
	W 350x11.0 F 125x19.0		6225				

(2) 内底板とホッパータンクの交差部／内底板と下部スツールの交差部

4.3.2.2 で示した下記の箇所について疲労評価を実施した。船底ロンジと同様に疲労評価における標準設計 S-N 線図を C カーブとして、元の部材寸法から疲労強度を満足出来る部材寸法までサイズダウンを行った。船底ロンジと同様に応力などのその他の規則要件も満足させるような部材寸法とした。それぞれの箇所の評価結果を Table 4-60 に示す。

Table 4-60 Comparison of Inner bottom scantling due to difference of applied S-N curves for fatigue strength.

	D curve			C curve			Weight impact (ton)
	Plate thickness (mm)	Material	Fatigue life (year)	Plate thickness (mm)	Material	Fatigue life (year)	
①	23.5	KA36	25.1	23.0	KA36	62.0	1.3
②	25.5	KA36	25.5	23.0	KA36	52.5	5.8
③	25.5	KA36	32.6	23.0	KA36	96.7	6.2
④	30.5	KA36	26.5	23.0	KA36	38.4	38.1
⑤	23.0	KA36	55.4	23.0	KA36	198.7	0
⑥	23.0	KA36	119.1	23.0	KA36	520.7	0
⑦	23.0	KA36	28.3	23.0	KA36	81.1	0

検証の結果、船底ロンジ及び内底板とホッパータンク、下部スツールの交差部ではいずれも C カーブで評価した場合、今回の評価対象部材は疲労強度に対する補強が不要であることが確認された。これは、疲労強度で補強した 51.4ton は不要になると言うことになる。この結果は、ブラスト処理を施工する事で標準設計 S-N 線図が 1 ランク上げて評価出来るのであれば、耐疲労設計において過剰品質を改善し、船殻重量の軽減を期待できることを示唆している。

#### 4.4 結言

本章では、前章で得られた疲労試験結果を CSR BC & OT の標準設計 S-N 線図にプロットしてどの程度の差があるのかを検証した。また、標準設計 S-N 線図を D カーブから C カーブに変えて疲労強度評価を実船で行い疲労寿命の差、実船での部材寸法の差の比較を行った。

得られた結果の概略を以下に示す。

- 1) T型継手及び突合せ継手の疲労試験結果より、溶接ままとブラスト処理を施工した疲労強度は、CSR BC & OT の標準設計 S-N 線図の D カーブと C カーブ程度の差が見られた。
- 2) 実船の設計で疲労強度が厳しい部材について D カーブを C カーブに変えて疲労強度評価を行うと疲労寿命に 2.6~4.4 倍の差が見られた。
- 3) 疲労強度により寸法が決まっている部材に対して、疲労強度評価を C カーブで行うと重量軽減が見込めることがわかった。なお、この結果は腐食環境中でも大気中と同等の疲労強度改善効果が得られるとした仮定の下で得られたものであることに留意する必要がある。

## 第5章 結論

本研究では、船体建造の塗装前処理工程の一つであるブラスト処理工程が、ピーニング処理による溶接止端部の打撃による疲労強度改善のメカニズムと同様の効果を溶接止端部近傍に生じているのか検討を行った。溶接まま、ブラスト処理、ピーニング処理を行った試験片を作成し、溶接止端部近傍の残留応力を計測及び疲労試験を行った。また、疲労試験からブラスト処理により疲労強度改善が見られたため、船体構造規則である CSR BC & OT の疲労強度評価において標準設計 S-N 線図が 1 級向上すると仮定したときの疲労強度に対する影響及びそれによる部材寸法の差を検証した。

本論文を通じて得られた結論は以下の通りである。

- 1) ブラスト処理をすることにより溶接止端部近傍の残留応力は、溶接ままのものよりも圧縮側となることを確認した。
- 2) ピーニング処理をした溶接止端部では残留応力が大きく圧縮側となるが、ピーニング処理をした近傍のみであり、ある程度離れた位置ではブラスト処理した試験片の方が残留応力は圧縮側であった。
- 3) 残留応力計測の結果、ブラスト処理を行った試験片は計測した全域にわたり圧縮の残留応力が発生していることを確認した。またピーニング処理を行った試験片では溶接止端部近傍で大きな圧縮応力が発生していることを確認した。
- 4) 三点曲げ疲労試験、軸力疲労試験の結果は共にブラスト処理により溶接ままよりも疲労強度が改善することを確認した。
- 5) 疲労試験の結果、軟鋼 (KA) と船体用高張力鋼 (KA36) で傾向の相違は無いことを確認した。
- 6) T 型継手及び突合せ継手の疲労試験結果より、溶接ままとブラスト処理を施工した疲労強度は、CSR の標準設計 SN 線図の D カーブと C カーブ程度の差が見られた。

- 7) 実船の設計で疲労強度が厳しい部材について D カーブを C カーブに変えて疲労強度評価を行うと疲労寿命に 2.6~4.4 倍の差が見られた。
- 8) 疲労強度により寸法が決まっている部材に対して、疲労強度評価を C カーブで行うと重量軽減が見込めることがわかった。なお、この結果は腐食環境中でも大気中と同等の疲労強度改善効果が得られるとした仮定の下で得られたものであることに留意する必要がある。

本研究の一連の成果として、ブラスト処理により疲労強度向上の効果があることを確認した。また、船体構造に対する疲労照査を行い、ブラスト処理効果を考慮することが船体構造設計に及ぼす大きな影響があることを確認した。

一方で今後の課題としては、疲労試験の数や評価対象の継手様式の種類を増やすことで、今回の研究結果の精度向上させることが挙げられる。今回の研究では、長期腐食環境下でのブラスト処理による疲労強度向上効果への影響については考慮していないため今後の検証が必要であると考ええる。また、実際に実船での公知資料はないものの、実船で嵐に遭遇した際に止端部が局所的に塑性化し、ブラスト処理やピーニング処理により導入された残留応力が抜けると言う種々の考察が報告されている。そのため、建造中の船での実船計測（進水前、進水後、試運転後、などの残留応力変化）を実測し検証することも今後の課題として挙げられる。

今後上記のような検証を積み重ねていくことで、ブラスト処理による疲労強度向上が船体構造規則 CSR BC & OT に疲労強度改善手法として認められることが出来れば、通常建造工程で行われているブラスト処理により合理的に疲労強度を向上させることが出来て、鋼材重量削減を合理的に行うことが出来るようになることが期待される。

## 謝辞

本研究は九州大学大学院工学研究院海洋システム工学部門教授 後藤浩二 博士の御指導の下に行われたものである。研究を遂行するにあたって、終始懇切丁寧な御指導と御鞭撻を頂きましたことに心より感謝申し上げます。

本論文の審査にあたり、有益な御助言を頂きました、九州大学大学院工学研究院海洋システム工学部門教授 宇都宮智昭 博士，柳原大輔 博士，長崎総合科学大学大学院工学研究科准教授 岡田公一 博士に厚く御礼申し上げます。

残留応力の計測，T型継手の疲労試験で御指導，御協力を頂いた九州大学工学部技術室技術専門職員の村上幸治 氏，研究当時九州大学大学院工学府建設システム工学専攻生産システム工学研究室 山崎真尚氏（現，株式会社日立製作所）及び明石裕太氏（現，トヨタ自動車株式会社），山口絢也氏に感謝の意を表します。

突合せ継手の疲労試験では，試験片の加工，疲労試験の実施，研究全般に関する御支援，御助言を頂いた長崎総合科学大学大学院工学研究科大学技術員 岸川良治 氏に感謝の意を表します。

残留応力計測用の試験片及び疲労試験用の材料調達及び試験片作成に御協力頂き，試験片の再作成を何度お願いしても快く引き受けて頂きました株式会社大島造船所の出口純一 氏，ディカスタデイン海虎 氏には感謝の意を表します。

最後に本研究の機会を与えて頂いた株式会社大島造船所常務取締役 岩下達郎 氏，取締役設計部長 万順一 氏に感謝の意を表します。また，本研究遂行に当たり暖かい激励と御支援を頂いた株式会社大島造船所設計部，工作部の皆様に深く感謝の意を表します。

## 参考文献

- 1) <http://www.iacs.org.uk/publications/common-structural-rules/>, (accessed on the November 17, 2020)
- 2) [https://www.jsanet.or.jp/environment/text/siryosiryos3a\\_09.html](https://www.jsanet.or.jp/environment/text/siryosiryos3a_09.html), (accessed on October 11, 2020.)
- 3) [https://www.jsanet.or.jp/environment/text/siryosiryos3a\\_10.html](https://www.jsanet.or.jp/environment/text/siryosiryos3a_10.html), (accessed on October 11, 2020.)
- 4) <http://www.imo.org/en/OurWork/Safety/SafetyTopics/Pages/Goal-BasedStandards.aspx>, (accessed on October 11, 2020.)
- 5) <https://www.rfi.fr/en/environment/20100330-total-loses-erika-oil-spill-appeal>, (accessed on October 11, 2020.)
- 6) <https://www.bbc.com/news/world-europe-19952329>, (accessed on October 15, 2020.)
- 7) <http://www.iacs.org.uk/publications/common-structural-rules/previous-csr/01-csr-for-bulk-carriers-full-text/>, (accessed on November 17, 2020)
- 8) <http://www.iacs.org.uk/publications/common-structural-rules/previous-csr/02-csr-for-double-hull-oil-tankers-full-text/>, (accessed on November 17, 2020)
- 9) [http://iacs.org.uk/media/2301/00\\_documentation\\_package\\_for\\_the\\_imo\\_gbs\\_pilot\\_panel\\_pdf914.pdf](http://iacs.org.uk/media/2301/00_documentation_package_for_the_imo_gbs_pilot_panel_pdf914.pdf), (accessed on November 17, 2020)
- 10) Haagenzen, P.J. and Maddox, S.J.: IIW Recommendations on methods for improving the fatigue strength of welded joints, IIW-2142-10, (2013).
- 11) Marquis, G.B. and Barsoum, Z.: IIW Recommendations for the HFMI treatment for improving the fatigue strength of welded joints, 2016.
- 12) <http://www.imo.org/en/OurWork/Safety/SafetyTopics/Pages/ProtectiveCoatings.aspx>, (accessed on October 11, 2020.)
- 13) Hensel, J., Nitschke-Pagel, T., Eslami, H. and Dilger, K.: Fatigue strength enhancement of bull welds by means of shot peening and clean blasting, IIW Document XIII-2733-18, 2018.
- 14) Gericke, A., Glienke, R. and Henkel, K.M.: Improvement of Fatigue Strength of Welded Details through Blast Cleaning – Effects, Results and Quality Assurance, IIW Document XIII-2737-18, 2018.
- 15) <https://toyoseiko.co.jp/product/portable-pneumatic-needle-peening/> (accessed on 26th May 2020)

- 16) <https://frosio.no/en/training-and-certification/>, (accessed on November 17, 2020)
- 17) <https://www.nace.org/education/courses-by-program/coating-inspector-program/cip-2>, (accessed on November 17, 2020)
- 18) ISO 8501-2:2019, Preparation of steel substrates before application of paints and related products — Visual assessment of surface cleanliness — Part 2: Preparation grades of previously coated steel substrates after localized removal of previous coatings  
<https://www.iso.org/standard/15712.html> (accessed on 24th November 2020)
- 19) 東洋精鋼株式会社, Portable Pneumatic needle-Peening (モデル:NP1000F20-TPC01) 取扱説明書
- 20) <https://www.pulstec.co.jp/pdf/micro-x360s.pdf> (accessed on 26th November 2020)
- 21) ISO/TR 14345: 2012, Fatigue -Fatigue testing of welded components –Guidance,  
<https://www.iso.org/standard/24112.html> (accessed on 25th May 2020)
- 22) UK DEn, “Offshore installations: guidance on design, construction and certification”, 4th edition, January 1990.
- 23) HSE, “Offshore installations: guidance on design, construction and certification”, 4th edition, February 1995.
- 24) Palmgren, A., Die Lebensdauer von Kugellagern, Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, Band 68, (1924), pp. 339-341.
- 25) Miner, M. A., Cumulative Damage in Fatigue, Journal of Applied Mechanics, Vol. 12, (1945), pp. A159-A164.