

日本船舶振興会昭和51年度補助事業
“船舶の構造・性能に関する基礎的研究”

研究資料 No.280

第166研究部会

スチールコイル搭載船の船殻強度に 関する研究

報告書

昭和52年3月

社団法人
日本造船研究協会

本調査研究は、大型スチールコイル積載時に二重底構造にかかる直接荷重分布を模型実験及び理論解析により、適切な船殻強度計算の方法を導き出し、より合理的な船殻設計・積付方法・ダンネージの配置等のための指針を確立することを目的とした昭和51年からの2ヶ年計画であり、本年度は主として基礎的な調査、すなわち、スチールコイルの性状、製造概略、スチールコイル搭載の実態と損傷例および模型実験、さらにスチールコイル搭載時におけるダンネージの挙動および荷重分布、パネルの強度について調査を行なったものである。

はしがき

本報告書は、日本船舶振興会の昭和51年度補助事業「船舶の構造・性能に関する基礎的研究」の一部として、日本造船研究協会が第166研究部会においてとりまとめたものである。

第166研究部会委員名簿

(敬称略・五十音順)

部会長	山口勇男(日本海事協会)	
幹事	島田武夫(日本郵船)	西村允男(日本海事協会)
	日比野福田(三菱重工業)	
委員	伊東達夫(川崎汽船)	大浦啓義(佐世保重工業)
	金綱正夫(三井造船)	酒井利夫(日立造船)
	堺由輝(川崎重工業)	酒戸恒男(住友重機械工業)
	鈴木省輔(函館ドック)	辻寿一(大阪造船所)
	布村信昭(昭和海運)	萩原亘(日本郵船)
	原洋一(日立造船)	松本宏之(石川島播磨重工業)
	森川卓(日本船主協会)	矢野利四郎(来島どっく)
	米田巽(大阪商船三井船舶)	渡辺明(山下新日本汽船)
	渡辺勉(日本钢管)	渡辺奉昭(住友金属工業)

目 次

1. 緒 言	1
2. スチールコイルについて(日本钢管・住友金属工業)	4
2.1 スチールコイルの製造概略	4
2.1.1 製鋼および分塊工程	4
2.1.2 热延工程	4
2.1.3 冷延工程	4
2.2 スチールコイルの種類・寸法・重量等	4
2.2.1 種類	4
2.2.2 寸法・重量等	4
2.3 スチールコイルの剛性	9
3. スチールコイル搭載の実態と損傷例(船主協会、住友金属工業)	11
3.1 スチールコイル積荷の実態について	11
3.1.1 運送契約	11
3.1.2 船型と契約の実態	11
3.1.3 積荷の実態	12
3.2 スチールコイル搭載に伴う損傷例	19
3.2.1 スチールコイル搭載に伴う損傷原因	19
3.2.2 損傷の一例	19
3.3 鉄鋼協会の積付標準	19
4. スチールコイル搭載に関する模型実験(三菱重工業)	22
4.1 スチールコイルによる荷重	22
4.1.1 模型	22
4.1.2 実験方法	22
4.1.3 コイル荷重の推定理論	23
4.1.4 実験結果	24
4.1.5 考察	24
4.1.6 まとめ	25
4.2 二重底フロアの強度	25
4.2.1 模型および歪計測点	25
4.2.2 実験方法	25
4.2.3 実験結果	25
5. スチールコイル搭載時におけるダンネージの挙動および荷重分布(川崎重工業)	36
5.1 はじめに	36
5.2 FEM計算によるスチールコイルダンネージの挙動と荷重分布の検討	36
5.2.1 解析対象	36
5.2.2 計算モデル	37
5.2.3 荷重条件	37

5.2.4 計算ケース	37
5.2.5 計算結果	37
5.3 簡易計算法の導入とこれによるダンネージの挙動と荷重分布の検討	38
5.3.1 ダンネージを完全弾性とした場合	38
5.3.2 ダンネージの塑性化を考えた場合	38
5.4 荷重分布に対するダンネージの圧縮剛性、板厚およびスチールコイルの径、重量の影響	41
5.4.1 計算方法および計算ケース	41
5.4.2 計算結果	41
5.5 考察	42
6. パネルの強度（住友重機械工業、三井造船、石川島播磨重工業、日立造船）	52
6.1 パネルの塑性崩壊	52
6.2 パネルの弾塑性崩壊（FEMによる解析例）	55
6.2.1 はじめに	55
6.2.2 解析対象	55
6.2.3 計算	55
6.2.4 計算結果	55
6.2.5 検討	56
6.2.6 おわりに	56
6.3 矩形板の崩壊に対する膜力の影響	59
付録	63

1. 緒 言

鋼材の輸出は、我が国の輸出貨物の中で大きなウェイトを占めているが、特に最近、熱、冷延コイル、いわゆるスチールコイルの輸出が増加しつつあり、又、コイル自体も大形化の傾向にある。

これに伴ない、スチールコイル搭載船には、二重底、特に内底板に損傷を生じたケースがある。

型鋼、厚板、スラブ等一般鋼材の積付けにあっては、貨物重量を二重底構造部材の中でも比較的剛性の高い実体肋板や縦桁で直接支持させるような積付け方式をとることが可能であるが、コイル類では、コイルの寸法や荷姿の関係で、このような積付けは一般には困難であるので、コイルの重量をボットムダンネージを介して直接内底板で支持されるような積付け方式が通常とられている。

したがって、スチールコイル搭載船の船殻強度を検討する場合には、ダンネージの挙動を明らかにし、それがスチールコイルの荷重をどのように船殻に伝達するかを正確に把握しなければならないが、このような分野の研究は従来あまりなされていない。

本研究は、スチールコイル搭載船の二重底に作用する直接荷重分布を、模型実験及び理論解析の面から検討することにより適切な船殻強度計算法を導き出し、より合理的な、船殻設計、積付け方式及びダンネージの配置等のための指針を確立することを目的とするものである。

本研究は、本年度と次年度の2ヶ年にわたって継続される予定で、本年度は主として基礎的な研究を行なった。次年度は本年度の研究成果をもとに、実用面への拡張を主眼とした研究を行なう予定である。

以下、本年度の研究概要について述べる。

1.1 スチールコイルについて

スチールコイル搭載船の船殻強度に関する研究を進めるに当って、搭載の対象となるスチールコイルそのものの性状を把握しておくため、製造法の概略、寸法、重量及び剛性等について調査した。

スチールコイルには、熱延コイルと冷延コイルがあり、冷延コイルは、製鋼、分塊、熱延の各工程後、酸洗い工程を経て、冷延、焼鈍の工程が更に追加される。

熱延コイルは材料強度にすぐれているため、主として強度部品に使用されるのに対し、冷延コイルは表面肌、寸法精度、加工性にすぐれているので、主として薄物製品に使用されている。

また、コイルの剛性を調査するため、多段積み計測を行なった結果、調質圧延コイルの方が圧延のままのコイルよりも、たわみ剛性が大きいことが判明した。

1.2 スチールコイル搭載の実態と損傷例

スチールコイル搭載の実態を、運送契約、契約船型及び積付け方法の面から調査し、損傷船との相関についても調査した。

運送契約としては、積荷、揚荷に要する手配及び費用一切船主に無関係で、荷送人の手配及び費用で船積され、荷受人の手配及び費用で揚荷される、いわゆる FIOS 方式 (Free in out stowed and secured) と、積荷、揚荷に要する手配及び費用一切が船主負担でなされる、いわゆる Berth Term 方式があるが、損傷は前者の方式に比較的多い。

契約船型としては、次の3ケースに大別され、ケース B の場合に比較的損傷が多い。

ケース A：6,000DW から 15,000DW の中高速船で、多くの場合ボットム・シーリングを装備している。

一般的には、揚貨装置も 5 トンないし 10 トンデリックが主流であるため小形のコイルを搭載する場

合が多い。

ケースB：15,000DWから20,000DWの船尾機関型中速船で、ポットム・シーリングを装備しないものが多い。

この船型は、大口径鋼管、長尺物、重量物等の搭載を考慮して、大型倉口及び10トンないし25トン級のデリックを装備しているので、大形のコイルを搭載する場合が多い。

ケースC：15,000DWから30,000DWの鋼材専用不定期船でコイルを満載することは少ないが、鋼材満載の一部として各種のコイルを積取ることが多い。

積付け要領は、各船会社毎に標準をもっているが、次の原則は各社共通のようである。

- (a) コイルのコアを船首尾方向、すなわち水平縦積みとする。
- (b) 積付け段数は、二重底の強度により加減するが、その基準は、均質貨物積付け許容限度により定める。一般的には、5トンコイル以下は3段、10トンないし15トンコイルは2段、15トンコイル以上は1段積みが多い。
- (c) 貨物の保定には、ショアリング、チョッキング及びワイヤーラッシングを行ない、かつ、キーコイルにより必ずローリングチョックを行なう。

なお、スチールコイルの積付保定標準として鉄鋼協会の標準も参考までに調査した。

スチールコイル搭載船は、他の貨物搭載船に比較して、二重底構造、タンクサイドプラケット及び隔壁下部構造等に損傷例が多い。

コイル揚荷後に残された船体構造の損傷が何れの原因によるものかの判定は、一般には非常に困難であるが、少なくとも、二重底に対する単位面積当たりの等分布荷重ベースに換算した場合、ほぼ同じ或いはそれ以上の荷重を与える他種の貨物（例えば、非鉄精鉱等）搭載の場合に比較して損傷の頻度、範囲共に大きいことが調査の結果判明した。

1.3 スチールコイル搭載に関する模型実験

スチールコイル搭載時における二重底の挙動を知るため次の2種の模型実験を実施した。

- (a) 船が動搖したとき、スチールコイルによって船側及び二重底に加わる荷重の大きさを求める実験。
 - (b) 二重底肋板の集中荷重による座屈強度を求める実験。
- (a)は、大形スチールコイルの $\frac{1}{2}$ 程度の縮尺模型を使用して動搖試験を行なったもので次の結果が得られた。
- キーコイルはなるべく壁から離して設ける方がよい。
 - キーコイルが壁から3個目以上離れていて、キーコイルと内底板の間隙がキーコイル直径の $\frac{1}{2}$ 程度以上あるならば、船側に加わる荷重Fは、概ね次の式で与えられる。

$$F = 2.5 W \sin \theta$$

W：コイル1個の重量

θ ：船体傾斜角

(b)の実験結果は解析中であるが、目下次のことが判明している。

- ダンネージの荷重～変位曲線は、変位がダンネージの厚さに比例して変化する。
- 助板の最高荷重は、ウエップスチナによって上昇する。

1.4 スチールコイル搭載時におけるダンネージの挙動及び荷重分布

木製ダンネージの挙動と荷重分布を明らかにするため理論解析を行なった。

まず第1段階として、接触問題を解くFEMプログラムにより、スチールコイルとダンネージの接触幅、ダンネージの変形、ダンネージ内の荷重分布等を正確に計算した。この結果、スチールコイルには変形はほとんどなく、ダンネージはスチールコイルそのままの形状で変形を受けること、ダンネージ内での荷重の水平方向の分散はあまり見られないことが明らかになった。

したがって、内底板上の荷重分布は、ダンネージを単にパネとみなした簡易計算法でも十分な精度を求め得ることが確認できた。

次に、この簡易計算法により、ダンネージの物性（荷重と変形との関係）、ダンネージの板厚、コイルの重量、径等が内底板上の荷重分布にどのような影響を及ぼすかを検討した。

この結果、荷重分布に対するダンネージの物性の影響は大きいことが明らかになったが、ダンネージの物性に関しては、特にダンネージの塑性域において不明確な点が多いので、将来木材の圧縮実験等で更に検討を加える必要がある。

1.5 パネルの塑性崩壊

内底板の板厚を決定する際の基準を作成する場合、なるべく簡単な算式にすることが望ましいが、その1つの例としてパネルの屋根型塑性崩壊を基準とすることが考えられる。そこでパネルの周辺固定条件、中央開節線の長さ、荷重幅、膜力等が最終崩壊荷重に及ぼす影響を調査した。

また、内底板パネルをFEMによる弾塑性解析することにより、塑性域の進展状況、荷重とパネルの変形状況も調査した。

この結果、次の事項等が明らかになった。

- 中央開節線を大きくとる程安全率は急速に増加する。
- 四辺支持の場合に対する、長辺支持、短辺固定の場合の安全率の変化は、中央開節線を大きくとる程増加の傾向にある。

また、四辺固定の場合の安全率は、四辺支持の場合のそれの2倍となる。

- 荷重幅を大きくする程安全率は増加の傾向にあるが、その効果はあまり大きくない。
- 膜力を考慮した場合の、最終崩壊荷重の増加率は、通常用いられる板厚（16 mm ないし 20 mm）の範囲では 0.6 ないし 1.0 程度である。

2. スチールコイルについて

2.1 スチールコイルの製造概略

2.1.1 製鋼及び分塊工程

溶鉱炉において、鉄鉱石を還元して製造された銑鉄に、鉄くず等を加えて熔融し、転炉等で不純物を酸化除去し、鋼塊を造る製鋼工程、更に、鋼塊を加熱均熱、分塊圧延の工程を通すことにより、スチールコイル用スラブが製造される。

一方、近年では溶鋼から一挙にスラブを造る連続铸造法が採用されてきている。

2.1.2 热延工程

スラブは、ホットストリップミルにより、加熱→粗圧延→仕上圧延→巻取りの各工程を連続的に行ない、熱延コイルに製造される。コイルの機械的性質を得るために、仕上圧延機出口及び巻取温度をそれぞれ800～900°C及び550～700°Cにコントロールする。

巻取機を出たコイルは、重量の計測を行ない、検査を受けてそのまま製品として出荷される場合もあれば、客先の要求に応じてショットブラスト、酸洗い、歪取りの調質圧延、または巾調整のスリッターライン等の工程を通して熱延コイルとして製品化される。

2.1.3 冷延工程

酸洗いされてスケールを除去された熱延コイルは、常温に於いて、大容量で高能率のタンデムミル、または、多品種に対応できるレバースミル等の圧延機により必要な厚さに圧延される。スチールコイルの製造工程の一例を図2.1.1に示す。

2.2 スチールコイルの種類、寸法、重量等

2.2.1 種類

スチールコイルは熱延コイルと冷延コイルに分けられ、両者の製造方法は異なる。冷延コイルは、熱延よりも多くの製造工程、即ち冷延工程及び焼鈍工程を通る。

両者の特徴の差異を表2.2.1に示す。

表2.2.1 热延コイル及び冷延コイルの特徴の差異

コイルの種類	板 厚	特 徴
熱延コイル	1.0mm～19mm	板厚種類、材料強度、特殊材質(耐候性、耐海水性)に優れており、強度部品や補強材等に利用される。
冷延コイル	0.1mm～3.2mm	表面肌、寸法精度、加工性に優れた特質を有し、主として薄物製品に利用される。

2.2.2 寸法、重量等

スチールコイルの形状寸法及び重量は製鉄各社の設備により異なるが、A・B二社の最近の製造実績及びA、B二社を含む各社のスチールコイルの仕様を下記に示す。

(1) A 社

熱延コイル及び冷延コイルの巾と重量の範囲をそれぞれ図2.2.1及び表2.2.2に示す。

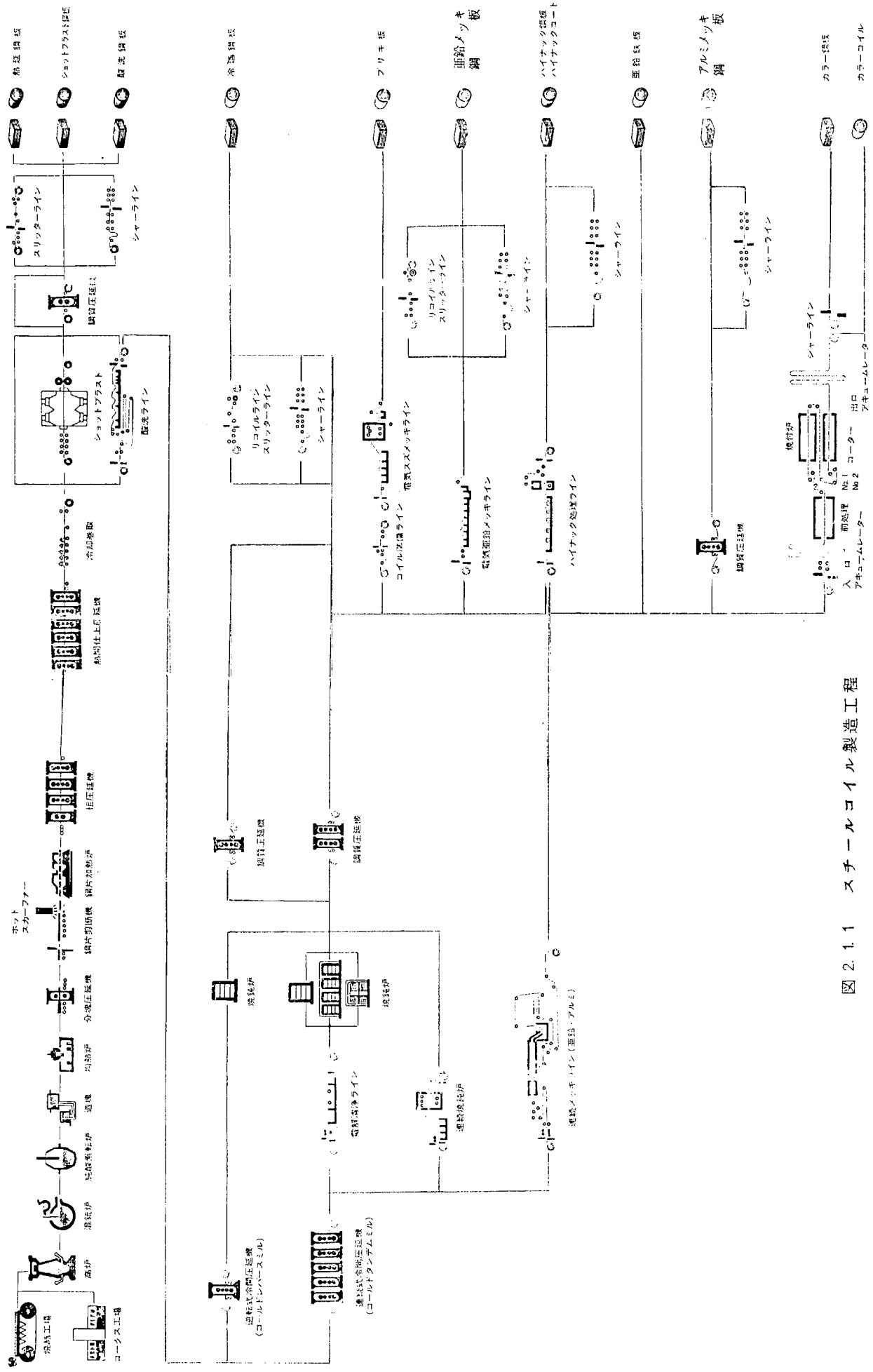


図 2.1.1 スチールコイル製造工程

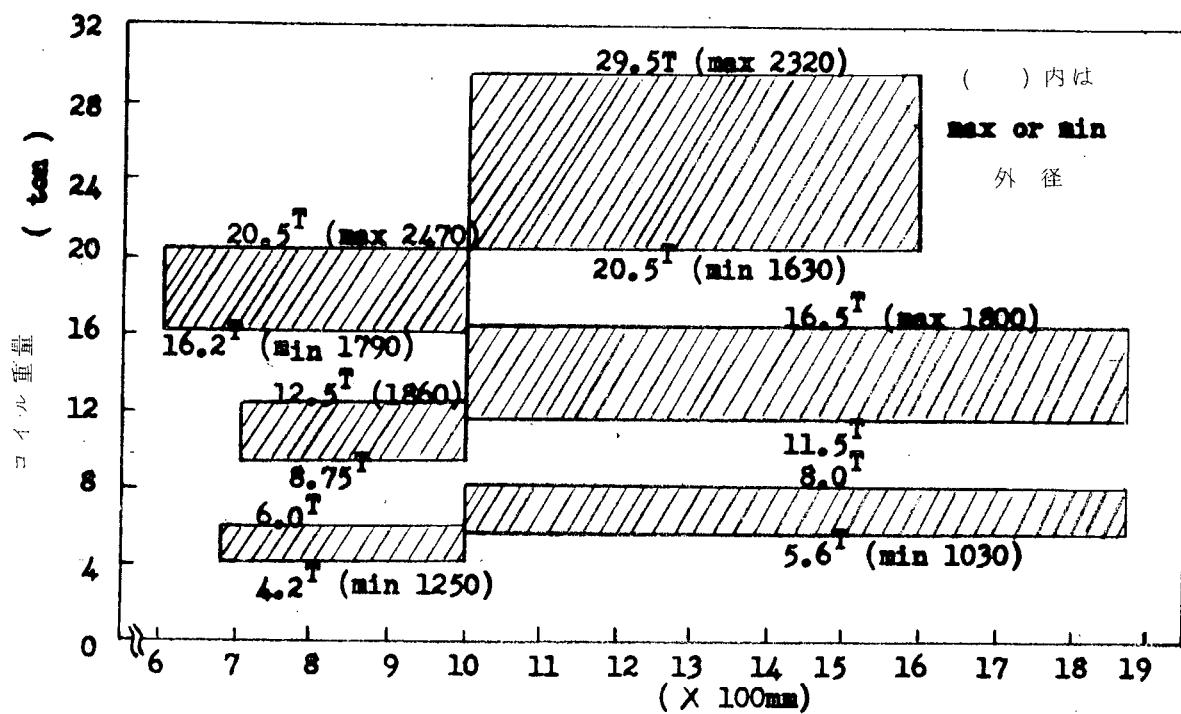


図 2.2.1 熱延コイルの重量範囲
(コイルの内径: 普通材 76cm 酸洗材 61cm)

表 2.2.2 冷延コイルの重量範囲
(コイルの内径: 厚さ 2.3 以上 61cm その他普通材 51cm)

工場名	最大コイル重量(Ton)	製造可能巾(mm)	出荷先	重量範囲(Ton)	巾範囲(mm)	備考
a	18	610~1829	国内	5~10	900~1240	15Tコイルも少量あり
			輸出	3~5		
b	30	610~1829	国内	10~15	700~1240	30Tコイルも少量あり (巾1200~1400)
			輸出	10前後		

(2) B 社

図 2.2.2 はコイルの巾に対応するスラブの重量を示し、この巾と重量との関係からコイルの内径を 76 mm として、コイルの巾に対応する外径を計算したものが図 2.2.3 である。図 2.2.4～図 2.2.6 は、ある期間の熱延コイル全生産量に占める巾別、板厚別及び外径別の比率を示したものである。

(3) 各社のスチールコイルの仕様

各社のスチールコイルの仕様の内、特にコイルの重量の大なるものに注目して、鋼材マニュアルシリーズ（日本鉄鋼協会編 1972 年）より一部抜粋したものを参考として表 2.2.3 及び表 2.2.4 に示す。

輸出用コイルの重量は、製鉄所の製造能力よりも、むしろ現状では受入れる港の荷役設備能力に左右されている。

熱延コイルの板厚は将来 25.4 mm 程度のものの製造計画がある。

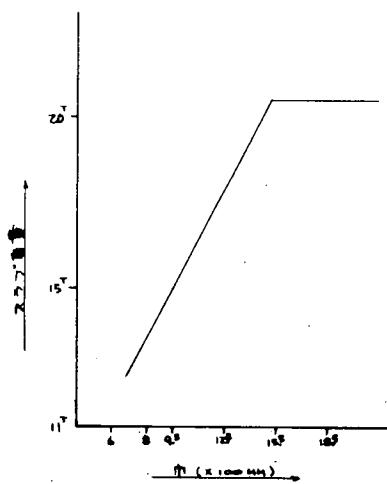


図 2.2.2
巾別スラブ重量（熱延コイル）

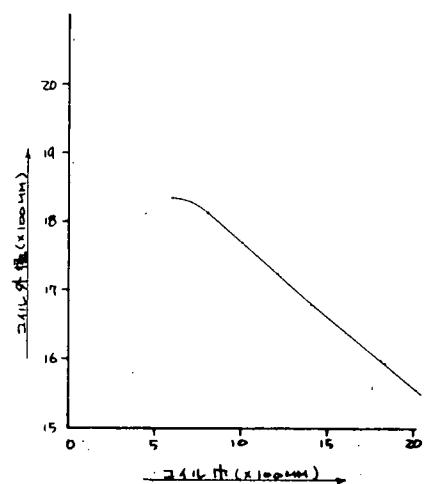


図 2.2.3
コイル巾と外径の関係
(熱延コイル)

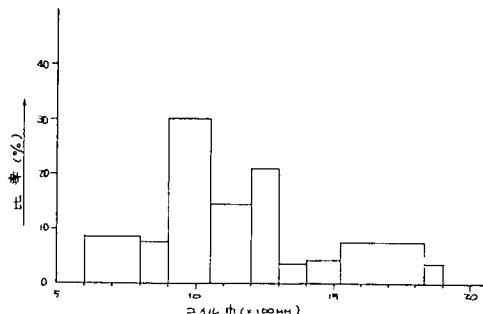


図 2.2.4
全生産量に占めるコイル巾別の比率
(熱延コイル)

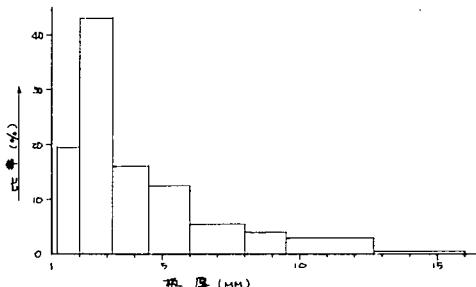
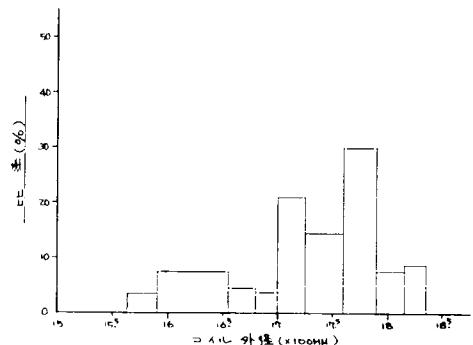


図 2.2.5
全生産量に占めるコイル板厚別の比率
(熱延コイル)



← 図 2.2.6

全生産量に占めるコイル外径別の比率
(熱延コイル)

表 2.2.3 各社の熱延コイルの仕様 (鋼材マニュアル: 日本鉄鋼協会, 1972年)

会社名	ミル名	能力 (万トン/年)	圧延可能寸法		コイル径 最大(mm)	コイル最大 重量(ton)
			厚さ(mm)	巾(mm)		
新日本製鉄	名古屋	450	1.2~12.7	550 ~ 1600	1930	27.8
	君津	480	1.2~19	860 ~ 2180	2600	45
	大分	330	1.2~16	700 ~ 2100	2580	45
日本钢管	福山1号	480	1.2~12.7	650 ~ 1900	1905	24
	福山2号	264	1.2~12.7	600 ~ 1630	1905	30
川崎製鉄	千葉2号	360	1.2~16	610 ~ 1880	1880	20
	水島	450	1.2~13	600 ~ 2200	2300	45
住友金属工業	鹿島	360	1.0~16	610 ~ 1673	2080	31
神戸製鋼所	加古川	120	1.2~16	600 ~ 2080	1900	27
日新製鉄	堺1号	280	1.0~12.7	500 ~ 1320	1650	16

表 2.2.4 各社の冷延コイルの仕様 (ダンデムミル)

(鋼材マニュアル: 日本鉄鋼協会編, 1972年)

会社名	ミル名	能力 (万トン/年)	圧延可能寸法		コイル最大 重量(ton)
			厚さ(mm)	巾(mm)	
新日本製鉄	名古屋2号	120	0.3 ~ 3.2	700 ~ 1600	40
	君津2号	120	0.25 ~ 3.2	500 ~ 2080	60
日本钢管	福山1号	150	0.3 ~ 3.2	762 ~ 1880	32
川崎製鉄	水島	100	0.25 ~ 3.2	600 ~ 1600	50
住友金属工業	鹿島	114	0.25 ~ 3.2	600 ~ 1625	45
神戸製鋼所	加古川	115	0.2 ~ 3.2	600 ~ 1600	50
日新製鉄	堺	80	0.2 ~ 2.3	650 ~ 1300	20.4
東洋鋼板	下松1号	74	0.152 ~ 2.3	515 ~ 1240	18

2.3 スチールコイルの剛性

スチールコイルの剛性を調べるため、"圧延のままの熱延コイル"及び"調質熱延コイル"の2種類につき、多段積みによる縮み量及び吊り上げによる伸び量を計測した。

更に、コイル内の空隙率を実測重量を用いて推定を行なった。これらの結果を表2.3.1～表2.3.4に示す。

結論として次のことが云える。

- (1) 空隙率は圧延のままのコイルでは約4%、調質圧延コイルでは約2%である。
- (2) 多段積み時の縮み量の計測を巻尺で行なった事、及びコイルはスリッターライン(巾調整)を通っていないため、エッジに凹凸が生じて、計測誤差が大きく、コイルのたわみ量を明確につかむことができなかつたが、調質圧延コイルの方が、圧延のままのコイルに比べてたわみ剛性が大きい。
- (3) 調質圧延コイルを吊り上げた時の伸び量10mmはコイルの空隙のためにゆるんだと考えられる。

表2.3.1 热延コイル寸法等

圧延方法	コイルNo.	D_H (mm)	D_V (mm)	d_H (mm)	d_V (mm)	重量 (ton)	備考
圧延のまま	1	1240	1243	708	704	7.96	
	2	1245	1246	717	706	7.9	
	3	1200	1211	707	700	7.5	
調質圧延	1	1250	1245	710	724	8.86	
	2	1253	1245	723	721	8.84	
	3	1240	1237	725	718	8.86	

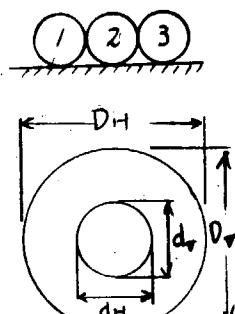


表2.3.2 多段積時のコイルの縮み量 (正符号:伸び量、負符号:縮み量)

圧延方法	コイルNo.	ΔD_H (mm)	ΔD_V (mm)	Δd_H (mm)	Δd_V (mm)	備考
圧延のまま	1	0	-2	+1	+1	
	2	-1	-2	-2	0	
	3	-2	-6	-2	-1	No.4コイル; 8.04t No.5コイル; 8.24t S PHC $t=2\text{ mm}$
調質圧延	1	-1	+3	0	-2	No.4コイル; 9.02t No.5コイル; 9.07t No.6コイル; 8.97t
	2	-2	0	0	-3	
	3	0	0	0	+1	S PHC $t=2.7\text{ mm}$

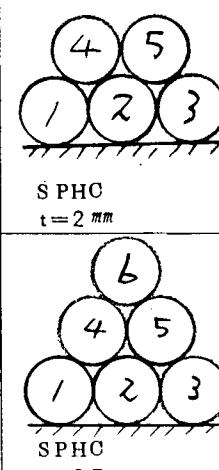


表 2.3.3 №2 調質圧延コイル吊り上げ時のコイルの伸び量

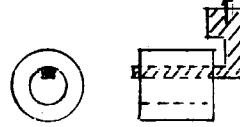
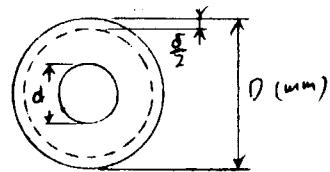
D_H (mm)	D_V (mm)	d_H (mm)	d_V (mm)	備考
0	+10	0	9	

表 2.3.4 コイルの空隙率

圧延方法	コイルNo.	$1 - W/W_0$ (%)	δ (mm)	備考
圧延のまま	1	3.7	15.6	W : コイルの計測重量 $W_0 = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) \times L \times 7.85 \times 10^{-3}$ (kg) L : コイル巾 (m)
	2	3.6	15.2	δ : 空隙 (mm)
調質圧延	1	2.5	10.5	
	2	2.0	8.3	

3. スチールコイル搭載の実態

3.1 スチールコイルの積荷実態について

3.1.1 運送契約

FIO と Berth Term

Steel Coil の運送契約は、主として次の二種類である。

- (1) FIO(Free in & Out 或は FIOS(Free in, out, Stowed and secured) : 積揚費用船主無関係。荷送人の費用で船積され、荷受人の費用で揚荷される。)

即ち、本契約によれば、船主は船を指定期日までに積荷バースへ回航し、船腹を提供するのみでよく、船積に必要なダンネージ、ラッシング資材等一切の資材、フォークリフト等の補助荷役機器、港湾労務者等は荷送人側で手配され、勿論費用も負担される。

- (2) Berth Term (Liner Term: 積揚費用船主負担。)

本契約は、FIO 或は FIOS と全く逆に、一切の積揚に関する手配及び費用は一切船主側で行なわれる。勿論ライナーカーゴであっても、契約によっては、FIO が適用されることもないわけではない。

3.1.2 船型と契約の形態

輸出先、即ち航路と仕向地、鉄鋼メーカー及び圧延工場別に様々な船型が多様な契約の下に配船されているが、極めて類形的にその船型と契約のあり方を大別すると、次の通りの区分が概念的に浮び上がる。

< Case A >

在来ライナーのベースカーゴ(底荷)として、バースタームで積取

この場合、在来ライナーであるから、船型は 6,000 DW から 15,000 DW の中／高速船で多くの場合ポットムシーリングを装備している。

一般的には、カーゴギヤーも 5^T デリック～10^T デリック方式が主流のため、大型コイルを積取るには特別の考慮が必要となるので、小型コイルが多いようである。従って、この場合、貨物単重及びロットも比較的小さく、ポットムシーリングもあることで、本研究対象としては問題は少いと思われる。

< Case B >

定期航路ではあるが、ベースカーゴというよりはむしろ全積荷中に占める鋼材、コイル類の比率が大きくなったケース。勿論この場合、より鋼材積に適した船型として、新らしい多目的のツインデッカーが使用されている。

載貨重量 15,000^T ～ 20,000^T 型幅幾段の中速船が多いようである。

このような船型は、大口径鋼管、長尺物、重量物等の積載を考慮して、大型ハッチ 10^T ～ 25^T 級荷役装置を装備しているので、コイルを含め鋼材の単重及びロット共に大きなものの積載が可能であり、一般的にこの種の多目的船は、散貨物(穀物、石炭等)の積載とグラブ荷役に対する配慮もなされているのが普通でポットムシーリングは装備しないものが多い。

このようなトレードを考慮した新らしい多目的船は、今後の在来船リプレース需要の中心となる船型と云われているので、世界の造船各社はそれぞれに工夫を凝らせた標準船型を発表しているが、今回の研究の対象としては、このタイプの船型が中心となろう。

< Case C >

Case A, B と異り、鋼材専用の不定期配船で契約は勿論 FIO である。

船型は、15,000 DW から 30,000 DW のツインデッcker 又はカーゴギヤー付バルカーを中心であり、最近は 50,000 DW 型を越えるものも、航路、仕向先によっては配船されるようになった。

コイルで満船することは少ないが、鋼材満船の一部として、各種コイルを積取ることが多い。

30,000 DWT 型以上のものは、鉄鉱石のオルタネートローディング可能なように補強された船もあり、大型船効果で一般的に二重底構造、タンクトップ強度共丈夫なものが多いが、鋼材満船のため G.W. 過大となりやすく今後のコイルの大型化の傾向によっては、次第に問題を生ずることが懸念される。

次に、上記 Case A, B, C, の代表的な例としてその一般配置図とストウェージプランの一例を図 3.1.1 ~ 3.1.4 に示す。

3.1.3 積付の実態

(i) 積付計画

積付計画は、各船社の Know How であり、詳細は各社毎に標準を持っているようであるが、現在の処、一般的には次の原則は各社共通のようである。

- ① コイルのコアーを船尾方向に、即ち水平縦積とする。
- ② 積段数は、二重底強度により加減するが、その基準は均質貨物積付許容限度により定める。
しかし、一般的にいえば、 $5^t/\text{coil}$ 以下は 3 段 $10^t/\text{coil}$ 以上 $15^t/\text{coil}$ 級が 2 段、それ以上は 1 段積が多い。
- ③ 貨物の保定には、ショアリング、チョッキング、ワイヤーラッシングを行うが、必ずキーコイルによりローリングチャックを行う。

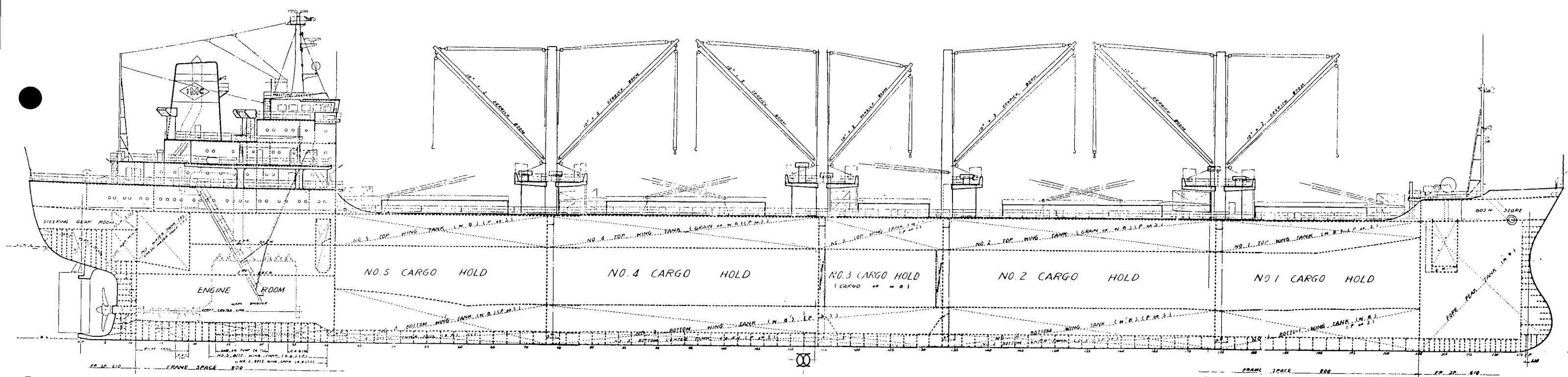
(ii) 積荷方法

- ① 大型トレーラー、バージ等で船側まで運送されて来たコイルは、本船荷役装置を用いて船艤内に積込まれる。ミルポートでは、岸壁クレーンを用いて積込むこともある。又、ショアクレーン等により艤内にコイルをおろす場合、数本のダンネージを敷きつめた上におろし、フォークリフト或はモービルクレーンで所定の位置に積付けられる。使用されるフォークリフト或はモービルクレーンの要目の代表的なものは次の通りである。
- ② タンクトップの積付位置には、予めコイル 1 列当たり 3 条から 5 条（コイル単重により加減する）のダーネージを船横方向に敷き、艤内に降したコイル用ノーズアタッチメント付フォークリフト或はモービルクレーンで所定の位置に積付ける。

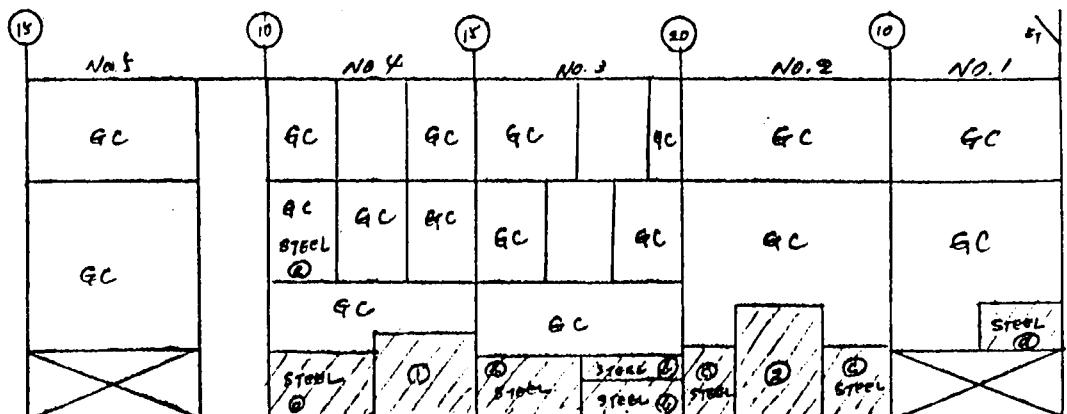
ダンネージは、通常米松材が主体であり、サイズは一般的には abt 60% × abt 30%、abt 80% × abt 40% 断面で、長さは不定であるが 3 m 前後のものが多いようである。

- ダンネージの長手方向接手は特になく、適当に突合せ又は入込みの方法で荷重の分散をはかる。
- ③ ホッパー部、ホールドフレーム下部のタンクサイドプラケット等の部分は、必要に応じショアリングを行う。
 - ④ 積付保定基準は、鉄鋼協会の保定作業標準に準ずる。
 - ⑤ コイルは、前後方向に若干（約 100% 位）の余裕をとるが、これはコイル端部の損傷防止とラッシングワイヤーを通す為である。通常は前後方向に数えて 4 列程度でグループとし、チョッキングを施し、スチールワイヤーによりグループラッシングを行う。
 - ⑥ 船横方向には、数コイルに 1 ケづキーコイルを用いてローリングサイドのチャックとし、保定する。

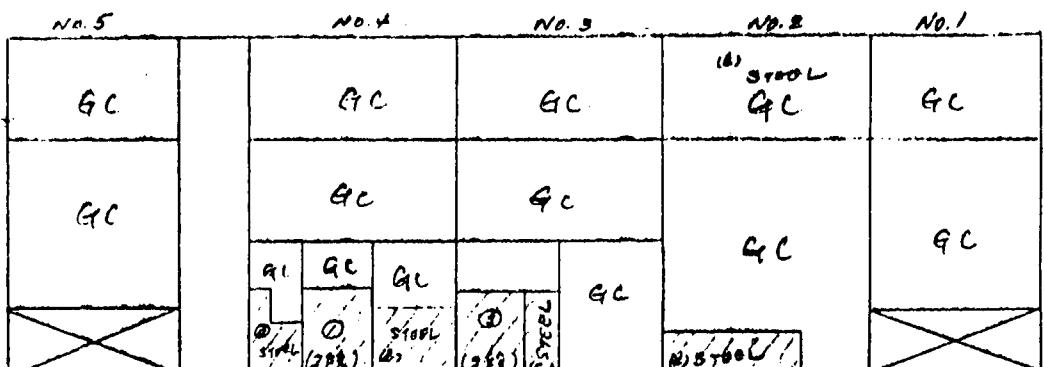
以上積荷方法に関する写真を写真 3.1.1 ~ 3.1.8 に示す。



(d) 料理



①	CHIBA - BARRANQUILLA	CR COIL	②	5.10 ^{ft} x 207 COIL	1050.9 KT
③	" "	" "	③	5.10 x 158 COIL	304.7 KT
④	KOBE - LAQUAIRA	ST. SHEET.	④	1.91 x 57 S/ENV.	112.7 KT
⑤	NAGOYA - LAQUAIRA	FLOOR PLATE	⑤	1600 PKGS	277 KT
⑥		STEEL PLATE, TIN PLATE, STEEL SHEET	⑥		511.5 KT
⑦		FLOOR PLATE, STEEL SHEET	⑦		332.0 KT
⑧		STEEL PLATE,	⑧		50.0 KT
⑨		STEEL SHEET, ANGLE, BAR etc.	⑨		292 KT



①	CHIBA - BARRANQUILLA, CR COIL	②	5.35 ^{ft} x 155 COILS	314.1 KT
②	CHIBA - BARRANQUILLA, CR COIL	③	5.20 ^{ft} x 116 COILS	603.0 KT
③	KOBE - BARRANQUILLA, ST. SHEETS	④	1.91 ^{ft} x 82 S/ENV.	157.0 KT
④	KOBE - LAQUAIRA	⑤	41 SHEETS @ 1.80 ^{ft} x 111 S/ENV.	199.9 KT
⑤		⑥	ST. BAR. @ 1.46 ^{ft} x 119 "	173.7 KT
⑥		⑦	ST. STRIP. @ 1.21 ^{ft} x 46 COIL	54.6 KT
⑦		⑧	41. SHEET @ 2.83 ^{ft} x 59 S/ENV.	110.4 KT
⑧		⑨	HR. PLATE @ 0.80 x 201 PKGS	200.0 KT
⑨	CHIBA - PORT OF SPAIN	⑩	CR SHEET @ 1.94 x 47 S/ENV.	91.3 KT
⑩	NAGOYA - MARRACUBO	⑪	TIN PLATE @ 1.53 x 100 M/CS.	153.2 KT
⑪	YOKOHAMA - LAQUAIRA	⑫	BAR, SHEET.	72.0 KT

図 3. 1. 2 ストウェージプラン (Case A)

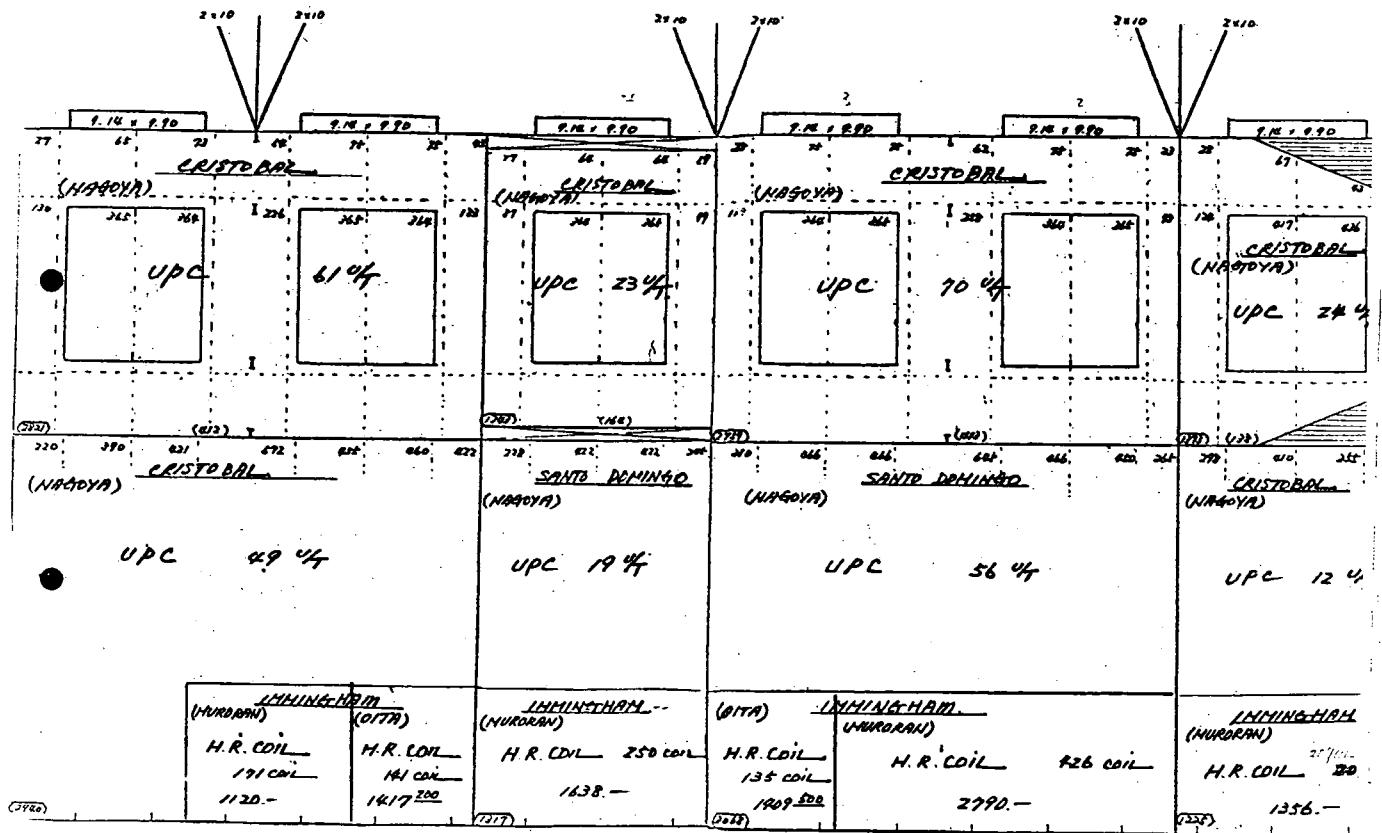


図 3.1.3 ストウエーシブラン (Case B)

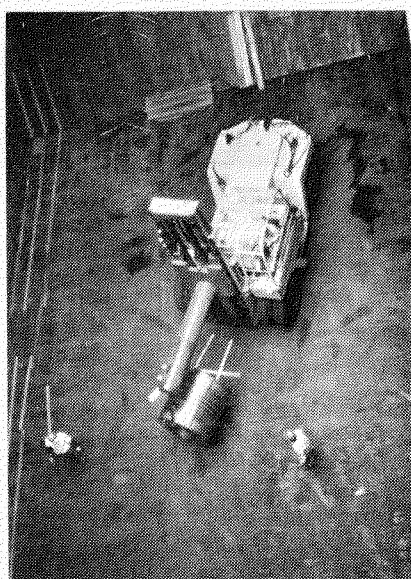
図 3.1.4 ストウエージプラン (Close C)



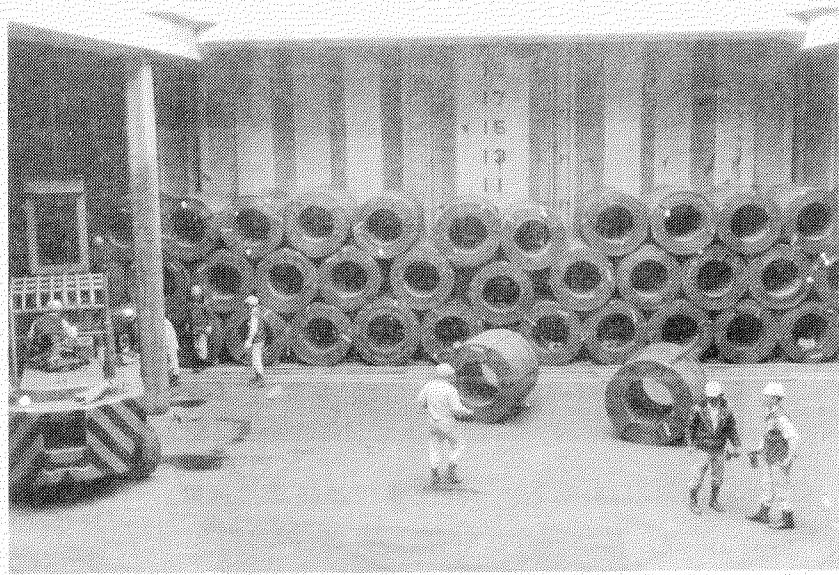
＜写真3.1.1＞：大型トレーラーにて船側まで運搬



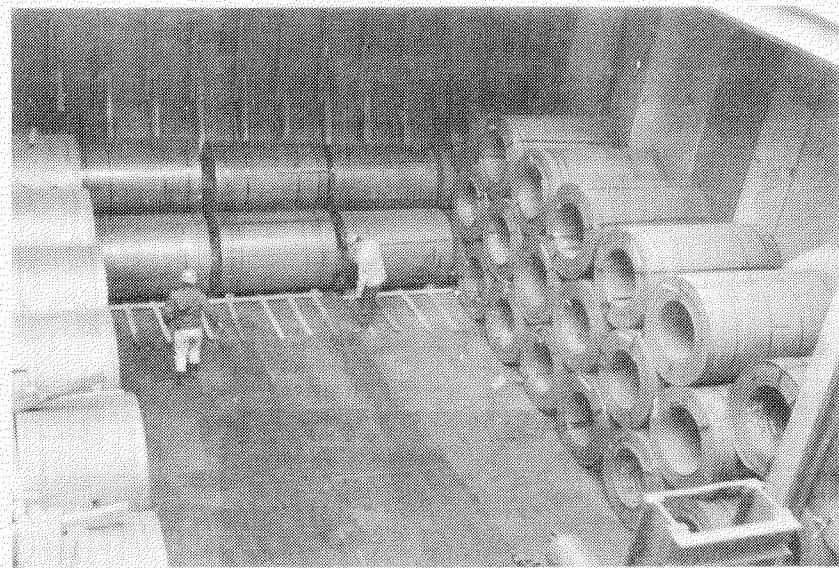
＜写真3.1.2＞：ミルポートのショアクレーンで積荷中



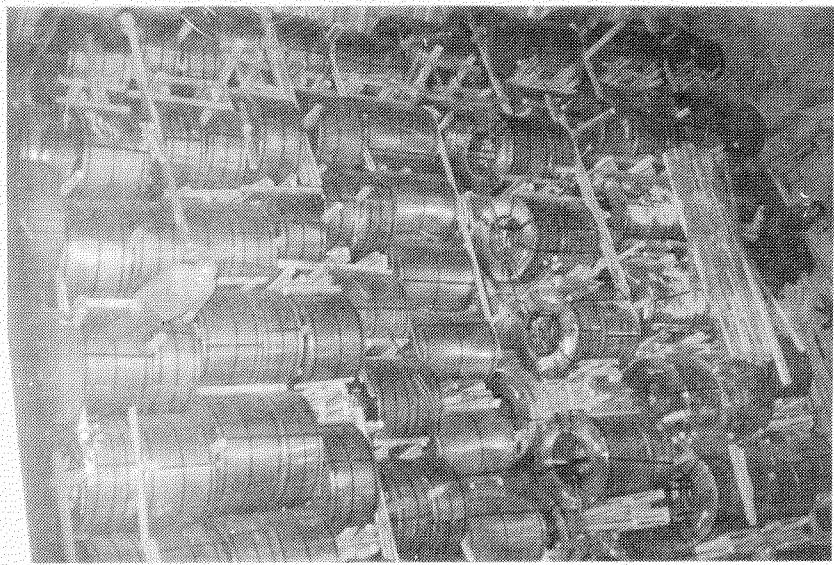
＜写真3.1.3＞：コイル用アタッチメントを装備した大型フォークリフト
が輸内で使用される。大型のものは、自重が30Tを
越える。



＜写真3.1.4＞：3段積されたコイル。中央部にキーコイルが見える。



＜写真3.1.5＞：積荷中のダンネージ敷並べ状況。この場合4列／1コイルである。



＜写真3.1.6＞：ラッシング状況



＜写真3.1.7＞：モービルクレーンによる積荷状況。22^t SWL のキャタピラ付である。



＜写真3.1.8＞：チョッキングを行い積付完了。

3.2 スチールコイル搭載に伴う損傷例について

3.2.1 スチールコイル搭載に伴う損傷原因

スチールコイルは重量物であり、いわばドーナツ状の鋼塊であるといつても差支えないほどコンパクトで剛なものである。従ってその荷役の過程に於て、或は積付によっては、航海中の貨物の移動等の原因により船体損傷の機会は相当多いのが普通である。

現に、スチールコイル積取船は、他の貨物積取船に比べて二重底構造、タンクサイドプラケット、バルクヘッド下部構造等に損傷例が多いことは事実であり、この事実が本研究の発端となった。

原因として考えられるものは、次の3つに大別される。

- (1) 荷役中の Stevedore のミスハンドリングによる損傷
- (2) 航海中の船体動揺による荷崩れに起因する損傷
- (3) 上記以外のオーバーロードによる損傷

(1)・(2)は問題外であるが、(3)は、スチールコイル自体の特性から、均質分布荷重とは見られず、しかも集中荷重と考へるにはサイズが小さすぎて、二重底構造に対してティピカルな集中荷重モデルが考えにくい所に問題がある。

スチールコイル積載時、二重底を始めとする周囲船体構造にかかる力の算定方法が確立されていない現在、スチールコイル揚荷者に残された船体構造の損傷が、上記何れの原因によるものかの判定は不可能であるが、少くとも二重底に対する単位面積当たりの等分布荷重ベースで見ても、ほぼ同じ或はそれ以上の荷重を与える他種貨物（例えば、非鉄精鉱等）積載の場合に比べて損傷の頻度、範囲共に大きなのは事実である。

次にその実例を示す。

3.2.2 損傷の一例

写真3.2.1～3は、スチールコイル全艤積取船の損傷の一例である。

本船は、14,000DW型ツインデッカーであり、二重底構造は通常のロンジ構造方式である。

損傷範囲は、コイル積載部の全域にわたり、損傷は、タンクトップ板は勿論、リバースロンジ、ホールドフレーム下部のタンクサイドプラケットからホールドピラーとタンクトップの取合離脱に至る広範囲なものである。

従って、本船の場合、前記原因がすべて重複しているのではないかと憶測されるが、他のスチールコイル積載船によく見られる損傷の典型をすべて含んでいるものと思われる所以、ここに例示した次第である。

写真は、本船の損傷修理中の状況である。これによりコイル積載船の船体損傷の一端が理解できよう。

3.3 鉄鋼協会の積付標準

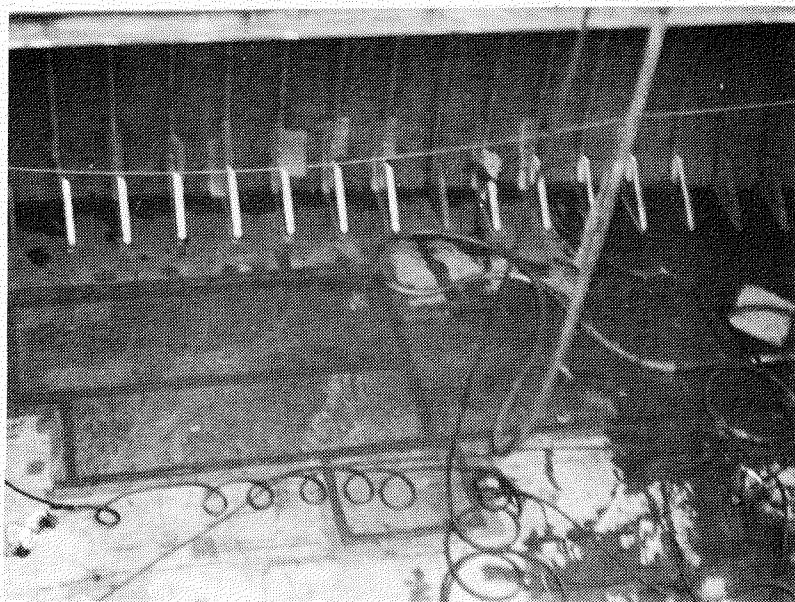
鉄鋼製品の船積輸送する際の、製品や船体の損傷を防止するため、鉄鋼協会では各種の積付保証標準あるいは船積指針を作成している。

型鋼、厚板およびスラブの積付けにおいては、貨物重量を船体の二重底構造材のうちでも、比較的強度を有するソリッドフロアやガーダにかけて、積付けることが可能であり、船体の強度上問題は少ない。

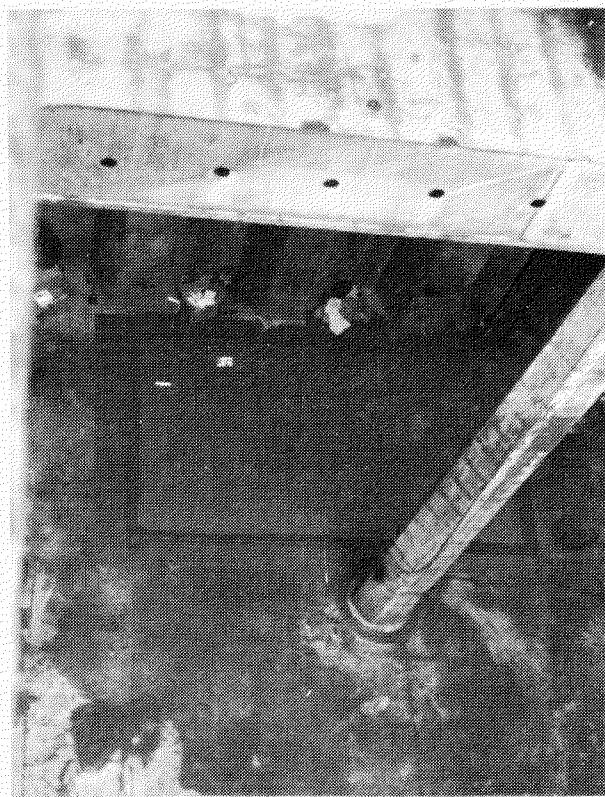
また大径鋼管の積付けにおいては、空間の占める度合いが大きく、他の製品に比して船底に加わる荷重が小さいので、船体の損傷する危険性はなく、むしろ製品自身の損傷を防止するために、船積指針を作成している。

一方、スチールコイルの場合、貨物重量が大であり長さも短かいため、ボトムダンネージを介して内底板によって支持されている。この内底板の強度計算式を確立しない限り、積付保証標準の作成は不可能であるので、鉄鋼協会では今回実施している実験ならびに解析の結果が得られるまでの暫定的な標準として、従来の積付の方式をそのまま取り入れた保証標準を作成している。

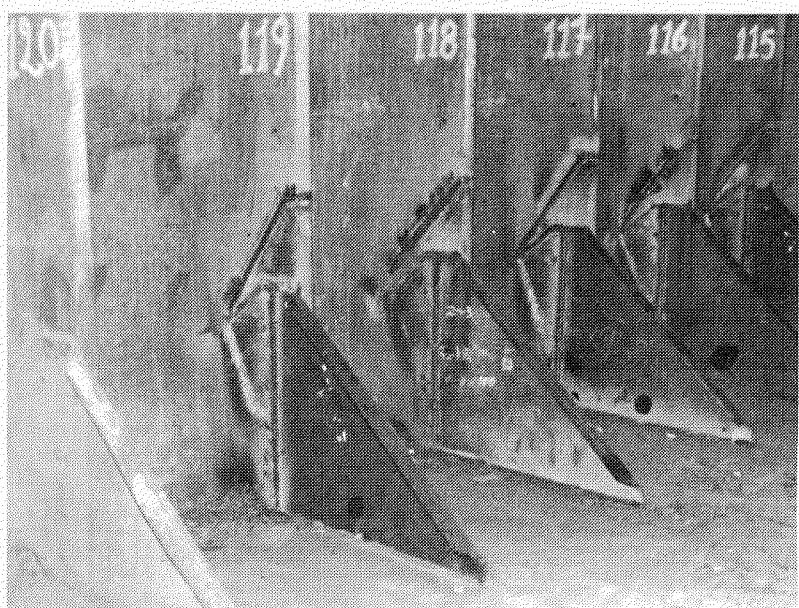
参考のため、鉄鋼協会において作成した熱冷延コイル積付保証標準と、他の製品の積付例として大径鋼管の船積指針を巻末の付録に示す。



<写真3.2.1> : ハッチウェイを外れた船内船側部二重底が、
約1.0m×約4mの広範囲にわたり、タンクトップ、
リバースロジ、フロアー上部共に大きな損傷を受けている。



<写真3.2.2> : 写真3.2.1の船側コルゲーテッド、トランスバルクヘッドぎわの損傷。
同じくハッチウェイを外れた部分であるが、このような場所でも、
ゴイルはコンパクト化為に、割合多量に積込まれることが多い。
タンクトップとピラーの取合も離脱していることに注目。



<写真3.2.3> ...；ホールドフレーム下部プラケットが破損新替した。

4. スチールコイル搭載に関する模型実験

4.1 スチールコイルによる荷重

4.1.1 模型

模型の寸法は実船の約 $\frac{1}{10}$ となるように定めた。

(1) スチールコイル

直径475mm、長さ200mmの厚肉パイプに円型鋼板を溶接ではめ込んだものでほぼ中実に近い。重量は約250kgである。

(2) 船体

図4.1.1に示すような長さ5.6mのI型梁で両端に船側に相当する板を立てる。中央に支点を設け、これを中心に動搖させる。船側壁に加わる荷重は、船側に相当する板(幅210mm、板厚12mm)の付根部両面に貼った6枚の歪ゲージで計測した。

検定曲線はコイルが当る部分を油圧ジャッキで押して求めた。

また、I型梁の上面には一部に櫛型の切り込みを入れ、その付根に貼った歪ゲージにより、二重底フロアに加わる荷重も計測した。

(3) ダンネージ

木片(幅30mm×厚さ10mm、米松材)を2列敷く。

4.1.2 実験方法

(1) 動搖

100ton縦型疲労試験機を用いた。これは、なめらかな動搖を行なわせるためには、サーボバルブで制御される方式の駆動が好ましいためである。

○最大傾斜角度 20°

○動搖周期 60 sec

動搖中心が実船と一致しないこと、および動搖加速度の大きさは、静傾斜の重力成分等に比して小さいことなどにより、動搖周期を実船に一致させることは考えていない。

(2) 計測項目

① 傾斜角度

② 両船側壁に加わる荷重

③ キーコイル近傍の二重底フロアに加わる荷重

(3) 記録

動歪計経由電磁オシロを中心とする。この他に、船側に加わる荷重の記録には、XYレコーダも併用する。

(4) 実験条件

次の各状態を全て組み合わせる。

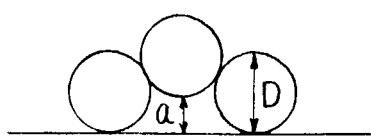
① コイル総数 7個および10個

② キーコイルのはまり方3種

実際に搭載された状態では、 $\frac{1}{5} \sim \frac{1}{2} < \frac{a}{D} < \frac{1}{3}$ に調整

されることが多いがここでは次のように取った。

$$\left(\frac{a}{D} = \frac{1}{6}, \frac{1}{3}, \frac{1}{2} \right)$$



③ キーコイルの位置 最端部を除くすべてのコイルをキーコイルとする。ただし実際には両側の隔壁で同時に計測しているので、約半分の実験数となる。実験は、同じ条件で3～5回繰り返して、ばらつきの把握に留意した。

4.1.3 コイル荷重の推定理論(図4.1.2参照)

(1) キーコイルとその両側のコイルに作用する力

コイルⒶの釣り合い

$$W \cos \theta = F_{1A} + f_{2A} - F_{3A} \sin \varphi - f_{3A} \cos \varphi \quad \dots (4.1)$$

$$W \sin \theta = F_{2A} + f_{2A} - F_{3A} \cos \varphi + f_{3A} \sin \varphi \quad \dots (4.2)$$

$$0 = f_{2A} + f_{3A} - f_{1A} \quad \dots (4.3)$$

コイルⒷの釣り合い

$$W \cos \theta = F_{3A} \sin \varphi + f_{3A} \cos \varphi + F_{2C} \sin \varphi + f_{2C} \cos \varphi \quad \dots (4.4)$$

$$W \sin \theta = F_{3A} \cos \varphi - f_{3A} \sin \varphi - F_{2C} \cos \varphi + f_{2C} \sin \varphi \quad \dots (4.5)$$

$$0 = f_{3A} - f_{2C} \quad \dots (4.6)$$

コイルⒸの釣り合い

$$W \cos \theta = F_{1C} - f_{3C} - F_{2C} \sin \varphi - f_{2C} \cos \varphi \quad \dots (4.7)$$

$$W \sin \theta = f_{1C} - F_{3C} + F_{2C} \cos \varphi - f_{2C} \sin \varphi \quad \dots (4.8)$$

$$0 = f_{2C} - f_{1C} + f_{3C} \quad \dots (4.9)$$

これらの釣り合い式を、(2・A)点と(3・C)点がすべての条件で解く。

$$f_{2A} = \Phi_1 F_{2A} \quad \dots (4.10)$$

$$f_{3C} = \Phi_1 F_{3C} \quad \dots (4.11)$$

Φ_1 : コイル間の摩擦係数

それぞれの力は以下のように求められる

$$F_{1A} = W \sin \theta \left[\frac{3}{2} \cot \theta + \frac{1}{2} \tan \varphi - \frac{3\Phi_1}{1+\Phi_1} \right] - \frac{1-\Phi_1}{1+\Phi_1} \Phi_1 F_{3C} \quad \dots (4.12)$$

$$f_{1A} = W \sin \theta \left[\frac{1}{1+\sin \varphi} \left(\frac{1}{2} \cos \varphi \cot \theta - \frac{3}{2} \sin \varphi \right) + \frac{3\Phi_1}{1+\Phi_1} \right] + F_{3C} (1-\Phi_1) \left(\frac{\Phi_1}{1+\Phi_1} - \frac{\sin \varphi}{1+\sin \varphi} \right) \quad \dots (4.13)$$

$$F_{2A} = \frac{1}{1+\Phi_1} \left[3W \sin \theta + F_{3C} (1-\Phi_1) \right] \quad \dots (4.14)$$

$$f_{2A} = \Phi_1 F_{2A} \quad \dots (4.15)$$

$$F_{3A} = \frac{1}{\cos \varphi} \left[W \left(\frac{1}{2} \cos \theta \cos \varphi - \frac{3}{2} \sin \theta \sin \varphi + 2 \sin \theta \right) + F_{3C} (1-\Phi_1) (1-\sin \varphi) \right] \quad \dots (4.16)$$

$$f_{3A} = \frac{1}{1+\sin \varphi} \left[W \left(\frac{1}{2} \cos \theta \cos \varphi - \frac{3}{2} \sin \theta \sin \varphi \right) - F_{3C} (1-\Phi_1) \sin \varphi \right] \quad \dots (4.17)$$

$$F_{1C} = W \sin \theta \left[\frac{3}{2} \cot \theta - \frac{1}{2} \tan \varphi \right] + \Phi_1 F_{3C} \quad \dots (4.18)$$

$$f_{1c} = \frac{1}{1 + \sin \varphi} \left[W \sin \theta \left(\frac{3}{2} \sin \varphi - \frac{1}{2} \cos \varphi \cot \theta \right) + (\Phi_1 + \sin \varphi) F_{sc} \right] \dots (4.19)$$

$$F_{2c} = \frac{1}{\cos \varphi} \left[W \left(\frac{1}{2} \cos \theta \cos \varphi - \frac{3}{2} \sin \theta \sin \varphi + \sin \theta \right) + F_{sc} (1 - \Phi_1) (1 - \sin \varphi) \right] \dots (4.20)$$

$$f_{2c} = \frac{1}{1 + \sin \varphi} \left[W \left(\frac{1}{2} \cos \theta \cos \varphi - \frac{3}{2} \sin \theta \sin \varphi \right) - F_{sc} (1 - \Phi_1) \sin \varphi \right] \dots (4.21)$$

$$f_{sc} = \Phi_1 F_{sc} \dots (4.22)$$

F_{sc} はキーコイルの位置によって算出される。

すなわち、図 4.1.2 に示した状態でキーコイル ⑧ の右側に n 個のコイルがある場合、式 (4.23) で与えられる。

$$F_{sc} = W \sin \theta \cdot \frac{1}{2\Phi_1} \left[1 - \left(\frac{1 - \Phi_1}{1 + \Phi_1} \right)^{n-1} \right] + \left(\frac{1 - \Phi_1}{1 + \Phi_1} \right)^{n-1} F_0 \dots (4.23)$$

ただし、右側の船側壁とコイルの間に作用する力を F_0 で表わしている。

(2) 船側壁に加わる荷重

船側壁に加わる荷重は、式 (4.14)、(4.15) で与えられる F_{2A} 、 f_{2A} を用いて図 4.1.2 の状態で、順次左側のコイルに作用する力の釣り合いから求められる。コイルとコイルの接触点ですべるとした場合、式 (4.24) となり、コイルと二重底フロア (ダンネージ) の接触点ですべるとした場合式 (4.25) のようになる。

$$F = W \sin \theta \left[\frac{2}{1 - \Phi_1} \left(\frac{1 - \Phi_1}{1 + \Phi_1} \right)^{m-1} + \frac{1}{2\Phi_1} \left\{ 1 - \left(\frac{1 - \Phi_1}{1 + \Phi_1} \right)^{m+n-1} \right\} \right] + \left(\frac{1 - \Phi_1}{1 + \Phi_1} \right)^{m+n-1} F_0 \dots (4.24)$$

$$F = F_2 \cdot m \dots (4.25)$$

$$F_{2+i} = W \sin \theta + F_{2+i-1} - \frac{\Phi_2}{1 + \Phi_2} (W \cos \theta + 2 f_{2+i-1}) \dots (4.26)$$

$$f_{2+i} = \frac{\Phi_2}{1 + \Phi_2} W \cos \theta - \frac{1 - \Phi_1}{1 + \Phi_1} \cdot f_{2+i-1} \dots (4.27)$$

ただし、 $F_{2+1} = F_{2A}$ 、 $f_{2+1} = f_{2A}$

Φ_2 : コイルと二重底フロア (ダンネージ) の摩擦係数

4.1.4 実験結果

動搖に伴って左右の船側に加わる荷重変化の例を傾斜角を横軸にとった X-Y レコーダの記録で図 4.1.3 に示す。

次に、キーコイルの位置によって船側に加わる荷重の大きさがどのようになるかを図 4.1.4 に示す。また、キーコイルのはまり方の影響を図 4.1.5 に示す。

4.1.5 考察

図 4.1.3 を見ると、 $\frac{a}{D} = \frac{1}{6}$ でキーコイルが壁に近いときの 1・2 例を除き、船側に加わる荷重は、繰り返しによって顕著に増加することはないことがわかる。

次に、キーコイルの位置によって船側に生じる荷重の大きさが変化する状況を図 4.1.4 で見ると、キーコイルが壁から離れるにつれて大巾に底下すること、およびその大きさは、4.1.3 に示した理論計算値で与えられることがわかる。以上の結果より、キーコイルは壁から離れたコイルにすべきであることがわかる。

また、キーコイルのはまり方の影響を見ると、前述の繰り返しに伴って荷重が増加する例を除き、大きな差はない

ことがわかる。したがって、 $\frac{1}{6} < \frac{a}{D} < \frac{1}{2}$ 程度ならば、その位置が壁から離れている限りあまり問題とすることはないと考えられる。

この場合も理論計算値は図に示すようによく一致する。ただし、この計算では、まずすべる点を仮定して各 f 、 F を計算し、 f/F が摩擦係数を超える点があれば、そこをすべる点としてやり直したものである。

船側に加わる荷重の設計値としては、ばらつきをある程度考慮したとき、コイル 1 個分の重量 W の傾斜成分 $W \sin \theta$ (θ : 傾斜角) の 2.5 倍程度にとればよいことがわかる。

4.1.6 まとめ

今までの結果をまとめると次のようになる。

(1) キーコイルは壁から離して設けるべきものである。

(2) キーコイルが壁から 3 個目以上に離れているとし、 $\frac{a}{D} > \frac{1}{6}$ なら船側に加わる荷重 F は、ばらつきを含めて $F \approx 2.5 W \sin \theta$

W : コイル 1 個の重量

θ : 船体傾斜角

で与えられる。

(3) 船側に加わる荷重は、理論計算で得られるものにはばらつきを考慮すればよい。

4.2 二重底フロアの強度

スチールコイルの荷重は、二重底フロアに対して集中荷重となることがあるので、これの座屈実験を行なった。

4.2.1 模型および歪計測点

実船の $\frac{1}{3}$ 程度の縮尺とし、図 4.2.1 に示す 3 種とした。この材料の機械的性質を表 4.2.1 に示す。このうち A 型模型は、座屈試験の他にダンネージの有無、厚さの相異によるフロア内応力分布を見るためにも用い、他の 2 種は座屈試験のみ行なった。

また、スチールコイル模型は、半径 400 mm の円筒面を有する中実材とした。

歪ゲージの配置を図 4.2.2 に示す。

4.2.2 試験方法

(1) ダンネージの剛性

まず、剛な平板の上にダンネージ（厚さ 30 mm、巾 45 mm および厚さ 10 mm、巾 45 mm の 2 種）を半径 400 mm の鋼製円筒で圧縮し、荷重と変位の関係を求める。

(2) フロアの応力分布

A 型模型を用いて、応力分布の計測を行なった。負荷はコイル模型で行ない、その実験条件は次の通りである。

- 加压点 3 種 1) ダンネージなし
 2) 厚さ 30 mm のダンネージ
 3) 厚さ 10 mm のダンネージ

◦ 支点位置 図 4.2.2 の RR' 点および QQ' 点

(3) 座屈試験

厚さ 30 mm、巾 150 mm のダンネージを介して、スチールコイル模型で負荷した。

このときの A 型模型の支点は R R' である。

4.2.3 実験結果

まず、ダンネージの圧縮による荷重～変位曲線を示したのが図 4.2.3 である。これによると、変位はほぼ厚さに比例しており、両者はよく似ている。

次に、座屈試験における荷重～歪曲線の代表的な例を各模型毎に図4.2.4に示す。

各模型の最高荷重は、次の通りであった。

A型模型 23.9 ton

B型模型 27.3

C型模型 32.0

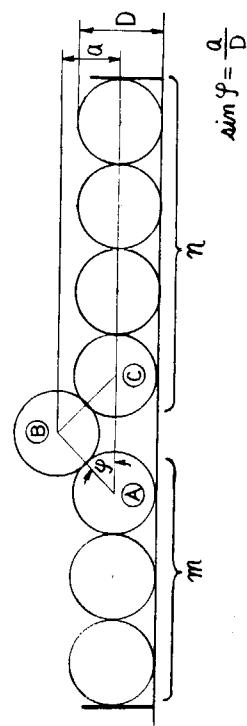
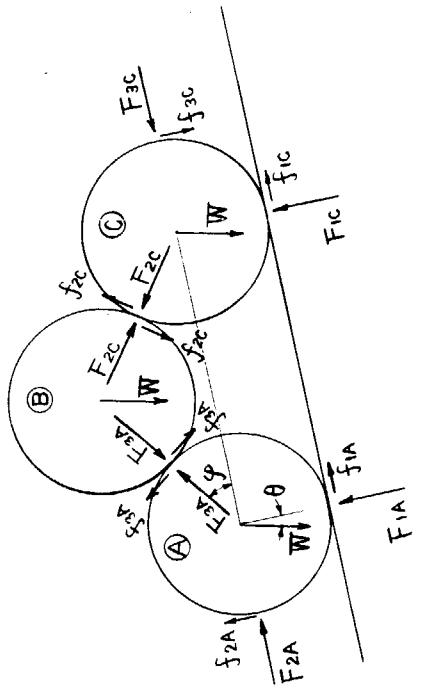
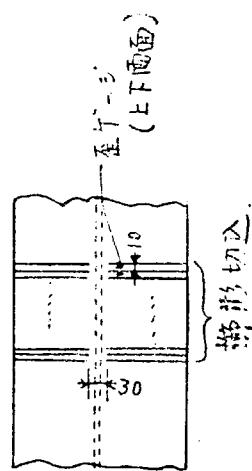
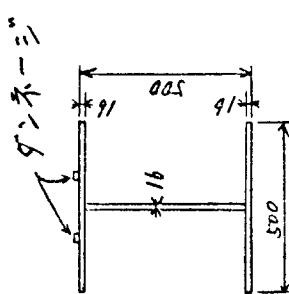
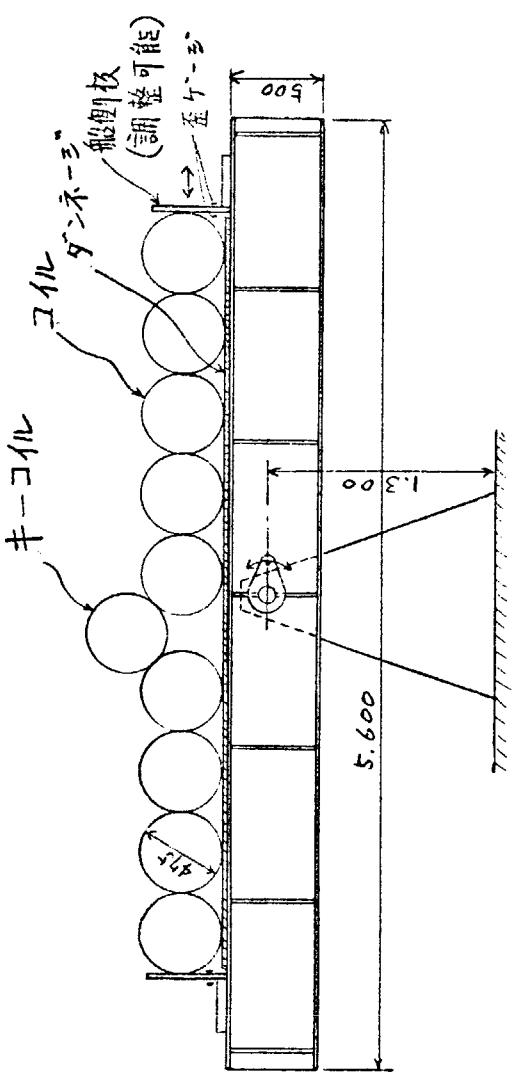


図 4.1.1 コイル荷重用模型

図 4.1.2 コイル作用する力

$$\sin \varphi = \frac{a}{D}$$

图 4.1.3 (b) 荷重変化

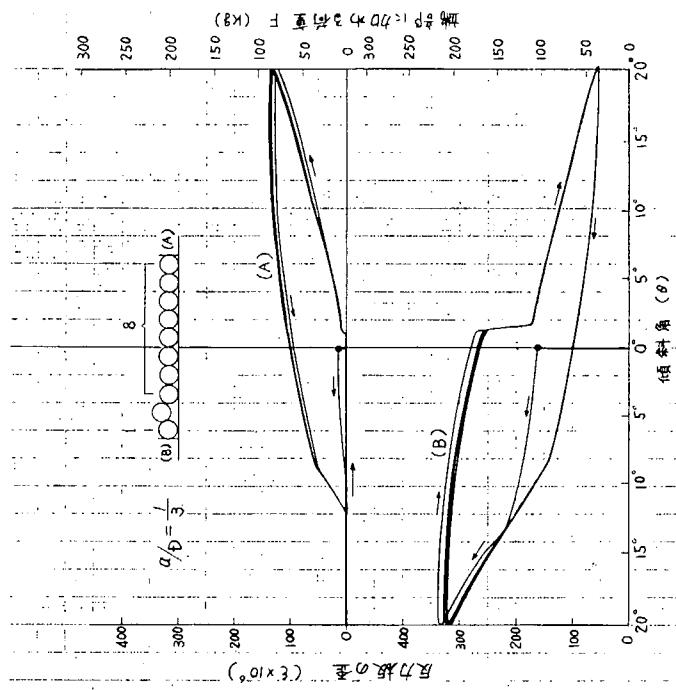


图 4.1.3 (b)

图 4.1.3 (a) 荷重変化

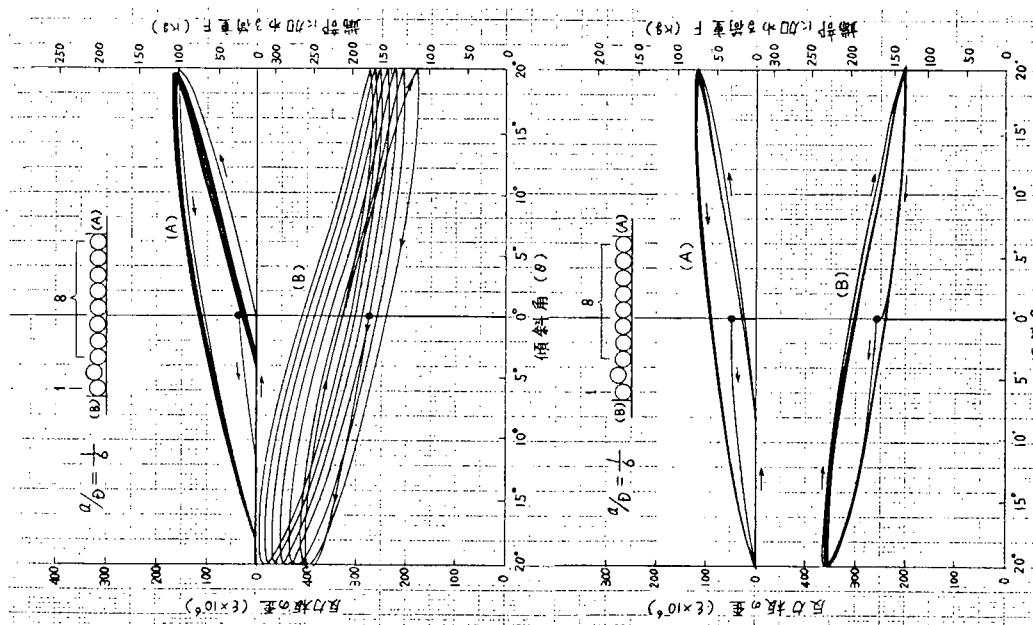


图 4.1.3 (a)

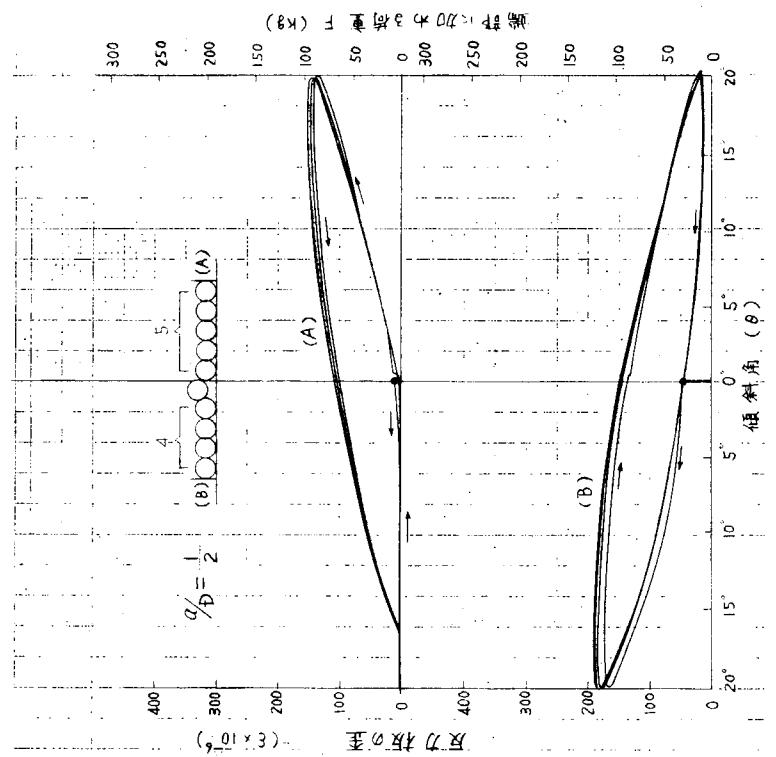


図 4.1.3 (a) 荷重変化。

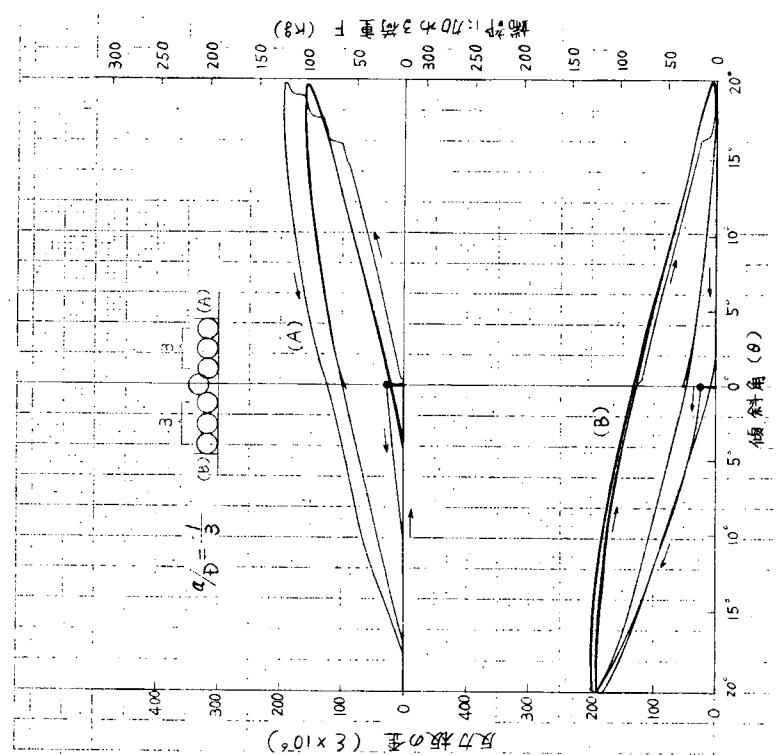


図 4.1.3 (c) 荷重変化

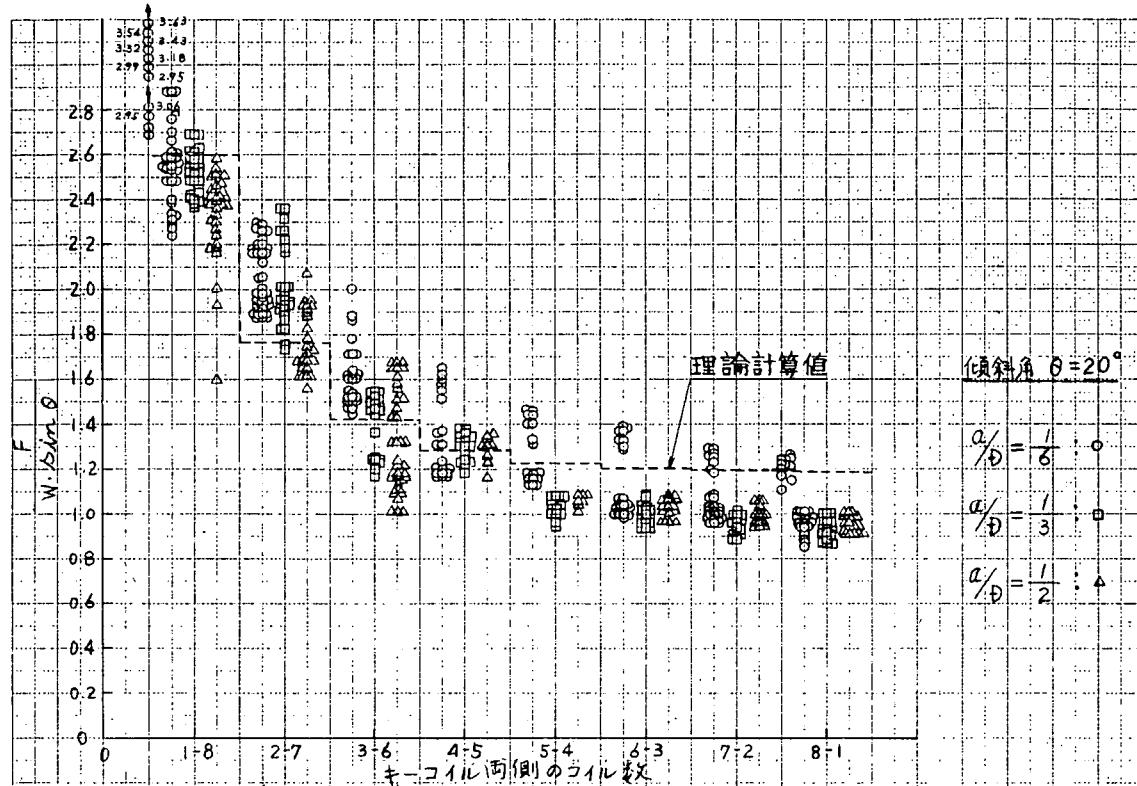


図 4.1.4 (a) キーコイルの位置の影響

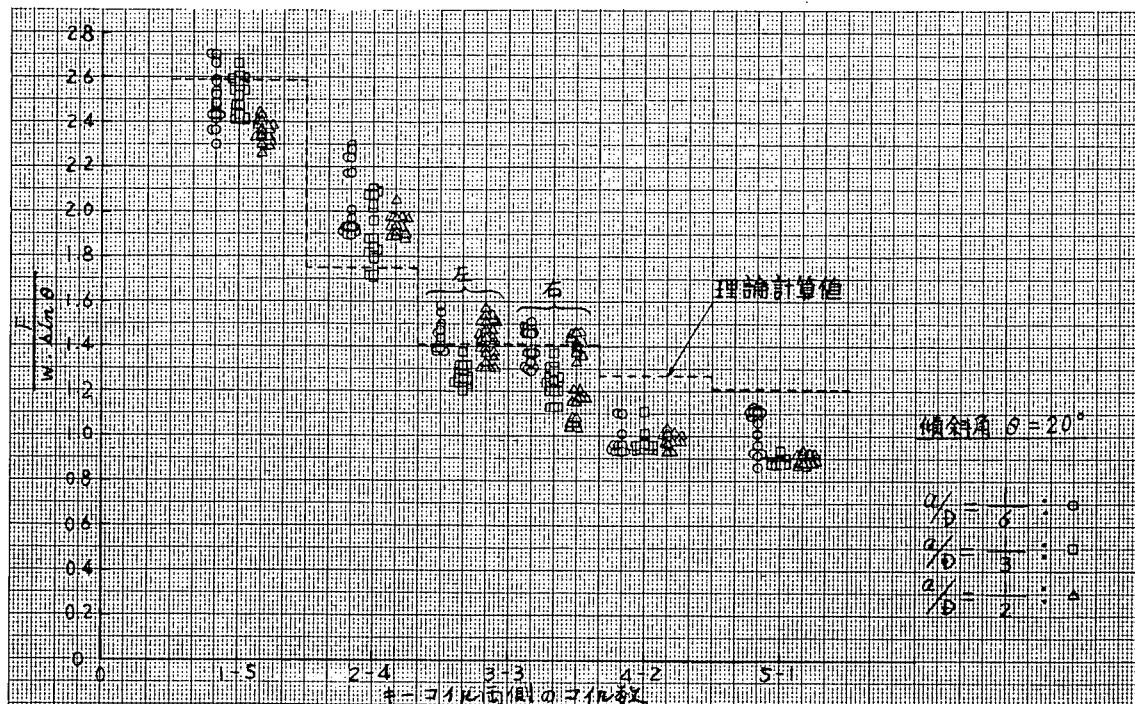


図 4.1.4 (b) キーコイルの位置の影響

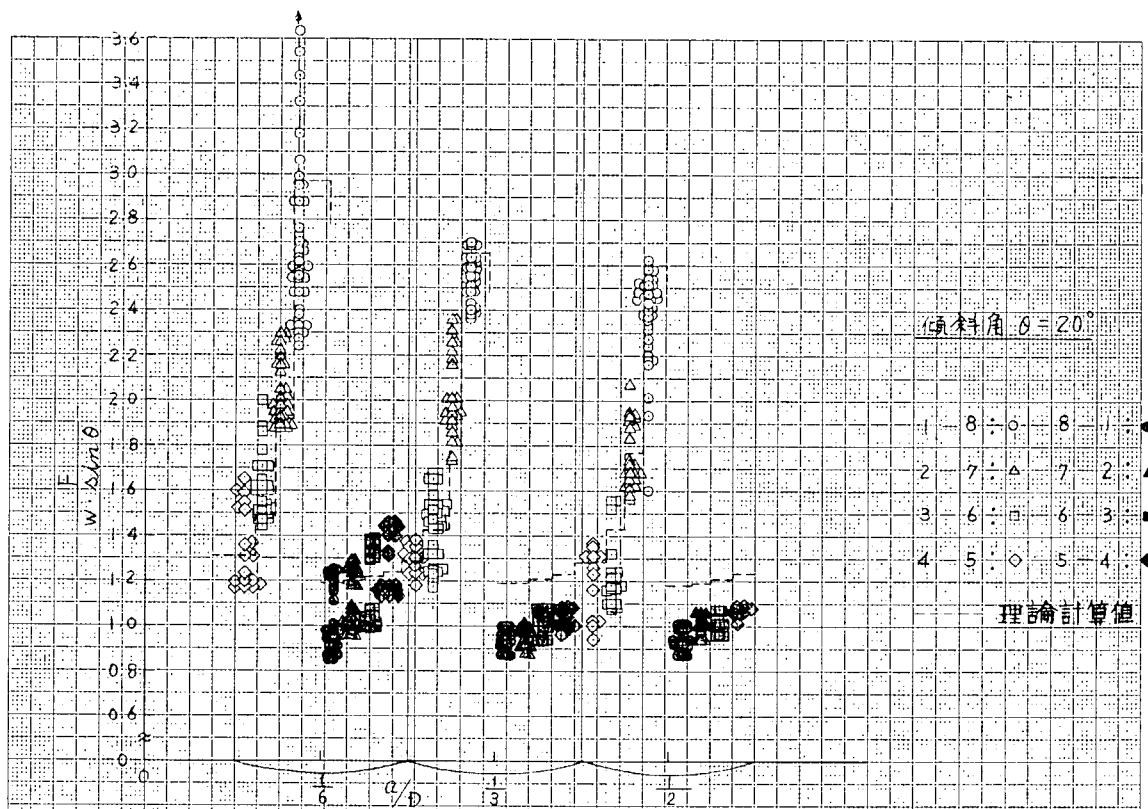


図 4.1.5 (a) キーコイルのはまり方の影響

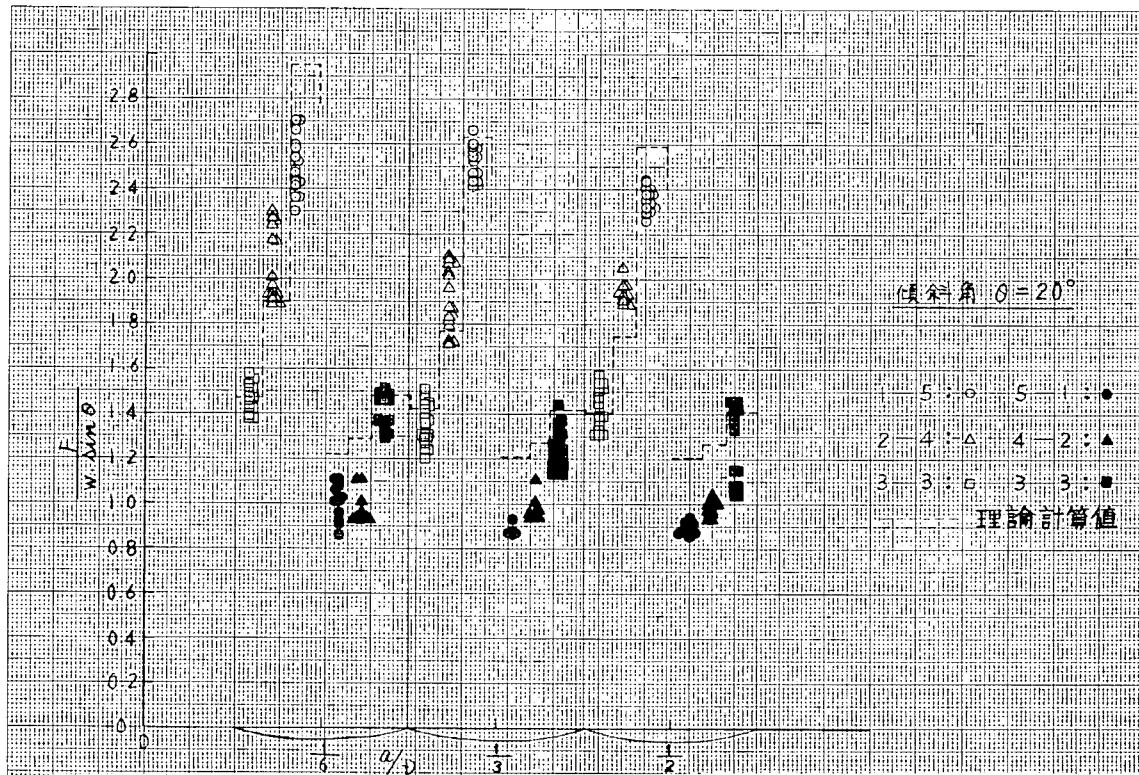
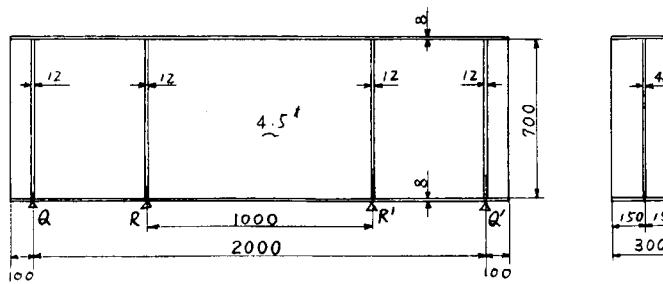
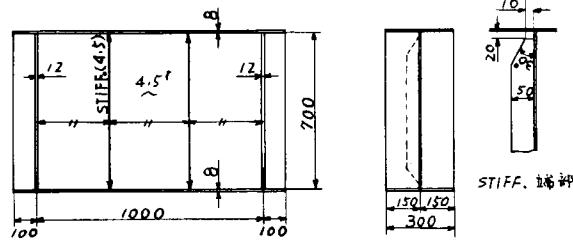


図 4.1.5 (b) キーコイルのはまり方の影響

A 型



B 型



C 型

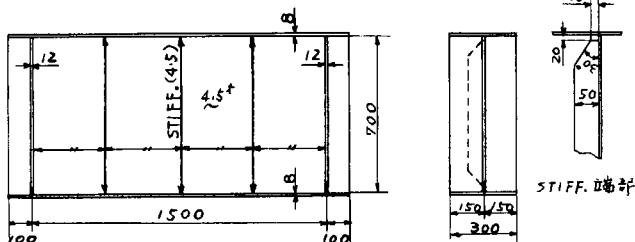


図 4.2.1 フロア模型

表 4.2.1 供試鋼板 (SS41) の引張試験結果

板厚 (mm)	試符 片号	試験片寸法 (mm)	降伏点 (kg/mm ²)	引張強さ (kg/mm ²)	伸び (%)	備考
4.5	A	4.52×25.04 × 50 G・L	36.8	45.1	3.6.4	A型モデルに用いた
		4.52×25.05 × ↘	34.5	44.1	3.6.4	
	B	4.50×25.02 × ↘	35.3	45.1	3.6.0	B型モデルに用いた
		4.50×25.02 × ↗	35.0	45.2	3.6.4	
8	D	4.50×25.12 × ↘	34.3	45.0	3.5.8	C型モデルに用いた
		4.50×25.06 × ↘	35.5	44.8	3.5.8	
	E	8.20×25.00 × 200	34.6	49.9	2.88	全モデルに共用した
		8.22×25.00 × ↗	35.4	50.1	2.77	
12	E	11.82×24.90 × ↗	27.9	46.6	2.7.6	全モデルに共用した
		11.82×24.96 × ↗	28.2	46.0	2.7.8	

記号
 — : 一方向
 + : 二方向
 * : 三方向

ウェーブゲージは両面対称に貼付けた。

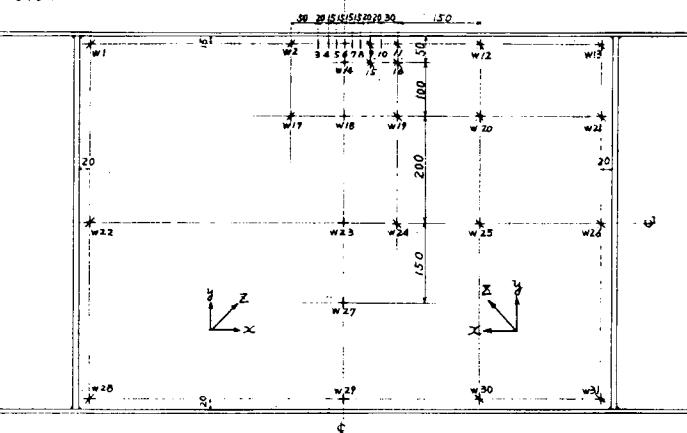
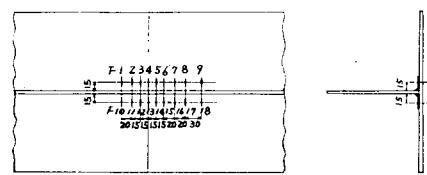


図 4.2.2(a) A型モデルの歪計測位置

— : 一方向
 記号 { + : 二方向
 * : 三方向

ゲージは両面対称に貼付けた。

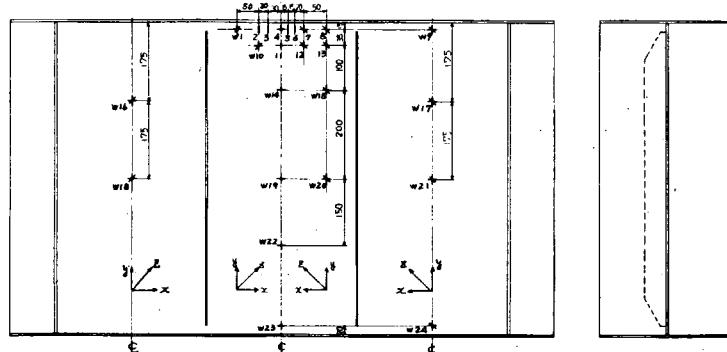


図 4.2.2(b) B型モデルの歪計測位置

— : 一方向
 記号 { + : 二方向
 * : 三方向

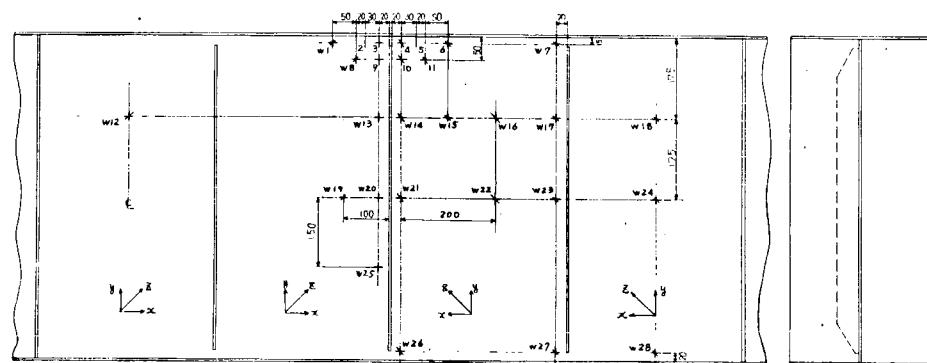
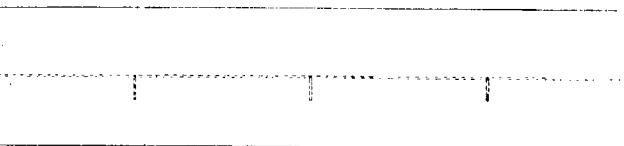


図 4.2.2(c) C型モデルの歪計測位置

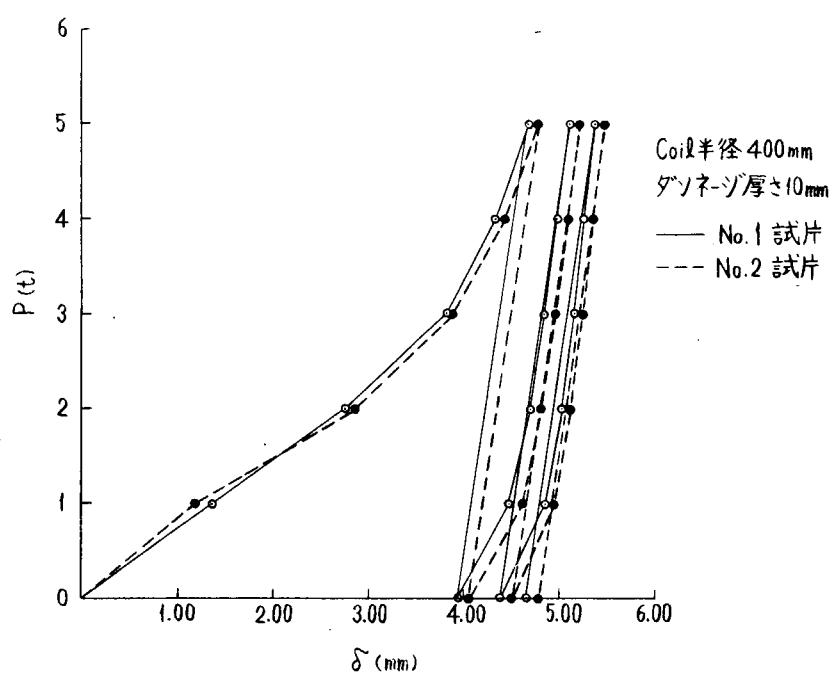


図 4. 2. 3 (a) ダンネージ厚さ 10 mm のときの荷重変位曲線 (A型)

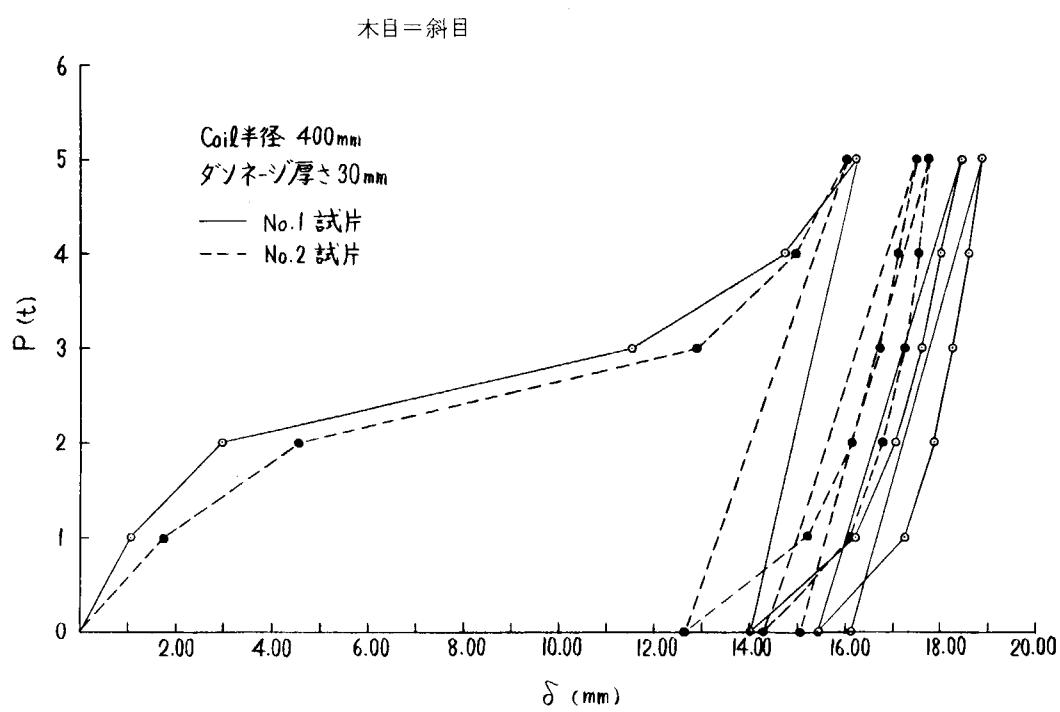
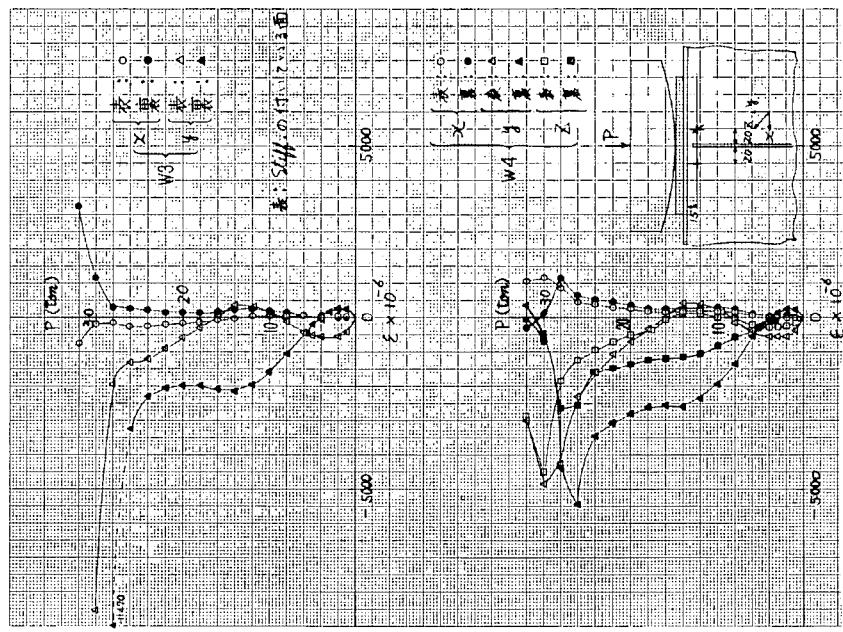


図 4. 2. 3 (b) ダンネージ厚さ 30 mm のときの荷重変位曲線 (A型)

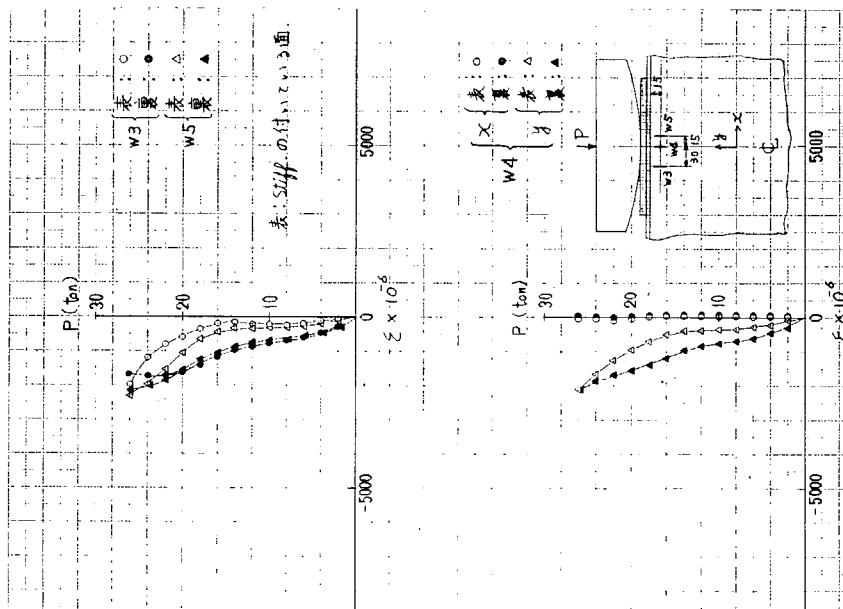
(スパン = 1.5 m)

図 4.2.4(c) C型モデルのウェブ溶接部の荷重-歪曲線



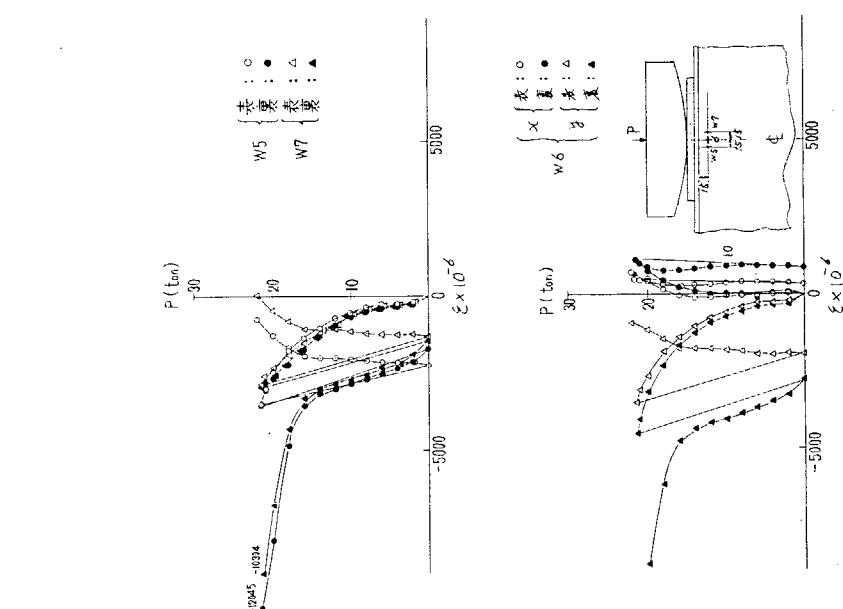
(スパン = 1 m)

図 4.2.4(b) B型モデルのウェブ溶接部の荷重-歪曲線



(スパン = 1 m)

図 4.2.4(a) A型モデルのウェブ溶接部の荷重-歪曲線



5. スチールコイル搭載時におけるダンネージの挙動及び荷重分布

5.1 はじめに

船体にスチールコイルを搭載する場合、木製ダンネージを敷き、その上にスチールコイルを搭載する。したがってスチールコイルに対する船殻強度を検討する場合には、ダンネージの挙動を明らかにし、それがスチールコイルの荷重をどのように船殻に伝達するか、正確に把握しなければならない。本研究において、これを明らかにすべく計算を行なった。

第1段階として、接触問題を解くFEMプログラムにより、スチールコイルとダンネージの接触巾、ダンネージの変形、ダンネージ内の荷重分布等を正確に計算したが、この結果より、スチールコイルに変形はなく、ダンネージはスチールコイルそのままの形で変形を受けること、ダンネージ内での荷重の水平方向の分散はあまり見られないことが明らかになり、船殻上（内底板上）の荷重分布はダンネージを単にバネとした簡単な計算で、十分正確に求められることが明らかとなった。

第2段階として、上記結果より簡易計算法を確立し、ダンネージの物性（荷重-変形の関係）、ダンネージの板厚、スチールコイルの重量・径等が、荷重分布形状にどのような影響を与えるか計算を行ない、検討した。

以下に、これらの検討結果を報告する。

5.2 FEM計算によるスチールコイル、ダンネージの挙動と荷重分布の検討

川崎重工業で開発した接触問題解析用 FEM Program "CONTAC" を用いて、スチールコイル搭載時のスチールコイルとダンネージの挙動を検討した。

5.2.1 解析対象

解析の対象としたスチールコイル、ダンネージは標準的なものを考えて次の通りとした。

(1) スチールコイル

(a) 形状
外径 $D = 1500 \text{ mm}$
内径 $D_i = 750 \text{ mm}$
巾 $B = 1500 \text{ mm}$
重量 $W = 15 \text{ ton}$

(b) 材料 等方性の弾性体とする。

(i) ヤング率 スチールコイルの剛性は明らかでないため、ヤング率を $2.1 \times 10^4 \text{ Kg/mm}^2$ 、
 $1.05 \times 10^4 \text{ Kg/mm}^2$ の二種で計算する。

(ii) ポアソン比 0.3とする。

(2) ダンネージ

次のものが2条敷かれるとする。

(a) 形状 巾 $b_d = 130 \text{ mm}$
厚さ $t_d = 30 \text{ mm}$

(b) 材料 等方性の弾性体とする。（塑性は考えない。）

(i) ヤング率 11.2 Kg/mm^2

この値は川崎重工が過去に行なった実験に基づくもので、気乾・室温状態で木口の木目角 45° (図 5.2.1) の条件で得た、米松の弾性域での圧縮剛性の値である。

(ii) ポアソン比 0.3と仮定する。

5.2.2 計算モデル

内底板の剛性は無視して、これを剛と考え、この剛な支持台の上にスチールコイルがダンネージを介して置かれている場合を考える。

解析対象としては図 5.2.2 に示す如く、S、S' に対する対象性を考え、図中に斜線で示した範囲をとり出して解析対象とした。境界条件として、ダンネージの S、S' 上の点で横方向変位を、また rigid とした支持台との接触面で上下方向変位を拘束した。

ダンネージは図 5.2.3 に示す如くモデル化し、単位巾をとり出して平面応力問題として解析した。この時、ダンネージの巾を拡げた分、次式のようにダンネージのヤング率を減じた。

$$E_{d'} = E_d \times \frac{2 \times b_d}{B} \quad \dots \dots \dots (5.2.1)$$

ここで、 $E_{d'}$ ：理想化したダンネージのヤング率

E_d ：実際のダンネージのヤング率

計算に用いたモデルの要素分割、境界条件を図 5.2.4 に示す。

5.2.3 荷重条件

荷重としては、ここではスチールコイルの自重のみを考え、船体運動による加速度は考えない。また、横のスチールコイルとの力のやりとりはないとする。スチールコイル重量による荷重としてスチールコイルが1段積の場合と2段積の場合の二種を考える。2段積を考えた計算では、上段のスチールコイルの荷重は図 5.2.5 に示す如く、下段のコイルとの接点において集中荷重として下段のコイルに伝わるとして、解析対象は下段のコイルのみとした。この時、上段のコイルと下段のコイルとの間の接点にはマサツカ力は働くかないものとする。

5.2.4 計算ケース

計算は 5.2.2、5.2.3 に示した計算モデル、荷重条件で、スチールコイルのヤング率、積付状態（1段積み or 2段積み）を変えて、次の 3 ケースについて行なった。

CASE I-A

スチールコイルのヤング率 $E_{s.c} = 2.1 \times 10^4 \text{ Kg/mm}^2$

積付状態 1段積み

CASE I-B

スチールコイルのヤング率 $E_{s.c} = 1.05 \times 10^4 \text{ Kg/mm}^2$

積付状態 1段積み

CASE II-A

スチールコイルのヤング率 $E_{s.c} = 2.1 \times 10^4 \text{ Kg/mm}^2$

積付状態 2段積み

5.2.5 計算結果

(1) スチールコイルとダンネージの接触状態及び変形

各ケースのスチールコイルとダンネージの接触状態及びダンネージの変形を図 5.2.6 に示す。接触巾は CASE I-A、CASE I-B で全巾で約 110mm、CASE II-A で約 130mm となった。ダンネージを完全弾性とすれば、接触巾は荷重によってあまり変化しないといえる。スチールコイルは図 5.2.7 の Q 点でダンネージ（厚さ 30mm）へ、CASE I-A、CASE I-B で約 2.0mm、CASE II-A で約 3.2mm 噙い込んでいる。

スチールコイルはほとんど変形しない。図 5.2.7 の P 点と Q 点の相対変位は CASE I-A で $2.5 \times 10^{-3} \text{ mm}$ 、CASE I-B で $3.1 \times 10^{-3} \text{ mm}$ 、CASE II-A で $6.0 \times 10^{-3} \text{ mm}$ である。

ダンネージの剛性がスチールコイルのそれに比して非常に小さいため、スチールコイルはほとんど真円を保った

ままダンネージにくい込むことになる。

(3) スチールコイルの剛性の影響

スチールコイルの剛性の影響はほとんどない。スチールコイルの剛性を Solid steel の剛性（ヤング率 $E = 2.1 \times 10^4 \text{ Kg/mm}^2$ ）としたもの、及びその 50% ($E = 1.05 \times 10^4 \text{ Kg/mm}^2$) としたものとの間では、(1)・(2)で述べたように接触状態に全く差はない。

(4) 荷重分布

ダンネージから支持台（内底板）に伝えられる荷重分布を図 5.2.8 に示す。ダンネージ内での荷重の水平方向の分散は図 5.2.9 に示す如くあまり見られない。

5.3 簡易計算法の導入とこれによるダンネージの挙動、荷重分布の検討

5.2 で FEM を用いて計算した結果、スチールコイルはほとんど変形せず、またダンネージ内での荷重の水平方向の分散はほとんどないことが判った。このことから、荷重分布を計算する際に、ダンネージを図 5.3.1 に示すようなバネ支持体と考え、スチールコイルを rigid な円筒として、ダンネージはスチールコイルの形そのままの変形を受けるものとして取り扱う簡易計算が可能である。本節で、簡易計算法を導入し、これによりダンネージを完全弾性とした場合及びダンネージの塑性化を考えた場合の荷重分布を計算した。

5.3.1 ダンネージを完全弾性とした場合

ダンネージをバネ支持体とした時のバネ定数 K は次式で定義される。

$$K = E_d / t_d \quad \dots \dots \dots (5.3.1)$$

図 5.3.1 に示すように、中心でのスチールコイルのくい込み量を h とすると、中心から x 離れた点でのくい込み量 Z 、及びスチールコイルとダンネージの接触巾 C はそれぞれ、 h とスチールコイルの外半径 r ($= D/2$) の関数として次式で表わされる。

$$Z = h - r + \sqrt{r^2 - h^2} \quad \dots \dots \dots (5.3.2)$$

$$C = 2 \cdot \sqrt{2rh - h^2} \quad \dots \dots \dots (5.3.3)$$

支持反力（バネにより支持台に伝えられる力の合計） P_R は

$$P_R = 2 \cdot \int_0^{C/2} K \cdot Z(x) dx = 2 \cdot K \cdot \left[\frac{1}{4}(h - r) \cdot C + \frac{1}{2}r^2 \arcsin \frac{C}{2r} \right]$$

となる。

この支支持反力 P_R か、ダンネージ単位巾当たりにかかる荷重

$$w = \frac{W}{b_d \times n} \quad n : \text{ダンネージの本数}$$

に等しいとおけば、くい込み量 h が求められる。これより、中心から x 離れた点での分布荷重 $P(x)$ は

$$P(x) = K \cdot Z(x) = K \cdot (h - r + \sqrt{r^2 - x^2}) \quad \dots \dots \dots (5.3.4)$$

として求められる。

接触問題解析用 FEM Program "CONTACT" を用いて計算した荷重分布と、上記より求めた荷重分布の比較を図 5.3.2 に示す。両者はよく一致しており、この計算法の妥当なことを示している。

5.3.2 ダンネージの塑性化を考えた場合

これまでダンネージを完全弾性として計算したが、これより得られたダンネージの歪、応力は米松の比例限をはるかに超える結果となる。そこで、ダンネージの塑性化の影響を検討するため、これを非線形バネとして取扱うことにより、その影響を検討した。

(1) 計 算 法

5.3.1 で述べた簡易計算法を、材料の塑性化を考慮できるよう拡張して適用した。

(a) ダンネージの応力 — 壓関係

図 5.3.3 のように仮定する。この時、ダンネージをバネ支持体とした時のバネ特性は図 5.3.4 のようになる。

ここで、

E : ダンネージ材料のヤング率

E_{T_1} 、 E_{T_2} : 塑性域における接線係数 (E_{T_2} は、大歪域での材料の硬化を考えたものである。)

$$K = E/t_d, \quad K_{T_1} = E_{T_1}/t_d, \quad K_{T_2} = E_{T_2}/t_d$$

$$Z_Y = \epsilon_Y \cdot t_d, \quad Z_H = \epsilon_H \cdot t_d$$

$$P_Y = K \cdot Z_Y, \quad P_H = P_Y + K_{T_1} (Z_H - Z_Y)$$

(b) くい込み量 Z と分布荷重(=バネの内力) P との関係

$$(i) \quad 0 \leq Z < Z_Y \text{ で } \quad P = P_1 = KZ \quad \dots \dots \dots (5.3.5)$$

$$(ii) \quad Z_Y \leq Z < Z_H \text{ で } \quad P = P_2 = P_Y + K_{T_1} (Z - Z_Y) \quad \dots \dots \dots (5.3.6)$$

$$(iii) \quad Z_H \leq Z < h \text{ で } \quad P = P_3 = P_H + K_{T_2} (Z - Z_H) \quad \dots \dots \dots (5.3.7)$$

(c) くい込み量が Z_Y 、 Z_H となる x 値 x_Y 、 x_H はそれぞれ

$$x_Y = \sqrt{r^2 - (r - h + Z_Y)^2} \quad \dots \dots \dots (5.3.8)$$

$$x_H = \sqrt{r^2 - (r - h + Z_H)^2} \quad \dots \dots \dots (5.3.9)$$

(d) 以上よりダンネージの単位巾(図 5.3.5 参照)当りの支持反力 P_R は

$$(i) \quad 0 \leq h \leq Z_Y \text{ の時}$$

$$\begin{aligned} P_R &= 2 \times \int_0^{C/2} P_1 dx = 2 \times \int_0^{\sqrt{2rh - h^2}} KZ dx \\ &= 2K \left\{ (h - r) \sqrt{2rh - h^2} + r^2 \arcsin(\sqrt{2rh - h^2}/r) \right\} \dots \dots (5.3.10) \end{aligned}$$

$$(ii) \quad Z_Y \leq h \leq Z_H \text{ の時}$$

$$\begin{aligned} P_R &= 2 \times \left\{ \int_0^{x_Y} P_2 dx + \int_{x_Y}^{C/2} P_1 dx \right\} \\ &= 2 \times \left\{ \int_0^{x_Y} (P_Y - K_{T_1} \cdot Z_Y + K_{T_1} \cdot Z) dx + \int_{x_Y}^{\sqrt{2rh - h^2}} K \cdot Z dZ \right\} \\ &= 2 \times \left[(K - K_{T_1}) Z_Y \cdot x_Y + (K_{T_1} - K) \left\{ (h - r)x_Y + \frac{1}{2} x_Y \sqrt{r^2 - x_Y^2} \right. \right. \\ &\quad \left. \left. + \frac{1}{2} r^2 \arcsin(x_Y/r) \right\} + K \left\{ \frac{1}{2} (h - r) \sqrt{2rh - h^2} + \frac{1}{2} r^2 \arcsin \right. \right. \\ &\quad \left. \left. (\sqrt{2rh - h^2}/r) \right\} \right] \dots \dots \dots (5.3.11) \end{aligned}$$

$$(iii) \quad Z_H \leq h < t_d \text{ の時}$$

$$\begin{aligned} P_R &= 2 \times \left\{ \int_0^{x_H} P_3 dx + \int_{x_H}^{x_Y} P_2 dx + \int_{x_Y}^{C/2} P_1 dx \right\} \\ &= 2 \times \left\{ \int_0^{x_H} (P_H - K_{T_2} \cdot Z_H + K_{T_2} \cdot Z) dx + \int_{x_H}^{x_Y} (P_Y - K_{T_1} \cdot Z_Y + K_{T_1} \cdot Z) dx \right. \\ &\quad \left. + \int_{x_Y}^{\sqrt{2rh - h^2}} KZ dx \right\} \\ &= 2 \times \left[(K_{T_1} - K_{T_2}) Z_H x_H + (K - K_{T_1}) Z_Y x_Y + (K_{T_2} - K_{T_1}) \cdot \left\{ (h - r)x_H \right. \right. \\ &\quad \left. \left. + \frac{1}{2} x_H \sqrt{r^2 - x_H^2} + \frac{1}{2} r^2 \arcsin(x_H/r) \right\} + \right. \end{aligned}$$

$$(K_{T_1} - K) \cdot \left\{ (h - r) x_Y + \frac{1}{2} x_Y \sqrt{r^2 - x_Y^2} + \frac{1}{2} r^2 \arcsin(x_Y/r) \right\} + \\ K \left\{ \frac{1}{2} (h - r) \sqrt{2rh - h^2} + \frac{1}{2} r^2 \arcsin(\sqrt{2rh - h^2}/r) \right\} \dots (5.3.12)$$

で表わされる。

- (e) 以上に示したように、支持反力 P_R は h の関数として表わされる。これにより h は 5.3.1 の場合と同様に、

$$P_R(h) = w = \frac{W}{Pd \cdot n} \dots (5.3.13)$$

を解くことによって求められる。この h の値を式(5.3.2)、(5.3.5)、(5.3.6)、(5.3.7)に代入することにより、分布荷重 $P(w)$ が求められる。

(2) 計算モデル及び計算ケース

材料の応力 — 番関係を図 5.3.6 に示すように 4 TYPES 設定して、ダンネージをそれぞれの TYPE に応じたバネ特性をもつ線形・非線形バネ支持体として計算した。

ここで、

TYPE A は完全弾性と仮定したもの、

TYPE B は弾塑性であって、本ケースのようにダンネージの一部だけが圧縮される時には、歪の大きくなる部分で材料が破壊せずに、周囲の拘束のために硬化する可能性があることを考慮して、ある歪を超えると Tangent Modulus が大きくなると仮定したもの。

TYPE C は弾塑性で Tangent Modulus を 1 種と仮定したもの。

TYPE D は完全弾塑性と仮定したもの、である。

(a) 計算モデル

(i) スチールコイル(Rigid な円筒とする)

外 径 $D = 1500 \text{ mm}$

巾 $B = 1500 \text{ mm}$

重 量 $W = 15 \text{ ton}$

(ii) ダンネージ(バネ支持体)

巾 $b_d = 130 \text{ mm}$

厚 さ $t_d = 30 \text{ mm}$

このダンネージを 2 条敷くものとする。

計算に用いた材料定数を応力 — 番関係の各 TYPE 別に表 5.3.1 に示す。

ここで用いた各材料定数は川崎重工が過去に行なった実験のうち、米松(木口の木目角 45°)に対するものの実験結果(図 5.3.7 に示す)から求めたものである。ただし、 E_{T_2} 、 ϵ_H の値は、木材の大歪域での硬化の資料がないため、適当に設定したものである。

(b) 計算ケース

スチールコイルが 1 段積、2 段積の各積付状態につき、ダンネージ材料の応力 — 番関係を上述のように 4 TYPES 考えて計 8 ケースについて計算した。

各ケースでの積付状態、応力 — 番関係を表 5.3.2 に示す。

(3) 計算結果

各ケースでのくい込み深さ h 、接触巾(くい込み巾) C、最大圧力 P_{max} を表 5.3.3 に示す。

1段積の各ケースの荷重分布を図5.3.8に、2段積の各ケースの荷重分布を図5.3.9に示す。

図に示すように、荷重分布の形状はダンネージの材料特性により大きく変わる。材料を弾性と考えれば、荷重の分布は三角形分布に近いが材料の塑性化を考えれば荷重の分布は一様分布に近くなる。

5.4 荷重分布に対するダンネージの圧縮剛性、板厚及びスチールコイルの径、重量の影響

ここでは、荷重分布の形状、分布巾に対する

- (a) ダンネージの圧縮剛性
- (b) ダンネージの板厚
- (c) スチールコイルの重量
- (d) スチールコイルの径

の影響を検討するため、(a)～(d)の各々のパラメータを変えた場合に荷重分布の形状、分布巾がどう変わるかを調べた。

5.4.1 計算法および計算ケース

計算法は5.3.2で示した通りである。計算は表5.4.1に示すケースを basic case とし、それから上記(a)～(d)のパラメータを各々単独に変えて計算した。この basic case は5.3.2の計算ケースのうちの CASE I-B(材料の応力 - 歪関係について塑性化及び大歪域での硬化を考え、積付として外径1500mm、重量15 ton のスチールコイルの1段積を考えたもの)と同じである。

各ケースの呼称と、そこで basic case のものから変更したパラメータを表5.4.2に示す。また basic case 及び CASE E-1、CASE E-2 で仮定したダンネージ材料の応力 - 歪関係を図5.4.1に示す。

ここで、basic case で用いた応力 - 歪関係は米松の気乾状態で木口の木目角が45°の場合を想定したものである。これに対して、CASE E-1、CASE E-2 は木目角が90°、0°の場合を想定したものである。木目角が90°及び0°の場合について川崎重工が過去に行なった実験の結果を図5.4.2、図5.4.3に示す。また同図中に各ケースで仮定した応力 - 歪関係を共に示す。木目角の変化に伴なうヤング率の変化を図5.4.4に示す。

5.4.2 計算結果

(1) ダンネージの圧縮剛性の影響

basic case 及び CASE E-1、CASE E-2 での荷重分布を図5.4.5に示す。分布形状は3ケース共、一様分布に近いが、CASE E-1、CASE E-2 の場合は比例限応力が basic case に比べて高い(1.7～1.9倍)ため、平均分布荷重は大きくなり、接触巾(荷重分布巾)は basic case に比して約65%となっている。

CASE E-2 のヤング率は CASE E-1 のそれに比して約33%大きいが、比例限応力が約10%しか違わないため、荷重分布にはあまり差がない。

(2) ダンネージの板厚の影響

basic case ($td = 30\text{ mm}$) 及び、それからダンネージの板厚 td を 20 mm 、 40 mm 、 50 mm に変えた時の荷重分布の変化を図5.4.6に示す。板厚が 20 mm 、 30 mm 、 40 mm 、 50 mm の時の接触巾(荷重分布巾)は各々 159 mm 、 180 mm 、 197 mm 、 207 mm となる。

(3) スチールコイルの重量の影響

basic case ($W = 15\text{ ton}$) 及びそれからスチールコイルの重量 W を 10 ton 、 20 ton 、 30 ton に変えた時の荷重分布の変化を図5.4.7に示す。同図に示されるように、重量が大になるにつれて接触巾(荷重分布巾)の増え方は小さくなる。これは大歪域ではダンネージ材料が硬化すると仮定した結果、重量の大きなケースではこの影響が大きく現われるためと考えられる。

スチールコイルの重量が 10 ton 、 15 ton 、 20 ton 、 30 ton の時の荷重分布巾(接触巾)は各々 146 mm 、 180 mm 、

200 mm、228 mm である。平均分布荷重は図中に示すように、スチールコイル重量の増加に対して一様に増加するような傾向となった。

(4) スチールコイルの径の影響

basic case ($D = 1500 \text{ mm}$) 及びそれからスチールコイルの外径 D を 1000 mm 、 2000 mm 、 2500 mm に変化させた時の荷重分布の変化を図 5.4.8 に示す。

スチールコイルの外径が 1000 mm 、 1500 mm 、 2000 mm 、 2500 mm の時の接触巾(荷重分布巾)は各々 159 mm 、 180 mm 、 197 mm 、 207 mm となる。

5.5 考 察

スチールコイル搭載時のダンネージの挙動、荷重分布を検討した結果、以下のことが明らかになった。

- (1) スチールコイルはほとんど変形せずにダンネージにくい込む。また、ダンネージ内で水平方向の荷重の分散はない。従ってスチールコイルを rigid な円筒とし、ダンネージを単純バネ支持体とした簡易計算が可能である。
- (2) スチールコイルの剛性の影響はない。スチールコイルのヤング率を solid のスチールと同じ値としたもの、及びその半分としたもので内底板上の荷重分布には全く差がない。ヤング率が半分となったものでも十分剛である。
- (3) ダンネージの塑性化を考えると荷重分布は一様分布に近くなる。
- (4) 荷重分布の状態はダンネージの圧縮剛性により大きく変わる。
- (5) ダンネージの板厚を厚くすれば、荷重分布は拡がるが板厚の割に拡がり方は少ない。
- (6) スチールコイルの径の大小が荷重分布に与える影響は小さい。

以上の計算結果より、スチールコイル搭載時の内底板上の荷重分布の様相、これに与える各因子の影響が明らかになつたので、次年度、これらの結果を使用し、船殻強度計算のための基準が検討される予定である。

なお、本文中にも示したように、ダンネージの塑性域における物性には不明確な点も多いので、4 章の木材の圧縮実験などをもとに、さらに検討される予定である。

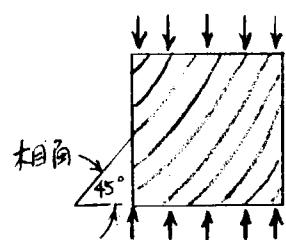


図 5.2.1 木目角

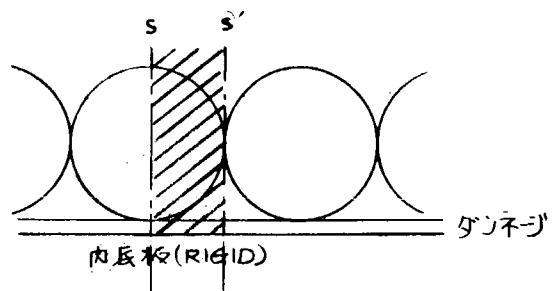


図 5.2.2 解析対象

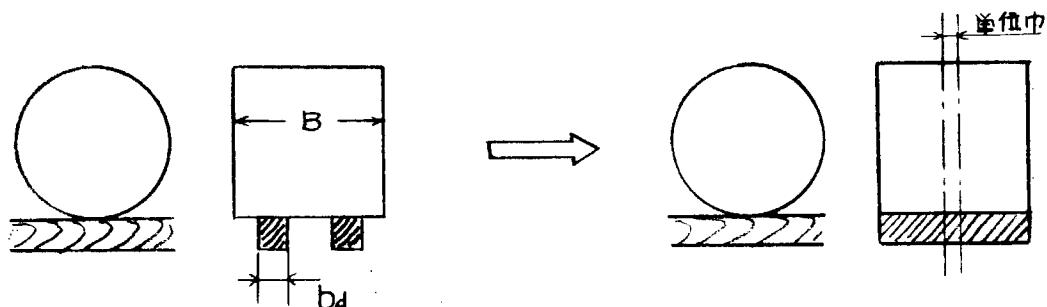


図 5.2.3 ダンネージのモデル化

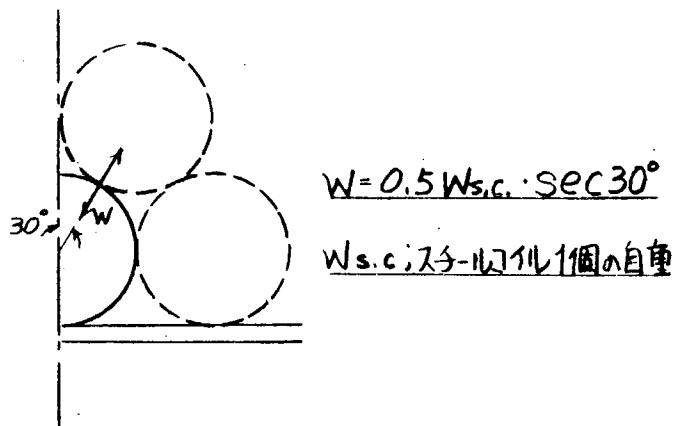


図 5.2.5 2段積時の荷重

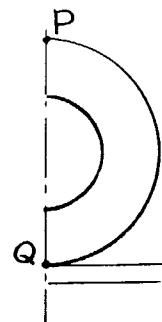


図 5.2.7 本文中で変位量を示す点

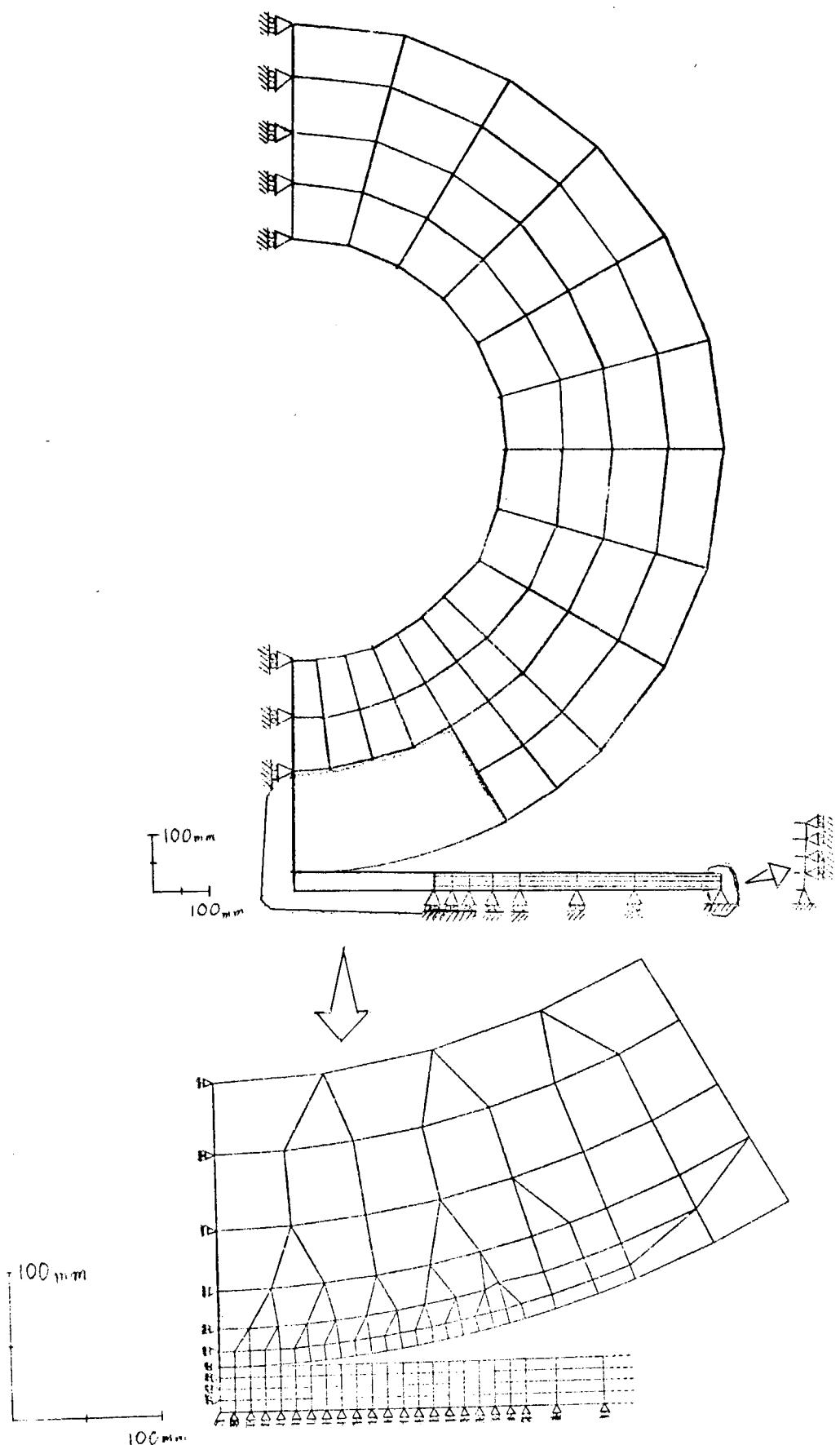


図 5.2.4 要素分割および境界条件

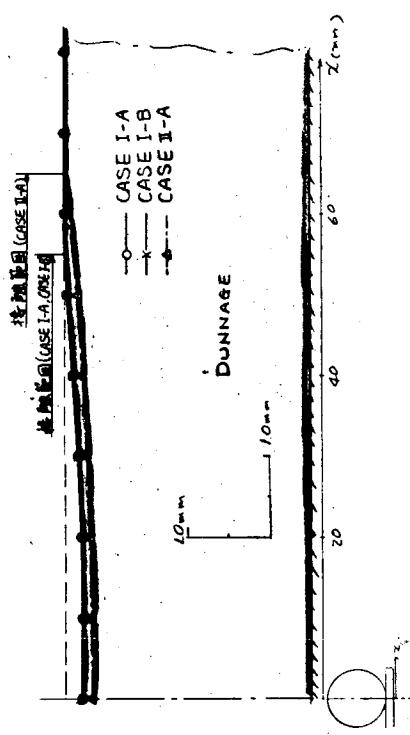
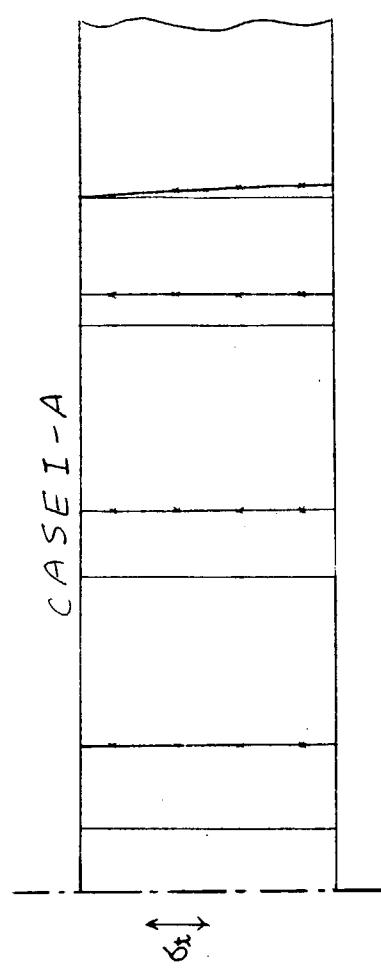


図 5.2.6 ダンネージの変形
スチールコイルとの接触状態



CASE I-A

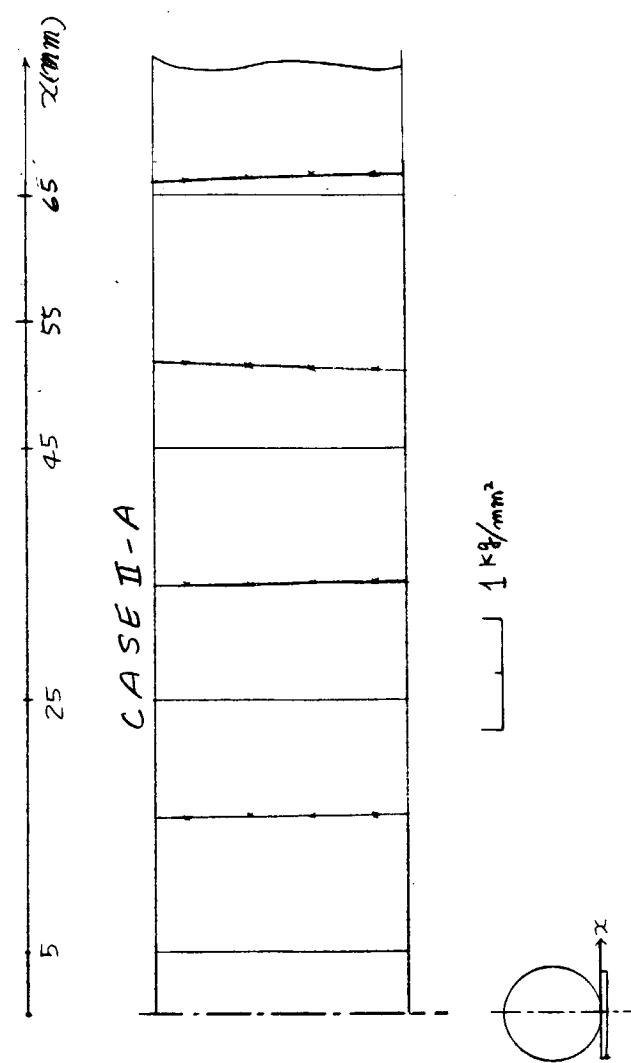


図 5.2.9 ダンネージの板厚方向応力 σ_t の板厚方向分布
(CASE I-A と CASE II-A について示す。
CASE I-A と CASE II-B には全く差はない。)

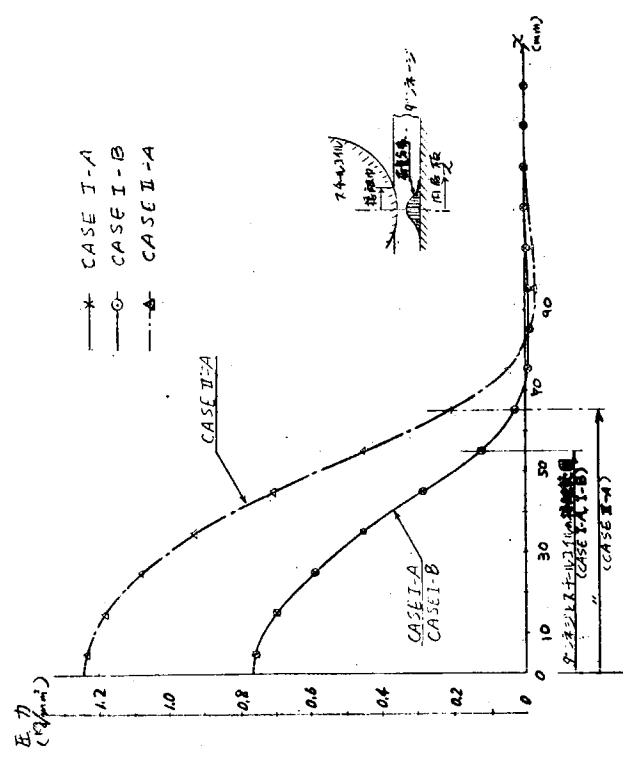


図 5.2.8 内底板上の荷重分布

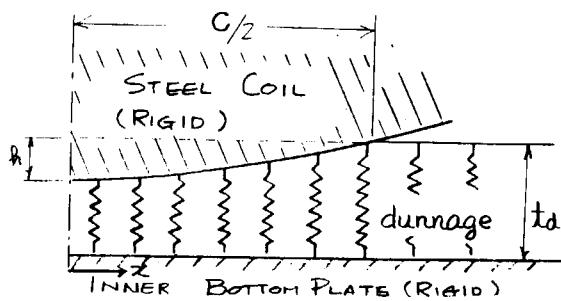


図 5.3.1 簡易計算でのダンネージのモデル化

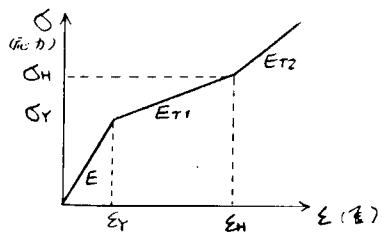


図 5.3.3 ダンネージの応力一歪関係

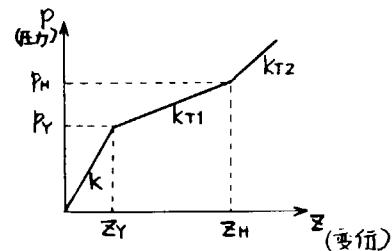


図 5.3.4 ダンネージのバネ特性

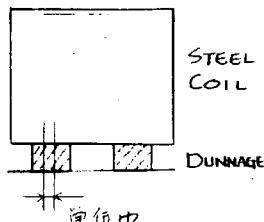


図 5.3.5

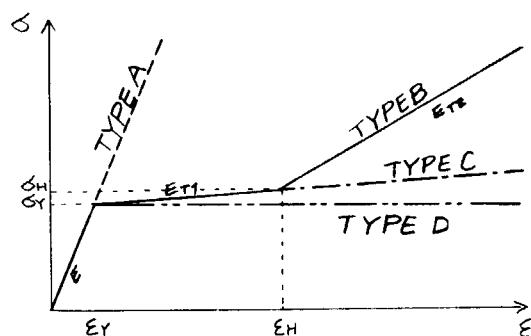


図 5.3.6 計算に用いた応力一歪関係の各 TYPE

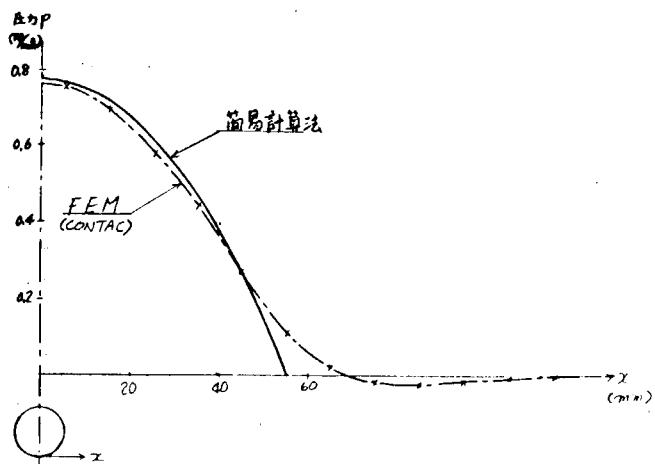


図 5.3.2 簡易計算法と FEM により求めた内底板上荷重分布の比較

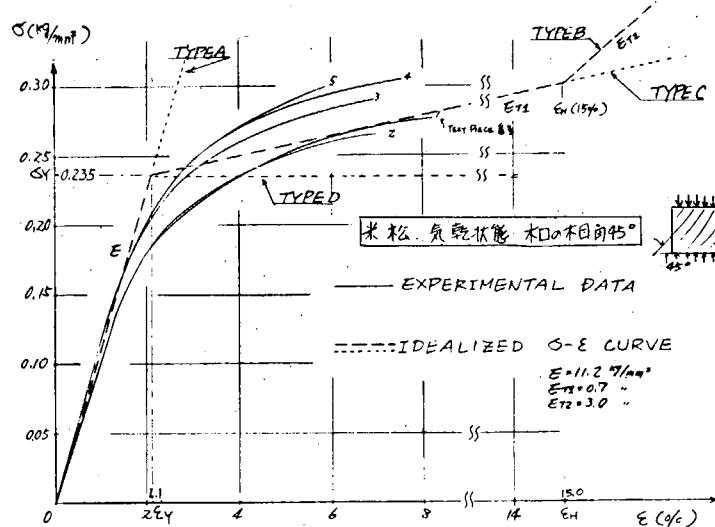


図 5.3.7 米松圧縮時の σ - ϵ CURVE (実験データ及びその理想化)

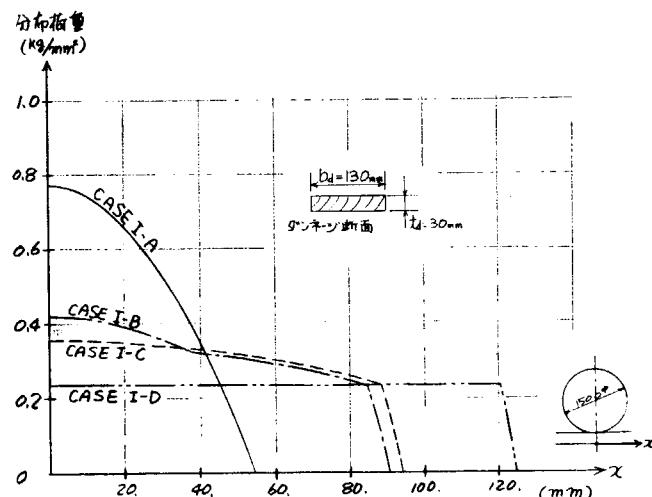


図 5.3.8 荷重分布 (1段積)

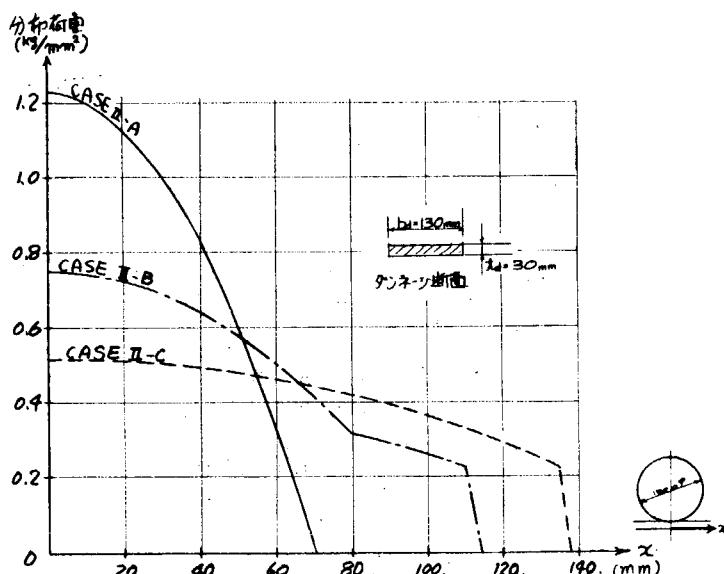


図 5.3.9 荷重分布 (2段積)

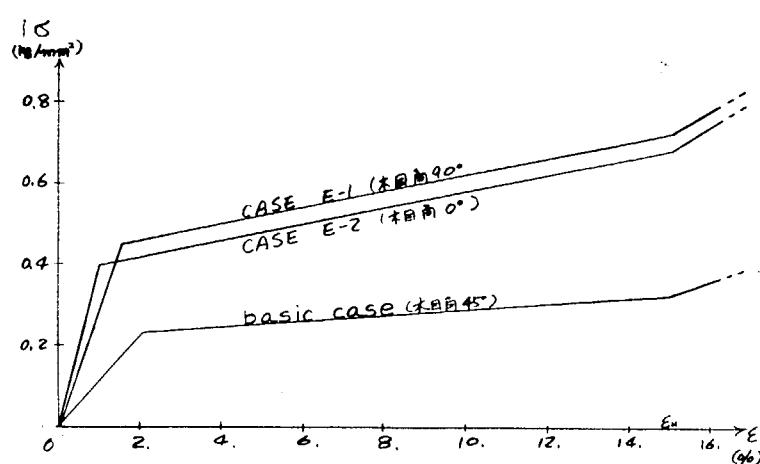


図 5.4.1 各ケースでのダンネージ材料の応力 — 壓関係

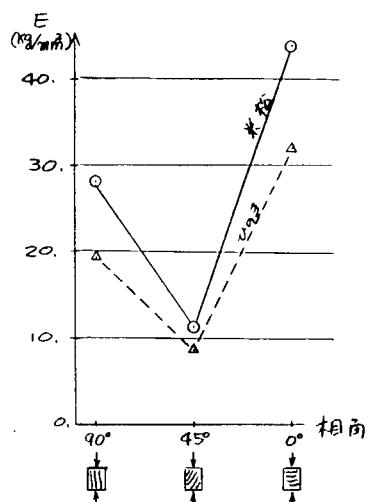


図 5.4.4 木目角の変化に
伴なうヤング率の変化

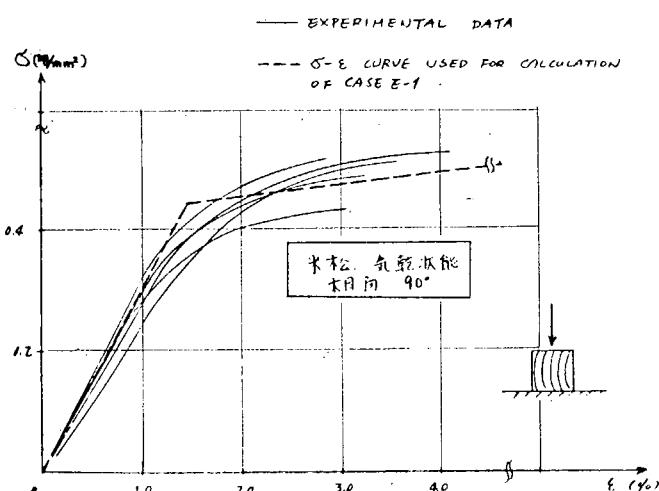


図 5.4.2 米松の圧縮剛性実験結果(木目角 90°)

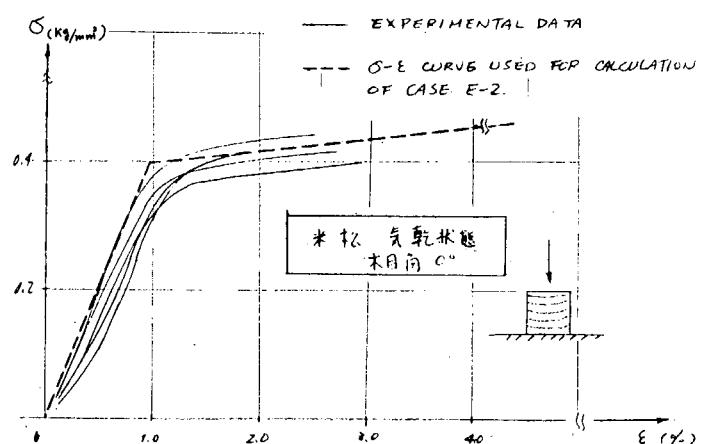


図 5.4.3 米松の圧縮剛性実験結果(木目角 0°)

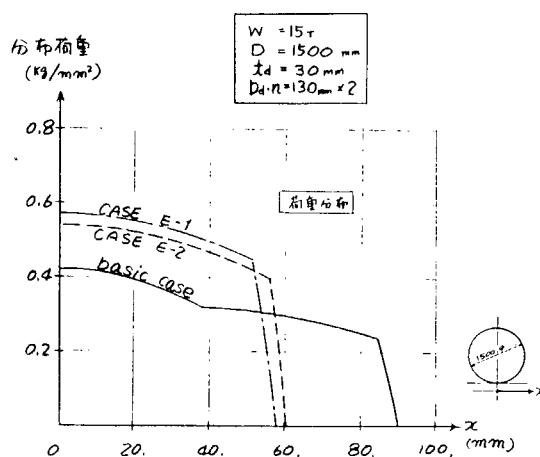


図 5.4.5 ダンネージの圧縮剛性の影響

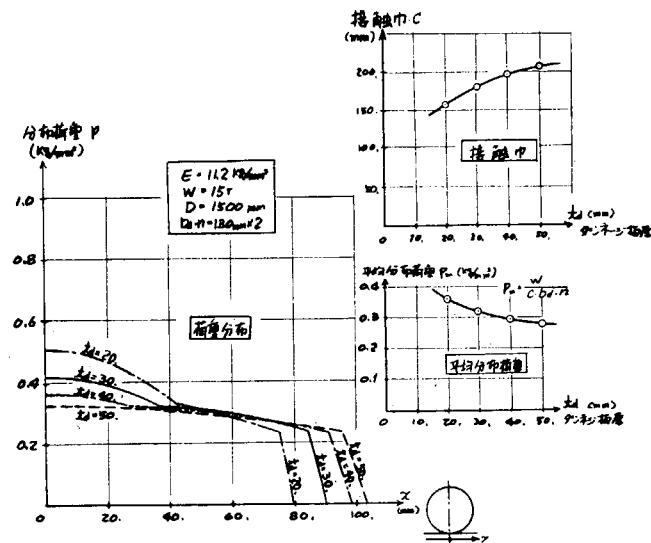


図 5.4.6 ダンネージの板厚の影響

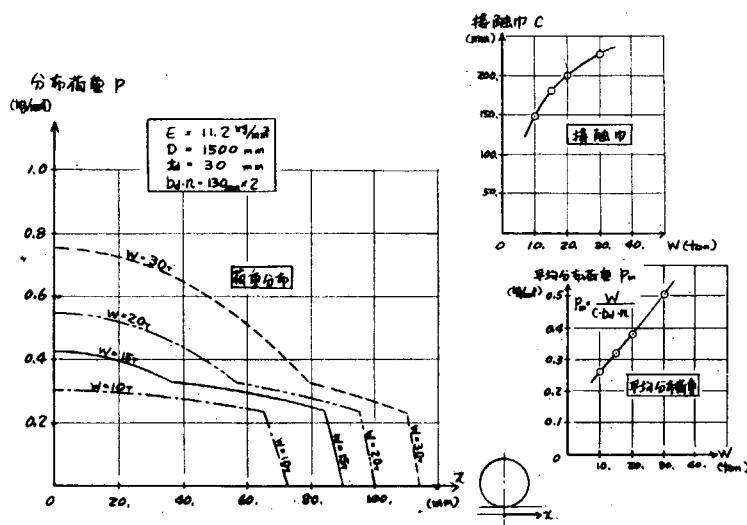


図 5.4.7 スチールコイルの重量の影響

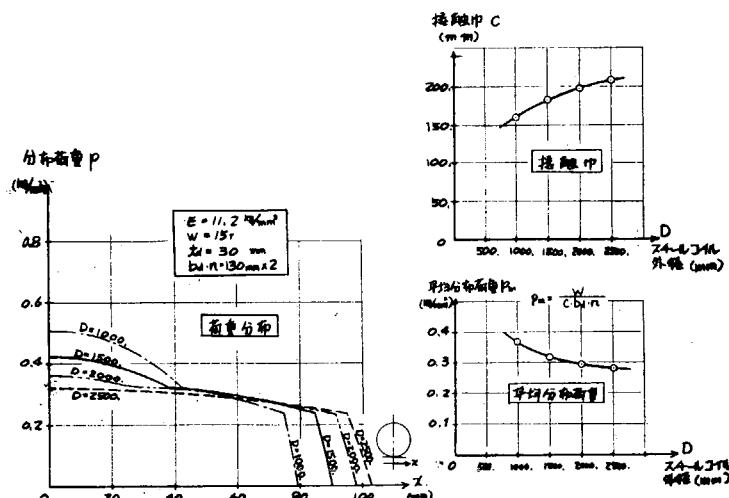


図 5.4.8 スチールコイルの径の影響

表 5.3.1 各応力-歪関係 TYPE の材料定数

応力-歪関係	E (kg/mm ²)	E _{T1} (kg/mm ²)	E _{T2} (kg/mm ²)	ϵ_Y (%)	ϵ_H (%)
TYPE A	11.2	11.2	11.2	—	—
TYPE B	11.2	0.7	3.0	2.1	15.0
TYPE C	11.2	0.7	0.7	2.1	—
TYPE D	11.2	0.0	0.0	2.1	—

表 5.3.2 各ケースでの積付状態、応力-歪関係

CASE	積付	応力-歪関係	REMARKS
I - A	1段	TYPE A	完全弾性
I - B	1段	TYPE B	Tangent Modulus 2種
I - C	1段	TYPE C	〃 1種
I - D	1段	TYPE D	完全弾塑性
II - A	2段	TYPE A	完全弾性
II - B	2段	TYPE B	Tangent Modulus 2種
II - C	2段	TYPE C	〃 1種
II - D	2段	TYPE D	完全弾塑性

表 5.3.3 計算結果

CASE	くい込み深さ h (mm)	接触巾 C (mm)	最大圧力 P _{max} (kg/mm ²)
I - A	2.08	111.	0.775
I - B	5.45	181.	0.421
I - C	5.92	188.	0.359
I - D	10.4	249.	0.235
II - A	3.30	141.	1.23
II - B	8.75	229.	0.751
II - C	12.8	276.	0.520
II - D	41.5	くい込み深さがダンネージ板厚をこえた	

表 5.4.1 basic case

ダンネージ材料のヤング率 E	11.2 kg/mm ²
ダンネージ材料の塑性域における Tangent Modulus E _{T1}	0.7 kg/mm ²
ダンネージ材料が塑性域で硬化する時の Tangent Modulus E _{T2}	3.0 kg/mm ²
ダンネージ材料の降伏歪 ϵ_Y 1	2.1 %
ダンネージ材料が塑性域で硬化を始める時の歪 ϵ_Y 2	15.0 %
ダンネージの板厚 t _d	3.0 mm
ダンネージの板巾 b _d	130 mm
ダンネージの本数 n	2 本
スチールコイルの重量 W	15 ton
〃 の外径 D	1500 mm

表 5.4.2 計 算 ケ 一 ス

CASE E-1 (木目角 90°)	$E = 30$ 、 $E\tau_1 = 2$ 、 $E\tau_2 = 6$ (kg/mm^2)	$\epsilon Y1 = 1.5 \%$
CASE E-2 (木目角 0°)	$E = 40$ 、 $E\tau_1 = 2$ 、 $E\tau_2 = 6$	$\epsilon Y1 = 1.0 \%$
CASE T-1	$t_d = 20$	(mm)
CASE T-2	$t_d = 50$	
CASE T-3	$t_d = 70$	
CASE W-1	$W = 10$	(ton)
CASE W-2	$W = 20$	
CASE W-3	$W = 30$	
CASE D-1	$D = 1000$	(mm)
CASE D-2	$D = 2000$	
CASE D-3	$D = 2500$	

(basic case から各々のパラメータの値を上記のように変える。)

6. パネルの強度

6.1 パネルの塑性崩壊

図 6.1.1 に示す様な矩形板が横荷重（面外垂直荷重）を受けるとき、その矩形板が曲げモーメントのみで塑性崩壊が生ずると考え、その崩壊形式がよく知られている屋根型崩壊の場合について検討する。

矩形板の周辺の固定条件としては、

- 1) 周辺単純支持
- 2) 長辺支持、短辺固定
- 3) 周辺固定

の 3 種類について考え、その塑性崩壊型式が図 6.1.2 に示すものとなったときの、内力による仕事 U および外力による仕事 W を求めると表 6.1.1 の如くとなる。

よって塑性崩壊荷重 P は $U = W$ より求められ、また実荷重を P_{act} とすると、安全係数 α は

$$\alpha = \frac{P}{P_{act}}$$

として求められる。

ここで数値計算の一例として、二重底構造のフロアスペースを 1700 mm、ロンチースペースを 850 mm とし、船内に長さ 1500 mm、重量 1.5 ton のスチールコイルが船内縦方向に 2 段積されている場合の内底板を取り出してみる。但し、この時船体の動搖等による動的加速度として 0.5 G を考慮する。

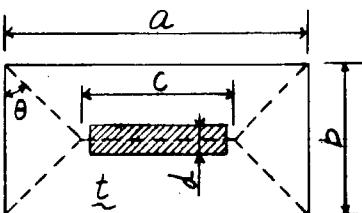
図 6.1.3 は荷重幅 d を 85 mm とし、中央塑性関節線 C を 1209 mm としたとき、板厚 t をパラメータとしたときの安全係数の変化を示している。

図 6.1.4 および図 6.1.5 は中央塑性関節線 C をパラメータとしたときの安全係数の変化を示している。

以上の結果から、

- (i) 中央関節線 C を大きくする程、安全係数は急速に上昇する。
- (ii) 長辺支持、短辺固定の場合の安全係数は四辺支持としたときの安全係数に対して、中央関節線 C を大きくする程增加する傾向にある。また、四辺固定の場合の安全係数は四辺支持の場合の安全係数に対して中央関節線 C に関係なく 2 倍となる。
- (iii) 荷重幅 d を大きくする程、安全係数は増加の傾向にあるが、その効果はあまり大きくなないようである。

表 6. 1. 1

		
		$\tan \theta = \frac{a - c}{b}$
		$M_p = \frac{\sigma_y t^2}{4}$
		δ : 塑性関節線 C における撓み量
U (内力による仕事)	四辺支持	$4 \left\{ \tan \theta + \frac{1}{\tan \theta} + \frac{c}{b} \right\} M_p \delta$
	a 辺支持 b 辺固定	$4 \left\{ \tan \theta + \frac{2}{\tan \theta} + \frac{c}{b} \right\} M_p \delta$
	四辺固定	$4 \left\{ \tan \theta + \frac{2}{\tan \theta} + \frac{a+c}{b} \right\} M_p \delta$
	W (外力による仕事)	$P \left(1 - \frac{d}{2b} \right) \delta$

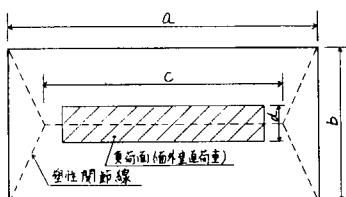
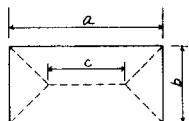
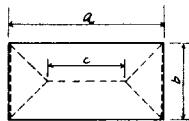
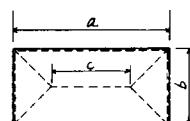


図 6. 1. 1



1) 四辺支持

2) a 辺支持、 b 辺固定

3) 四辺固定

図 6. 1. 2

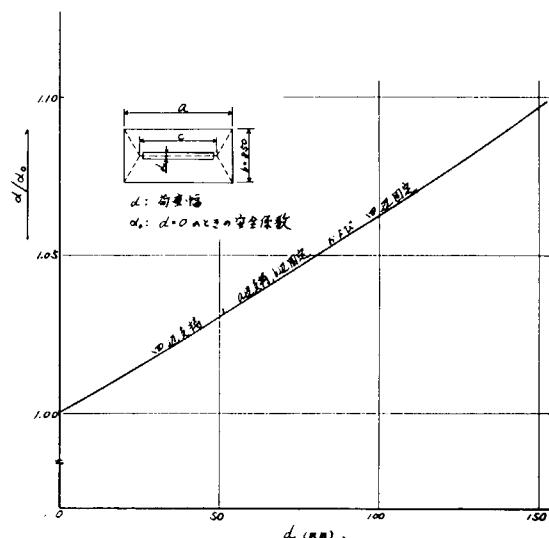
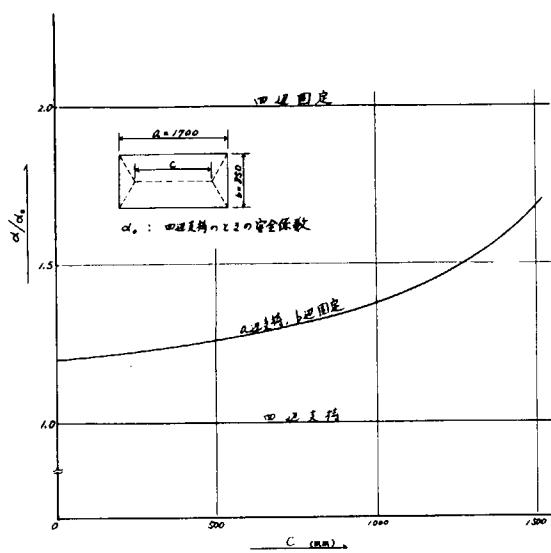
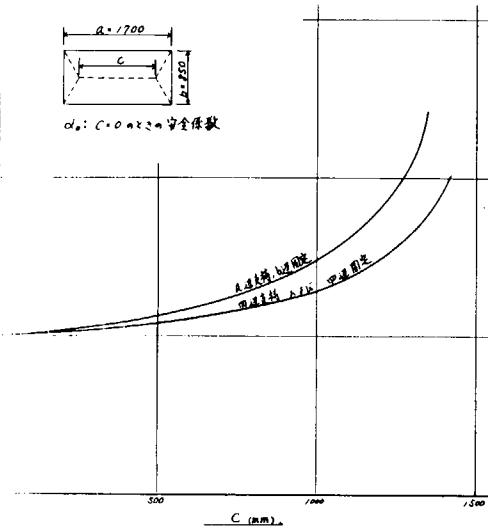
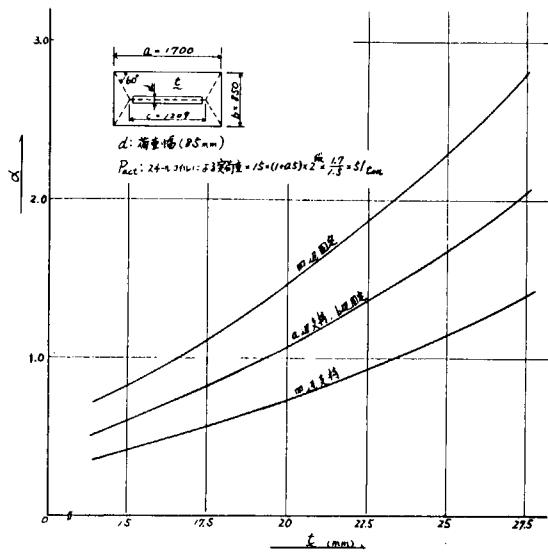


図 6. 1. 5

図 6. 1. 6

6.2 パネルの弾塑性崩壊 (FEMによる解析例)

6.2.1 はじめに

スチールコイル積船の内底板について、有限要素法による弾塑性計算を行ない、ダンネージの受圧巾を60mm、120mm、240mmと変えて、受圧巾の大きさが板パネルの強度に影響するか検討した。

また、受圧巾を考慮した崩壊荷重の近似式を提案し、残留撓みとの対応を得た。

6.2.2 解析対象

解析は、中型貨物船の内底板 (LONG L SPACE = 790mm, l = 1200mm, t = 23.5mm) について行なった。

図6.2.1に示すように、2.5tスチールコイルが1.5段積に積まれ、スチールコイル下には、3条のダンネージ (90mm巾) が700mm間隔で設置されているものとする。

そして、スチールコイルは長さ約1600mm、径約1900mmとした場合、1パネルに2条のダンネージが有ることを想定し、対称性により、図6.2.1の~~斜線~~で示した部分について計算を行なった。

6.2.3 計算

(1) 要素

計算はNASTRANで行ない、要素は、4角形面外曲げ要素(CQDPLT)を用いた。

(2) MESH分割

受圧巾によって多少の変化があるが、受圧巾が120mmのときのMESH分割図を図6.2.2に示し、代表例とする。

(3) 荷重

荷重は、ダンネージの巾と受圧巾からなる矩形部分に一様に分布するものと仮定した。

(4) 境界条件

隣りのパネルに同様の荷重が加わる辺は固定とし、加わらない辺は単純支持とした。

対称性により、図6.2.3のように、軸回りの回転を拘束した。

(5) 計算方法

まず弾性計算を行ない、上の(4)で境界条件として、軸回りの回転を拘束している点で、曲げモーメントが M_p に達した場合には、その点で塑性ヒンジが生じたと考え、軸回りの回転の拘束をはずし、又、要素で塑性断面モーメント M_p に達した要素は、曲げ剛性を1/100にした。

以上のような計算をくり返し行ない、逐次足し込んだ。

$$\text{ただし, } M_p = \sigma_y \frac{t^2}{4} \quad \sigma_y = 25 \text{ Kg/mm}^2 \quad t = \text{板厚 } 23.5\text{mm}$$

である。

6.2.4 計算結果

塑性域の拡がり状況と荷重との対応を受圧巾が120mmのときを一例として説明すると次のようである。

まず荷重A(ダンネージ1条当り13.85t)で節点1にヒンジが生ずる。

荷重B(16.39t)で節点2までヒンジが拡がる。

荷重C(25.68t)で節点3までヒンジが拡がり、新たに、節点31にもヒンジが生ずる。又要素③、④も降伏する。

荷重D(31.23t)では、ヒンジが節点41まで伸び、要素⑨が降伏する。

荷重E(34.0t)でヒンジが節点51から61まで達した。

荷重F(39.0t)で節点21にヒンジが生じ、要素②、⑩が降伏した。

以上の結果を図6.2.4に示す。

塑性域の拡がり方は、荷重が増すにつれて、ヒンジが拡がってゆくが、途中から荷重点付近の要素が降伏する。

なお、受圧巾を 60 mm、240 mm に変えた計算も行ない、比較検討すると、受圧巾が大きい程、固定支持側の塑性ヒンジは生ずるのは遅いが、進展するのが早く、荷重点付近にヒンジが生じ、進展するのは遅いことなどが判った。

図 6.2.5 に荷重点（節点 No.31）の荷重-変位図を示し、後に示す近似式との比較がされている。

6.2.5 検討

図 6.2.6 に示すような 2 辺固定、2 辺単純支持の崩壊形式を仮定し、受圧巾 a を考慮した塑性崩壊荷重を求めると、ダンネージ 1 条当りの塑性崩壊荷重 P_c の近似式は、

$$P_c = \frac{M_p}{\left(1 - \frac{2a}{3b}\right)} \left[\frac{b\varphi_1}{\cos\theta} + b\varphi_2 + (\ell - b\tan\theta)\varphi_3 \right]$$

ただし、
 $\varphi_1 = \frac{1}{\ell_1} + \frac{1}{\ell_2}$
 $\varphi_2 = \frac{1}{\ell_3}$
 $\varphi_3 = \frac{1}{b/2}$
 $\ell_1 = \frac{b}{2\sin\theta}$
 $\ell_2 = \frac{b\sin\theta}{2\cos\theta}$
 $\ell_3 = \frac{b}{2\tan\theta}$

である。

これによると、本例の場合、 $\ell = 1200 \text{ mm}$ 、 $b = 790 \text{ mm}$ 、 $t = 23.5 \text{ mm}$ で、受圧巾が

$$60 \text{ mm} \quad \text{とき} \quad P_c = 34.02 \text{ t}$$

$$120 \text{ mm} \quad \text{とき} \quad P_c = 35.95 \text{ t}$$

$$240 \text{ mm} \quad \text{とき} \quad P_c = 40.50 \text{ t}$$

となる。

図 6.2.7 に崩壊荷重 P_c と受圧巾の関係を示す。

図 6.2.5 より、これらの崩壊荷重に対応する節点 31 の残留焼みを求めるとき、それぞれ 2.6 mm、3.4 mm、3.7 mm である。これを図 6.2.8 に示す。

このことから、このパネルでは、2 辺固定、2 辺単純支持と仮定した崩壊荷重は、荷重点に残留焼み 2.6～3.7 mm を生じさせるような荷重に対応している。

6.2.6 おわりに

本報告では、中型貨物船の内底板パネルについて、スチールコイルの積付状態を考慮し、板の弾塑性有限要素法計算を行なった。

その結果と塑性設計手法による近似式とを対比して、次の事項が判った。

- (1) スチールコイル下のダンネージの受圧巾が近似式による塑性崩壊荷重 P_c に与える影響は小さい。
- (2) 近似式による塑性崩壊荷重での内底板の凹損状態は受圧巾 60～240 mm では、約 3 mm 程度であった。

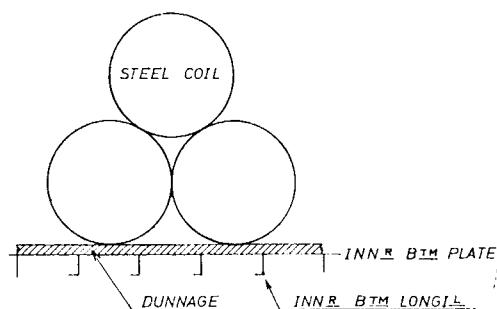
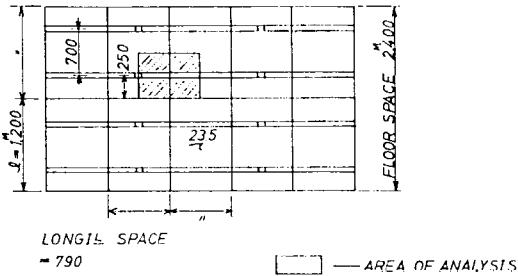


図 6.2.1 荷重条件

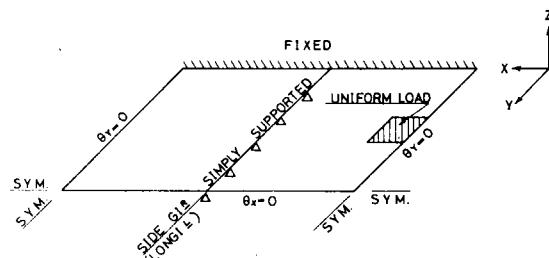


図 6.2.3 周辺条件

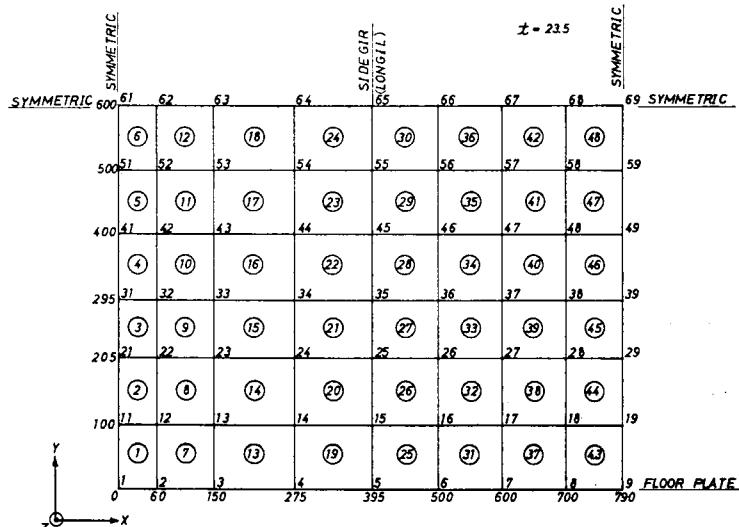


図 6.2.2 メッシュ分割図

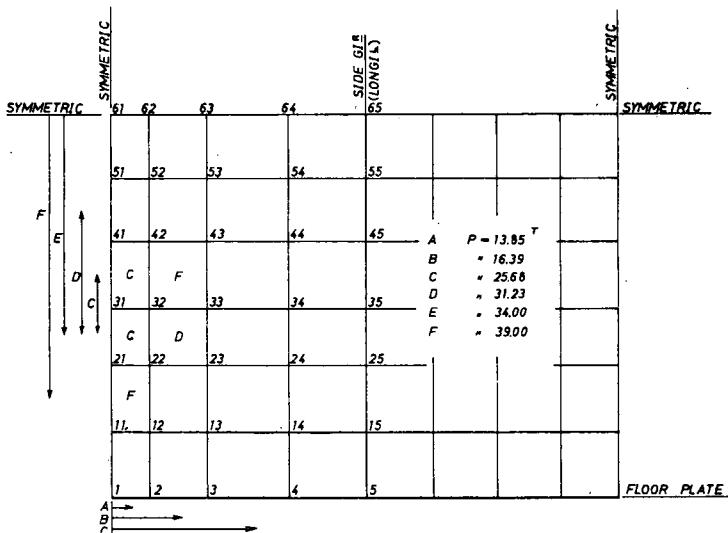


図 6.2.4 塑性化の進展状況

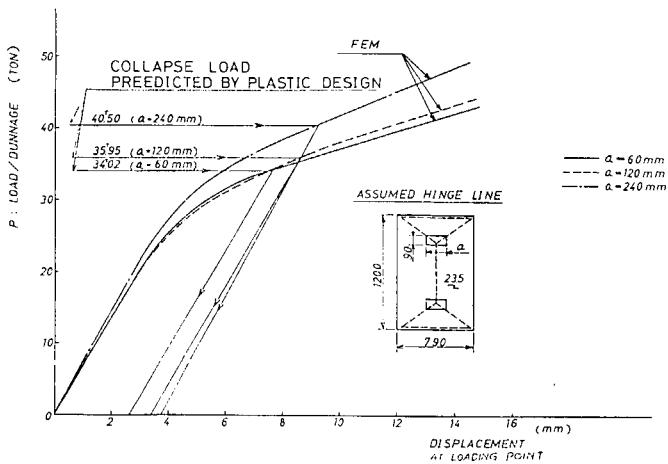


図 6.2.5 載荷点の撓みと荷重曲線

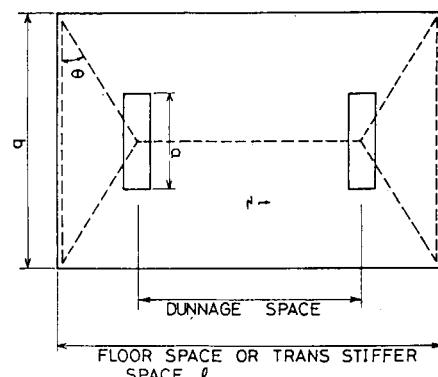


図 6.2.6 崩壊形式

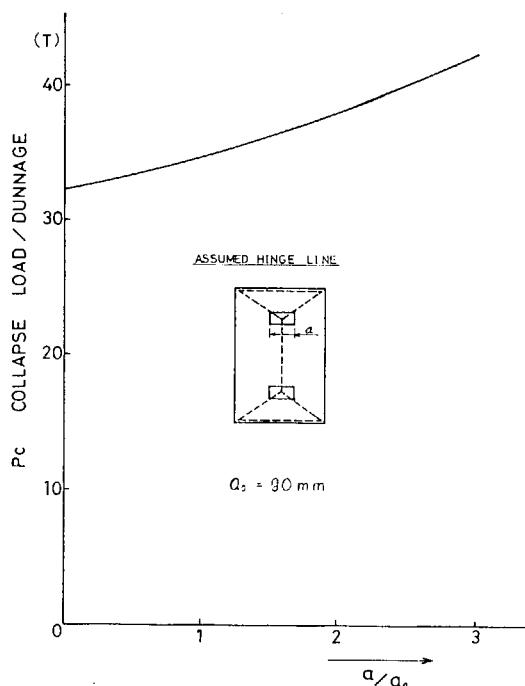


図 6.2.7 塑性崩壊荷重と受圧巾の関係

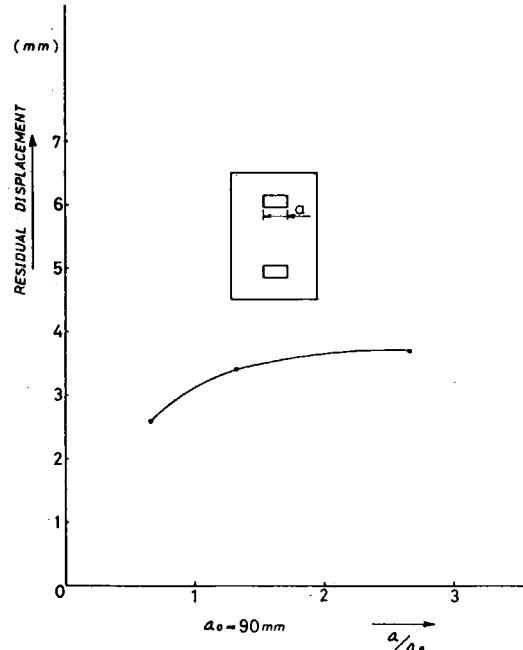
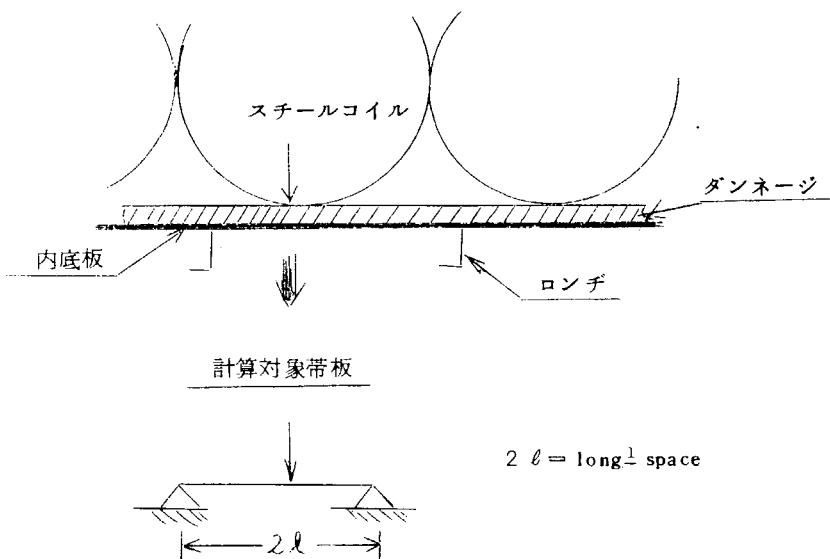


図 6.2.8 受圧巾と残存撓みの関係

6.3 矩形板の崩壊に対する膜力の影響

パネルの崩壊荷重は通常、膜力の影響を無視した塑性設計法により計算することが出来る。しかし、パネルの面内変位が拘束されている場合に変形が大きくなってくると膜力の影響を無視することが出来ない。

これまでの諸検討によるとロンジとフロアで囲まれた内底板パネルはロンジ位置で単純支持、フロア位置で固定としてさしつかえないこと、および荷重はダンネージを介して集中的に作用することを考慮して図に示すような帯板について崩壊荷重に対する剪力の影響を検討した。



膜力を考慮した時の崩壊荷重の増加率は次のように表わされる。

(1) 目立の方法

(a) 膜力 $T \leq t \sigma_y$ (すなわち、膜応力が降伏応力以下の場合)

右図のような帯板で焼みが δ に達した時に塑性ヒンジが

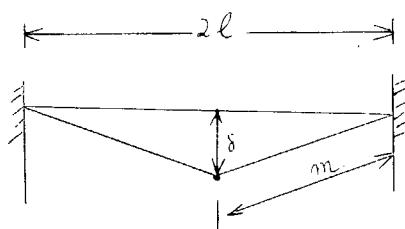
形成されて崩壊したとする。

撓みが δ に達するまでは弾性的に伸びていると考えられる

から单位幅当たりの膜力 T は

$$T = t E - \frac{m - \ell}{m} = \frac{t E}{2} \left(\frac{\delta}{\ell} \right)^2$$

ここで、



$$\frac{\ell}{m} = \frac{1}{\sqrt{1 + (\delta/\ell)^2}} \quad \approx \quad 1 - \frac{1}{2} \left(\frac{\delta}{\ell} \right)^2$$

t = 板 厚

E = ヤング率

従って、膜力による上向力成分 F は

$$F = 2 T \frac{\delta}{m} = t E \left(\frac{\delta}{\ell} \right)^3 \left[1 - \frac{1}{2} \left(\frac{\delta}{\ell} \right)^2 \right] \quad \dots \dots \dots (1)$$

膜力が作用している時の全塑性モーメントは $M_P = \frac{\sigma_Y t^2}{4}$ 、 $T_P = \sigma_Y t$ として次式で表わされる。

$$M = M_P \left[1 - \left(\frac{T}{T_P} \right)^2 \right] = M_P \left[1 - \left(\frac{E}{2\sigma_y} \right)^2 \left(\frac{\delta}{\ell} \right)^4 \right] \quad \dots \dots \dots (2)$$

一般に矩形板の屋根型崩壊の荷重は内部仕事 U と外部仕事 W を等置することにより求められる。

$$U = A M \delta \quad \dots \dots \dots (3)$$

$$W = B (P - F) \delta \quad \dots \dots \dots (4)$$

ここで

A 、 B = 矩形板の形状、周辺条件、崩壊形式などにより定まる係数

(3)式の M は(2)式に示されるように T の値、すなわち (δ/ℓ) の値によって変化するからヒンズライン上の各点において異なる値となるが近似的にこれをすべての点で同一とみなす。

(3)、(4)式に(1)、(2)式を代入して等置すると

$$P = \frac{A}{B} M_P \left[1 - \left(\frac{E}{2\sigma_y} \right)^2 \left(\frac{\delta}{\ell} \right)^4 \right] + t E \left(\frac{\delta}{\ell} \right)^3 \left[1 - \frac{1}{2} \left(\frac{\delta}{\ell} \right)^2 \right] \quad \dots \dots \dots (5)$$

膜力の影響を考慮しない場合の崩壊荷重 P_0 は

$$P_0 = \frac{A}{B} M_P$$

であるから(5)式より膜力の影響による崩壊荷重の増加率は

$$\frac{P - P_0}{P_0} = \frac{t E}{P_0} \left(\frac{\delta}{\ell} \right)^3 \left[1 - \frac{1}{2} \left(\frac{\delta}{\ell} \right)^2 \right] - \left(\frac{E}{2\sigma_y} \right)^2 \left(\frac{\delta}{\ell} \right)^4 \quad \dots \dots \dots (6)$$

(b) 膜力 $T \geq t \sigma_y$ (膜応力が降伏応力になった時)

$T = t \sigma_y$ すなわち $M = 0$ となり膜力の上向成分は

$$F = 2 t \sigma_y \frac{\delta}{\ell} \left[1 - \frac{1}{2} \left(\frac{\delta}{\ell} \right)^2 \right] \quad \dots \dots \dots (7)$$

これが外力となりあから $P = F$ となり崩壊荷重の増加率は

$$\frac{P - P_0}{P_0} = 2 t \sigma_y \left(\frac{\delta}{\ell} \right) \left[1 - \frac{1}{2} \left(\frac{\delta}{\ell} \right)^2 \right] - 1 \quad \dots \dots \dots (8)$$

となる。

ここで、

P_0 = 膜力を考慮しないときの崩壊荷重

P = 膜力を考慮したときの崩壊荷重

δ = 膜力を考慮した崩壊時の撓み

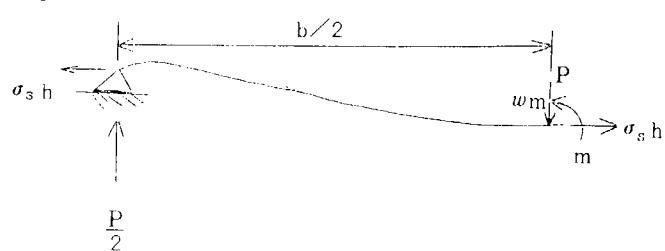
この計算による撓みと崩壊荷重の増加率の関係を図 6.3.1 に示す。この関係によると崩壊時の撓み(δ)が分れば崩壊荷重の増加率を決定することが出来る。

図中、鶴田氏の方法により計算した撓みを同時に示した。

(2) 鶴田氏の方法 [※]

右図に示すような中央集中荷重を受ける帯板の

1/2 スパンについて考えると中央点でのモーメントのつりあい



$$\frac{Pb}{4} = \sigma_s h w_m + m \quad \dots\dots\dots(1)$$

弾性限内にあるとき

$$m = -D \left(\frac{d^2 w}{dx^2} \right) \quad \dots\dots\dots(2)$$

中央に塑性関節が出来るとき

$$|m| = \frac{1}{4} h^2 \sigma_y \left[1 - \left(\frac{\sigma_s}{\sigma_y} \right)^2 \right] = m_p \left[1 - \left(\frac{\sigma_s}{\sigma_y} \right)^2 \right] \quad \dots\dots\dots(3)$$

塑性関節でのモーメントの連続条件より (2)=(3) として

$$m_p = \left[1 - \left(\frac{\sigma_s}{\sigma_y} \right)^2 \right] = D \left| \frac{d^2 w}{dx^2} \right|_{x=\frac{b}{2}} \quad \dots\dots\dots(4)$$

膜力と撓みの関係は

$$\frac{1}{2} \int_0^{\frac{b}{2}} \left(\frac{dw}{dx} \right)^2 dx - \frac{h}{2} \frac{\sigma_s}{\sigma_y} \left(\frac{dw}{dx} \right) = \frac{1-\nu^2}{E} \sigma_s \frac{b}{2} \quad \dots\dots\dots(5)$$

仮定する撓み形

(1) スパン中央のモーメントが m_p に達するまでの弾性域

$$W = 4 W_{m1} X (1 - X)$$

(2) モーメントが m_p になってから膜応力が σ_y になるまで

$$W = 4 W_{m1} X (1 - X) + 2 W_{m2} X$$

これらの撓み形を(1)～(5)式に代入することにより次のような荷重と撓みの関係を得る。

(1) スパンの中央のモーメントが m_p に達するまでの弾性域

$$Q = \frac{8}{F} W_{m1} (1 - 4 W_{m1}^2) \quad \dots\dots\dots(6)$$

(2) スパン中央のモーメントが m_p になってから膜応力が σ_y になるまで

$$Q = 4 \mu (W_{m1} + W_{m2}) + \frac{8}{F} W_{m1} \quad \dots\dots\dots(7)$$

(3) 膜応力が塑性膜状態に入るとき

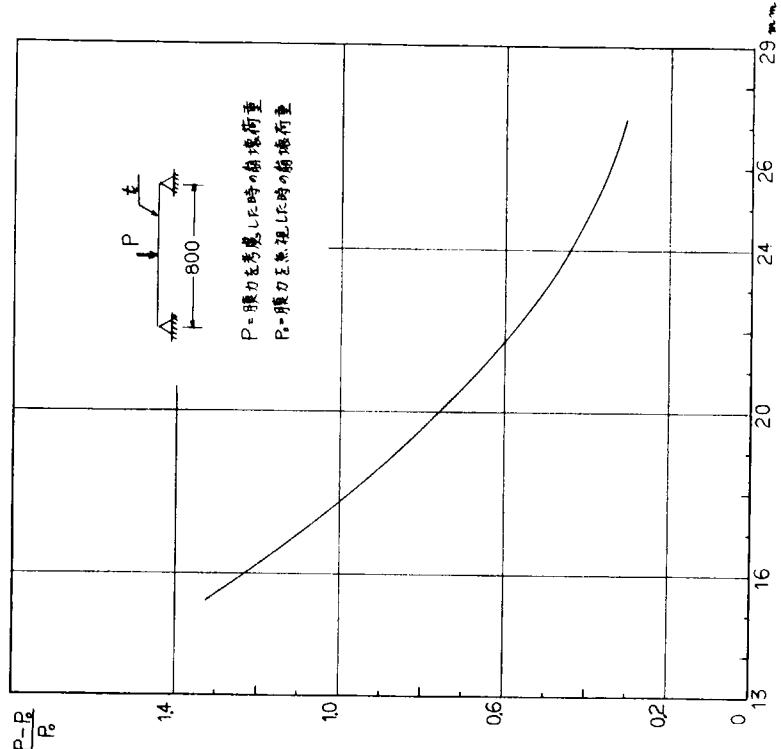
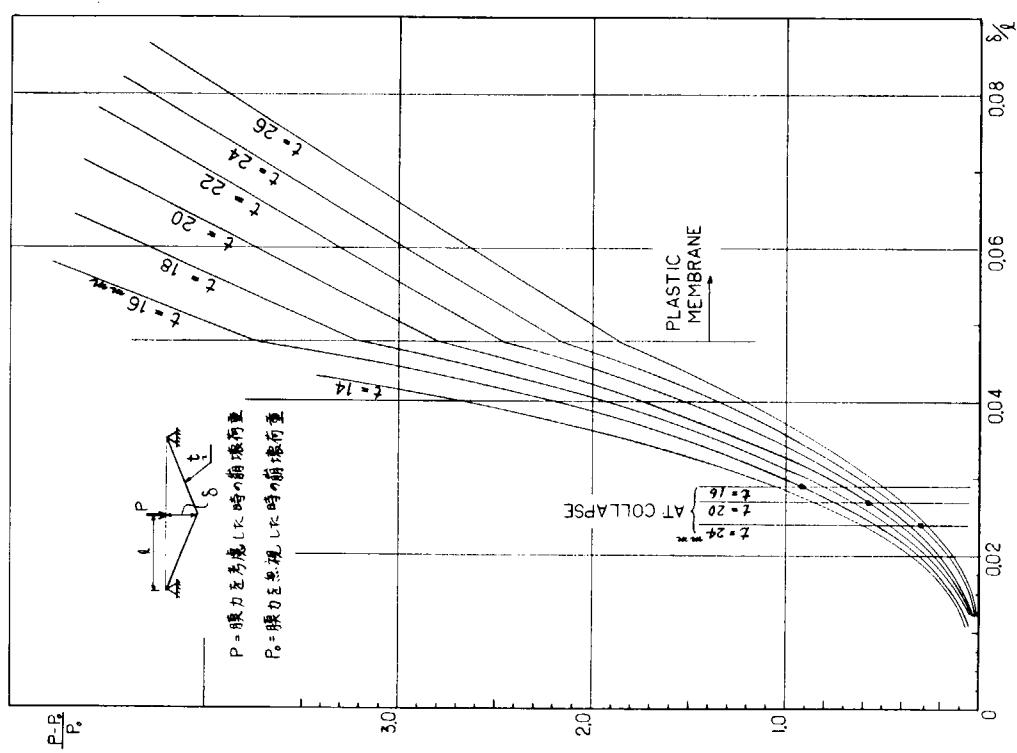
$$Q = 4 W_{m2} \quad \dots\dots\dots(8)$$

ここで、

$$X = \frac{x}{b}, \quad \mu = \frac{\sigma_s}{\sigma_y}, \quad W = \frac{w}{h}, \quad Q = \frac{\frac{Pb}{4}}{\frac{h^2 \sigma_y}{4}}, \quad F = \frac{h b^2}{4 D} \sigma_y$$

この方法による板厚と崩壊荷重の増加率の関係を図 6.3.2 に示す。

以上の計算結果を比較すると鶴田氏の方法による計算値は日立の方法より大きくなる傾向であるが、通常用いられる内底板の板厚（16mm～20mm）の範囲では崩壊荷重の増加率は0.6～1.0程度である。一方、これに対応する塑性崩壊時の撓みは板厚の0.5～0.7程度になるので崩壊荷重の増加率を設計的にどの程度にするか今後検討すべき問題である。



熱 冷 延 コ イ ル 積 付 保 定 標 準

型鋼、厚板及びスラブの積付けにおいては、貨物重量を二重底構造材のうちでも比較的強力なソリッドフロアーやガーダーにかけて積付けを行なうことが出来るが、コイル類では寸法、荷姿の点でかかる積付けは一般的に不可能であり、貨物重量はボトムダンネージを介して AT RANDOMな状態で内底板によって支持されると見做すべきである。従って、コイル積載重量限界は内底板強度を基準に決定されるべきである。

しかるに、内底板の強度計算に適用される理論計算式はコイルの積付け実態に相当矛盾する点が認められ、四辺を支持或いは固定されたバネル中央部に部分荷重が集中する場合のバネル強度は、材料力学及び造船工学の分野でも判然とせず、ダンネージの荷重分散効果を含めて実験的に解明されない限り明確になし得ないことが判明した。

依って、以下「コイル積付け保定基準」に定めるダンネージの敷設方法、本数をはじめ各項目は、今後実施される実験の解析結果が得られるまでの暫定的な標準として、従来の方式をそのまま取り入れたものである。

従って、上記実験の解析結果が判明した時点において改訂される可能性が含まれていることに留意され度い。

(1. 普通綱延・冷延コイル)

作業区分	記 述	図	情 報 要 求
I 積付け	<p>1. コイルはコアを船首尾線方向に置く船縫隙とし、列間を若干空けて積付け、ワイヤースリングを引き抜くとき、小端傷めを起さないよう注意する。(Fig 1)</p> <p>2. ダンネージ</p> <p>(1) コイルのボットムダンネージの本数は、通常2本とする。ただし、広幅及び重量コイルの場合、3本とすることもある。(Fig 2)</p> <p>(2) 最バルクヘッド寄りの列およびオープントライドの列の外側のボットムダンネージはその内側に少し多少高くし、心もち傾斜をつけた場合もある。(Fig 3)</p> <p>3. ニイル横筋受時、移動の恐れがある場合は移動防止のためストッパーを入れ垂止めとする事がある。(Fig 4)</p> <p>4. 倉内面サイドのフレーム、タンクサイドプラケット、オフバーブレートなどの構造物には製品との直接接触を防ぐためダンネージを当てる。(Fig 5)</p>	<p>(Fig 1)</p> <p>(Fig 2)</p> <p>(Fig 3)</p> <p>(Fig 4)</p> <p>(Fig 5)</p>	<p>品質保護、積付け作業の安全性、及び船体保護のため、積段制限をすることがある。</p>

作業区分	記 記	解 説	要 準
II 荷固め	<p>1. ショアリング</p> <p>(1) ショアリングは最上段のみ行なう。</p> <p>(2) ダイ帽のチッキングは原則としてワイヤーラッジングを行なった部分のみ行なう。</p> <p>(3) 船横方向の本船側とコイルの間、コイルとコイルとの間隙はチッキングを各コイルに2ヶ所行なう。</p> <p>(ローリング対策) (Fig 6)</p> <p>(4) 図のような部分でコイル(△)が充分に並んでいる場合に、ワイヤーラッジングを行なった場合はショアリングは行わない。(Fig 6)</p> <p>(5) 但し、充分に沈みの恐れがある場合にはショアリングを行なう。</p> <p>2. ラッジング</p> <p>(1) ワイヤーラッジングは最上段のみ行なう。</p> <p>(2) ワイヤーラッジングはオリンピックラッジング又はケループラッジングとする。(Fig 7)</p> <p>(3) 数列以上切積みする場合は原則として端口3列のみワイヤーラッジングする。(Fig 8)</p> <p>(4) オールオーバーに横む場合は原則としてワイヤーラッジングは行なわない。</p> <p>(5) 但し、Key Coilについては各列共ワイヤーラッジングを図のように行なう。(Fig 9)</p> <p>(6) コイルエッヂの当て物は品質保護上必要な場合のみ施す。</p>	<p>(Fig 6)</p> <p>(Fig 7)</p> <p>(Fig 8)</p> <p>(Fig 9)</p>	

(2) 素焼きコイル

保管区分	保管方法	備考
1 油付け 目 布止め	<p>材質が脆弱なため玉掛けより倉内横付けまで特に注意を払う。</p> <p>倉内横付けの際は倉内機造物にダンネーションを当て、角付けはしてはならない。また衝撃を与えるよう注意する。</p> <p>1. 素焼きコイルの輪形横付けは原則として3段までとする。 (Fig 1)</p> <p>2. 大型コイルには下揃え、小型コイルには上積みとし偏平に変形せぬよう横付けすること。</p> <p>3. 最上段のコイルとニイルの隙間は必ずショアリングを施す。 (Fig 1, 3)</p> <p>4. ラッキングをして要とする場合、最終横付け端口より積荷がけた荷台に水平にワイヤーを張り、館内アイフレートまたはリーンズ法取付けヨーンバックルにてしめ、なお折り用ワイヤーをできるだけ前後バランスへつけて取る。 (Fig 3, 4)</p> <p>5. コイルが倉内フレームまたは直交軸側外板に当る部分は必ずダンネーションを立てること。(Fig 1, 2, 3)</p>	<p>(Fig 1)</p> <p>(Fig 2)</p> <p>(Fig 3)</p> <p>(Fig 4)</p>

(3. たてコイル)

作業区分	部品	説明	解説	備考
1 構付け		<p>1. たてコイルの組付けは原則として2段までとする。</p> <p>2. 梱継部分は切積みを原則とする。(Fig 1)</p> <p>3. 倉内フレームなどに当る部分は必ずダンネージを当て直接の接觸を防ぐこと。</p> <p>4. 倉底にはダンネージを設かない。(Fig 1)</p> <p>5. ラッピング方法は上段をフープまたはワイヤーにてラッピングを行なう。但し、ワイヤーの場合、直接コイルに接触せぬようコイル側面にプロテクターを当てること。(Fig 3. 4)</p> <p>6. 9~12個をまとめて大まわしを行なう。</p> <p>7. コイルとコイルの間隔が特に大きい場合、ダンネージ、「くさび」を使用し間隔をチェックする。ダンネージ、「くさび」は縦いでおく。「くさび」使用のときはコイルエッヂをいためない角度のものとす。 (Fig 3. 4)</p> <p>8. 船側とたてコイルの間はダンネージでショアリングを施す。(Fig 1. 2)</p>	<p>(Fig 1)</p> <p>(Fig 2)</p> <p>(Fig 3)</p> <p>(Fig 4)</p>	

IV 大径鋼管の船積指針

(2) 長い鋼管は最下段に位置するようとする。

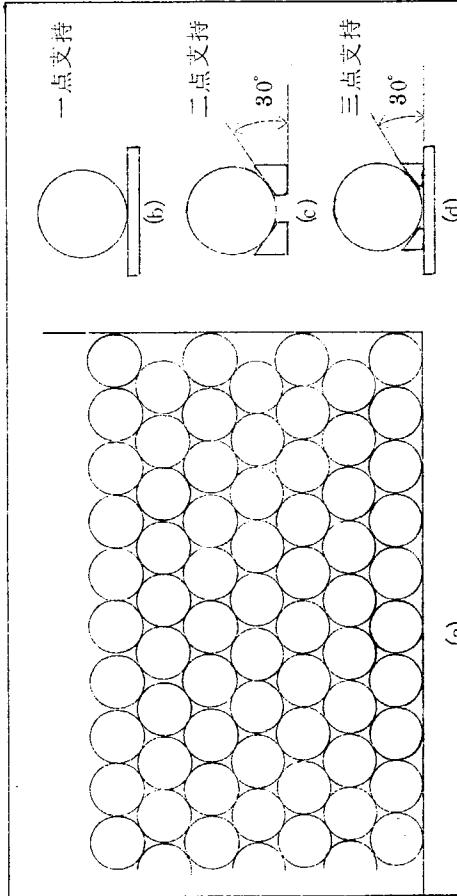
- (3) SAWストレートシーム鋼管の場合溶接ビード部は隣り合う鋼管との接触を避ける位置にもく。
- (4) SAWスパイラル鋼管の場合ビードとビードあるいはビードと鋼管が接触するので断続支持となり、断続支持の場合の許容積み段数によって積み段数を決定する。断続支持の条件を有利にするため貫板を入れてもよい。

1. 通用

この指針は直徑 254mm(10")以上で、直徑(D) / 肉厚(t)が 5.0 以上的鋼管を船積輸送する場合に適用される。

現在製造されているラインパイプで強度の面から船積方法が問題となるのは直徑(D)が 254mm(10")以上で直徑(D) / 肉厚(t)が 5.0 以上の比較的肉の薄い鋼管であることから上記のような適用範囲を設けた。

2. 船積方法



3. 静的応力の算定

船積時に生ずる最大の静的応力は船積方法に応じて次式によつて求められる。但し以下に示すのは最下段鋼管が軸方向連續支持であるから不連続の場合、別途係数を乗する。スパイラルパイプではすべての段数において不連続支持となつており別途係数を乗ずる。

$$\sigma_s = K \cdot \frac{(D-t)^2}{t} \cdot n \cdot 10^{-6} \quad (1)$$

船積は上図(a)のような俵積みを行つものとする。最下段の鋼管については、(b)、(c)または(d)のごとく鋼管を支持するようとする。鋼管軸方向の支持は連續あるいは断続とする。

- なお船積時には下記のこととに注意して段積するのが望ましい。
- (1) 鋼管の端部を出来る限り一致させ出入口を少くする。

σ_s : 鋼管に生じる静的最大応力 (kg/mm²)

D : 鋼管の直徑 (mm)

t : 鋼管の肉厚 (mm)

n : 積み段数

K : 船積方法によつて決る定数

型	船積み方法	水平拘束	K
a		有	11.8
b		無	21.7
c		有	3.88
d		無	9.74
e		有	4.32
f		無	11.6

この指針では船積時鋼管は一様な線荷重で支持されると考えているので、リンクの公式を重ね合せて最大曲げモーメントMを求めた。荷重は上段で積み重ねられる鋼管の重量であるので比重を7.8として外径(D)と肉厚(t)と段数(n)で荷重を表示した。 $\sigma_s = M/Z$ (Z: 単位幅当たりの断面係数)より応力を計算すれば

$$\sigma_s = K \cdot \frac{(D-t)^2}{t} \cdot n \cdot 10^{-6}$$

が求められる。

4. 動的応力の算定

船積輸送時に生ずる動的応力は次式によつて求められる。

$$\sigma_D = \alpha \cdot \sigma_s \quad (2)$$

σ_D : 動的応力 (kg/mm²)

α : 加速度(片側)、船の長さにより表1のとおりとする。

表1. 船の長さと加速度

船の長さ L(m)	120 ≤ L < 160	160 ≤ L < 180	180 ≤ L < 200	200 ≤ L
加速度 $\alpha(\text{g})$	0.5	0.4	0.3	0.25

船積輸送時に生ずる加速度は新日鉄、日本鋼管、住友金属工業の各社が行った実測結果および次の資料から決定された。

(1) G. Aertsen

Laboring of Ships in Rough Seas with Special Emphasis on the Fast Ships SNAME

Diamond Jubilee International Meeting 6. 1968

- (1) 隣合う鋼管と接触するよう船積みする。
- (2) 船側と接する最下段の鋼管は動かぬよう木材等で固定する。

水平拘束が期待できるように段積みするには次の事項に注意しなければならない。

- (1) 隣合う鋼管と接觸する。
- (2) 船側と接する最下段の鋼管は動かぬよう木材等で固定する。

5. 許容応力の算定

変動荷重の下での応力パターンは次のとおりである。

(1) 鋼管が永久変形を生じない条件

$$\sigma_T \leq \sigma_y$$

σ_T : 静的応力と動的応力の合成応力 (kg/mm^2)

σ_y : 鋼管の規格最小降伏点 (kg/mm^2)

式(2)、(3)から

$$(1 + \alpha) \sigma_s \leq \sigma_y$$

(2) 鋼管が疲労破壊を生じない条件

耐久限度線図より

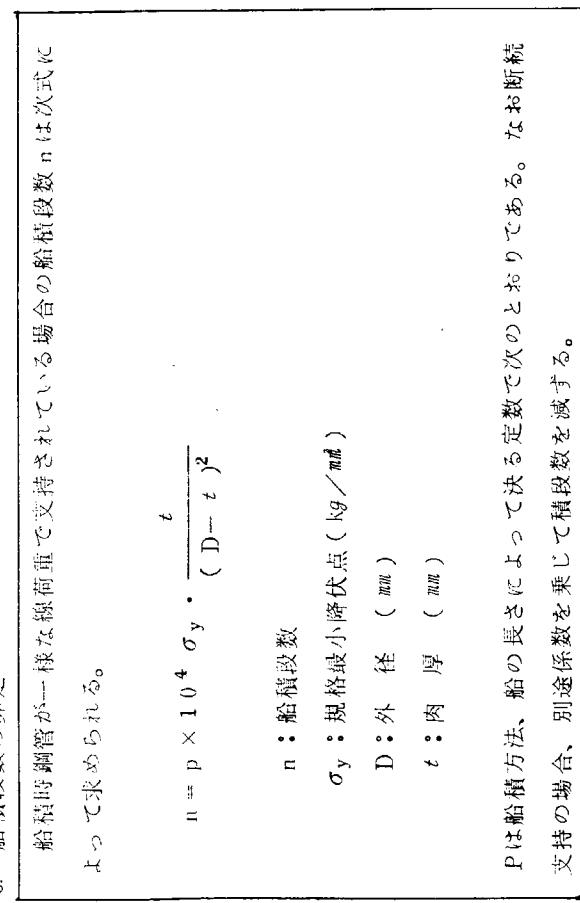
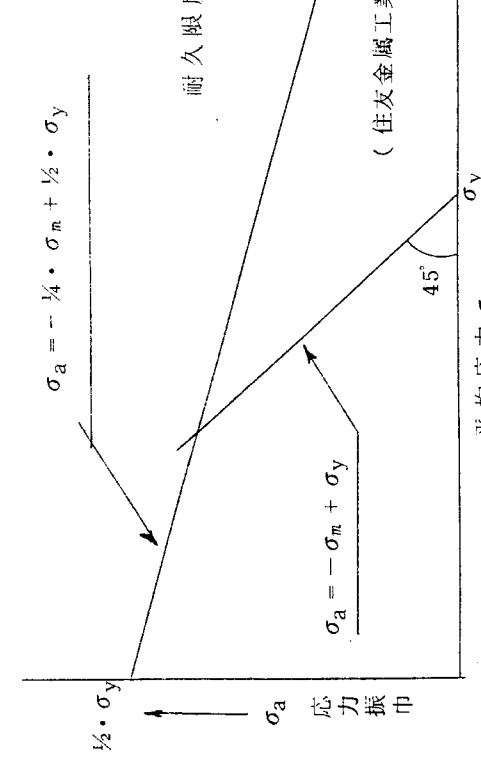
$$\frac{1}{4} \cdot \sigma_s + \alpha \cdot \sigma_s \leq \frac{1}{2} \cdot \sigma_y \quad (5)$$

表1、式(4)、式(5)から鋼管が永久変形も疲労破壊も起さない条件、すなわち鋼管の許容応力は表2のとおりとなる。

表2. 船積輸送時の鋼管の許容応力

船の長さL(m)	120 ≤ L < 160	160 ≤ L < 180	180 ≤ L < 200	200 ≤ L
静的応力 $\sigma_s (kg/mm^2)$	$\sigma_s \leq 0.666 \sigma_y$	$\sigma_s \leq 0.714 \sigma_y$	$\sigma_s \leq 0.769 \sigma_y$	$\sigma_s \leq 0.800 \sigma_y$

疲労破壊を生じない条件は次の耐久限度線図を用いて求めた。



7. 其の他 (参考事項)

本文で示した式は最下段鋼管軸方向の支持が連続の場合である。

板を節約するため管軸方向に一定間隔で断続させてダンネジを使用した場合当然許容積段数は少くなる。その関係を求めるため種々作業したが、指針としてはなお検討すべき点が幾つている。

参考までにワーキンググループで討議した時の一例を示すと次の図のようになる。

この図の使用例

本文の式により許容積段数が 9 となつたとする。巾約 100 mm のダンネジを 1 m 間隔に置いたとするときは約 1.5 となり積段数は 6 となる。

逆に考えると計算段数が 9 の場合、実際にはその必要なく 6 段しか積まないときは全長に渡り板をしく必要なく 1 m ピッチでしきばよいこととなる。

型	船積方法	水平拘束	120≤L<160	160≤L<180	180≤L<200	200≤L	(m)
a		有	5.65	6.05	6.52	6.78	
b		無	8.07	8.29	8.54	8.69	
c		有	17.19	18.40	19.82	20.62	
d		無	6.85	7.33	7.90	8.21	
e		有	15.44	16.53	17.80	18.52	
f		無	5.75	6.16	6.63	6.90	

不連続係数 η

