

衝突時の油流出防止のための 緩衝型船首構造に関する研究

遠藤 久芳*、山田 安平*、橋爪 豊*、川野 始*
高田 篤*、平方 勝*、宮本 武**

Research on the Buffer Bow Structure to Prevent Oil Outflow from a Struck Tanker

by

Hisayoshi ENDO, Yasuhira YAMADA, Yutaka HASHIZUME,
Hajime KAWANO, Atsushi TAKADA, Masaru HIRAKATA
and Takeshi MIYAMOTO

Abstract

We still have experienced cargo oil spill from a struck D/H(double hull) tanker like the accident case of “Baltic Carrier”, see Photo-1. “Buffer Bow” has come to be considered as an innovative strategy following after D/H system to prevent marine environmental pollution. The mission expected to buffer bow is “minimizing the damage on the struck ship” and thus “decreasing the risk of oil outflow from struck D/H tankers” when it encounters collision accidents.

As the measures to represent the performance level of buffer bow the critical striking velocity ($V_{B,cr}$) and the critical collision angle (θ_{cr}) are proposed. Those critical events are defined as the threshold where the inner hull of struck tanker is ruptured or not. The contribution of buffer bow has been evaluated through a series of FEM simulation analyses by adopting a typical D/H VLCC as the model struck ship, and VLCC's, Aframax. class tankers and container ships as the candidate striking ships. At the final stage the effect of buffer bow is evaluated by focusing on the performance that how much the risk of oil outflow is decreased. “The mean oil outflow” is derived based on probabilistic procedure. The case study has shown that the probabilistic oil outflow is decreased by about 80% if buffer bow design is adopted to VLCC.

* 構造・材料研究部門 (研究当時、油流出防止構造 PT)

** 日本船舶技術研究協会 (研究当時、先進の構造 PT)

原稿受付 平成18年 7月 10日

審査済 平成18年 8月 30日

目 次

1. まえがき	68
2. 緩衝型船首構造の設計要件	68
3. 緩衝型船首構造の性能評価	69
3.1 衝突シナリオ	70
3.2 評価指標	70
3.3 代表衝突船を想定した性能評価	71
3.4 まとめ	87
4. 油流出量の低減効果	87
4.1 確率論的油流出量の推定法	88
4.2 確率密度関数	88
4.3 各事象における油流出量の推定	89
4.4 衝突船別の油流出量期待値	92
4.5 危険船総てを対象とした油流出量期待値	93
5. まとめ	94
参考文献	95

付録（技術資料）

A1. 限界速度の算定法	96
A2. 限界（内殻破断）関数	96
A3. 破断判定基準歪値の設定	102

1. まえがき

大型でかつ高速航行する船舶が衝突した場合には、被衝突船の船側に大きな損傷を与え、乗組員の安全が脅かされるのみならず、積み荷の漏洩により重大な環境汚染を引き起こす恐れも大きい。この事故を未然に防止する手段として、タンカーのダブルハル化が強制化されることになったが、2001年3月に発生したダブルハル(D/H)タンカー”Baltic Carrier号”の事故（デンマーク沖で衝突され、2,700トンの貨油漏洩、写真-1 参照）に見られるように、衝突されたタンカーからの油漏洩事故は未だに後を絶たない。

本研究では自船の安全および機能を保持しながら、一旦衝突した場合には相手船より先に自船船首部が破壊して衝突エネルギーを吸収することにより被衝突船の損傷を低減させる性能を有する緩衝型船首の構造要件について検討し、その有効性を確認した。衝突された油タンカーからの荷油漏洩による環境汚染防御のための新しい対策として期待できることから、将来の国際基準案策定を目標としてそのために必要なバックデータを整えたものである。衝突した場合には緩衝効果を発揮するものの、通常航行時には環境荷重に対して従来船と同様安全性を確保するという両条件を同時に満足する構

造要件を明らかにすることを目指した。本報告書は、「緩衝型船首構造の性能要件の研究」に関して H13～H16 年度にかけた研究成果を取り纏めたものである。

VLCC、Aframax 級タンカー及び大型コンテナ船について、緩衝型船首構造プロトタイプを試設計して、緩衝型設計の効果を確かめるために、事故想定シナリオに基づく衝突破壊の FEM シミュレーション解析を実施した。解析結果に基づき、緩衝型船首構造の効果を定量的に検証すると共に、有効な設計要件を明らかにした。



写真-1 衝突されたダブルハルタンカー”Baltic Carrier”

2. 緩衝型船首構造の設計要件

緩衝型船首構造として重要な設計対象は船首バルブ部分である。バルブは船体前方に突出しているために、通常最も早く相手船に接触する。また、バルブ部は水線もしくは水線下に位置しているために、被衝突船の水線付近もしくはそれ以下に損傷を与えることから、被衝突船の貨油漏洩を生じさせやすい。本研究では、緩衝型設計の対象をバルブ部に限定した。

緩衝型船首構造としての性能を、次の2つの衝突条件を考慮して評価することにした。

(1) 真横衝突時（被衝突船は静止していることを想定）

衝突船が真横 $\theta = 90\text{deg}$ （図-1 参照）から衝突した場合には、先ず船首バルブ部が軸方向に圧潰モードで破壊する。衝突した際にバルブ部の破壊が被衝突船の船側構造破壊に先行して進展して、衝突箇所の接触面積が増大すること、及び、この破壊吸収エネルギーがある程度のレベルを発揮することにより、船側構造に深い損傷を与えないようにすることが期待できる。この性能を衝突限界速度 $V_{B,cr2}$ ($V_{B,cr1}$) という指標により評価する（後述）。

(2) 斜め衝突時 (被衝突船も前進していることを想定)

衝突船が破壊する場合には、船首バルブ部が圧縮と水平曲げの組み合わせ荷重を受けて破壊する。衝突した際に、バルブ部先端が水平方向に曲げ変形して被衝突船船側との接触面積が増大することにより、被衝突船に深い損傷を与えないという効果が期待できる。この性能を衝突限界角度 θ_{cr} という指標を用いて評価する (後述)。一般的には、被衝突船は前進しており、衝突角度はあらゆる角度が有りうるので、船首構造は軸方向圧縮力と水平曲げ荷重の様々な成分の組み合わせ外力を受けることになる。

これまでの模型実験及び FEM シミュレーション解析の経験で得られた知見を基にすれば、以上の2種類の衝突条件に対して緩衝型船首構造としての性能向上を図るための設計要件として、以下の(A)～(E)が候補となることが分かった。

(A) 船首バルブ部で横肋骨補強方式の採用

縦肋骨方式と比べると、曲げ強度を支配するバルブ断面の断面係数が小さくなること、軸方向の座屈強度が小さくなること等から、軸方向圧縮に対して抵抗力が相対的に小さくなる。軸方向の座屈変形が発達し易いために、圧潰時の塑性変形モードとなる Folding (折りたたみ変形) が促進され易い。

(B) バルブ外板板厚の最小化

外板の板厚を小さくすれば、Folding モード圧潰に対しては板厚の1～2乗に比例して、水平折れ曲がりモードの崩壊に対しては板厚の約1乗に比例して抵抗力が低下することが期待できる。

船級協会規則によれば、バルブ外板の板厚は静水圧や衝撃水圧等の外力を想定した局部強度により決定される。本研究では、船級協会規則の範囲内で設計上の工夫をすることにした。船級協会規則によれば、バルブ外板の板厚は縦 (又は横) 肋骨のスペースに比例する。従って、肋骨のスペースを小さくすれば外板の板厚を小さく設定できることになる。しかし実際には、肋骨のスペースは現場工作の制約からそれ程小さくすることはできない。本研究では、対象とする衝突船 (Aframax級以上の比較的大型船) の最小肋骨スペースを 750mm と制限し、このスペースで規則上許される最小板厚を緩衝型船首構造として採用した。また、規則で規定されている船の大きさにより制限される外板の最小板厚を下回らないようにした。

(C) 内構材の省略

肋骨が塑性崩壊する前に桁等の内構材が破壊しない程度で、中心線桁材等を出来るだけ省略した (図-5, 6 参照)。

(D) バルブ外形

バルブの断面積及び縦横の大きさは、衝突時に相

手船に与える損傷の程度に大きな影響を及ぼす。

「(1)真横衝突」の場合には、バルブ断面が大きい程、被衝突船船側の損傷は広く浅くなるので緩衝型船首構造として有効である。「(2)斜め衝突」で、バルブが曲げ変形することを期待する場合には、幅の小さなバルブが比較的有効となる。しかし、バルブ外形は流体力学的な性能から決定されるので、衝突強度が設計条件として考慮される余地はほとんど期待できないと考えられる。本研究では、扁平形状バルブと尖鋭形状バルブを比較検証して、扁平型船首構造の緩衝型船首構造として有効性を定量的に明示するに止めた。

(E) バルブの横曲げ断面強度低減

「(2)斜め衝突」の場合には、バルブ先端からバルブ根本にかけて、バルブが水平曲げ変形しながら圧潰するケースが多い。このような場合には、バルブ部において水平曲げに対する断面係数を小さくすることによりこの変形が促進されるので、緩衝型船首構造としての効果が期待できる。バルブ根本における断面係数を小さくする設計手段としては、外形を変更するのが一番効果的と考えられる。しかし前述の理由により、外形の設計変更には立ち入らないこととし、バルブ外板の板厚を小さくすることによる断面係数の低減のみを実現可能な設計要件として取り上げることにした。

この後、本報告書において緩衝型船首構造と称した場合には、通常(A)～(C)の3つの設計要件を総て採用している構造を指すことにする。設計要件(E)は要件(B)の一部に含まれる。(D)に関しては、緩衝型船首の設計要件条件として採り上げることはしないが、緩衝型船首としてのその効果については定量的な検証を行った結果を示した。

3. 緩衝型船首構造の性能評価

本研究で追究している緩衝型船首構造とは、「衝突されたダブルハルタンカーの内殻を破損してタンクの貨油流出に至る事故を軽減する」性能を有する構造である。この性能を比較検証するために、代表被衝突船として D/H VLCC を想定し、代表的な衝突船として VLCC, Aframax級タンカー及び大型コンテナ船を採り上げて、それぞれ緩衝型船首構造を採用した場合の効果を標準型船首構造の場合と比較しながら、FEM シミュレーション解析により検証した。FEM アプリケーションとしては、LS-DYNA (陽解法による弾塑性解析) を使用した。

FEM シミュレーション解析において、要素の

破断を判定する基準として「相当塑性歪値」を参照し、相当塑性歪=12%を破断限界値として採用した。この基準値の妥当性については、付録 A3.に詳述した。

3. 1 衝突シナリオ

衝突時の2船のFEMモデル及び相対位置関係を図-1に示す。

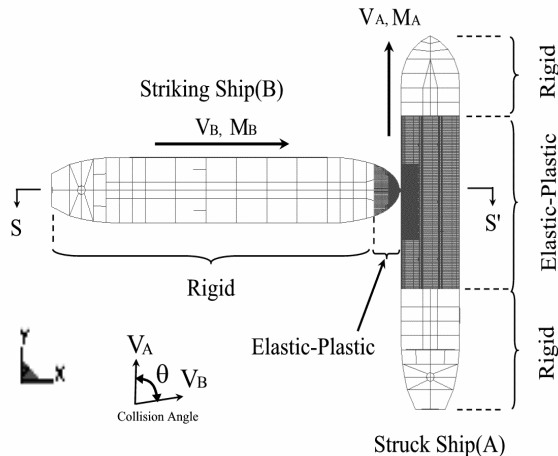


図-1 2船の相対関係

図-1において、 M, V は各船体の質量（付加質量を含む）と速度を表しており、サフィックス A, B はそれぞれ被衝突船、衝突船の別を表している。被衝突船に対する衝突船の相対速度成分は、次式で表される。

被衝突船の進行方向(y) $V_y = V_A - V_B \cos \theta$

被衝突船の進行方向と直角方向(x)

$$V_x = V_B \sin \theta$$

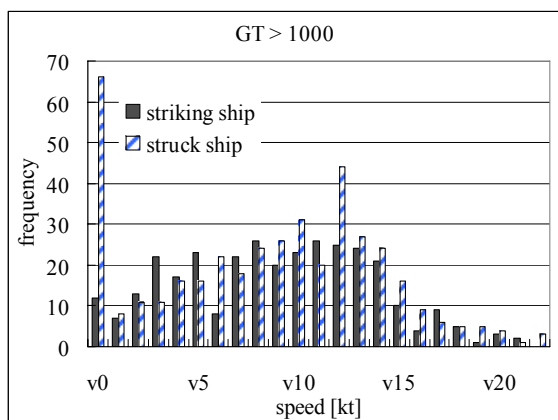


図-2 衝突船及び被衝突船の衝突時前進速度の統計 (海難審判庁採決録¹⁾1985-2001年から、対象船舶はGT>1,000トンのみ)

衝突事故時における衝突船及び被衝突船の前進速度について、海難審判庁採決録¹⁾からその頻度分布を調査した結果を図-2に示す。図-2を参照すれば衝突船・被衝突船共に、様々な速度で衝突しており、5~15kt程度の速度がやや卓越している。衝突船と被衝突船の船速分布状況にはほとんど差が無いことが判る。この知見を基にして、3.2節における代表衝突船及び代表被衝突船の速度を設定した。

被衝突船の衝突部位は、船体中央タンクの横隔壁（及び制水隔壁）間中央部で且つトランス部材間中央部（最も損傷が大となると想定される部位）を想定した。

3. 2 評価指標

衝突条件を以下の2種類に大別し、それぞれの衝突条件に対応する評価指標を設定した。

(1) 被衝突船（停止中）に真横から衝突する場合
船首バルブ部は圧縮力を受けて圧潰モードで崩壊すると想定され、衝突時の荷重成分の中で圧縮力が支配的となる。圧縮力の大きさは相対速度 V_x の大きさに大きく依存する。最も厳しい（被衝突船の内殻破断が生じやすい）衝突条件として、 $V_A=0\text{kt}$ 、 $\theta=90\text{deg}$ を想定した。

この衝突条件における外板破断及び内殻破断を発生させる衝突限界速度（この速度以上になると破断が発生すると推定される限界の速度）を次のように標記する。

内殻破断の限界速度： $V_{B,cr2}$

外板破断の限界速度： $V_{B,cr1}$

この内、油流出に直接関係する指標は $V_{B,cr2}$ である。限界速度の値が大きい方が緩衝型船首構造としての性能が優れていることになる。外板破断に対する限界速度 $V_{B,cr1}$ は、緩衝型船首構造の性能を表す補助的指標となる。

(2) 被衝突船（前進中）に斜めに衝突する場合

船首バルブが横曲げモーメントと圧縮力の組み合わせ荷重を受けて横曲がり変形しながら崩壊すると想定される。衝突条件として、衝突船速度は外洋航行速度に固定し（タンカーの場合には $V_B=15\text{kt}$ 、コンテナ船の場合には $V_B=20\text{kt}$ ）、被衝突船の前進速度は $V_A=9\text{kt}$ で代表させた。

緩衝型船首構造の効果を、衝突角度を指標として定量的に評価するために、衝突船及び被衝突船の速度は一定値に固定した。本報告では、被衝突船は航行中に衝突されることを想定しており、避航操作等の影響を考慮して被衝突船の前進速度は9ktを仮定した。被衝突船の前進速度 V_A の大きさは被衝突船の損傷程度に影響を及ぼすが、衝突角

度によりその影響度が異なる。 V_A の影響については第4章において別途評価した。

この衝突条件において内殻破断を発生させる限界(衝突)角度を次のように標記する(図-3参照)。

限界角度： θ_{cr} ($=\theta_{cr1} \sim \theta_{cr2}$)

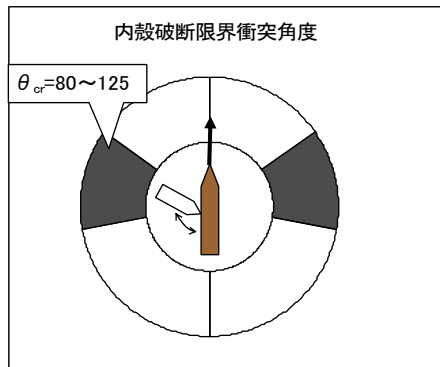


図-3 限界角度の定義

限界角度の範囲が小である程、緩衝型船首構造としての性能が優れていることになる。

限界角度を特定するためには、衝突角度を変えた多数回の試行錯誤的なシミュレーション解析が必要となるが、本研究では少数回で効率的に特定する手法を開発した(付録A2参照)。

衝突されたタンカーからの油流出を防止するための緩衝型船首構造としての性能は、内殻破断に至る2つの限界値($V_{B,cr2}$, θ_{cr})が目安となる。

3. 3 代表衝突船を想定した性能評価

実船舶の具体的な衝突事故を想定して、FEMシミュレーション解析を実施し、衝突時における上述の評価指標に基づく限界値を推定した。また、この限界値を比較検証することにより緩衝型船首構造の性能を評価した。

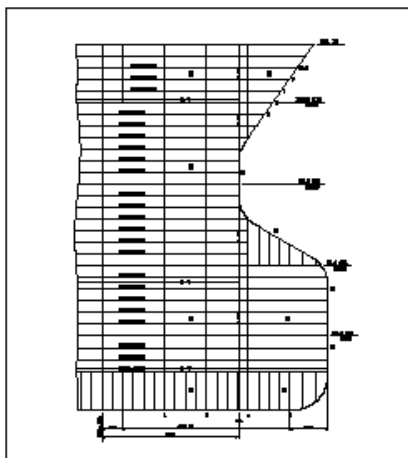


図-4 衝突船 B4L(扁平標準型バルブ)の船首構造

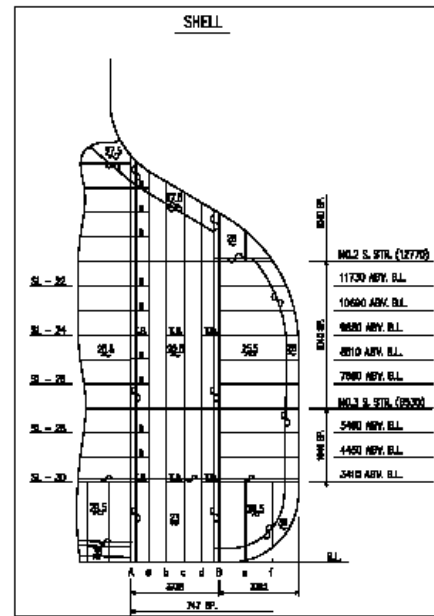


図-5A 衝突船 B4Tの外板構造図

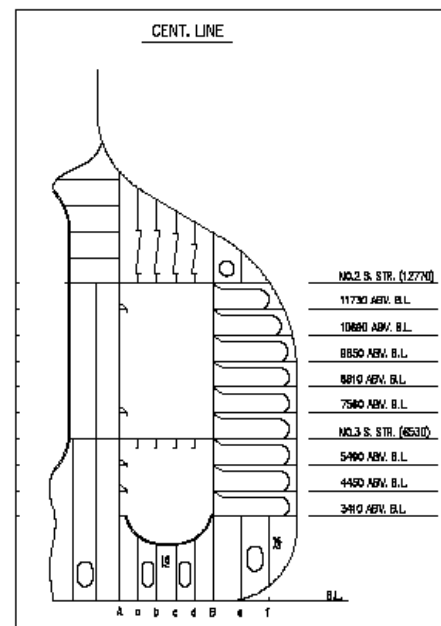


図-5B 衝突船 B4Tの中心線断面図

3. 3. 1 代表衝突船

代表被衝突船として、1隻の典型的なD/H VLCCを想定し、衝突船としては、VLCC、Aframax.タンカー、大型コンテナ船の3船種を採り上げた。

衝突船の船首構造は、それぞれ標準型船首構造(L:縦肋骨式を標準型代表とした)と緩衝型船首構造(T:横肋骨、緩衝型設計)の2種類の構造様式を採り上げて比較の対象とした。また、コンテナ船以外では、衝突船の載貨状態としてバラ

表-1 被衝突船及び衝突船の一覧表

	Ship ID	Specificatin	Ship Type	Disp. [ton]	L_{oa} [m]	L_{pp} [m]	B_{mld} [m]	D_{mld} [m]	d_{mld} [m]	Type of Bulbous Bow	
Struck Ship	A15	Double Hull VLCC	Oil Tanker	Laden: 350,000	330.0	309.0	58.0	33.0	21.0		
Striking Ship	B3L	Aframax	Oil Tanker	Ballast: 58,000	243.5	232.0	44.0	23.2	7.4	Blunt/Standard	
	B3T			Laden: 124,000					14.4	Blunt/Buffer	
	B4L	VLCC		Ballast: 124,000 Laden: 350,000	345.0	320.0	58.0	32.5	8.5 21.0	Blunt/Standard	
	B4T									Blunt/Buffer	
	B6L									Sharp/Standard	
	B6T									Sharp/Buffer	
	B5L	6,200TEU		Container	Ballast: 60,600	287.0	287.0	40.0	23.9	7.7	Sharp/Standard
	B5T										Sharp/Buffer

L : 縦肋骨式(Standard)バルブを有する衝突船

T : 横肋骨式(Buffer)バルブを有する衝突船

表-2 衝突船バルブ部の仕様

Ship ID	Profile of bulb	Stiffening system at bulb	Frame space (mm)	Thickness of bulb shell (mm), Material
B6L	尖鋭(sharp)	縦肋骨式	1040	25.5 KA
B6T	尖鋭(sharp)	横肋骨式	747	20.5 KA
B4L	扁平(blunt)	縦肋骨式	1040	24.0 KA
B4T	扁平(blunt)	横肋骨式	747	20.5 KA
B3L	扁平(blunt)	縦肋骨式	990	20.5 KA32
B3T	扁平(blunt)	横肋骨式	750	15.5 KA32
B5L	へラ型(sharp)	縦肋骨式	648	22.0 KA32
B5T	へラ型(sharp)	横肋骨式	800	22.0 KA32

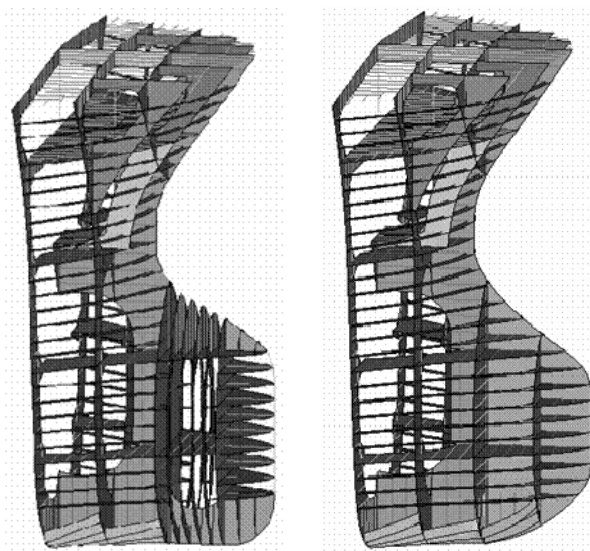
KA : KA 級鋼 (軟鋼)、KA32 : 32Kg/mm² 級高張力鋼

図-6 衝突船 B4T と B6L の内構材の FEM モデル

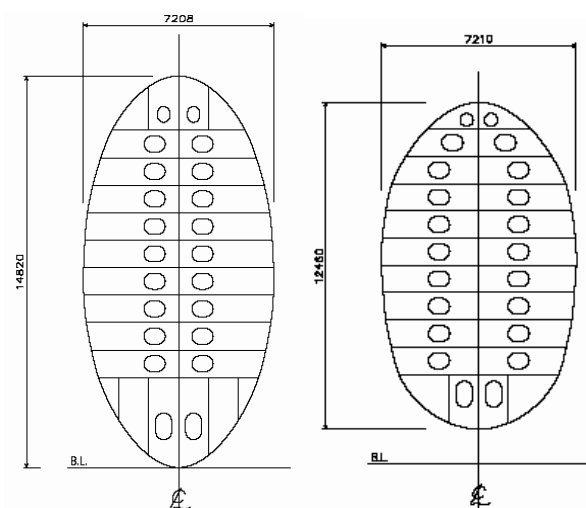


図-7 衝突船 B4(扁平型)と B6(尖鋭型)のバルブ中央部断面

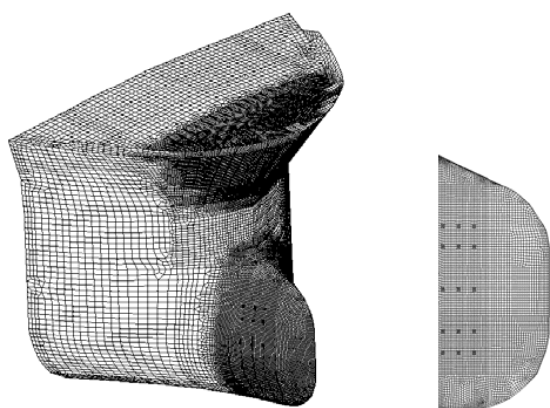
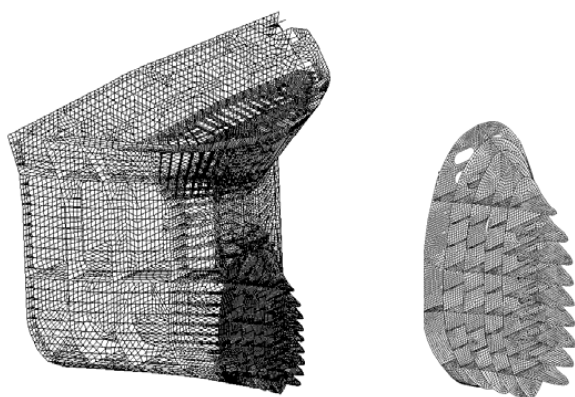
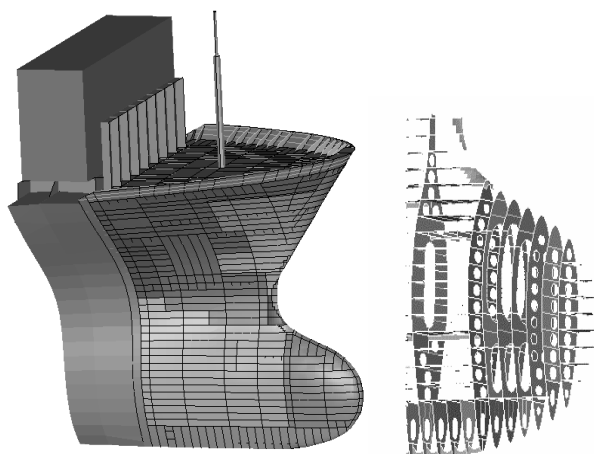


図-8 衝突船 B3(Aframax)船首構造
及び船首バルブの FEM モデル



B3L 船首部 B3T バルブ部
図-9 衝突船 B3 船首部内構材の FEM モデル



B5L 船首部 B5T バルブ部内構材
図-10 衝突船 B5L(コンテナ船)船首構造
及び船首バルブの FEM モデル

スト及び満載の2状態を想定した。これらの衝突シナリオの内、VLCCがVLCCに衝突する場合を基軸

ケースとして重点的に採り上げた。被衝突船及び衝突船の主要目等の一覧を表-1に示した。衝突船として採り上げた B6 (尖鋭形状バルブを有する VLCC)、B4 (扁平形状バルブを有する VLCC)、B3 (扁平形状バルブを有する Aframax.) 及び B5 (ヘラ型バルブを有するコンテナ船) のバルブ部構造の特徴を表-2に取り纏めて示した。また、衝突船の構造及び FEM モデルを図-4～10に示した。B5Tの構造及び板厚に関しては、元になった標準型船首である B5L のバルブ外板はそのままとして横肋骨方式に変更しただけの簡略な設計を採用していることを断っておく (3.3.3(4)項参照)。

3. 3. 2 バルブ外形の効果

バルブ外形の違いによる緩衝型船首としての効果の相違を調べるために、衝突船 B4 (扁平型バルブ) と B6 (尖鋭型バルブ) について限界速度 $V_{B,cr}$ 及び限界角度 θ_{cr} を算定して比較した。B4 と B6 の外形を比較して図-6、図-7に示した。B6 は B4 と比較すると、バルブの幅はほぼ同じであるが、バルブの高さが中央部で約 20%、バルブ先端付近で約 40%小さくなっている。ここでは、扁平型 B4 と比較する尖鋭型代表として B6 を採用したが、実船舶の設計例では B6 よりももっと尖鋭形状のバルブが存在することをことわっておく。

衝突船 B6(L,T)と衝突船 B4(L,T)について比較する。被衝突船 A15 との衝突ケースをそれぞれの ID を組み合わせ、A15-B6L, A15-B6T 及び A15-B4L, A15-B4T と標記することにする。また、両船の衝突角度 θ 及び衝突船の載貨状態 (B:Ballast バラスト、L:Laden 満載) を必要に応じて両船の記号の後に付けることにする。たとえば、A15-B4L-A90B は A15 がバラスト状態の B4L に衝突角度 90deg で衝突されることを表している。

B6L 及び B4L が真横衝突する ($\theta=90deg$) 場合の反力履歴を比較して図-11, 図-12 に示した。図中で、RO は外板の破断発生、RI は内殻の破断発生時点を示している。B4L の場合にはバルブ断面が大きいために、B6L の場合よりも接触面積が大きくなり、その結果として反力が大きくなる。標準型船首構造の場合 (B6L, B4L) には、RO 及び RI の発生タイミングは断面面積が小さい B6L の方が早くなっており、小さな接触力で破断に至っている。特に、緩衝型船首構造の場合 (B6T, B4T) にはこの差がさらに大きくなり、B4T の場合にはこの衝突条件では内殻破断は発生しなかった。

外板破断(RO)及び内殻破断(RI)時点における破壊吸収エネルギーの大きさから限界速度を推定した (算出方法については付録 A1 参照)。また、衝突角度を種々に変えた場合についてのシミュレーション解析

結果から、限界角度を算定した（付録 A2 参照）。求められた限界速度及び限界角度の値を表-3、表-4 に比較して示した。真横衝突及び斜め衝突で、内殻破断に至った時点における損傷状況を図-26-1～13 に示した。

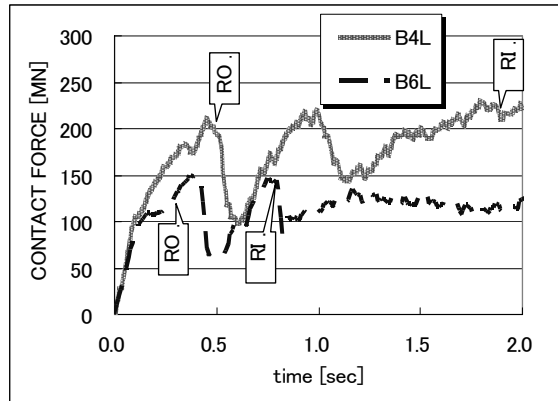


図-11 バルブ形状と反力履歴特性、標準型船首構造の場合 (RO:外板破断、RI:内殻破断)
 $\theta = 90\text{deg}$, $V_A = 0 \text{ kt}$, $V_B = 15 \text{ kt}$

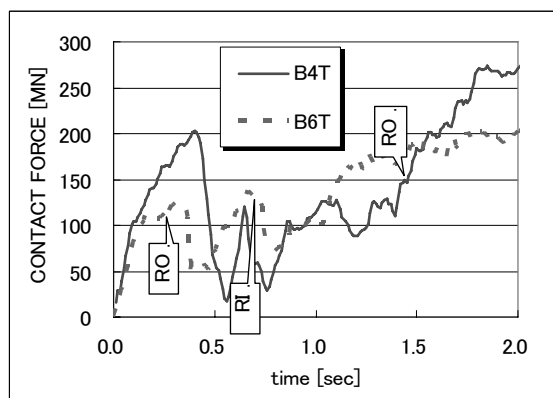


図-12 バルブ形状と反力履歴特性、緩衝型船首構造の場合 (RO:外板破断、RI:内殻破断)
 $\theta = 90\text{deg}$, $V_A = 0 \text{ kt}$, $V_B = 15 \text{ kt}$

表-3 尖鋭形状バルブ(B6)と扁平形状バルブ(B4)の性能比較 (標準型船首の場合)

CASE ID	限界速度 (kt)		限界角度 (deg)
	$V_{B,cr2}$	$V_{B,cr1}$	θ_{cr}
バラスト状態			
A15-B6L	6.2	3.5	80 ~ 129
A15-B4L	11.7	6.3	78 ~ 127
満載状態			
A15-B6L	5.2	3.0	68 ~ 124
A15-B4L	6.7	3.0	79 ~ 113

表-4 尖鋭形状バルブ(B6)と扁平形状バルブ(B4)の性能比較 (緩衝型船首の場合)

CASE ID	限界速度 (kt)		限界角度 (deg)
	$V_{B,cr2}$	$V_{B,cr1}$	θ_{cr}
バラスト状態			
A15-B6T	5.1	3.3	98 ~ 129
A15-B4T	16.5	8.4	no
満載状態			
A15-B6T	16.1	5.5	99 ~ 125
A15-B4T	> 20.0	5.4	no

標準型船首構造（バラスト状態）の場合には、扁平形状バルブ（B4L）の方が尖鋭形状バルブ（B6L）よりも限界速度($V_{B,cr}$)がかなり大きく、限界角度(θ_{cr})の範囲はやや小さくなる（表-3 参照）。この差は、バルブ断面の大きさの差に起因している。ただし、限界速度の差は大きいものの、限界角度範囲の差は小さい。斜め衝突の場合には、バルブ断面が小さいために深く貫入し易い特性と、断面が小さい分曲げ変形し易くなる特性とが相殺した結果、差が小さくなったと考えられる。一方、標準型（満載状態）の場合には、B4Lの方が内殻破断の限界速度($V_{B,cr2}$)が若干大きい程度であるが、限界角度(θ_{cr})範囲の差は大きい。満載状態の場合には、衝突時の接触反力がバルブ部とステム部の2箇所に分散されるにも関わらず、斜め衝突の場合にはバルブ断面の大きさが緩衝型船首としての性能を発揮していることが分かる。

緩衝型船首構造（バラスト状態）の場合には、扁平形状(B4T)の方が尖鋭形状(B6T)に比べて限界速度がかなり大きくなり、限界角度にも大きな差が見られる（表-4 参照）。尖鋭形状(B6T)の場合には、船首バルブが被衝突船 A15 の船側を早期に貫通しているのに比べて、扁平形状(B4T)の場合には船首が初期段階で先に圧潰することにより、大きな接触面積を呈するようになるためである（図-12 参照）。B4Tは、与えられた斜め衝突条件（衝突船 15kt、被衝突船 9kt）下では、満載/バラストを問わず、またいかなる角度で衝突しても、内殻破断の発生は見られなかった。扁平形状+緩衝型設計の両要素の総合的な効果が大きいことが分かった。

緩衝型の場合にバルブ外形による差が大きくなった原因は、尖鋭形状の場合(B6T)には船首の破壊よりも船側の破壊が顕著であったのが、扁平形状の場合(B4T)には船首構造の破壊の方が顕著になってくるためである（図-26-2、図-26-9 参照）。

満載状態とバラスト状態における限界値を比較してみると、限界速度($V_{B,cr}$)及び限界角度(θ_{cr})共に、大小関係に一貫性が見られない。この原因は以下のように解釈することができる。満載の場合の衝突時の運動エネルギーはバラストの場合の2.8倍程度、又、破壊吸収エネルギーレベルは2.0倍（付録 A1 の計算式参

照)である。しかし、満載の場合には衝突時の接触位置が2箇所(バルブ部とステム部)に分散され、さらに、その接触位置は被衝突船船側の上甲板と二重底に近い比較的剛性の大きい場所に相当する(図-26-7 参照)。以上のプラス/マイナス要因が複合的に作用し、満載とバラストのどちらがより厳しいかはケースバイケースになる。

3. 3. 3 緩衝型船首構造の効果

本報告書では、緩衝型船首構造とは第2章で述べたように、船首バルブ部において(A)横肋骨、(B)外板板厚最小、(C)内構材省略、の3要件の構造を有するものを指す。ただし、コンテナ船 B5 に関しては、肋骨のフレームスペースをこれ以上小さくすることは現実的でないと判断したために、緩衝型要件の(A)、(C)のみを採用した設計とした。衝突船が緩衝型船首構造を有している場合と、標準型船首構造を有している場合とを比較検証した。

(1) 衝突船が尖鋭形状バルブを有する VLCC の場合

B6L, B6T が静止している A15 に真横衝突する場合の反力履歴を図-13 に、また、運動エネルギー及び破壊吸収エネルギー履歴を図-14, 15 に示した。それぞれ L と T の差が標準型船首構造と緩衝型船首構造の特性の差を表している。

尖鋭形状バルブを有する B6 の場合には、緩衝型(B6T)は標準型(B6L)と比較すると、反力が若干小さいものの、外板破断(RO)及び内殻破断(RI)が発生するタイミングは僅かに早くなっている。内殻破断時点まで ($t < 0.8\text{sec}$) の状況では、緩衝型設計の効果が無いことになる。シミュレーション解析による破壊進展状況を見ると、衝突船 B6 はその船首バルブが尖鋭な形状を有しているので、B6L, B6T 共に被衝突船の船側を一方的に破壊し自船船首の損傷は局部的でわずかであった。このために、L と T の差が現れないようである(図-26-1, 2 参照)。しかし、内殻を破断した後、船首バルブの圧潰が進展する段階 ($t > 1.0\text{sec}$) においては B6T の方が反力の大きさ及びエネルギー吸収分担において B6L の性能を大きく上回るようになってくる。すなわち、B6 が真横衝突する場合に、緩衝型船首構造の効果が発揮されるのは、被衝突船の内殻破断を越えるような大エネルギー衝突の場合に限られることになるようである。

運動エネルギーおよび破壊吸収エネルギーの履歴を示した図-14, 15 中の各記号は以下を表している。

KE : 運動エネルギー総和、

IE : 破壊吸収エネルギー

SE : スライディング (摩擦) エネルギー総和

IE(Striking) : 衝突船が分担した破壊吸収エネルギー

IE(Struck) : 被衝突船が分担した破壊吸収エネルギー

図-14 から、運動エネルギーが時間経過にほぼ比例し

て破壊吸収エネルギーに変換されていく状況や、摩擦に起因するエネルギーが衝突初期段階では小さいものの、終盤になると破壊吸収エネルギーの約半分には達することが分かる。図-15 から、破壊吸収エネルギーの大部分は被衝突船の損傷で分担されており、衝突船の分担は約 4%程度であることが分かる。この破壊吸収エネルギー傾向からも、緩衝型船首の効果が現れにくいことが理解できる。

B6L, B6T が、9kt で前進している A15 に比較的浅い斜め角度で衝突する場合の代表として、 $\theta = 100\text{deg}$ を採り上げて、反力履歴を図-16 に、また、破壊吸収エネルギー分担履歴を図-17, 18 に示した。反力として、被衝突船に直行する方向 x の反力 F_x (図-1 の座標軸参照) を参照した。また、この場合の衝突船及び被衝突船の損傷状況を図-26-3, 4 に示した。B6T の場合には、接触力に起因する曲げモーメントの影響により、船首バルブ先端が水平方向に曲げ変形しているために被衝突船との接触面積が大きくなっている(図-26-5 参照)。一方、B6L の場合にはこの曲げ変形が小さいために B6T の場合に比べて被衝突船との接触面積が比較的小さい。緩衝型設計を施した B6T のバルブ部がこの水平曲げ変形を有為の差で促進させていると判断される。以上の影響により、 $\theta = 100\text{deg}$ の場合には、この衝突速度において、B6L は被衝突船 A15 の内殻破断を発生させたが、B6T は内殻を破断するには至らなかった。

さらに、被衝突船の斜め前方から深い角度で衝突する場合の代表として $\theta = 120\text{deg}$ を採り上げる。この場合には、相対速度成分 V_y が大きくなることにより衝突船船首に加わる実効圧縮力が増大するものの、摩擦に起因する衝突船船首の水平曲げモーメントは小さくなる。A15-B6L の場合における船首及び船側の破壊状況を図-26-6 に示した。船首バルブ部の変形は水平曲げというよりもバルブ先端からの逐次圧潰が支配的となっているのが分かる。A15-B6T の場合も、図-26-6 と同様の破壊状況であり、A15-B6L の場合と比べて有為な差は認められなかった。すなわち、深い斜め衝突の場合には、緩衝型船首構造の特長が発揮されなくなる傾向がある。

限界速度及び限界角度の算定結果を表-5 に取り纏めた。バラスト状態の場合には、限界速度に関しては、B6L と B6T の差が殆ど無く、緩衝型船首の性能が見られなかったが、限界角度に関しては有為の性能差が現れている。 $\theta < 110\text{deg}$ の角度で衝突する場合には、船首部が被衝突船との間で発生する摩擦力に起因する比較的大きな水平曲げモーメントを受けることになる。この場合には船首バルブ部が水平曲げ変形するので緩衝型の性能が有効となる。B6L の限界角度下限が 80deg であるのに対して、B6T は 98deg であり、大きな差が見られる。一方、 $\theta > 110\text{deg}$ の場合には、

船首バルブ部は水平曲げ変形よりも軸方向圧潰が支配的となり、バルブ先端から逐次圧潰するモードで破壊するので、緩衝型の長が現れなくなってしまう。バラスト状態における限界速度 $V_{B,cr}$ の値を詳細に比較すると、B6Tの方がB6Lよりもやや小さくなっており、図-13によればB6Tの方がB6Lよりも破断発生(RO, RI)が若干早いことから、緩衝型設計の効果が負に現れているように見える。この原因は、真横衝突の場合には内殻破断時点までにB6L、B6T共に衝突船船首は損傷せず被衝突船のみが一方的に損傷を蒙るので、緩衝型設計の効果が発揮される前に内殻破断が終わってしまったために差が現れなかったためである。すなわち本質的な差はなかったと判断する。

一方満載状態の場合には、限界速度及び限界角度総ての評価指標において緩衝型船首の性能が顕著に現れている。

B6Lのバラスト状態と満載状態の性能を比較すると、限界角度及び限界速度共に満載の方が厳しい(限界角度幅が大で、限界速度が小)という結果が得られた。一方、B6Tのバラスト状態と満載状態の性能差を比較すると、限界角度及び限界速度共にバラストの方が厳しい結果となっており、B6Lの場合と逆の傾向が現れている。

B6T(バラスト状態)の限界速度が $V_{B,cr2}=5.1\text{kt}$ であるので、B6Tは停止している被衝突船A15に5.1ktで衝突すれば内殻破断が発生することになる。一方、限界角度が $\theta_{cr}=98\sim129\text{deg}$ であり、90degがこれに含まれていないことは、被衝突船が9ktで前進している場合には15ktで衝突しても内殻破断は発生しないことを意味している。被衝突船が前進しているか停止しているかで被衝突船の損傷程度がこんなに大きく異なることは注目すべき事である。最も厳しい衝突条件として、被衝突船が停止している場合のみを採り上げると、実際の衝突事故における損傷程度をあまりにも過大に評価してしまう恐れがある。被衝突船の速度影響については、3.3.5項においてさらに詳細に検討を加えた。

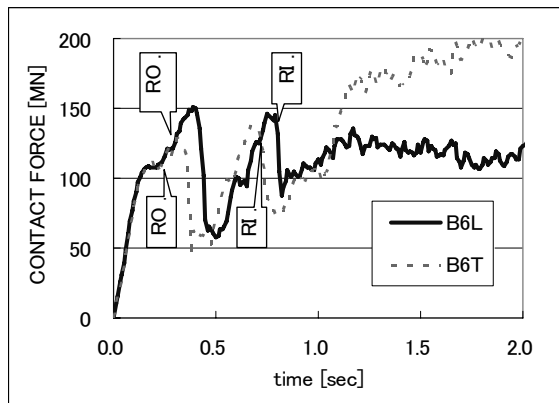


図-13 A15-B6 (L, T)の反力履歴

(RO:外板破断、RI:内殻破断) $\theta=90\text{deg}$, $V_A=0\text{kt}$, $V_B=15\text{kt}$

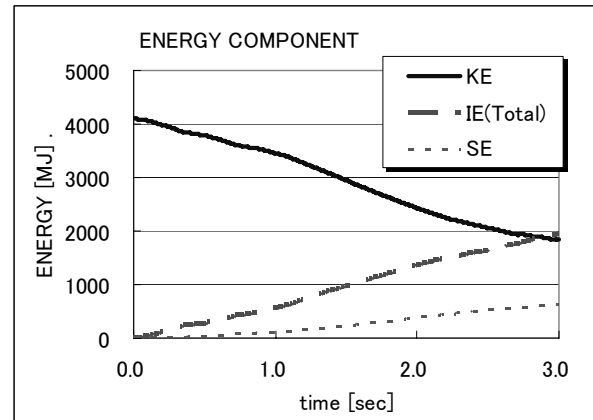


図-14 A15-B6T のエネルギー履歴

$\theta=90\text{deg}$, $V_A=0\text{kt}$, $V_B=15\text{kt}$

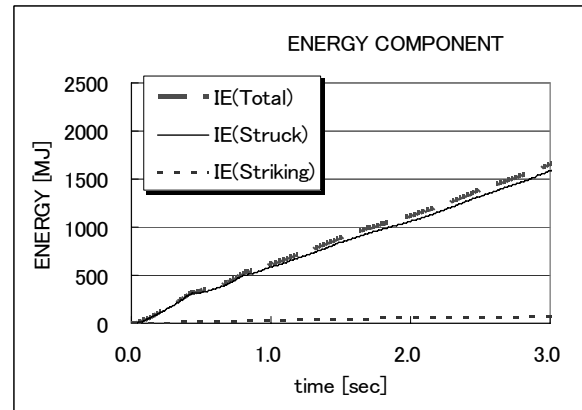


図-15A A15-B6L の破壊吸収エネルギー履歴、

$\theta=90\text{deg}$, $V_A=0\text{kt}$, $V_B=15\text{kt}$

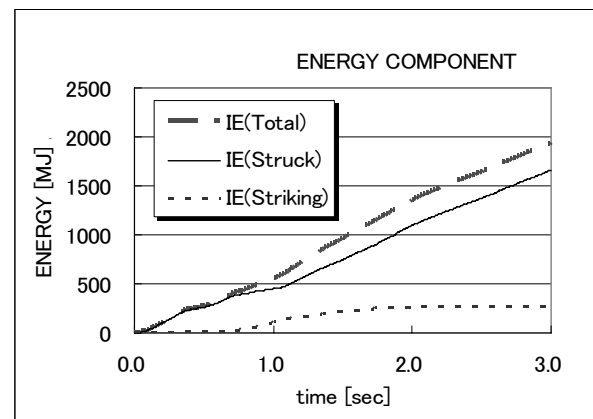


図-15B A15-B6T の破壊吸収エネルギー履歴、

$\theta=90\text{deg}$, $V_A=0\text{kt}$, $V_B=15\text{kt}$

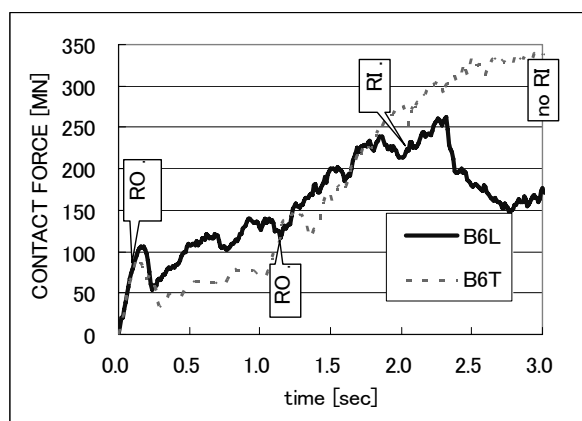


図-16 A15-B6 (L, T)の反力(F_x)履歴
(RO:外板破断、RI:内殻破断) $\theta=100\text{deg}$, $V_A=9\text{ kt}$, $V_B=15\text{ kt}$

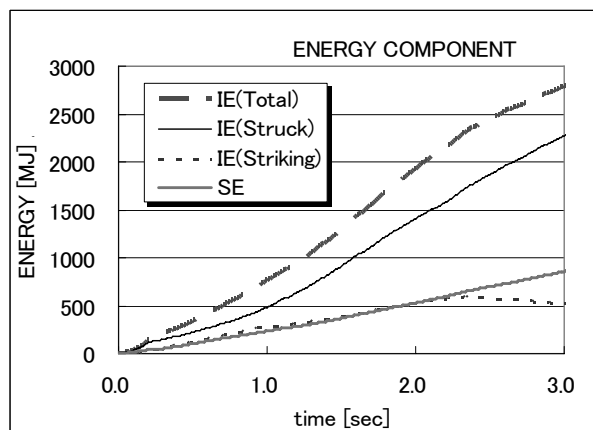


図-17 A15-B6L の破壊吸収エネルギー履歴
 $\theta=100\text{deg}$, $V_A=9\text{ kt}$, $V_B=15\text{ kt}$

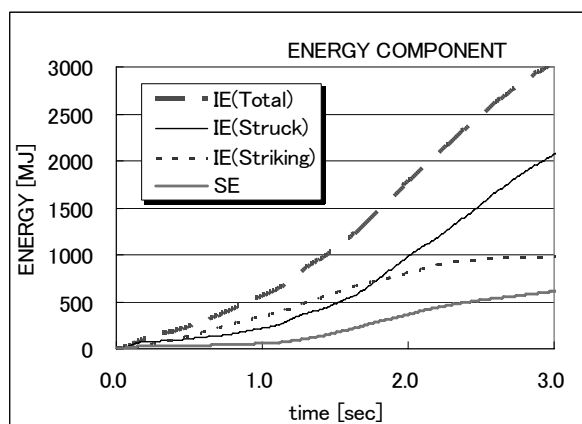


図-18 A15-B6T の破壊吸収エネルギー履歴
 $\theta=100\text{deg}$, $V_A=9\text{ kt}$, $V_B=15\text{ kt}$

表-5 標準型船首(B6L)と緩衝型船首(B6T)の性能比較
(尖鋭型バルブの場合)

CASE ID	限界速度 (kt)		限界角度 (deg)
	$V_{B,cr2}$	$V_{B,cr1}$	θ_{cr}
バラスト状態			
A15-B6L	6.2	3.5	80 ~ 129
A15-B6T	5.1	3.3	98 ~ 129
満載状態			
A15-B6L	5.2	3.0	68 ~ 124
A15-B6T	16.1	5.5	99 ~ 125

(2) 衝突船が扁平形状バルブを有する VLCC の場合

B4L, B4T が真横衝突する ($\theta=90\text{deg}$) 場合の反力履歴を図-19 に、破壊吸収エネルギー分担履歴を図-20, 21 に示した。それぞれ L と T の差が標準型船首構造と緩衝型船首構造の特性の差を示している。

図-19 によれば、衝突初期段階では緩衝型(B4T)の反力の方が低目であるが、後半は B4T の方が逆に高目となっている。緩衝型(B4T)の場合には、被衝突船 A15 の外板を破断させる前に自船船首部が圧潰することにより反力が低下し、船首構造の破壊に起因する破壊吸収エネルギーが相対的に標準型(B4L)の場合よりも大きかったことが分かる(図-20, 21 の $t=1\sim 2\text{sec}$ 参照)。外板破断(RO)や内殻破断(RI)の発生タイミングも大きく異なっており、緩衝型の効果が顕著であった。シミュレーション解析による船首部の破壊進展状況を見ると、B4L の場合にはバルブ先端から逐次圧潰している(図-26-10 参照)のに対して、B4T の場合には最初のピーク反力が出現する $t=0.5\text{sec}$ 時点からバルブ部の Folding (軸対称折り畳み破壊モード) が開始され、その後もこの Folding が逐次進展するモードで崩壊している(図-26-11 参照)。B4T は、バルブ部が早い段階に Folding モードで折り畳まれた結果、被衝突船との接触面積が増大して、被衝突船の損傷を広く浅く分散させたことが分かる。以上の結果、B4L の場合には被衝突船の船側破壊が顕著であったのに比較して、B4T の場合には自船船首の損傷が顕著となった(図-26-8, 9 参照)。図-19 で、最初のピーク反力が出現する $t=0.5$ 付近で、B4L は A15 の外板を破断(RO)しているが、B4T の外板破断(RO)はこの最初のピーク反力出現時ではなく、その後 $t=1.5\text{sec}$ で発生している。B4T と B4L の破壊モードの違いが、A15 船側外板との接触面積の大きさの差となって現れているためと解釈される。緩衝型(B4T)の場合には、衝突速度 (15kt) では A15 の内殻を破断させるには至らなかった。

斜め衝突の代表例として、 $\theta=110\text{deg}$ を採り上げて、反力履歴を図-22 に示した。衝突船及び被衝突船の損傷状況を船首バルブ中央高さレベルの水平切断図で図-26-12, 13 に示した。B4T の場合には、曲げモーメ

ントを受けた影響により、船首バルブ先端が被衝突船の進行方向に曲げ変形しているために被衝突船との接触面積が大きくなっている。一方、B4L の場合にはこの曲げ変形が小さいために B4T の場合に比べて被衝突船との接触面積が比較的小さい。B4T の緩衝型構造の効果が良く現れている。この効果により、B4L の場合には内殻破断が発生したが、B4T の場合には内殻破断発生は見られなかったと考えられる。

限界速度及び限界角度の算定結果を表-6 に取り纏めた。限界速度及び限界角度の両指標において緩衝型船首の性能が顕著に発揮されていることが確認できる。尖鋭形状バルブを有する B6 のバラスト状態の場合に、限界速度に関しては標準型と緩衝型の差が殆ど無かった(表-5 参照) のとは大いに異なっている。この理由は、B6 の場合には、B6L, B6T 共に船首バルブ部が破壊せず被衝突船船側が一方的に破壊したのに比べて、B4 の場合には早期にバルブ部の破壊が進展するので、緩衝型構造の性能が現れ易いことによる。緩衝型(B4T)の場合には、斜め衝突の基本衝突条件 ($V_A=9$ kt, $V_B=15$ kt) 下では、いかなる角度で衝突しても内殻破断発生は見られなかった。

バラスト状態と満載状態の差に注目すると、限界速度($V_{B,cr2}$)に関しては B4L では満載状態の方が値が小さく、船側の破断がより発生し易いと判断される。しかし B4T の場合には内殻破断に関しては満載状態の方が発生し難いようである。斜め衝突の場合には、限界角度の値から判断すると、B4L, B4T 共に満載状態の方が内殻破断が生じ難いことが確認できた。

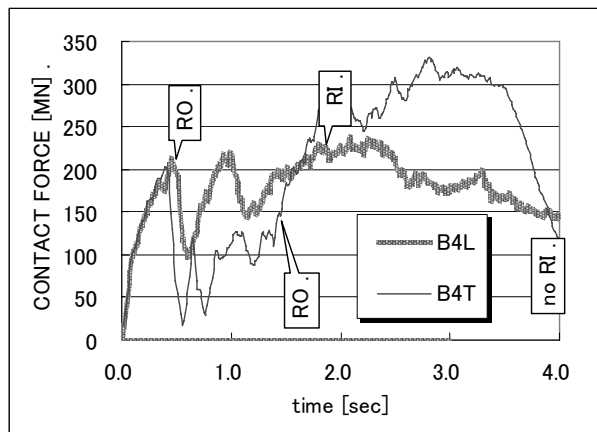


図-19 A15-B4 (L, T)の反力履歴
(RO:外板破断, RI:内殻破断) $\theta=90\text{deg}$, $V_A=0$ kt, $V_B=15$ kt

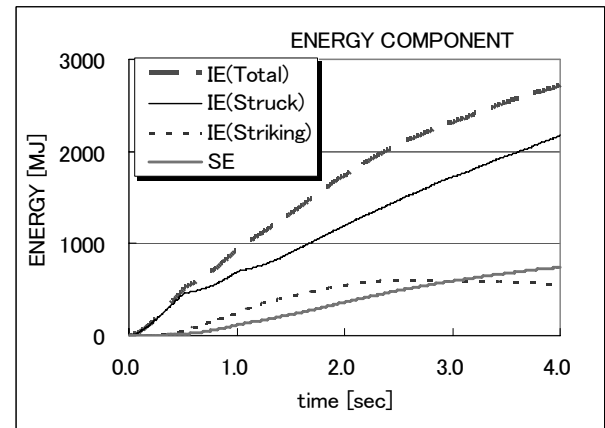


図-20 A15-B4L の破壊吸収エネルギー履歴、
 $\theta=90\text{deg}$, $V_A=0$ kt, $V_B=15$ kt

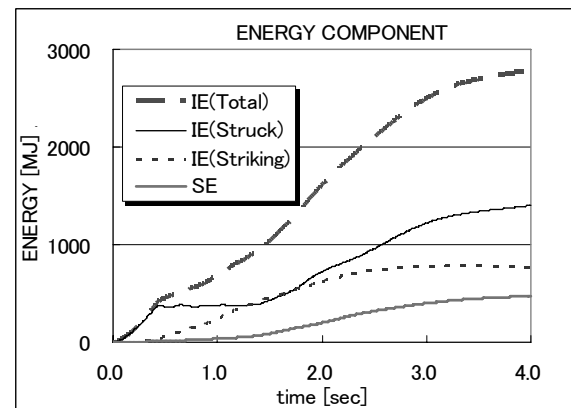


図-21 A15-B4T の破壊吸収エネルギー履歴
 $\theta=90\text{deg}$, $V_A=0$ kt, $V_B=15$ kt

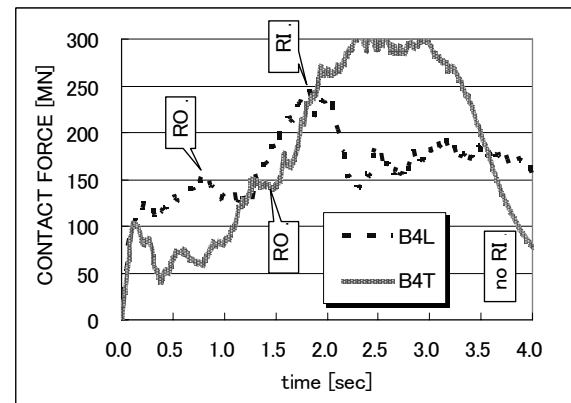


図-22 A15-B4 (L, T)の反力(F_x)履歴
 $\theta=110\text{deg}$, $V_A=9$ kt, $V_B=15$ kt

表-6 標準型船首(B4L)と緩衝型船首(B4T)の性能比較(尖鋭型バルブの場合)

CASE ID	限界速度 (kt)		限界角度 (deg)
	$V_{B,cr2}$	$V_{B,cr1}$	θ_{cr}
バラスト状態			
A15-B4L	11.7	6.3	78 ~ 127
A15-B4T	16.5	8.4	no
満載状態			
A15-B4L	6.7	3.0	79 ~ 113
A15-B4T	> 20.0	5.4	no

(3) 衝突船が Aframax 級タンカーの場合

衝突船が被衝突船(VLCC)よりも小さい場合の代表例として、Aframax.(B3)を採り上げた。バラスト状態の標準型船首 B3L と緩衝型船首 B3T がそれぞれ真横衝突(A90B)した場合について、反力履歴特性を比較して図-23に、損傷状況を図-26-14, 15示した。衝突速度を15ktとした解析では、B3L, B3T共に内殻破断が発生しなかったため、本解析の真横衝突においては、衝突船速度を $V_B=20kt$ に設定して性能を比較した。

VLCC 船側構造は自船より小型である衝突船 B3 に対しては、相対的に強度が大きいことから、衝突初期段階においては、被衝突船船側の損傷は軽微のまま衝突船船首構造の破壊が一方的に進展した。標準型船首 B3L、緩衝型船首 B3T いずれの場合にも、被衝突船 A15 の外板破断が発生する以前に船首バルブ部が根本まで圧潰している(図-26-14, 15 参照)。このために被衝突船 A15 の内殻破断のみならず、外板破断に関してもその発生はかなりの高速で衝突した場合に限られる(表-7 の限界速度 $V_{B,cr}$ 参照)。

衝突船 B3 がバラスト状態の場合には、船首バルブ部が圧潰した直後からステムが被衝突船 A15 の上甲板と衝突するので、A15 の上甲板と B3 のステムの強度関係が限界速度等の性能に大きな影響を及ぼすことになる。FEM 解析結果によれば、B3 がバラスト状態の場合には、緩衝型船首 B3T の方が標準型船首 B3L よりも限界速度 $V_{B,cr2}$, $V_{B,cr1}$ の値が小さく、被衝突船 A15 に深い損傷を与えるという予期しない現象が確認された(図-26-14, 15、表-7 参照)。その原因は、緩衝型船首の場合には衝突初期段階($t=0\sim 0.6sec$)で低い反力で容易にバルブ部の圧潰が進展し、早期にステムに大きな衝突力が作用するために、ステムを補強している中心線垂直桁が被衝突船の上甲板により切断されてしまうことに起因するものと判断された(図-26-14, 15 参照)。標準型船首の場合には、衝突初期段階でバルブ圧潰時の反力が若干高い(図-23 参照)ことが幸いしてステムの縦桁にそれほど大きな衝突力が作用しなかったためにこの桁の切断までには至らなかった。この差がその後の破壊進展メカニズムに大きな影響を及ぼしたようである。ステム縦桁が切断された後では、衝突接触面上部では衝突船船首が一方的に破壊し、衝突接触面下部では衝突船の二重底が

被衝突船の船側に大きく貫入している。以上の総合的な結果として、緩衝型船首 B3T の場合には標準型船首 B3L の場合に比べて内殻破断が発生し易くなったと考えられる。

以上は、停止している A15 にバラスト状態の B3 が真横から衝突した場合にのみ発生する特殊な現象である。被衝突船が有為な前進速度を有している場合、又は、B3 が満載状態の場合には、ステム縦桁の切断は発生せず、B3T 及び B3L の船首バルブは同様に早期に圧潰してしまうので、B3T と B3L の差がそれ程大きくは現れなかった。

衝突船 B3 が満載の場合には、衝突初期段階から衝突船の反力はバルブ部とステム部の二箇所分散されるために、ステム縦桁の切断は発生しなかった。標準型、緩衝型の区別なくバルブ部が早期に圧潰し、その後緩衝型 B3T の方がその衝突反力が若干低めに推移し、限界状態(RO, RI)が僅かに早く発生するものの、B3T と B3L の反力履歴における差は小さかった(図-24 参照)。両者の破壊進展メカニズムにもほとんど差が見られなかった(図-26-16 参照)。

限界速度及び限界角度の推定結果を表-7 に取り纏めた。内殻破断の限界速度 $V_{B,cr2}$ は総ての場合において16ktを超えていることから、この Aframax タンカー B3 は、停止している VLCC に真横衝突しても、せいぜい外板を破断させる程度であり、内殻を破断させるような損傷を引き起こす可能性は小さいと推定される。一方、限界角度 θ_{cr} の値を見ると、斜め衝突の場合には、被衝突船の前進速度による相乗効果が現れる斜め向かい角度($\theta=100\sim 120deg$)からの衝突の場合のみ内殻破断が発生することが確認された。B3L, B3T いずれの場合にも、船首部は早期に破壊してしまうので、限界速度及び限界角度の値から見た B3L と B3T の差は小さかった。

ただし、差は小さいというものの、限界速度及び限界角度いずれの指標で見ても緩衝型 B3T は標準型 B3L よりも若干危険であるという結果が得られたことになる。図-24に見られるように、B3T の方が B3L よりも反力がやや低めに推移しながら、若干早く船側破断(RO, RI)が発生するという傾向は、B3T が満載で真横衝突する場合のみならず、斜め衝突も含めて一般的に見られた傾向である。このように緩衝型設計の効果が若干ではあるが負になってしまう原因は次のように解釈される。

B3T のバルブ部の圧潰強度は B3L よりも低いので、衝突初期段階においては、衝突反力は低目に、崩壊進展は早目に推移する。しかし、B3T, B3L いずれの場合においても、被衝突船船側の破断(RO, RI)が発生する以前にバルブ部の崩壊はほぼ終了してしまうために、その後の崩壊メカニズムには両者の差が現れない。B3T の反力が低目であった分、衝突船船首の破壊吸収

エネルギーが小さかった。従って、緩衝型船首の場合に船側破断時までに現れる一般的な効果（衝突接触範囲の拡大、両船による破壊吸収エネルギー総量の増大）が発揮されなかった。衝突初期段階における B3T の反力の低さは、破壊吸収エネルギーの低さとしてしか影響を及ぼさなかったことになる。

このように、衝突船が被衝突船よりも小型で、衝突船船首の強度が被衝突船船側の強度よりも有為な差で小さい場合には、緩衝型設計の効果は無いが、若干負に現れることがあることが判明した。

B3L 及び B3T が満載状態の場合については、真横衝突（限界速度）については算定したが、斜め衝突（限界角度）についてはその検討を省略した。省略した理由は、表-7 の限界速度 $V_{B,cr2}$ の算定結果から、バラスト状態と満載状態との差が小さいであろうこと、また、衝突船 B3 の場合には限界角度の範囲が小さい上に緩衝型設計の効果が殆ど現れないであろうことが予想されたからである。

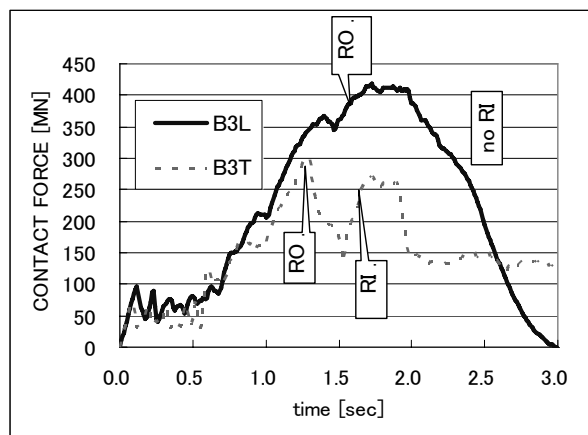


図-23 A15-B3 (L, T)-A90B の反力履歴、バラスト状態
(RO:外板破断、RI:内殻破断) $\theta=90\text{deg}$, $V_A=0\text{ kt}$, $V_B=20\text{ kt}$

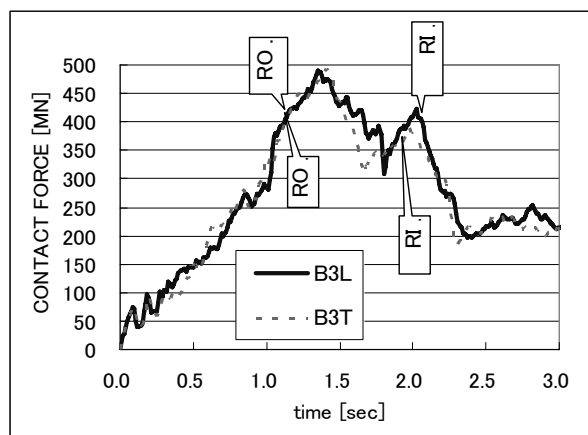


図-24 A15-B3 (L, T)-A90L の反力履歴、満載状態
(RO:外板破断、RI:内殻破断) $\theta=90\text{deg}$, $V_A=0\text{ kt}$, $V_B=20\text{ kt}$

表-7 標準型船首と緩衝型船首の性能比較
(Aframax.の場合)

CASE ID	限界速度 (kt)		限界角度 (deg)
	$V_{B,cr2}$	$V_{B,cr1}$	θ_{cr}
バラスト状態			
A15-B3L	> 20.0	16.7	101 ~ 121
A15-B3T	16.4	13.7	100 ~ 124
満載状態			
A15-B3L	18.4	12.1	未検討
A15-B3T	17.7	12.0	未検討

(4) 衝突船がコンテナ船の場合

衝突船が大型高速船である場合の代表として、大型コンテナ船 B5 を採り上げた。標準型船首 (B5L) と緩衝型船首 (B5T) について被衝突船 A15 との衝突特性を比較検証した。このコンテナ船の船首構造の材料は高張力鋼 (KA32) が用いられており、このために縦肋骨フレームスペースは小さく設計されている (表-2 参照)。フレームスペースをこれより小さく設定することは現実的でない判断して、緩衝型船首構造の設計要件(B)の「板厚最小化」は採用せず、要件(A),(C)のみを採用して B5T を設計した。コンテナ船の実際の航行における載貨状態は、バラストか満載かに区別できず、中間状態が多いようであるが、B5 の載貨状態としてはバラスト状態で代表させた。

注：B5T 船首バルブ部の横肋骨スペースは B5L のトランス材スペースに合わせて、800mm とし、バルブ外板板厚は B5L と同様の $t=22$ に設定した。船級協会規則に従えば、スペース 800mm に合わせて増厚するべきであるが、ここでは単に、縦肋骨式と横肋骨式を比較するためだけのモデルと位置付けた。

標準型船首 B5L と緩衝型船首 B5T の真横衝突の場合について、反力履歴特性を比較して図-25 に示した。また、衝突船及び被衝突船の損傷状況を図-26-17, 18 に示した。図-25 の反力履歴によれば、緩衝型 (B5T) の方が標準型 (B5L) よりも若干早く外板破断 (RO) 及び内殻破断 (RI) が発生しているようであるが、破壊吸収エネルギーから換算した限界速度を比較すると、B5T の方が B5L よりも若干大きな値となっている (表-8 参照)。従って、真横衝突の場合の破断発生 (RO, RI) に関しては、小さいながらも緩衝型の効果があったことが分かる。

斜め衝突の代表として、斜め前 ($\theta=120\text{deg}$) から衝突する場合と斜め後ろから衝突する場合

($\theta = 70\text{deg}$) について、衝突船船首及び被衝突船船側の損傷状況を図-26-19～21 に示した。いずれの角度の場合も、損傷状況において標準型 B5L と緩衝型 B5T との間に顕著な差は見られなかった。

コンテナ船 B5 が VLCC (満載) に衝突すると、B5 の船首バルブ部はいわゆるへら型の細幅であるために、衝突初期段階においてバルブ先端からの逐次圧潰が進展してしまうのでバルブ部が分担する反力の寄与は小さい。一方、ステム部は相対的に幅広でありバルブ部よりも剛であることから、多少は圧潰するものの被衝突船の船側上部で被衝突船に深く貫入すると共に大きな反力を分担する。被衝突船の外板破断発生(RO)及び内殻破断発生(RI)にはステム部の貫入が支配的要因となっている。バルブ部が根本まで圧潰してしまった後、船首前面全体で被衝突船に接触するようになった段階で急激に反力が増大する。この傾向は真横衝突のみならず斜め衝突の場合にも共通している。バルブ部の反力分担が小さい事、及び、B5T では緩衝型設計要件の(B)を適用していないことから、緩衝型船首構造の効果はあまり目立たなかったようである。

限界速度及び限界角度の算定結果を表-8 に取り纏めた。衝突船 B5T, B5L いずれの場合においても、衝突船 VLCC(B4, B6)の場合と比較して、限界角度範囲が大変大きいことがコンテナ船の特徴である。一方、緩衝型(B5T)の効果は小さかったことが分かる。コンテナ船の場合には、衝突初期段階でバルブ部が圧潰してしまい、被衝突船の内殻まで貫入するのは、ステム部である。B5T で緩衝型設計が施されているのはバルブ部のみであったために、その効果は小さかったようである。コンテナ船の場合には、緩衝型船首構造の適用範囲をステム部にまで拡張すれば、その効果が大きくなると推測される。

B5 が VLCC と衝突する場合には、載貨状態による喫水の変動があったとしても、いずれにしてもバルブ部が早期に圧潰してしまい、その後ステム部が主体となって衝突する状況に大きな変化は無いので、衝突破壊状況において載貨状態による違いはそれほど大きくなると予想される。

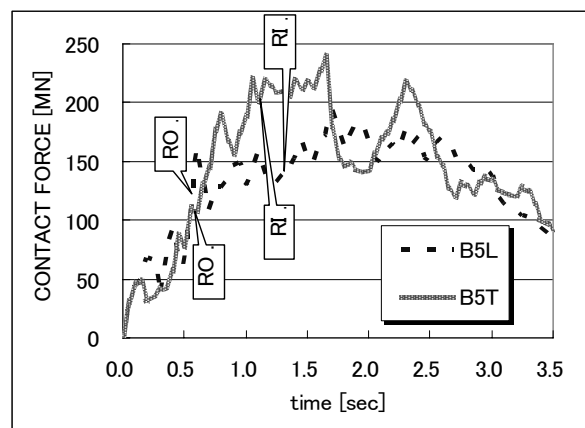


図-25 A15-B5 (L, T)-A90B の反力履歴

$\theta = 90\text{deg}$, $V_A = 0 \text{ kt}$, $V_B = 20 \text{ kt}$

以下において、図-26-1～図-26-21 は上記各衝突ケースに対して FEM シミュレーション解析から得られた船体破壊状況を示す。

表-8 標準型船首と緩衝型船首の性能比較
(コンテナ船の場合)

CASE ID	限界速度 (kt)		限界角度 (deg)
	$V_{B,cr2}$	$V_{B,cr1}$	θ_{cr}
バラスト状態			
A15-B5L	10.9	6.4	40 ~ 131
A15-B5T	12.4	7.1	40 ~ 129

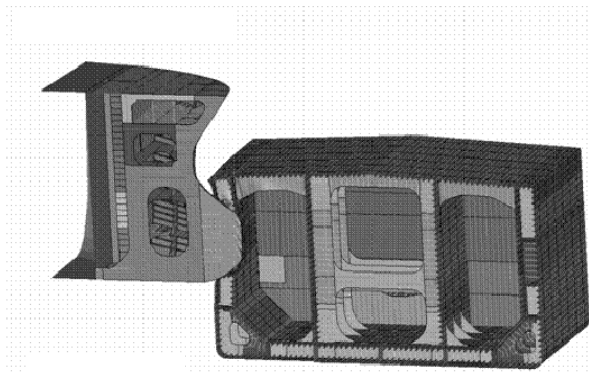


図-26-1 標準型船首 B6L が真横衝突した場合の内殻破断時点における損傷状況
(垂直切断図、A15-B6L-A90B $V_B=15$ kt、 $t=0.8$ sec)

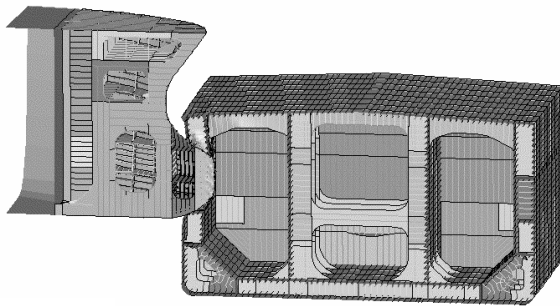
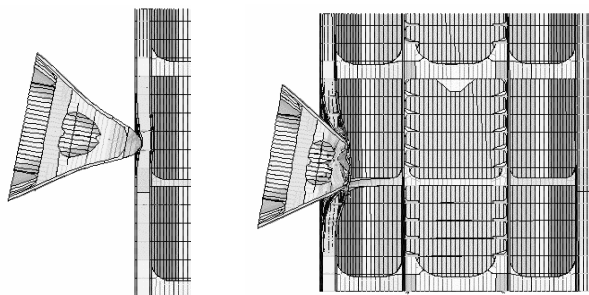
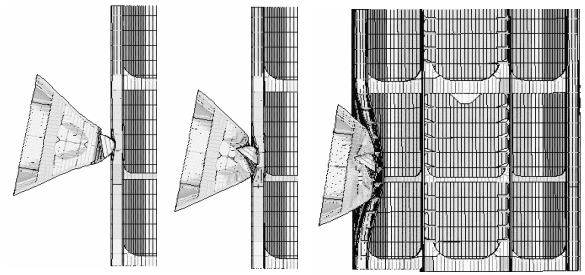


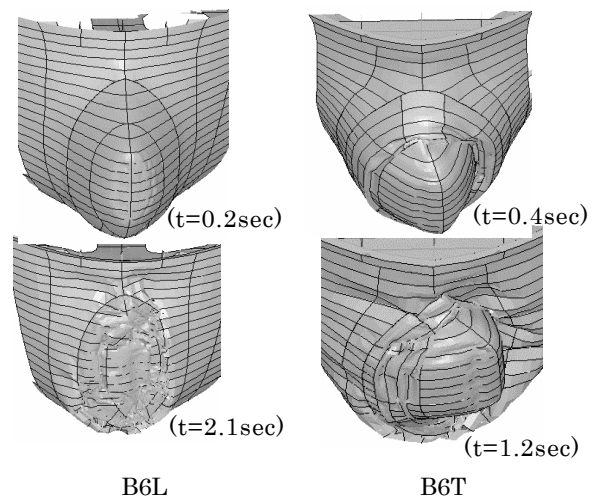
図-26-2 緩衝型船首 B6T が真横衝突した場合の内殻破断時点における損傷状況
(垂直切断図、A15-B6T-A90B $V_B=15$ kt、 $t=0.75$ sec)



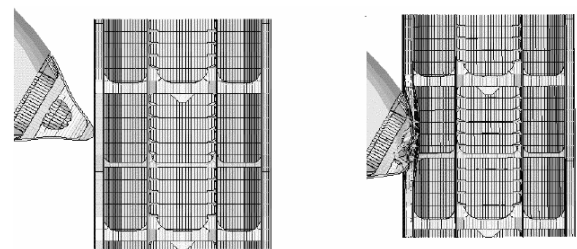
外板破断時 ($t=0.2$ sec) 内殻破断時 ($t=2.4$)
図-26-3 標準型船首 B6L が斜め ($\theta=100$ deg) 衝突した場合の船首及び船側の損傷状況
(水平切断図、A15-B6L-A100B, $V_A=9$ kt, $V_B=15$ kt)



($t=0.4$ sec) 外板破断時($t=1.2$ sec) 最大反力時($t=3.0$ sec)
図-26-4 緩衝型船首 B6T が斜め ($\theta=100$ deg) 衝突した場合の船首及び船側の損傷状況
(水平切断図、A15-B6T-A100B, $V_A=9$ kt, $V_B=15$ kt)



B6L B6T
図-26-5 斜め ($\theta=100$ deg) 衝突時の B6L, B6T 船首バルブ部変形状況



衝突直前 ($t=0$ sec) 内殻破断時 ($t=2.4$ sec)
図-26-6 B6L が斜め ($\theta=120$ deg) 衝突した場合の船首及び船側の損傷状況
(水平切断図、A15-B6L-A120B $V_A=9$ kt, $V_B=15$ kt)

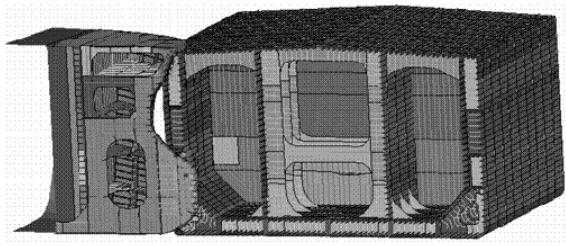


図-26-7 標準型船首 B6L(満載)が真横衝突した場合の
内殻破断時点における損傷状況
(垂直切断図、A15-B6L-A90L $V_B=15$ kt、 $t=0.8$ sec)

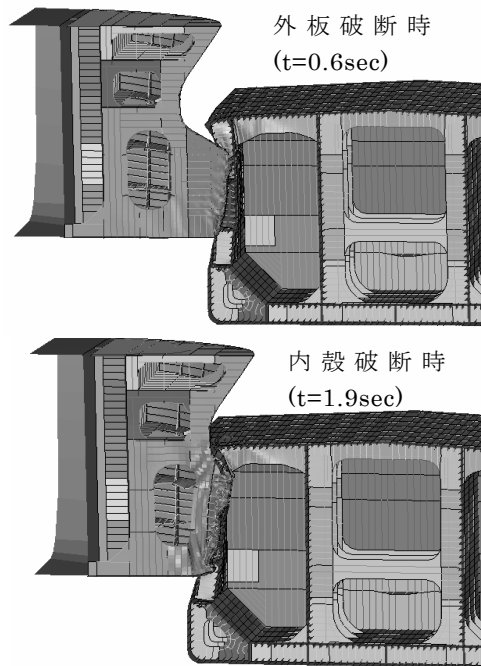


図-26-8 標準型船首 B4L が真横衝突した場合の損傷状況
(垂直切断図、A15-B4L-A90B $V_B=15$ kt)

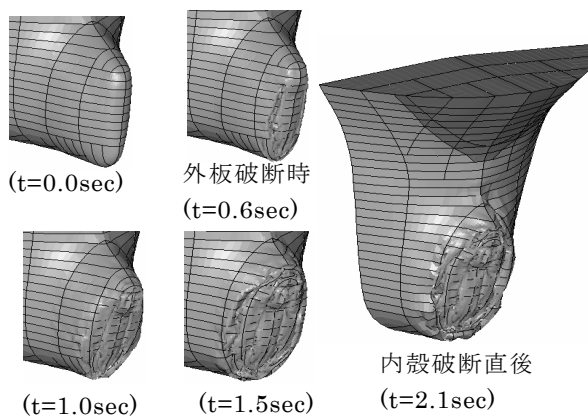


図-26-10 標準型船首 B4L が真横衝突した場合の船首損
傷状況 (A15-B4L-A90B $V_B=15$ kt)

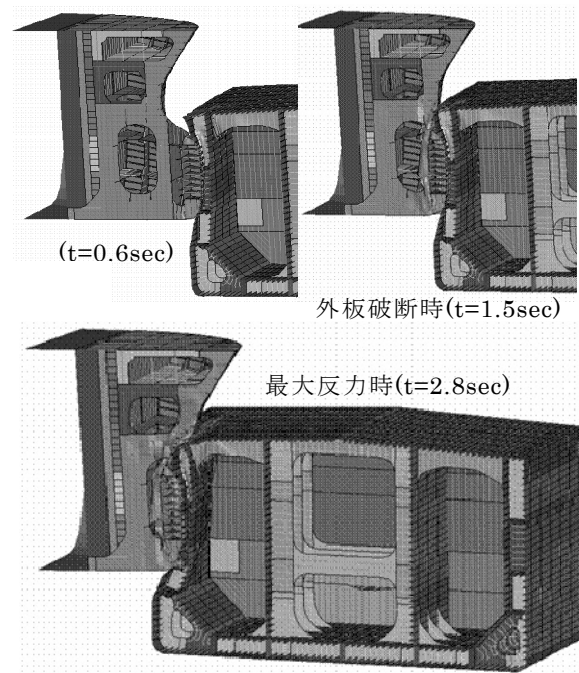


図-26-9 緩衝型船首 B4T が真横衝突した場合の損傷状
況 (垂直切断図、A15-B4T-A90B $V_B=15$ kt)

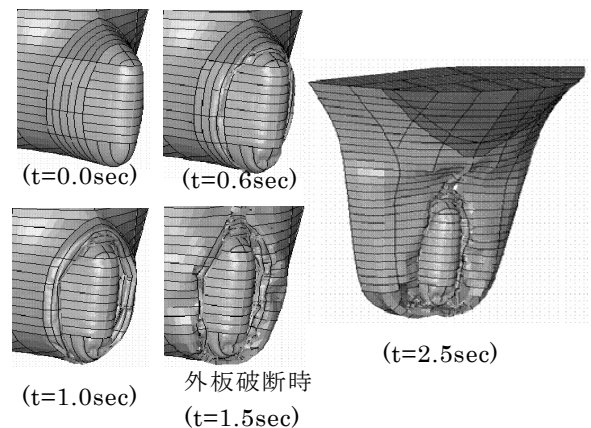
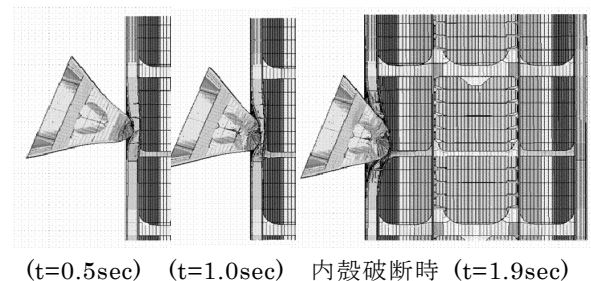


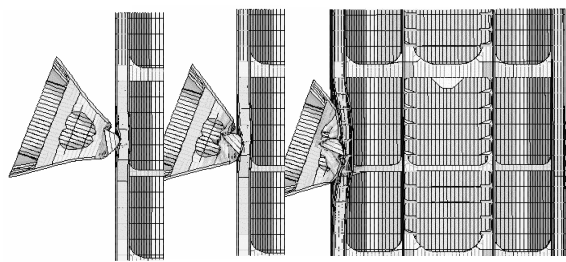
図-26-11 緩衝型船首 B4T が真横衝突した場合の船首
損傷状況 (A15-B4T-A90B $V_B=15$ kt)



(t=0.5sec) (t=1.0sec) 内殻破断時 (t=1.9sec)

図-26-12 標準型船首 B4L が斜め衝突 ($\theta=110$ deg)
した場合の損傷状況

(水平切断図、A15-B4L-A110B $V_A=9$ kt, $V_B=15$ kt)



(t=0.5sec) (t=1.0sec) 反力最大時 (t=2.3sec)
 図-26-13 緩衝型船首 B4T が斜め衝突 ($\theta=110\text{deg}$) した場合の損傷状況
 (水平切断図、A15-B4T-A110B $V_A=9\text{ kt}$, $V_B=15\text{ kt}$)

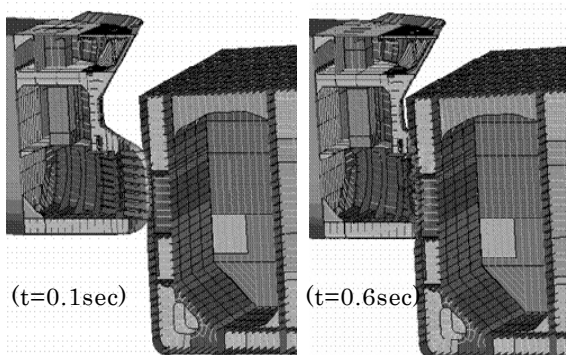


図-26-14 標準型船首 B3L が真横衝突した場合の損傷状況 (垂直切断図、A15-B3L-A90B $V_B=20\text{ kt}$)

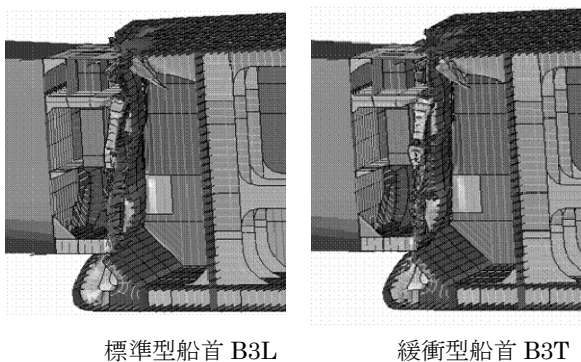


図-26-16 満載 Aframax (B3) が真横衝突した場合の損傷状況 (垂直切断図、 $V_B=20\text{ kt}$ 、内殻破断時)

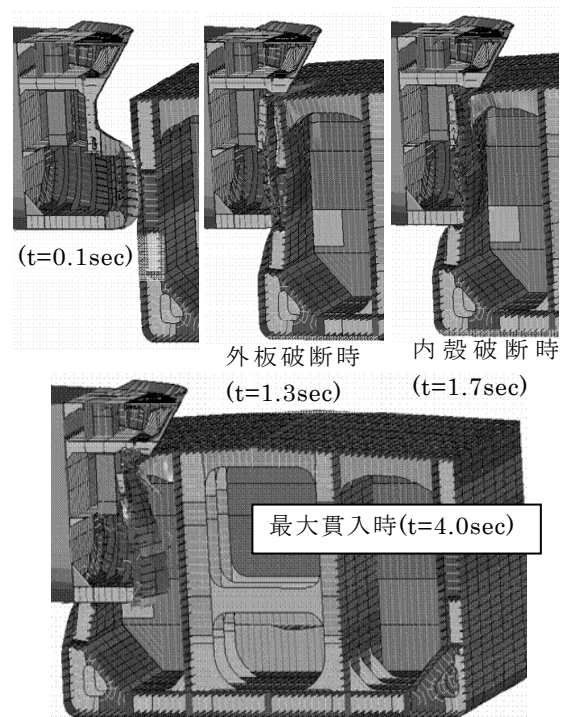


図-26-15 緩衝型船首 B3T が真横衝突した場合の損傷状況
 (垂直切断図、A15-B3T-A90B $V_B=20\text{ kt}$)

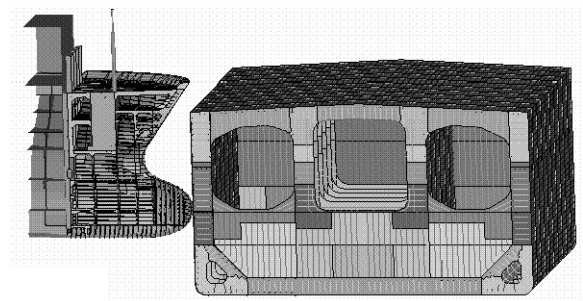


図-26-17 コンテナ船 (B5) の真横衝突 (垂直切断図)

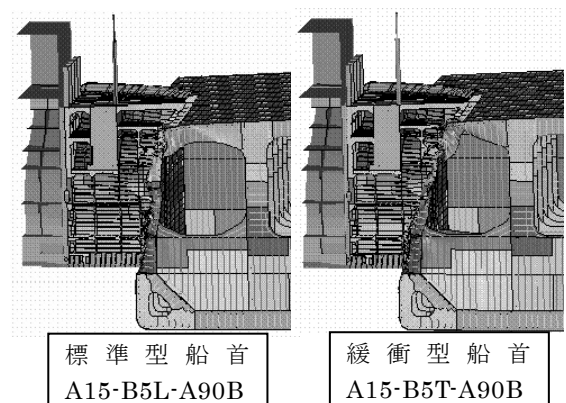


図-26-18 コンテナ船 (B5) が真横衝突した場合の損傷状況 (垂直切断図、 $V_B=20\text{ kt}$ 、内殻破断時)

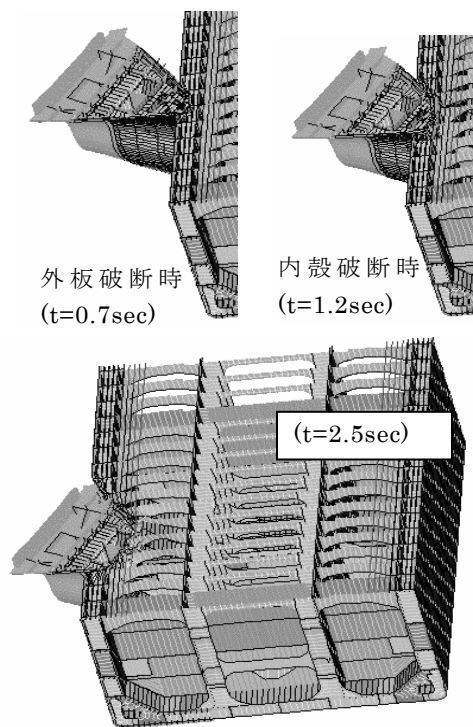


図-26-19 コンテナ船 B5T が斜め衝突 ($\theta=120\text{deg}$) した場合のステム高さレベルにおける損傷状況
(水平切断図、A15-B5T-A120B $V_A=9\text{ kt}$, $V_B=20\text{ kt}$)

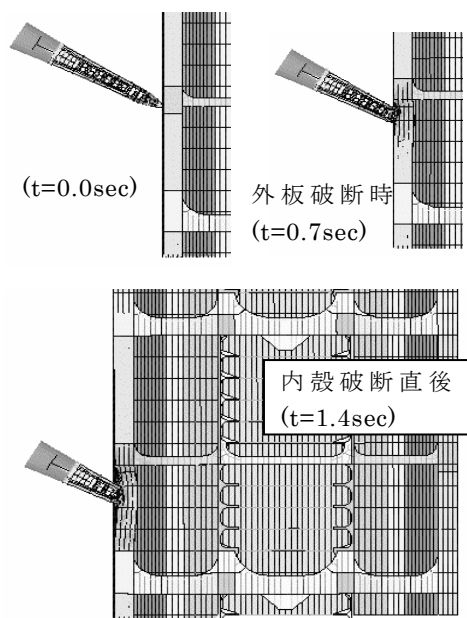


図-26-20 コンテナ船 B5T が斜め衝突 ($\theta=120\text{deg}$) した場合のバルブ高さレベルにおける損傷状況

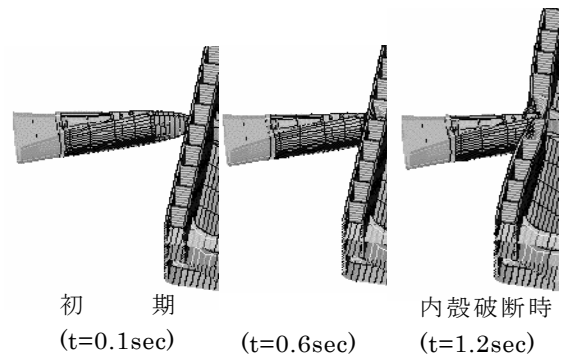


図-26-21 コンテナ船 B5T が斜め衝突 ($\theta=70\text{deg}$) した場合のバルブ高さレベルにおける損傷状況
(水平切断図、A15-B5T-A70B $V_A=9\text{ kt}$, $V_B=20\text{ kt}$)

3. 3. 4 緩衝型設計の個別要件に関する検討

緩衝型設計の効果が顕著であった衝突船 B4 を採り上げて、緩衝型設計要件(A)横肋骨方式採用、(B)外板板厚最小化、(C)内構材省略、それぞれの効果について検討した。

比較のために、B4T を設計要件(A),(C)はそのままとし、要件(B)は採用せずバルブ外板板厚を B4L (肋骨スペース=1040) と同じ 24mm に変更した衝突船 B4T-t24 モデルを作成して衝突破壊挙動の試験解析を実施した。すなわち、バルブ部の肋骨等の横部材は B4T (スペース=747 の横肋骨式) のまま外板板厚のみ 20.5 から 24.0 に増厚した。B4T-t24 モデルは、B4T と比較することにより設計要件(B)の効果を、さらに、B6L と比較することにより設計要件(A),(C)の効果をそれぞれ検証することを目指したものである。

B4T-t24 が被衝突船 A15 に速度 15kt で真横から衝突した場合についてシミュレーション解析を実施し、その反力履歴を B4L、B4T の場合と比較して図-28 に示した。図を一見したところでは、B4T-t24 の反力履歴は B4T の場合とほとんど同じように見える。内殻破断(RI)に関しても、B4T と同様に発生に至らなかった。船首の崩壊モードを確認したところでは、図-26-11 に示す B4T の場合と酷似していた。バルブ外板の板厚が異なっている (20.5 と 24.0) にも関わらず崩壊モード及び強度がよく一致していた。ただし、B4T-t24 の外板破断(RO)の出現タイミングに関しては、B4T ではなく B4L とほぼ一致した。

以上の現象を総括すると次のように解釈される。初期段階でバルブ部の Folding (曲げ塑性崩壊) が発生する前 ($t < 0.5\text{sec}$) は、B4T-t24 の挙動及び反力特性は同じ外板板厚を有する B4L とほぼ同様の傾向を示す。この初期段階では緩衝型構造要件(B)が効果を発揮するので、B4T の反力は B4L や B4T-t24 よりも若干低目となる。 $t=0.5\text{sec}$ に出現

する初期ピーク反力時に B4L 及び B4T-t24 は外板破断を発生させ、その後反力は低下する。B4T の場合には、初期ピーク時に外板破断までに至らず、バルブの Folding が開始して反力低下に至る。その後 ($t > 0.5\text{sec}$) は、B4T 及び B4T-t24 は共に同様な横肋骨間の Folding モードで崩壊が進展し反力履歴特性は同様 (若干 B4T-t24 の方が高め) となる。すなわち、緩衝型要件(B)は初期段階 ($t < 0.5\text{sec}$) において有効であり、ピーク反力を低下させる効果がある。一方、要件(A),(C)は初期段階以後 ($t > 0.5\text{sec}$) において有効であり、船首部の崩壊モード形成に対して影響を及ぼす。特に要件(A),(B)は緩衝型船首の性能向上に大きな寄与があることが確認された。

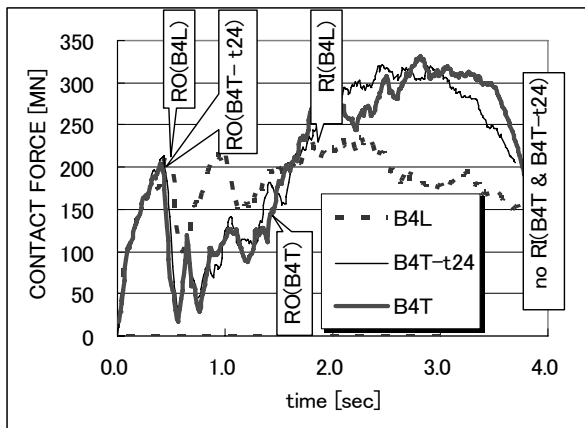


図-28 A15-B4(L, T, T-t24)-A90B の反力履歴 (RO:外板破断、RI:内殻破断)、 $\theta = 90\text{deg}$, $V_A = 0\text{ kt}$, $V_B = 15\text{ kt}$

3. 3. 4 被衝突船の前進速度影響

真横に近い角度で衝突する場合には、被衝突船に前進速度があると、船側の接触範囲が船長方向に広がる事、衝突船船首に摩擦による曲げが作用し船首バルブ先端が水平曲げ変形して接触面積が広がる事などから、被衝突船船側の損傷は損傷範囲が広がるものの損傷深さは小さくなる傾向がある。被衝突船の前進速度が大きいほどこの傾向は顕著となるようである。一方、衝突角度が斜めの場合には、被衝突船の前進速度が両船間の相対速度ベクトルを変化させるので、被衝突船の前進速度影響が斜め追い角か斜め向かい角かに依存して複雑に変化するようである。以下において、被衝突船の前進速度影響について解析例を基に比較検討した結果について述べる。

真横に近い角度での衝突の場合には、他の衝突角度と比べて、船首先端に加わる水平曲げモーメントが相対的に最も大きくなるので、船首先端が曲げ変形を受け接触面積が増大する傾向が最も顕著となる。緩衝型尖鋭形状の VLCC 船首(B6T)が A15 に真横から衝突した場合について、被衝突船の前進速度を

5kt とした(A15-B6T-A90, $V_A = 5\text{kt}$, $V_B = 15\text{kt}$)解析結果を被衝突船の前進速度がゼロであった場合 (A15-B6T-A90, $V_A = 0\text{kt}$, $V_B = 15\text{kt}$)と比較した。

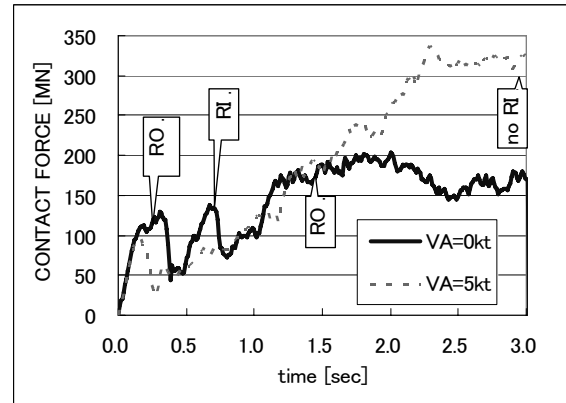


図-29 A15-B6T-A90B の反力履歴 (RO:外板破断、RI:内殻破断)、 $V_B = 15\text{ kt}$

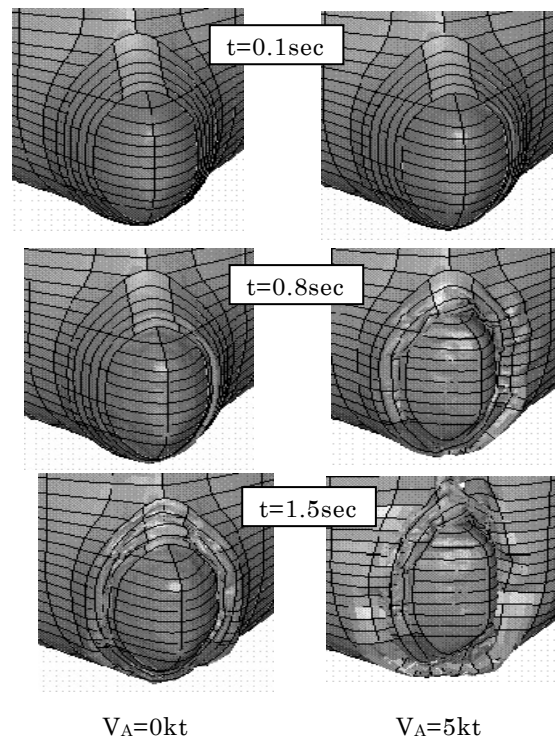


図-30 船首損傷状況における被衝突船の前進速度影響 (A15-B6T-A90B $V_B = 15\text{ kt}$)

反力履歴を図-29 に、船首構造の崩壊状況を図-30 にそれぞれ比較して示した。被衝突船の前進速度がゼロ ($V_A = 0\text{kt}$) の場合には、船首バルブ先端が真っ直ぐ突き刺さっているのに比べて、前進速度がある ($V_A = 5\text{kt}$) 場合には船首バルブ部が水平に曲げ変形しており、このために被衝突船船側への貫入が抑制されている。外板破断(RO)及び内殻

破断(RI)発生状況に関して大きな差が生じた。 $V_A=0\text{kt}$ の場合には、外板破断(RO)や内殻破断(RI)がそれぞれ早期 (RO: $t=0.25\text{sec}$, RI: $t=0.7\text{sec}$) に発生しているのに比べて、 $V_A=5\text{kt}$ の場合には、外板破断(RO)の発生タイミングがかなり遅くなった ($t=1.5\text{sec}$) のみならず、内殻破断(RI)は最後まで発生しなかった。

被衝突船の前進速度が少々増加するだけで被衝突船の損傷程度が顕著に低減する現象は、被衝突船の前進速度が $V_A=0\sim 5\text{kt}$ の範囲にある場合に特に顕著である。しかし被衝突船の前進速度が大きくなってくると ($V_A>5\text{kt}$)、さらに複雑な現象が現れるようである。

FEM シミュレーション解析結果によれば、被衝突船の前進速度が比較的大きい場合 ($V_A>5\text{kt}$) には、斜め向かい角 ($\theta > 100\text{deg}$) で衝突する場合と斜め追い角 ($\theta < 90\text{deg}$) で衝突する場合において、被衝突船の前進速度影響がプラスマイナス反対に現れることが確認された。すなわち、斜め前方からの衝突の場合 ($\theta > 100\text{deg}$) には、実効衝突速度 (速度ベクトル) が増大するために、被衝突船の速度が大きい方が被衝突船船側の損傷深さが大きくなる。しかし、斜め後方からの衝突の場合 ($\theta < 90\text{deg}$) には、被衝突船の前進速度が大きくなると、実効衝突速度 (速度ベクトル) が小さくなるために、被衝突船の損傷が小さくなる傾向がある。

第4章で、衝突事故の発生確率を基にした確率的油流出量を推定する場合において、被衝突船の速度影響を定量的に把握することは重要課題となる。そこで、衝突角度が様々に変化した場合における被衝突船の前進速度影響をFEMシミュレーション解析により詳細に調べてその解析結果を付録A2に詳述した。

3. 4 まとめ

- 1) 緩衝型船首構造の性能は、前進している被衝突船に斜め衝突する場合に特に有効となる。この場合には、船首バルブ部が水平曲げモーメントを受けて先端から曲げ変形が進展する破壊メカニズムが現れるので、バルブ部の曲げ変形を促進させるように設計してある緩衝型船首が効果を発揮するためである。一方、停止している被衝突船に真横から衝突する場合には、緩衝型船首構造の性能が発揮されずに終わってしまう場合がある。
- 2) 尖鋭形状を有する船首バルブを採用すると、被衝突船を損傷させるリスクが増大することが定量的に明らかになった。すなわち、扁平形状の船首バルブはその外形だけで緩衝型船首としての特性を発揮することになる。特に、扁平形状+緩衝型設計の複合効果が大きいことが確認された。
- 3) 緩衝型船首構造の効果は被衝突船との相対的な強度

差により効果の現れ方が大きく異なる。尖鋭形状船首を有する VLCC(B6) の場合には、斜め衝突時には緩衝型設計が有効であったが、真横衝突の場合には、B6 の船首バルブ部が壊れる前に内殻破断が発生してしまうので、緩衝型の効果は小さかった。Aframax.級タンカー(B3)及びコンテナ船(B5)の場合には、被衝突船の内殻破断時よりもずっと前段階において衝突船の船首バルブ部が圧潰してしまうために、緩衝型船首構造の効果はそれほど大きくないか、逆に負に現れる場合があることが確認された。扁平形状船首を有する VLCC(B4) の場合には、被衝突船の内殻破断時の直前に衝突船の船首バルブ部の圧潰が発生するために、緩衝型設計の有効性が大変顕著となっている。

- 4) 衝突船が満載状態の場合とバラスト状態の場合について、被衝突船に与える損傷の大きさについて比較した。満載の場合にはバラストの場合と異なり、衝突初期段階から衝突船の反力はバルブ部とステム部の二箇所に分散されるために、緩衝型設計を施したバルブ部の効果は減殺される場合がある。また、バルブ部はバラスト状態では被衝突船の船側外板中央高さ位置で貫入していたのが被衝突船の二重底に貫入することになる。衝突船 B6L のバラスト状態と満載状態の衝突位置関係の相違を図-26-1と図-26-7から比較することができる。満載状態は衝突時の運動エネルギーが大きい (B6 の場合、バラスト状態の 2.8 倍) もの、被衝突船への接触が2箇所に分散されること、バルブ部が被衝突船の比較的強度の大きな部分である二重底に貫入することから、被衝突船へ与えるダメージについては、その範囲は大きくなるものの損傷深さ (限界速度、限界角度) はどちらが大きくなるかについてはケースバイケースである (表-3～表-7 参照)。
- 5) 緩衝型設計要件(A)横肋骨方式採用、(B)外板板厚最小化、(C)内構材省略、それぞれの効果について検討した。要件(B)は衝突初期段階 ($t<0.5\text{sec}$) において有効であり、初期ピーク反力を低下させる効果がある。要件(A),(C)は初期段階以後 ($t>0.5\text{sec}$) において有効であり、船首部の崩壊モード形成に影響を及ぼす。特に要件(A),(B)は緩衝型船首の性能向上に大きな寄与があることが確認された。

4. 油流出量の低減効果

緩衝型船首構造の効果を表すためには、「油流出量期待値」は一般的に理解され易い指標である。

ここでは、満載D/H VLCCが衝突された場合に油流出が発生するリスクを、一旦衝突された時の油流出量期待値として評価する。この評価指標は、IMO BLGにおける”mean oil outflow”の設定法に準拠している。

4. 1 確率論的油流出量の推定法

満載VLCCが、ある特定の船種(i)に一旦衝突された場合に、流出する貨油量 $S_i(m^3)$ を次式により推定する。

$$S_i = \sum prob\{\text{衝突条件}\} \times G$$

G: 各条件における油流出量 (4-1)

衝突条件の確率密度を以下の各事象の確率密度の結合により表す。

- f_{VB} : 衝突船の衝突時前進速度の確率密度
- f_{VA} : 被衝突船の衝突時前進速度の確率密度
- f_{θ} : 衝突角度の確率密度
- $f_{x/L}$: 被衝突船の被衝突位置（船長方向）の確率密度
- f_{load} : 衝突船の載荷状態（満載またはバラスト）の確率密度

満載VLCCが衝突されて貨油を流出するシナリオ及びプロセスを以下のように簡略化する。

- ・油流出に至るような規模の衝突事故は、被衝突船が航行している時のみ発生し、停止時には発生しないと見なす。
- ・衝突されたVLCCが内殻破断した場合に流出する油の量は、破断位置や破口の大きさによらず一律に船体中央部の外側1タンクの貨油全量（代表船A15の場合は21,200 m^3 ）と想定する。

4. 2 確率密度関数

a) f_{VB} : 衝突船の衝突時前進速度の確率密度

図-2 に示した衝突事故事例を参照して、衝突船の衝突速度として一様な確率密度を仮定した（衝突時に避航操作が行われることも衝突速度がばらつく要因となっているようである）。ただし、最大速度については、対象とした特定船種の外洋航行速度を上限とした。大型タンカー及びコンテナ船の場合について、衝突速度の確率密度分布を図-31に示した。衝突速度の区分を1kt刻みの等間隔として確率密度を表した。

b) f_{VA} : 被衝突船の衝突時前進速度の確率密度

対象とした被衝突船は、外洋航行時または速度制限海域航行時に衝突されると想定した。被衝突船も事故遭遇時には避航操作をすること、速度制限海域では12kt以下で航行していること、さらに取り扱いを簡略化すること等を考慮して図-32の確率密度分布を仮定した。

図-2 「衝突船及び被衝突船の衝突時前進速度の統

計」によれば、被衝突船が停泊中(前進速度ゼロ)に衝突される頻度は一般的には小さくない。また、停止している場合に衝突されると、小さな衝突速度でも船側の損傷（衝突船船首の貫入）が大きくなり易いことが分かっている（3.3.5項参照）。しかし、VLCCが停泊している場合というのは、特別なバースであるか航行制限された海域であることから衝突船が有為な速度で衝突する確率は極めて小さいと見なすことができる。今回の油流出の検討では停止している場合を無視した。

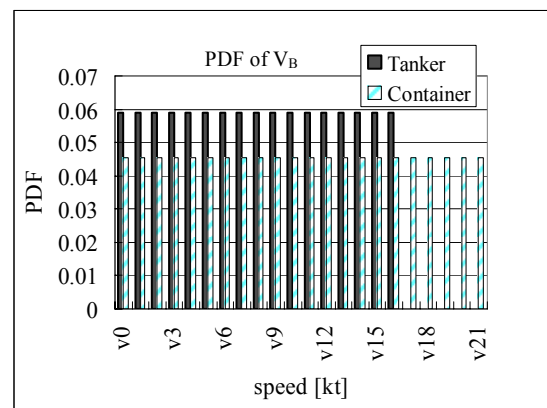


図-31 衝突速度の確率密度関数 f_{VB}

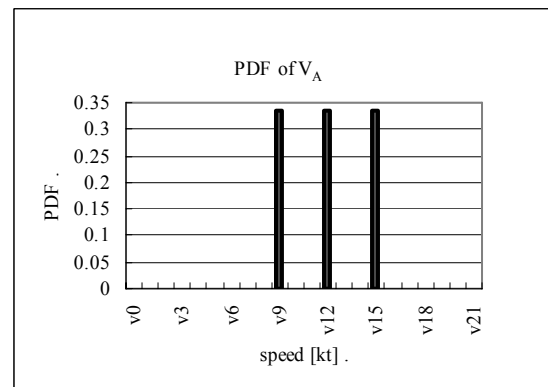
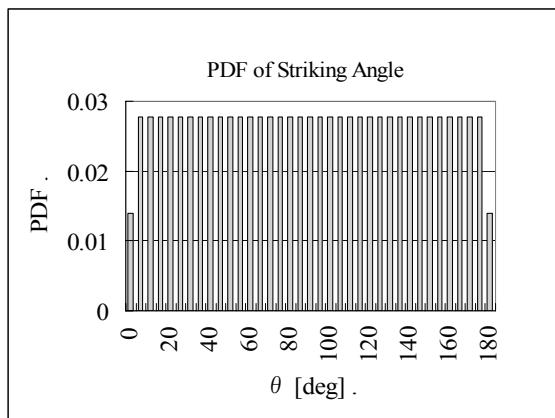


図-32 被衝突船前進速度の確率密度関数 f_{VA}

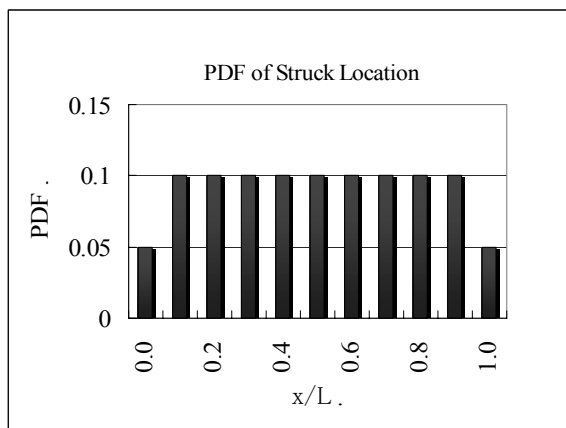
衝突角度 θ	件数	確率
$0 < \theta < 30$	123	0.12
$30 < \theta < 60$	138	0.13
$60 < \theta < 120$	389	0.37
$120 < \theta < 150$	185	0.17
$150 < \theta < 180$	223	0.21
計	1058	



図-33 事故事例による衝突角度の確率
(海難審判庁裁決録¹⁾1985～1997年より)

図-34 衝突角度の確率密度関数 f_{θ}

位置	件数	確率
船首部	202	0.19
船体前部	273	0.26
船体中央部	104	0.10
船体後部	274	0.26
船尾部	206	0.19
計	1059	

図-35 事故事例による被衝突位置の確率
(海難審判庁裁決録¹⁾1985～1997年より)図-36 被衝突位置(x/L)の確率密度関数 $f_{x/L}$ c) f_{θ} : 衝突角度の確率密度

海難審判庁採決録¹⁾をデータソースとして、衝突時の衝突角度について事故事例を調査した結果を図-33に示した。この結果、衝突角度は全方向について一様と見なしてよさそうである。衝突時に避航操作がなされることが、角度のばらつきの原因であろう。想定した衝突角度 θ の確率密度を図-34に示した。角度の刻みは、 $\Delta\theta=5\text{deg}$ とした。

d) $f_{x/L}$: 被衝突船の被衝突位置(縦方向)の確率密度

同じく、海難審判庁採決録¹⁾から衝突時の被衝突位置について事故事例を調査した結果を図-35に示した。この結果、被衝突位置の出現頻度についても全船長に渡り一様と見なせることが分かる。想定した被衝突位置の確率密度を図-36に示した。位置の刻みは次のように設定した。

位置 : $x/L=0.05\sim0.95$, $\Delta x/L=0.1$

被衝突船の被衝突部位がたまたま横隔壁上や水密隔壁上となる場合には、船側の損傷が比較的軽微になるものと想定されるが、今回の検討ではこの影響を無視した。また、横隔壁近辺が損傷した場合には横隔壁を越えて2タンクの内殻が同時に破断して2タンクから油が流出することも想定されるが、今回の検討では、総ての場合において油流出するのは1タンクのみであると仮定した。

e) f_{load} : 被衝突船の载荷状態(満載orバラスト)の確率密度

満載状態とバラスト状態の存在確率はそれぞれ50%と想定した。

4. 3 各事象における油流出量の推定

特定の衝突船に船体中央部に衝突された場合の油流出(=内殻破断)の有無を、表-9のような衝突速度 V_B と衝突角度 θ のマップ上で示した。このマップにおける衝突速度及び衝突角度の区分は上述の確率密度関数に対応している。表-9-1は尖鋭形状の標準型船首を有するVLCC(B6L)がA15に衝突した場合について、内殻破断条件が成立する衝突条件範囲を示している。限界角度の値を参照すれば、衝突船の速度が $V_{15}(V_B=15\text{kt})$ で被衝突船の速度が 9kt の場合についてのみ流出(内殻破断)条件が既知であるが、付録A2に示す限界関数を援用した推定法により、他の衝突条件まで拡張して内殻破断の有無を判定した。マップ上における記号の意味は次に示す通りである。

3 : 被衝突船の速度 $V_A=15, 12, 9\text{kt}$ の3条件で油流出が発生

2A : $V_A=15, 12\text{kt}$ の2条件で油流出が発生

2B : $V_A=12, 9\text{kt}$ の2条件で油流出が発生

1A : $V_A=15\text{kt}$ の1条件でのみ油流出が発生

1B : $V_A=9\text{kt}$ の1条件でのみ油流出が発生

本報告で対象として採り上げた各衝突船が代表被衝突船A15と衝突する場合について、油流出の有無をマップ上で判定した結果を表-9-1～10に示した。標準型船首(L)と緩衝型船首(T)の性能を比較しやすいように並べて表示した。衝突船Aframaxに関しては、B3LとB3Tの差が殆ど無く、

またバラストと満載の差も小さかったので、マップの表示はA15-B3T(B)のみで代表させた。

油流出マップによれば、「衝突船の前進速度 V_B 」・「被衝突船の前進速度 V_A 」・「衝突角度 θ 」の3つの事象の組合せに対して、被衝突船が船体中央部に衝突された場合の油流出の有無を判定することができる。さらに、この3事象（ θ , V_A , V_B ）の周辺確率密度を考慮した油の流出量期待値 G_1 を次式により推定することができる。

$$G_1 = G(\text{Midship}) = \sum_{\theta, V_B, V_A} f_{\theta} f_{V_B} f_{V_A} \times G \quad (4-2)$$

次に、「被衝突位置 x/L 」の事象に対する油流出量の評価方法について述べる。被衝突位置が船体中央からはずれるに従って、被衝突船は衝突時にSway運動で運動エネルギーを消費する比率が大きくなるので、船側の損傷はその分小さくなる。Sway運動を考慮した運動量保存則から検討した結果¹³⁾によれば、構造破壊によるエネルギー吸収割合を被衝突位置(x/L)の関数として表すと、図-37の曲線(Afr. vs Afr.)の様になる。この曲線を参照して、破壊吸収エネルギー率の近似関数(図-37のapprox. function)を導いたのが次式である。

$$f(x/L) = 1.0 - 1.5 \text{ABS}\left(\frac{x}{L} - 0.5\right)^{1.4} \quad (4-3)$$

被衝突位置(x/L)の変化に応じて変化する油流出量 $G(x/L)$ は、この近似関数に比例すると仮定した。この結果、油流出量比 $G(x/L)/G(\text{Midship})$ を $\Delta x/L=0.1$ の区分で表したのが図-38である。船首端及び船尾端には油タンクが存在しないので、この位置では流出量をゼロと見なした。

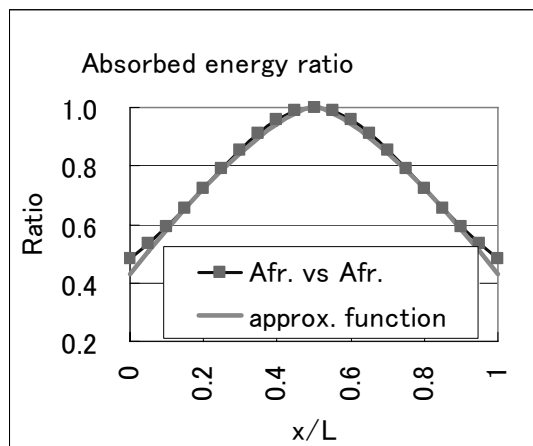


図-37 衝突時の構造損傷による吸収エネルギー率分布
(Aframax.級タンカー同士の衝突の場合)

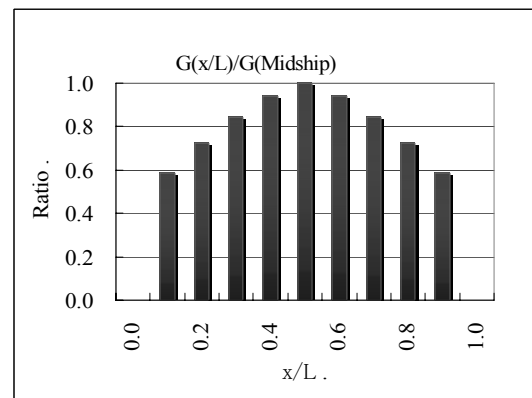


図-38 被衝突位置と油流出量比

表-9-1 油流出マップ:A15-B6L(バラスト状態)

Oil Spill Map A15-B6L(B)		θ (Striking Angle)															
		65	70	75	80	85	90	95	100	105	110	115	120	125	130	135	
V_B	v10										1A	1A	1A				
	v11								3	3	3	2A	2A	1A			
	v12							1B	3	3	3	3	3	1A			
	v13						1B	3	3	3	3	3	3	2A	1A		
	v14					1B	3	3	3	3	3	3	3	3	1A		
	v15				1B	3	3	3	3	3	3	3	3	3	2A		
	v16				1B	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	1A	
$G_2 = 1197$																	

$G_2 = 1197$

表-9-2 油流出マップ:A15-B6T(バラスト状態)

Oil Spill Map A15-B6T(B)		θ (Striking Angle)															
		65	70	75	80	85	90	95	100	105	110	115	120	125	130	135	
V_B	v11												1A	1A			
	v12											1A	2A	2A			
	v13										2A	3	3	2A	1A		
	v14									1B	3	3	3	3	2A		
	v15								1B	3	3	3	3	3	2A	1A	
	v16							1B	3	3	3	3	3	3	3	1A	
$G_2 =$		623															

$G_2 = 623$

表-9-3 油流出マップ:A15-B6L(満載状態)

Oil Spill Map A15-B6L(L)		θ (Striking Angle)															
		65	70	75	80	85	90	95	100	105	110	115	120	125	130	135	
V_B	v11																
	v12										1A	1A	1A				
	v13					1B	1B	1B	1B	3	3	3	2A				
	v14				1B	3	3	3	3	3	3	3	3	3	1A		
	v15			1B	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	2A		
	v16		1B	2B	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	1A	
$G_2 =$		981															

$G_2 = 981$

表-9-4 油流出マップ:A15-B6T(満載状態)

Oil Spill Map A15-B6T(L)		θ (Striking Angle)															
		65	70	75	80	85	90	95	100	105	110	115	120	125	130	135	
V_B	v11																
	v12											1A	1A				
	v13											2A	2A	1A			
	v14										3	3	3	2A			
	v15							1B	3	3	3	3	3	3	1A		
	v16							1B	2B	3	3	3	3	3	3	1A	
$G_2 =$		432															

$G_2 = 432$

表-9-5 油流出マップ:A15-B4L(バラスト状態)

Oil Spill Map		θ (Striking Angle)															
A15-B4L(B)		65	70	75	80	85	90	95	100	105	110	115	120	125	130	135	
V_6	v11							1B	1B	2A	1A	1A					
	v12							1B	3	3	3	3	2A	1A			
	v13						1B	3	3	3	3	3	3	1A			
	v14					1B	3	3	3	3	3	3	3	2A	1A		
	v15				1B	3	3	3	3	3	3	3	3	3	1A		
	v16			1B	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	2A		
$G_2 =$		1072															

表-9-7 油流出マップ:A15-B4T(バラスト状態、満載状態)

Oil Spill Map		θ (Striking Angle)															
A15-B4T(B,L)		65	70	75	80	85	90	95	100	105	110	115	120	125	130	135	
V_B	v13																
	v14																
	v15																
	v16																
$G_2 =$		0															

表-9-6 油流出マップ:A15-B4L(満載状態)

Oil Spill Map A15-B4L(L)		θ (Striking Angle)															
		65	70	75	80	85	90	95	100	105	110	115	120	125	130	135	
V_B	v11																
	v12								3								
	v13						1B	3	3	3							
	v14					1B	3	3	3	3							
	v15				1B	3	3	3	3	3	3	1A					
	v16				2B	3	3	3	3	3	3	3	1A				
$G_2 =$		557															

表-9-8 油流出マップ:A15-B3T(バラスト状態)

Oil Spill Map A15-B3T(B)		θ (Striking Angle)															
		65	70	75	80	85	90	95	100	105	110	115	120	125	130	135	
V_B	v11											1A	1A	1A			
	v12											3	3	3	1A		
	v13											1B	3	3	3	1A	
	v14											3	3	3	3	2A	
	v15											1B	3	3	3	1A	
	v16											3	3	3	3	2A	
$G_2 = 432$																	

表-9-9 油流出マップ:A15-B5L(バラスト状態)

Oil Spill Map A15-B5L(B)		θ (Striking Angle)																					
		40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100	105	110	115	120	125	130	135	140	
V_B	v07																1A						
	v08															1A	1A	1A	1A				
	v09													1A	2A	2A	2A	1A	1A				
	v10												3	3	3	3	3	2A	1A				
	v11											3	3	3	3	3	3	3	2A				
	v12										3	3	3	3	3	3	3	3	3	1A			
	v13									3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	2A			
	v14								3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	1A		
	v15						1B	1B	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	1A		
	v16				1B	1B	1B	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	2A		
	v17			1B	2B	2B	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	2A	1A	
	v18			1B	2B	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	1A	
	v19		1B	2B	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	1A	
	v20	1B	2B	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	2A	
	v21	2B	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	2A	
$G_2 =$ 3308																							

表-9-10 油流出マップ:A15-B5T(バラスト状態)

Oil Spill Map		θ (Striking Angle)																				
A15-B5T(B)		40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100	105	110	115	120	125	130	135	140
V_B	v08															1A	1A					
	v09													1A	1A	1A	1A	1A				
	v10												1A	3	3	3	2A	1A	1A			
	v11											1A	3	3	3	3	3	2A	1A			
	v12										3	3	3	3	3	3	3	3	2A			
	v13									3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	1A		
	v14							1B	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	2A		
	v15						1B	1B	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	2A		
	v16				1B	1B	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	1A	
	v17			1B	1B	2B	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	1A
	v18			1B	2B	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	2A	
	v19		1B	2B	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	
v20	1B	2B	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	1A	
v21	2B	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	1A	
$G_2 = 3077$																						

以上により、被衝突船の被衝突位置(x/L)の確率密度($f_{x/L}$)及び被衝突位置による油流出量比 $G(x/L)/G(\text{Midship})$ が既知となったので、両者を結合させることにより被衝突位置のばらつきを考慮した確率的油流出量を推定することができる。推定結果によれば、被衝突位置のばらつきを考慮した場合の油流出量期待値は、船体中央部に衝突された場合の流出量 $G(\text{Midship})$ の0.72倍と推定された。本報告では、総ての衝突ケースについて、被衝突位置のばらつきを考慮した油流出量期待値 G_2 として次式を用いた。

$$G_2 = \sum_{x/L} f_{x/L} \times G(x/L) = 0.72 G(\text{Midship}) \quad (4-4)$$

式(4-4)では、被衝突位置の影響は独立事象であり、他の事象との結合確率は無視できると仮定したことになる。

式(4-4)により、4つの事象に対する確率密度(f_{VB} , f_{VA} , f_{θ} , $f_{x/L}$)を考慮した油流出量期待値 G_2 が推定できる。表-9-1~9-10の油流出マップの最下段に、それぞれの場合の油流出量期待値 G_2 の値を示した。

4. 4 衝突船別の油流出量期待値

採り上げた衝突船総てを対象として、衝突船別にそれぞれ代表被衝突船A15に一回衝突した場合の油流出量期待値を推定した。

まず、尖鋭形状の標準型船首を有するバラスト状態のVLCCの場合[A15-B6L(B)]を例として、油流出量期待値を算定する手順を示す。確率的油流出量は、式(4-1)に、4.2節で表した各事象の確率密度及び、各事象における油流出量 G を代入することにより求めることができる。総ての事象のうち、a)衝突船の前進速度、b)被衝突船の前進速度、c)衝突角度、e)衝突船の載貨状態、の4つについては、d)被衝突位置と独立であると見なしてそれぞれの結合確率を評価する。事象d)被衝突位置については、他の4つの事象と独立に確率的油流出量を式(4-3)を用いて評価する。

油流出の有無は、油流出マップ(表-9)から衝突角度 θ 、衝突船の前進速度 V_B 、及び、被衝突船の前進速度 V_A の3つの事象の組み合わせに対して判定することができる。油流出有りの判定の場合には、油流出量 G は4.1節における仮定から、 $G=21,200\text{m}^3$ と推定した。バラスト状態の衝突船B6Lについて、表-9-1に示す各事象と流出量 G の結合確率から流出量期待値 G_1 を式(4-2)から求めた結果は次の通りである。

$$G_1 = \sum_{\theta, V_B, V_A} f_{\theta} f_{V_B} f_{V_A} \times G = 1,662\text{m}^3 \quad (4-5)$$

次に、式(4-4)から、被衝突位置に関する確率を考慮した流出量期待値 G_2 を次式のように推定することができる。

$$G_2 = 0.72 G_1 = 1,197\text{m}^3 \quad (4-6)$$

G_2 は、A15がバラスト状態のB6Lに一回衝突された場合の油流出量期待値である。

同様にして、A15が満載状態のB6Lに一回衝突された場合の油流出量期待値を表-9-3から求めた結果は次の通りである。

$$G_2 = 981\text{m}^3 \quad (4-7)$$

満載とバラストの両載貨状態を考慮した油流出量期待値は、両状態の出現確率が各々50%であるから、式(4-6)と式(4-7)の平均値として求められる。この平均値が、式(4-1)の S_i と等しくなる。

A15-B6Lの場合の油流出量期待値：

$$S_i = (1,197 + 981) / 2 = 1,089\text{m}^3 \quad (4-8)$$

他の衝突船の場合についても同様にして油流出量期待値 G_2 , S_i を求めた結果を限界角度 θ_{cr} の値と共に表-10にまとめて示した。衝突船B3及びB5に関しては、3.3.3項(3),(4)に記述した理由により、満載状態の場合を省略して、バラスト状態のみで代表させた。

表-10 衝突船別の油流出量期待値

ID of Striking Ship	Loading Condition	Critical Angle θ_{cr} (deg)	Oil Outflow G_2 (m^3)	Mean Oil Outflow S_i (m^3)
B6L	Ballast	80-129	1197	1089
	Laden	68-124	981	
B6T	Ballast	98-129	623	528
	Laden	99-125	432	
B4L	Ballast	78-127	1072	815
	Laden	79-113	557	
B4T	Ballast	no	0	0
	Laden	no	0	
B3L	Ballast	101-121	341	341
B3T	Ballast	100-124	432	432
B5L	Ballast	40-131	3308	3308
B5T	Ballast	40-129	3077	3077

扁平形状バルブを有するVLCC(B4)の場合には、緩衝型設計を採用すれば油流出量期待値(S_i)が815から0に低減することが予想され、緩衝型の効果が最も大きいことが分かる。あらゆる衝突条件において、衝突船B4Tが油流出を発生させることは無いと判定された(表-9-7参照)。FEMシミュレーション解析によれば、B4Tが衝突して油流出に至るような事故は、衝突速度17kt超にならないと発生しない事が確認された。

油流出量期待値が最も高い危険な衝突船はコンテナ船(B5)である。他衝突船に比べると、大変広い範囲の衝突角度(θ)及び衝突速度で油流出を発生させることがその原因である(表-9-9, 表-9-10参照)。本研究では、コンテナ船の緩衝型対策はバルブ部のみに限った事、バルブ外板は原厚のままとしたことから、緩衝型の効果は油流出量期待値(S_i)が3,308 m^3 から3,077 m^3 に低下した程度であり顕著では無かった。

コンテナ船(B5)の次に危険なのが尖鋭形状バルブを有するVLCC(B6)である。緩衝型扁平形状バルブを有するB4Tの場合には、扁平なバルブ形状の有利さと緩衝型設計の相乗効果により油流出の危険は顕著に低減していることが分かる。

衝突船が被衝突船より小型となるAframax.(B3)の場合には、バルブ部及びシステム部を含む船首全体が早期に破壊してしまうことから、被衝突船A15に対して油流出を発生させる衝突条件は極めて限定されている(表-9-8参照)。また、このような破壊状況下では緩衝型船首構造の効果は発揮されず、むしろその効果が負に現れることが多い。衝突船の載貨状態(バラスト、満載)による差も小さかった。

4. 5 危険船総てを対象とした油流出量期待値

VLCCが衝突されて貨油を流出する事故を引き起こすような衝突船候補を選定するために、日本近海を航行しているタンカーの就航回数を調査した結果を表-11に示した。Aframax.級タンカーはVLCCに次ぐ就航数がある。しかし、この程度の大型船であっても、油流失に至る事故は高速で斜め前から衝突した場合のみに限られており油流出期待値は小さい(表-10参照)ので危険船の対象から除外する。Aframax.より大型であるSuezmax.級タンカーはAframax.よりは危険と見られるが、VLCCと同航路の就航数は極めて少数であることからこれも対象外とした。

以上の状況及び表-10に示す油流出量期待値を勘案すれば、VLCCが衝突された場合の油流出量期待値を検討するための危険船としては、VLCC(ULCCも含む)及び大型コンテナ船のみを対象とすれば十

分であると判断される。LMIU(Lloyd's Marine Intelligence Unit)社のAPEXによれば、2000年における大型タンカーの総数は426隻(VLCC:381+ULCC:45)であった。タンカーの船首バルブ形状を調査した結果によれば、VLCCの船首バルブ形状別隻数は、尖鋭型38%、扁平型62%であった。また、日本船主協会ホームページ掲載によれば、2003年におけるコンテナ船の総数は2,905隻であり、このうち4,000TEU積以上の大型船は423隻であった。以上の調査結果を反映して、油流出量期待値を算定するために採り上げた危険船の種類と隻数を表-12のように特定した。

表-11 日本を揚地とするタンカー就航回数(2000年)

積地	UL CC	VL CC	Suez max.	Afra max.	Pana max.	Handy
中東	35	639	9	124	19	20
アジア	0	1	0	129	79	104
北中米	0	2	11	14	7	35
豪州	0	0	7	16	14	14
中露韓	0	0	0	16	47	286
アフリカ	1	1	0	0	1	0
その他	2	23	0	23	2	2
total	38	666	27	322	169	461

データソース：LMIU社のAPEX

表-12 危険船総てを対象とした油流出量期待値

Striking Ship			Mean Oil Outflow	
			S_i	S_{all} (m^3)
Ship Type	Number	Ratio	Standard Bow	Buffer Bow
VLCC(Sharp)	162	19%	1089	432
VLCC(Blunt)	264	31%	815	0
Container	423	50%	3308	3077
Total	849	100%	2109	1615

特定した対象船はそれぞれ、表-10に示した衝突船と対応しており、VLCC(Sharp)はB6Lに、VLCC(Blunt)はB4に、ContainerはB5に代表されると想定した。対象船との遭遇確率(衝突確率)をそれぞれの隻数に比例するものと仮定して、対象船総てに対して一旦衝突した場合の油流出量期待値(S_{all})を推算した結果を表-12に示した。ダブルハルVLCCにとって脅威となる危険船(VLCC及び大型Container)に一回衝突された場合の油流出量期待値は2,109 m^3 であるが、これら危険船が総て緩衝型船首構造を採用した場合にはこの油流出量期待値は76%に低減することが期待できることが分かる。油流出量低減効果がこのように大きくならなかった理由は、コンテナ船においては本報告で提示した緩衝型設計が有効で無かった事、コンテナ船の就航数が多い事による。しかし、衝突船をVLCCに限った

場合（表-12で、コンテナ船の数をゼロと仮定した場合）には、緩衝型船首の効果は顕著であり、油流出量期待値を18%に低減することが期待できる。

大型コンテナ船は油流出量期待値が最も大きい上に、就航隻数が最も多いことから、 S_{all} の値を引き上げる元凶となっている。今後もコンテナ船は就航数が増加すると共に大型化していく傾向があることから、コンテナ船に対して安全対策を施す事は重要であると考ええる。被衝突船がVLCCであった場合に、コンテナ船船首構造で脅威となるのはバルブ部よりもステム部であることから、コンテナ船の緩衝型船首構造に関してはステム部にまでその適用範囲を拡張すればより一層大きな効果が期待できるであろう。

5. まとめ

衝突によるタンカーからの油流出を低減するために、ダブルハル化の次の対策として、緩衝型船首構造の採用が大変有効であると考ええる。本報告書では、緩衝型船首構造の効果を検証することにより、技術的なバックデータの整備を行った。

- 1) 先ず、緩衝型船首構造の設計要件について、本プロジェクトで実施した船首バルブ模型の圧壊実験結果^{6), 14), 16)}、及び、FEMシミュレーション解析結果^{6), 9), 10), 11)}から得られた知見を基にして取り纏めた。この設計要件を満足する緩衝型の船首バルブ部を備えた船舶が、想定した衝突事故シナリオの下、衝突した際の被衝突船の損傷程度と油流出量期待値を推定した。そして、緩衝型設計を適用していない標準的な船首バルブを備えた船舶が衝突した場合と比較することによって、緩衝型船首構造の効果を定量的に検証した。その際に、船舶の大きさ、船種、バルブ部の形状の違いによる効果の差を確認した。設計パラメータのひとつであるバルブ部の板厚最小化（フレームスペースと連動）は、船級協会の設計規則を適用しながら設定した。従って、通常の運航状態では、波浪外力に対して従来の船首構造と同等な強度を有することが保障されていることになる。
- 2) 緩衝型船首構造としての設計要件適用による効果の程度を、FEMシミュレーション解析結果を基にして検証した結果、以下が確認された。
 - A. 被衝突船にとって最も厳しい条件「停止中に真横から衝突される」を想定して算定された外板破断限界速度($V_{B,cr1}$)及び内殻破断限界速度($V_{B,cr2}$)は、緩衝型船首構造の性能を把握するために分かり易い指標である。本研究における事

例解析結果によれば、船首バルブが扁平形状で且つ緩衝型設計であった場合には限界速度を向上させる効果が顕著となることが確認された（表-3、表-4 参照）。船側外板の破断限界($V_{B,cr1}$)は、特に浸水防止や燃料油流出防止の観点から重要となる。

- B. ダブルハルタンカーが外板破断の損傷を受けた後、内殻損傷に至るまでの余剰強度を定量的に確認することができた（限界速度の $cr1$ と $cr2$ の差として現れる）。耐衝突安全性に関して、ダブルハル化の効果が大きいことが改めて認識された。
 - C. 被衝突船が停止している時に衝突された場合には、前進している時に比べて大きな損傷を受け易い。本研究の事例では、VLCCが尖鋭形状の標準型バルブを有する VLCC に真横から衝突された場合には、衝突速度 6.2kt ($V_{B,cr2}=6.2kt$) で内殻破断が発生してしまうと推定された。しかし、被衝突船が 9kt で前進している場合には約 2 倍の衝突速度(13.2kt)まで内殻破断は発生しないと推定された。被衝突船が真横 90deg から衝突されるケースは、最も危険な衝突条件として知られており、これまでも代表衝突シナリオとしてしばしば採り上げられてきた。
 - D. 一方、被衝突船が停止（もしくは極めて低速度で前進）している時に大きな衝突事故に遭遇して大損傷が発生する状況というのは、極めて希な事象である。確率論的油流出量の観点から緩衝型船首構造の性能を評価する場合には、被衝突船が前進している時に衝突されることを前提条件とした「限界角度」の指標の方が、事故発生シナリオに関して広汎な事象をカバーしており、より有効であると考えられる。本研究の油流出量評価においては、解析ケース数の制限及び簡明さから判断して、被衝突船が有為な前進速度(9~15kt)を有する場合のみを採り上げた。
 - E. 緩衝型船首構造を採用することにより、被衝突船の損傷は低減され、油流出量期待値が低減する事が定量的に確認された。また、緩衝型船首構造の設計要件は、従来の設計に対して特別な装置や補強を要しないことを前提にしたので、従来の設計の延長線上で設計が可能であり、また、鋼材使用量も増大することは無い。従って、緩衝型船首構造の採用は費用対効果が大きく受け入れられ易い対策である。
- 3) 本研究では、代表被衝突船として VLCC(A15)を採り上げたために、衝突船として対象となるのは総て自船と同じ大きさかもしくは自船より小さな船舶となった。VLCC よりも小さな船舶を対象被衝突船として採り上げた場合には、自

船より大きな船舶に衝突される危険があり、このような場合に緩衝型船首構造がどの程度有効であるのかを検討することは重要と考える。今後に残された課題である。

謝辞

本研究は、国土交通省海事局安全基準課からの委託研究「タンカーによる大規模油汚染の防止対策に関する研究(平成13～16年度)」の中の「衝突時の油流出防止のための緩衝型船首構造基準に関する研究」として実施されたものである。また、外部有識者による検討委員会が設置されて、委員各位から本研究遂行に関して貴重な助言を受けた。関係各位に謝意を表する。

参考文献

- 1) 海難審判庁採決録、(財)海難審判協会(1985-2003)
- 2) V. U. Minorsky: An Analysis of Ship Collisions With Reference to Protection of Nuclear Power Plants, Journal of Ship Research(1959)
- 3) 例えば、新形式タンカーの研究開発報告書、造船業基盤整備事業協会、(1996) など
- 4) 日本溶接協会規格 WES3001 溶接用高張力鋼板(http://www.jwes.or.jp/jp/wes_ki/index.html)
- 5) 川野始、井上克明：材料破損を伴う模型実験相似則に関する一考察、造船論第155号(1984)、pp.276-283

研究発表リスト

- 6) 遠藤久芳、山田安平：緩衝型船首構造の耐衝突性能(第1報 簡略モデルの崩壊強度)、日本造船学会論文集、第189号(2001)、pp.209-217.
- 7) H. Endo, et.al.: Model Test on the Collapse Strength of the Buffer Bow Structures, Proc. of 2nd International Conf. on Collision and Grounding (ICCGS2001), pp.145-153.
- 8) H. Endo, et.al.: Experimental Study on the Buffer Bow Structures, Proc. of 8th International Symposium on Practical Design of Ships and Other Floating Structures (PRADS 2001).

- 9) H. Endo, et.al.: Model test on the collapse strength of the buffer bow structures, Marine Structures, Vol5(2002), pp.365-381.
- 10) 山田安平、遠藤久芳：船首バルブ模型の軸圧潰メカニズムについて、日本機械学会 第11回交通・物流部門講演会(2002)。
- 11) H. Endo, Y. Yamada and H. Kawano: Verification on the effectiveness of buffer bow structures through FEM simulation, Proc. of 3rd International Conf. on Collision and Grounding (ICCGS2004), pp.151-159.
- 12) Y. Yamada and H. Endo: Collapse strength of the bulbous bow structure in oblique collision, Proc. of 3rd International Conf. on Collision and Grounding (ICCGS2004), pp.151-159.
- 13) H. Endo: Rationalization in the Probabilistic Method Estimating the Mean Oil Outflow for Side Damage, Proc. of 3rd International Conf. on Collision and Grounding (ICCGS2004), pp.182-187.
- 14) Y. Yamada and H. Endo: Collapse Mechanism of the Buffer Bow Structure on Axial Crushing, International. J. of Offshore and Polar Engineering, Vol.15, No.2(2005), pp.147-154.
- 15) Y. Yamada and H. Endo: Numerical Study on the Effect of Buffer Bow Structure in Ship-Ship Collision, International Offshore and Polar Engineering Conference, Vol.4(2005), pp.604-611
- 16) 山田安平、他：バルバス・バウ部の圧潰特性について、海上技術安全研究所、第2回研究発表会講演集(2002), pp.157-162
- 17) 川野始、遠藤久芳、宮本武：油流出防止構造プロジェクトの目的と初年度成果、海上技術安全研究所、第2回研究発表会講演集(2002), pp.127-130
- 18) 山田安平、他：斜め衝突を想定した船首構造圧壊実験、海上技術安全研究所、第3回研究発表会講演集(2003), pp.37-40
- 19) 川野始、平方勝、遠藤久芳：タンカーによる大規模油流出の防止対策に関する研究動向、第3回海上技術安全研究所講演会(2003), pp.13-24
- 20) 山田安平、他：緩衝型船首構造の効果の検証、海上技術安全研究所、第4回研究発表

会講演集(2004), pp.1-6

21)遠藤久芳、山田安平、橋爪豊：緩衝型船首構造の適用による油流出リスク低減効果、海上技術安全研究所、第 5 回研究発表会講演集(2005), pp.251-256

付録 A1. 限界速度の算定法

船体中央付近への真横 ($\theta=90\text{deg}$) 衝突で、被衝突船が停止している場合に限り、外板破断（または内殻破断）の FEM シミュレーション解析例から、近似的に破断限界速度（閾値）を推定することができる。

Minorsky²⁾によれば、衝突前後の 2 船のエネルギー保存則及び運動量保存則に基づいて、衝突により失われる運動エネルギー (E_s) を次のように解析的に導くことができる。ただし、船体の回転運動 (Roll, Pitch, Yaw) は十分小さいものと仮定している。

$$\frac{1}{2}M_A V_A'^2 + \frac{1}{2}M_B V_B'^2 = \frac{1}{2}M_A V_A'^2 + \frac{1}{2}M_B V_B'^2 + E_s$$

$$M_A V_A' + M_B V_B' = M_A V_A' + M_B V_B' \quad (\text{A1-1})$$

各記号の意味については、図-1 参照。 V_A' 、 V_B' はそれぞれ被衝突船、衝突船の衝突後の速度。

被衝突船は停止しており ($V_A=0$)、衝突後に 2 船の速度が等しくなる ($V_A'=V_B'$) と仮定すると、式(A1-1)から次式を得ることができる。

$$E_s = \frac{1}{2}M_B V_B'^2 \left(\frac{M_A}{M_A + M_B} \right)$$

$$V_B = \sqrt{2E_s \times \frac{M_A + M_B}{M_A M_B}} \quad (\text{A1-2})$$

ここで、外板破断（または内殻破断）発生時点までに構造破壊等で吸収されるエネルギーの大きさを $E_{s,cr}$ ($\leq E_s$) とすると、衝突船の初速度が変化した場合でも $E_{s,cr}$ の値は一定であると見なすことができる。そこで、FEM シミュレーション解析結果から、外板破断（または内殻破断）発生時点における破壊吸収エネルギー $E_{s,cr}$ の値を読み取れば、式(A1-3) ことから限界速度 $V_{B,cr}$ を求めることができる。

$$V_{B,cr} = \sqrt{2E_{s,cr} \times \frac{M_A + M_B}{M_A M_B}} \quad (\text{A1-3})$$

被衝突船が前進速度を有する場合、または、衝突角度が 90deg でない場合には、限界速度の算定は上述のように簡単ではないが、この場合には付録 A2 に示す近似法を採用した。

付録 A2. 限界（内殻破断）関数

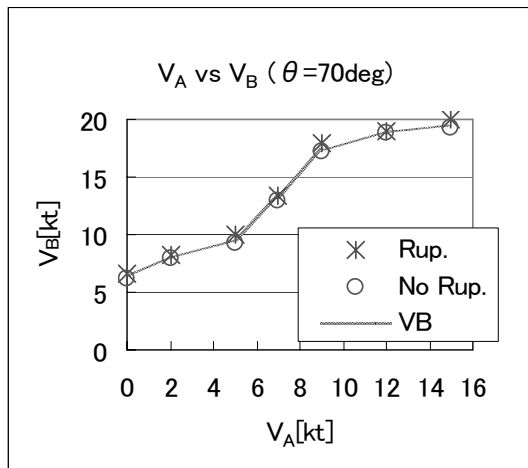
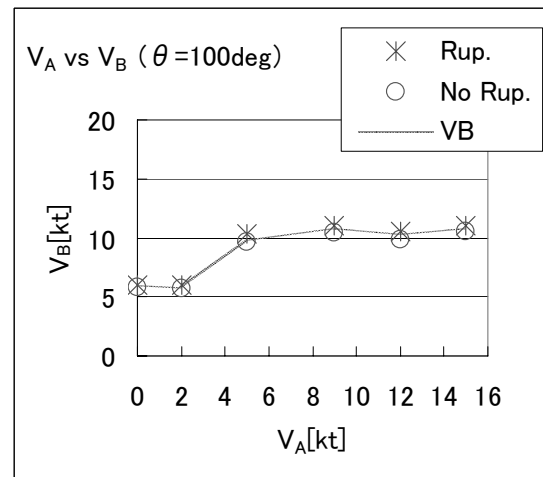
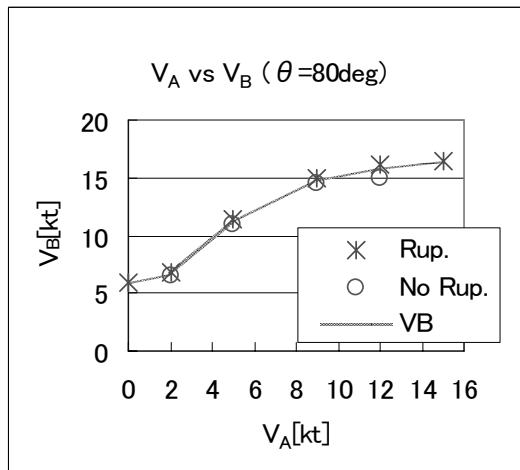
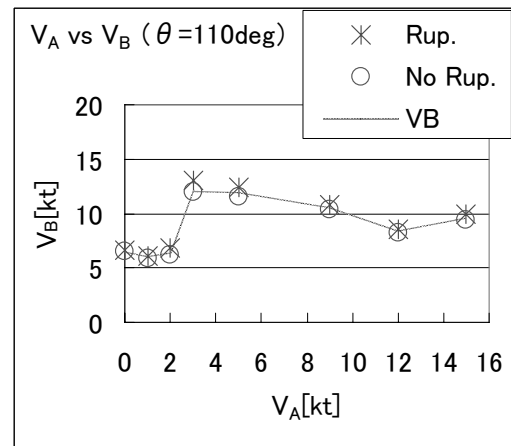
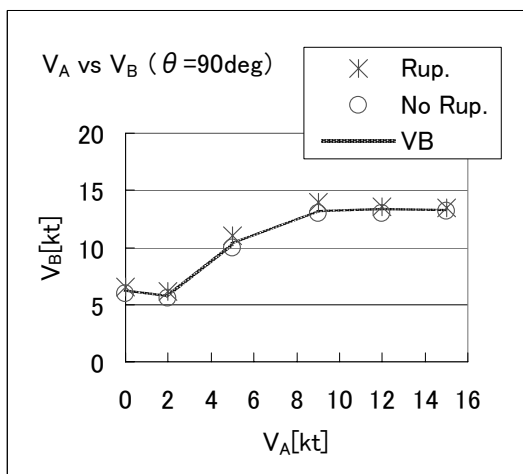
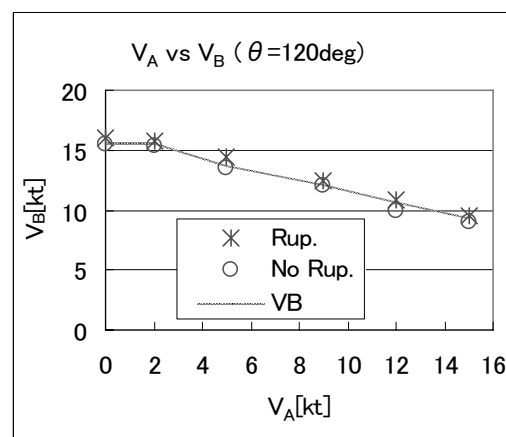
2 船衝突における衝突条件を表す 3 つの基本変数 V_B 、 V_A 、 θ (図-1 参照) に関して、被衝突船（ダブルハルタンカー）の内殻が破断するかどうかを判定する限界条件についてその相関（解曲面）を調査検討した。まず、代表船を用いた FEM シミュレーションのシリーズ解析結果を基にして、解曲面の特性を定式化する。次に、他船舶の衝突に対してこの式を利用して解曲面を導出する手法について述べる。

1. 内殻破断の閾値に関する限界関数（解曲面）の導出

1. 1 FEM シミュレーションによる解析結果からの知見

標準型尖鋭形状バルブを有するバラスト状態の VLCC が、代表被衝突船に衝突する場合 (A15-B6L(B)) の例を採り上げて、衝突角度 θ が $70 \sim 130\text{deg}$ に変化した場合について内殻破断の限界条件を求めて、解曲面の特性を調べた。各衝突角度において、被衝突船の前進速度 V_A に対する内殻破断発生に至る衝突限界速度 V_B の関係について FEM シミュレーション解析から求めた結果を図-A2-1～図-A2-7 に示した。

図中において、*Rup. は FEM シミュレーション解析で内殻破断が確認された事を、○No Rup. は内殻破断が発生しなかった事をそれぞれ示している。衝突限界速度 V_B は、*と○の間に存在することになるが、*印の計算結果における破断発生時点の内部エネルギー消費率の情報や、○印の計算結果における最大相当塑性歪値の情報を活用して、図中の V_B の値を推定した。


図-A2-1 V_A と V_B の関係曲線 ($\theta=70^\circ$)

図-A2-4 V_A と V_B の関係曲線 ($\theta=100^\circ$)

図-A2-2 V_A と V_B の関係曲線 ($\theta=80^\circ$)

図-A2-5 V_A と V_B の関係曲線 ($\theta=110^\circ$)

図-A2-3 V_A と V_B の関係曲線 ($\theta=90^\circ$)

図-A2-6 V_A と V_B の関係曲線 ($\theta=120^\circ$)

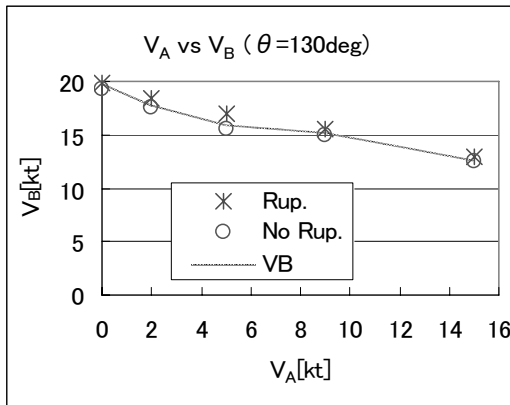


図-A2-7 V_A と V_B の関係曲線 ($\theta=130\text{deg}$)

以上のシリーズ解析による情報は、衝突角度が $\theta=70\sim130\text{deg}$ の範囲に限定されているが、実際の衝突事故において有為な損傷が発生する衝突角度はほぼこの範囲に含まれると考えられる。図-A2-1～7 から内殻破断条件を表す解曲面の特性について以下が考察される。

- (1) $V_A=0\sim4\text{kt}$ の領域（領域 1 と名付ける）、及び、 $V_A=6\sim15\text{kt}$ の領域（領域 2 と名付ける）で、異なった傾向が現れる。
- (2) 領域 1 では、被衝突船の速度がゼロ付近 ($V_A=0\sim2\text{kt}$) の場合に衝突限界速度 V_B が極小となる。その後、被衝突船の前進速度が 2kt を越えると、 V_A が増加するに伴い、限界速度 V_B が急増する。この原因は、被衝突船船側の損傷範囲が V_A の増加と共に増大する（損傷深さが小さくてもエネルギー吸収量は大きくなる）こと、及び、衝突船船首が水平方向曲げモーメントを受けて破壊し易くなる（衝突船船首がエネルギーを吸収すること等の特性が顕在化しているためであろうと推測される。
- (3) 領域 2 では、領域 1 で支配的であった特性が頭打ちとなり、衝突船と被衝突船の相対速度成分が支配的になると考えられる。このために、 $\theta \geq 110\text{deg}$ では、右肩下がりの曲線となり、 $\theta \leq 90\text{deg}$ では右肩上がりの曲線となる。
- (4) 領域 2 における特性が右肩上がりになるか、右肩下がりになるかの分岐点は $\theta=90\text{deg}$ では無く、 $\theta=100\text{deg}$ に近い。
- (5) 領域 1 では、 $70 \leq \theta \leq 110\text{deg}$ の衝突角度範囲において、限界速度 V_B の値に対して、変数 θ の変化の影響は小さいが、変数 V_A の変化の影響は大きい。
- (6) 領域 1 における(5)の特性は、衝突角度が大きくなると急変する。 $\theta \geq 120\text{deg}$ 及び $\theta \leq 60\text{deg}$ の範囲では、 $V_A=0\sim4\text{kt}$ の領域で領域 1 の特性が消滅して、領域 2 の特性が現れるようになる。

以上の考察の結果、領域 1 + 2 において共通な解曲面を表す関数を求めることは大変繁雑であり不可能であると判断された。本報告第 4 章における油流出量推定においては、被衝突船が有為な前進速度 ($V_B=9, 12, 15\text{kt}$) を有している場合のみを対象とした。そこで本報告では、第 4 章の目的に活用するために領域 2 に限定して、解曲面を求めることにする。

1. 2 限界関数（解曲面）の導出

被衝突船の前進速度 V_A が $5\sim15\text{kt}$ の範囲にある場合について、 V_A をパラメータとして、衝突角度 θ と衝突限界速度 V_B との関係を図-A2-8 に示した。図から、 $V_A=9\sim15\text{kt}$ の範囲においては、 V_B の曲線には類似した傾向が見られる。しかし、 $V_A=5\text{kt}$ のような低速になると異なった傾向が現れることが分かる。

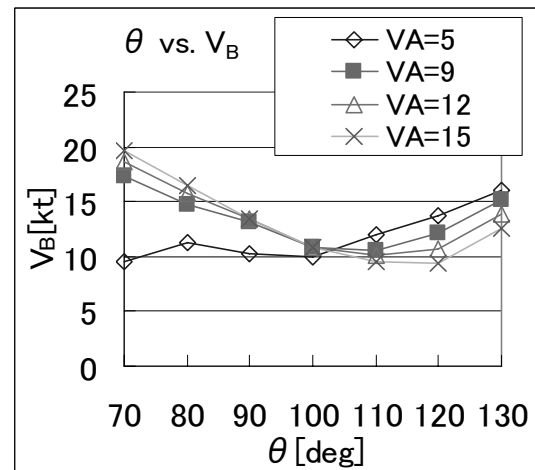


図-A2-8 衝突角度に対する衝突限界速度

限界関数を求めるための準備として、衝突破壊により消費されるエネルギーおよび損傷規模、損傷深さについて考察する。各変数の単位としては、Ton（質量）、kt（速度）、deg（角度）を用いた。

速度 V_A で前進している被衝突船が衝突角度 θ で衝突される場合に、衝突破壊により消費される内部エネルギーを次式により近似した（図-1 参照）。

X 方向（被衝突船の前進方向と直交方向）の速度成分による内部エネルギー：

$$E_x = \frac{1}{2} M_B (V_B \sin \theta)^2 \left(\frac{M_B}{M_A + M_B} \right) \quad (\text{A2-1})$$

Y 方向（被衝突船の前進方向）の速度成分による内部エネルギー：

$$E_Y = \frac{1}{2} \left\{ \frac{M_A M_B (V_A^2 + V_B^2 \cos^2 \theta) - 2 M_A M_B V_A V_B \cos \theta}{M_A + M_B} \right\} \quad (\text{A2-2})$$

式(A2-1),(A2-2)は、回転運動による運動エネルギー成分を無視しており、衝突後に衝突船と被衝突船が一体となって同速度で運動すると仮定した運動量保存則から導出された近似式である。

被衝突船の損傷規模（損傷体積）は内部エネルギー E に比例すると想定することができるので、損傷体積関数 V_d を次式で表した。

$$V_d = \alpha_1 (E_X + \alpha_2 E_Y) \quad (\text{A2-3})$$

ここで、係数 α_1 は、総内部エネルギーの内、被衝突船の損傷が分担する割合を評価する未定係数であり、衝突船の損傷や摩擦仕事による分担割合が大きくなるに従って、小さな値となる。係数 α_2 は、Y 方向成分の内部エネルギーの内、構造破壊により消費されたエネルギー比を評価する未定係数（ $\alpha_2 \leq 1.0$ ）である。内部エネルギーの Y 方向成分は、特に摩擦により消費されるエネルギー割合が大きくなる場合（衝突角度が向かい角の場合）があるので、この影響を分離した。

被衝突船船側の損傷面積の大きさは、両船の Y 方向速度に支配されるので、損傷面積関数 S_d を次式で表した。

$$S_d = V_A - \alpha_3 V_B \cos \theta \quad (\text{A2-4})$$

α_3 は被衝突船船側の損傷面積に対する衝突船前進速度の寄与を表す未定係数とする。この係数は、衝突船船首の Y 方向速度成分が被衝突船船側との接触長さを増減させる特性、及び、船首先端が曲げ変形を受けて接触面積を拡大させる特性を総合的に表していると想定した。

損傷深さは、損傷体積を損傷面積で除した値に比例すると考えられるので、損傷深さ関数 D_d とし次式を仮定した。

$$D_d = V_d / S_d \quad (\text{A2-5})$$

以上の準備工作により、内殻破断が発生する衝突条件を、式(A2-5)の損傷深さ係数 D_d を基にして整理することにする。

前節 1.1 に示した CASE A15-B6L の解析例（図-A2-8）を参照すると、限界状態における V_B の曲線は、衝突角度が $\theta < 100\text{deg}$ の領域と $\theta > 100\text{deg}$

の領域ではっきりと異なった傾向を示している。この変化は、斜め向かい角と、斜め追い角の違いにより現れるものであるので、以下における検討では、 $70 \leq \theta \leq 100\text{deg}$ の場合と $100 \leq \theta \leq 130\text{deg}$ の場合を分離して取り扱うことにする。2つの領域の境界は、実際には $\theta = 90 \sim 100\text{deg}$ 付近で徐々に遷移すると判定する方が的確であると思われるが、ここでは簡単のために $\theta = 100\text{deg}$ を境界と仮定した。

被衝突船の前進速度に関しては、高速（ $V_A = 9, 12, 15\text{kt}$ ）の場合には比較的似た傾向を示しているが、低速（ $V_A = 5\text{kt}$ ）では異なった傾向が現れている。この理由は、 $V_A = 9 \sim 15\text{kt}$ の範囲は共通して前述の領域2の特性を示しているのに対して、 $V_A = 5\text{kt}$ は領域1の特性に近づくためであると考えられる。ここでは、被衝突船の前進速度については適用範囲を $9 \leq V_A \leq 15\text{kt}$ に限定して限界関数を定式化することにする。

図-A2-8 に示す限界状態について、3変数（ V_A, V_B, θ ）の組み合わせから、式(A2-1)～(A2-5)に従って損傷深さ関数 D_d を算定した結果を図-A2-9,10 に示す。係数 α_2, α_3 の値はそれぞれ $V_A = 9 \sim 15\text{kt}$ の範囲で、 D_d の値が V_A に依らず一定になるように最適化した。また、 α_1 の値は、以下のように設定した。

ここで採り上げた解析例（A15-B6L(B)）についての FEM シミュレーション解析結果を参照すると、被衝突船の損傷により消費した内部エネルギーは、総内部エネルギーの 75%程度であったことから、A15-B6L(B)の場合には次式のような固定値を与えた。

$$\alpha_1 = 0.75 \quad (\text{A2-6})$$

一般には、 α_1 の値は総内部エネルギーの内、被衝突船の損傷が分担する割合に支配される係数であるので、衝突する2船の相対的強度により変化することは前述した通りである。

図-A2-9A に示す $V_A = 9, 12, 15\text{kt}$ の計算結果の平均値を、 $70 \leq \theta \leq 100\text{deg}$ の範囲における共通な解曲線と見なすことにする。解曲線を図-A2-9B に“mean”として、また、この解曲線を2次曲線で近似した関数を“Approx.”として図-A2-9B に示した。

以上の検討の結果、この解析例における斜め追い角（ $70 \leq \theta \leq 100\text{deg}$ ）の場合の衝突3条件に関する内殻破断限界を表す限界関数（解曲線）は、次式で与えられる。

$$D_{d,cr} = -141.9\theta^2 + 32,157\theta - 659,702 \quad (\text{A2-7})$$

$$\alpha_2 = 1.0, \quad \alpha_3 = -0.5 \quad (\text{A2-8})$$

同様に、図-A2-10A、10B から $100 \leq \theta \leq 130\text{deg}$ の範囲における解曲線を導出し、その近似関数を“Approx.”として図-A2-10B に示す。この解析例における斜め向かい角 ($100 \leq \theta \leq 130\text{deg}$) の場合の衝突3条件に関する内殻破断限界を表す限界関数 (解曲線) は、次式で与えられる。

$$D_{d,cr} = 300.5\theta^2 - 71,733\theta + 471,2321 \quad (\text{A2-9})$$

$$\alpha_2 = 0.48, \quad \alpha_3 = 1.8 \quad (\text{A2-10})$$

係数 α_2 、 α_3 の値は、本来は衝突角度 θ の関数となるはずであるが、これらの係数は主として衝突角度が斜め追い角 ($70 \leq \theta \leq 100\text{deg}$) か、斜め向かい角 ($100 \leq \theta \leq 130\text{deg}$) かに支配されるので、各角度領域内では一定値になるものと仮定した。

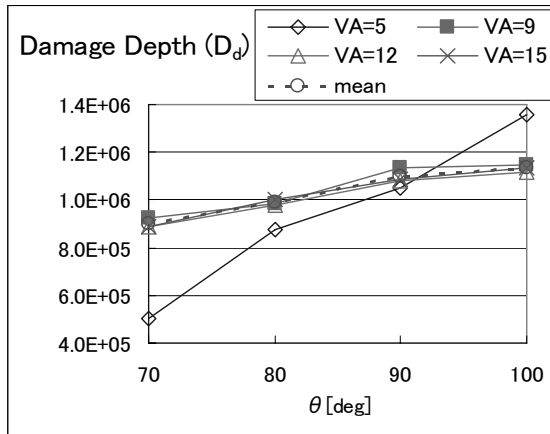


図-A2-9A 損傷深さ関数 D_d
($70 \leq \theta \leq 100\text{deg}$, $\alpha_2 = 1.0$, $\alpha_3 = -0.5$)

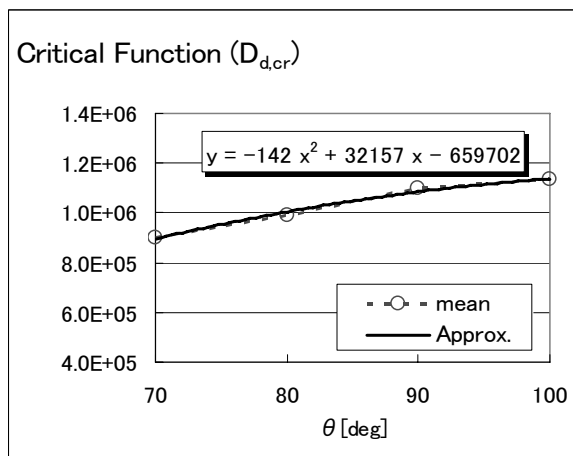


図-A2-9B 内殻破断限界関数 $D_{d,cr}$
($70 \leq \theta \leq 100\text{deg}$, $\alpha_2 = 1.0$, $\alpha_3 = -0.5$)

D_d は、式 (A2-1) ~ (A2-5) に式 (A2-6), (A2-8), (A2-10) の $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$ の値を適用することにより求められる関数であり、3変数 (V_A, V_B, θ) の組合せに対して、 D_d の値が式 (A2-7) または (A2-9) により与えられる $D_{d,cr}$ より大なら、内殻破断が発生し、小なら破断しないという判定を下すことができる。 D_d は損傷深さに関する関数であるが、損傷深さそのものを表しているわけではない。式 (A2-7), (A2-9) により与えられる $D_{d,cr}$ の値は $\theta = 100\text{deg}$ において不連続であるが、限界状態における V_B の値で見ると連続性は保持されている。

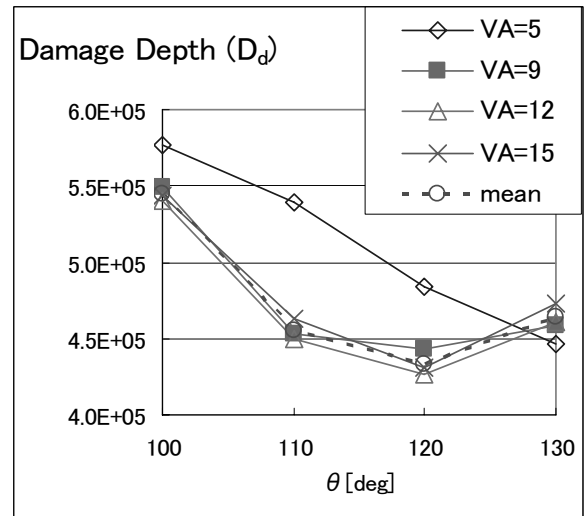


図-A2-10A 損傷深さ関数 D_d
($100 \leq \theta \leq 130\text{deg}$, $\alpha_2 = 0.48$, $\alpha_3 = 1.8$)

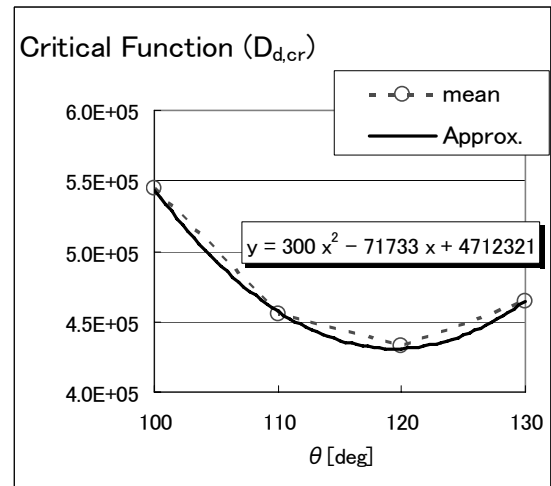


図-A2-10B 内殻破断限界関数 $D_{d,cr}$
($100 \leq \theta \leq 130\text{deg}$, $\alpha_2 = 0.48$, $\alpha_3 = 1.8$)

衝突角度 θ の変化が限界関数 D_d の値に及ぼす影響に関しては、式 (A2-1) ~ (A2-4) によりある程度評価されているといえるが、式 (A2-7) 及び

(A2-9)が一定値にならずに、なおも θ の関数となっていることに関しては以下の原因が考えられる。衝突船が被衝突船の内殻まで貫入する間の最終段階においては、被衝突船の船側に食い込んだ衝突船船首が被衝突船の前進運動に引きずられて回頭運動(Sway)をする。この姿勢変化は、斜め向かい角の場合には衝突船船首の貫入方向が被衝突船船側の直角方向へと変化するの、船側の貫入損傷がより深くなる原因となる。一方、斜め追い角の場合には、この姿勢変化により衝突船の貫入方向が直角方向から遠くなる傾向にある。 $\theta=120\text{deg}$ の場合に、損傷深さ関数 D_d の値が最小で限界に達している理由は、この衝突角度において姿勢変化による影響が最も大きくなるためであると判断される。式(A2-7)及び(A2-9)には、衝突貫入の最終段階で現れる、式(A2-1)～(A2-4)で評価できない複雑な衝突角度による影響が包含されていると考えられる。

図-A2-9B、図-A2-10Bにおいて、曲線“mean”に対する2次曲線近似限界関数の相関度は $R^2>0.98$ であった。この限界関数の推定精度を検証するために、図-A2-8に示すFEMシミュレーション解析結果と式(A-7),(A-9)から推定された衝突限界速度 $V_{B,cr}$ の値を比較した。この結果、適用範囲 $70\leq\theta\leq130\text{deg}$ 、 $9\leq V_A\leq15\text{kt}$ において、大多数の場合は限界関数による推定誤差は $\pm0.2\text{kt}$ 以下であった。最も推定精度が悪かったのは、 $\theta=90\text{deg}$ 、 $V_A=9\text{kt}$ の場合であり、推定誤差は -0.43kt (-3.2%)であった。 $\theta=100\text{deg}$ の場合には、式(A-7)及び式(A-9)のどちらを用いても推定誤差は 0.2kt 以下であった。

2. 限界関数の応用

2.1 他の2船衝突の場合における限界関数の適用方法

前章では、CASE A15-B6L (衝突船：尖鋭形状標準型バルブを有するVLCC、被衝突船：標準的なダブルハルVLCC)の場合を対象として、内殻破断が発生する限界状態(閾値)を表す限界関数を求めた。同様の手順により、他の衝突船の場合についても衝突3条件に関する限界関数を構築することが可能である。しかし、そのためには、非常に多数の衝突ケースについてFEMシミュレーション解析を実施して、図-A2-8のような衝突限界速度曲線を作成しなければならないので実用的ではない。

限界関数は、衝突角度 θ 及び被衝突船の前進速度 V_A の変化に対して、見通しの良い状態量変化を表すように求められたものである。従って、この限界関数を援用することにより、3変数(θ , V_A , V_B)の相対的な変分を十分な精度で推定することが期待できる。そこでここでは、式(A2-7), (A2-9)

の限界関数を他の2船の衝突の場合に援用して、少数ケースのFEMシミュレーション解析結果から、簡便に損傷深さ関数 $D_d (=D_{d,cr})$ を求める方法を示す。

以下の諸条件を仮定することにする。

- 1) 係数 α_2 , α_3 の値は、主として衝突角度が斜め向かい角か斜め追い角かに支配される係数であるので、一般的な2船衝突の場合についても、各角度領域内 ($70\leq\theta\leq100\text{deg}$ 及び $100\leq\theta\leq130\text{deg}$) でそれぞれ式(A2-8), (A2-10)の一定値を与える。また、これらの係数は衝突船B6Lがバラスト状態である場合の例題から求められた係数であるが、衝突船が満載状態の場合についても同一の値を与える。
- 2) 係数 α_1 は、衝突破壊程度に関して最も支配的な係数であり、その値は主として衝突する2船の相対的な強度差に依存して変化する。ここでは、推定精度を向上させるために、 α_1 は衝突角度 θ に応じてその値を補正することにする。

仮定1)の下では、損傷深さ関数 D_d は係数 α_1 のみの関数となるので、その推定精度を高めるためには α_1 の値をできるだけ精度良く推定する必要がある。このために、複数例のシミュレーション解析結果を基にして、仮定2)により α_1 の値を補正することが有効となる(具体的な手法については、以下の適用例に示す)。

以下において、CASE A15-B4L[Ballast] (衝突船：扁平形状標準型バルブを有するVLCC)の場合を採り上げて、 α_1 の値を推定した例を示す。

(1) ステップ1

まず、以下の3ケースについてFEMシミュレーション解析を試行して、内殻破断限界となる V_B の値を求める。

CASE-1: $\theta=80\text{deg}$, $V_A=9\text{kt}$

CASE-2: $\theta=100\text{deg}$, $V_A=9\text{kt}$

CASE-3: $\theta=120\text{deg}$, $V_A=9\text{kt}$

CASE-1, 3は、予想される限界角度付近の衝突角度を採り上げたものであり、CASE-2は、限界関数の適用領域の境界を採り上げたものである。この3ケースを採り上げるにより、限界状態を把握するために見通しの良い推定が可能となることが期待できる。

(2) ステップ2

3ケースについて、限界状態にある3変数(V_A , V_B , θ)の値を式(A2-1)～(A2-5)に代入して損傷深さ関数 D_d の値を求める。 D_d の値は未定係数 α_1 の1次関数となる。この値が式(A2-7),(A2-9)の $D_{d,cr}$ と等しいという条件から α_1 の値を決定する。3ケースにおいて、ステップ1, 2から求め

られた V_B 及び α_1 の値は以下の通りである。

CASE-1 : $V_B=14.5\text{kt}$, $\alpha_1=0.787$

CASE-2 : $V_B=11.7\text{kt}$, $\alpha_1(\theta \leq 100)=0.669$,
 $\alpha_1(\theta \geq 100)=0.675$

CASE-3 : $V_B=11.9\text{kt}$, $\alpha_1=0.746$

(3) ステップ 3

衝突角度範囲 ($70 \leq \theta \leq 100\text{deg}$) 及び ($100 \leq \theta \leq 130\text{deg}$) において、CASE-1, 2, 3 から求められた α_1 の値が θ に線形比例して変化すると仮定して、角度 θ に対応する α_1 の値を求める。

(4) ステップ 4

以上の操作により、 α_1 の値は既知となったので、各衝突角度 θ において、式(A2-1)～(A2-10)に変数 (θ , V_A , α_1) の値を代入することにより、 V_B の値を求めることができる。

以上の操作により求められた θ と V_B の関係を図-A2-11 に曲線で示した。図中において、■印はCASE-1,2,3のFEMシミュレーション解析から求められた3点であり、3本の曲線は総てこの3点を基にして限界関数を援用することにより求められた推定値である。

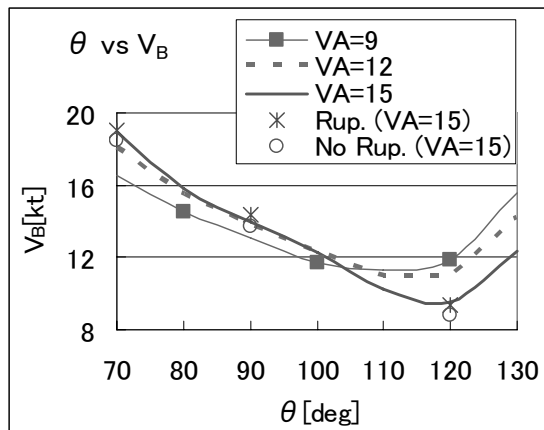


図-A2-11 限界関数を用いて推定された V_B
CASE A15-B4L(B)

2. 2 推定精度の検証

推定精度を確認するために、被衝突船の速度が $V_A=15\text{kt}$ で、3種類の衝突角度 ($\theta=70, 90, 120\text{deg}$) について、FEMシミュレーション解析を実施して内殻破断が発生するかどうかを確認した結果を図-A2-11に示した。図中の* Rup.が破断発生した場合を、○No Rup.が破断発生がなかった場合を示している。 $V_A=15\text{kt}$ に対して推定された限界曲線は、ほぼ*と○の間を通過していることから、内殻破断有無の閾値を精度良く推定していると見ることができる。この検証例では、最も推定誤差が大きかったのは $\theta=120\text{deg}$ の場合であり、

FEMによる解析結果と限界関数による推定値との差が約 0.4kt であった。本文4.3節の表-9-5は、図-A2-11の推定曲線を使用して油流出マップを作成したものである。

FEMシミュレーション解析による限界状態の確認ケース数を増やすことにより、推定精度をさらに向上させることが期待できる。しかし、FEM解析ケース数をむやみに増やすことは得策では無い。2.1節の(1)ステップ1に示した3ケースの選択が最も合理的と判断された。

2. 3 限界角度 θ_{cr} の推定法

衝突角度を様々に変化させてFEMシミュレーション解析を実施することは、モデル作成に大変な手間を要することになる。そこで、以下のように限界関数を利用して限界角度を推定することが合理的である。

まず、2.1節に示す手順により限界関数を特定する。次に、限界角度の定義に従って、それぞれの角度領域における2船の速度 ($V_A=9\text{kt}$, $V_B=15\text{kt}$) に対応する限界関数から衝突角度 θ ($=\theta_{cr}$) を求めることができる。

限界角度の推定精度を向上させるためには、限界関数を特定するために選択するFEMシミュレーション解析をできるだけ限界角度に近い角度を採り上げて実行することが望ましい。

付録 A3. 破断判定基準歪値

1. 材料引張試験から得られる破断歪 (FS)

LS-DYNAにおいて要素の破壊判定に用いる破断歪は、要素長さ（一軸引張試験時のゲージ長に対応）に応じて変化することが知られている³⁾。図-A3-1は、これまで海技研で行われた軟鋼の一軸引張試験結果より、ゲージ長と破断歪（一軸塑性歪）の関係を示したものである。JIS規格試験片を用いたこともあり、ゲージ長200mmを超える実験データは現時点では所持していない。一方、2船衝突等の大規模衝突シミュレーション解析では、破壊のみを解析するシミュレーションと異なり、計算コストの関係から、船側外板・内殻の要素サイズは500mmから700mm程度となっているので、このサイズの破断基準歪を引張試験から直接求めることはできない。これまで以前のシミュレーション解析では、引張試験結果及び造船業基盤整備事業協会³⁾における実績を参照して、要素サイズ $\geq 200\text{mm}$ に対して、 $FS=20\sim 35\%$ を用いていた。

一軸引張試験におけるゲージ長と破断歪の関係

については、実験式として次式の Barba 則が良く合うことが知られている⁴⁾。

$$\varepsilon = a + b \frac{\sqrt{A}}{L}$$

ここで、 ε ：伸び (=破断までの歪み)、 a ：一様伸び (%)、 b ：材料によって定まる定数、 A ：試験片初期断面積、 L ：試験片ゲージ長であり、ゲージ長が小さいほどネッキングによる伸びが大きくなることを表している。 $a=15\%$ 、 $b=50$ と仮定した場合の関係が図-A3-1の実線である。

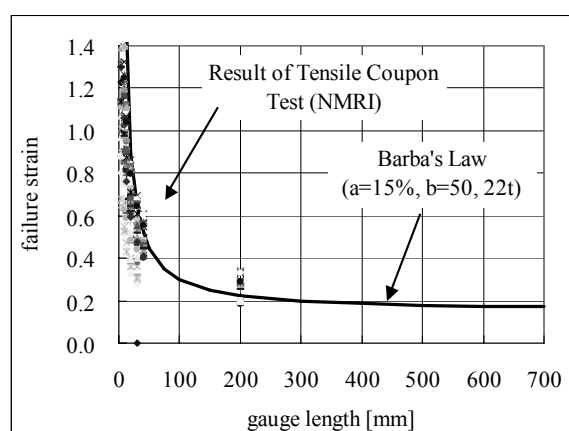


図-A3-1 ゲージ長と破断歪の関係

図-A3-1より、ゲージ長が大きくなった場合には、破断歪値が一様歪み ($=a$) の値に収束していくことが分かり、 $GL=700\text{mm}$ のとき、 $FS \approx 20\%$ 程度であると推定される。

2. 実構造物の破断歪

実構造物では、多軸応力状態、応力集中、溶接による熱影響等により、部材の破断現象は純粋な母材の場合より発生し易くなっていると考えられる。

川野ら⁵⁾は4種類の大きさ(フランジの板厚 2.3, 6, 10, 20mm)のH型溶接組立梁を用いて、曲げによる崩壊実験を実施した。梁模型の中央部に横リブを配置して、この横リブとフランジの交叉部にはスカラップが設けられている。スカラップの角巻き溶接余盛止端部には溶接欠陥(表面切欠き)有り/無しの2種類について実験した。以上の実験模型は実際の溶接構造物に近い条件で建造されているといえる。

曲げモーメントを受けた梁の引張り側フランジが破断することにより崩壊した。破断時のI型断面梁としてのフランジの公称歪 ε (曲率から求め

られる)を求めた結果は以下の通りであったと報告されている。

M60S (板厚 6、欠陥無し) : $\varepsilon = 0.22$
 M60N (板厚 6、欠陥有り) : $\varepsilon = 0.17$
 M100N (板厚 10、欠陥有り) : $\varepsilon = 0.11$
 M200S (板厚 20、欠陥無し) : $\varepsilon = 0.12$

以上の結果を参考にして、実際の船体のような溶接構造物では、ゲージ長が大きい場合 ($L > 200\text{mm}$) で板厚 10mm 以上の場合には $FS=12\%$ を適用することが妥当であると判断した。この結果、FEM シミュレーション解析において、要素サイズ $\geq 200\text{mm}$ に対しては破断基準を相当塑性歪値を用いて $FS=12\%$ と設定した。

以下の第3章に示した検証例においても、 $FS > 15\%$ に設定した場合には、実際の衝突破壊事故事例からかけ離れた破壊状況を推定してしまう恐れが大きいことが確認された。

3. シミュレーション解析による比較検証

破断判定基準歪値 FS の大きさが解析結果に与える影響を調べるために、 $FS=20\%$ 、 15% 、 12% 、 10% と変えた場合の FEM シミュレーションによる感度解析を実施した。対象船舶は、衝突船、被衝突船共に VLCC とし、衝突船が真横 90deg 度から速力 20kt で停止中の被衝突船の左舷中央タンク Trans. Web 間に衝突した場合 (A15-B4L-A90B) を例題として採り上げて、試解析を行った。反力履歴を図-A3-2に、被衝突船の破壊吸収エネルギー分担率 REA ($REA = [\text{被衝突船の破壊吸収エネルギー}] / [\text{2船の破壊吸収エネルギー総量}]$) を図-A3-3に示した。図-A3-2の曲線上には、外板破断発生 (○ : RO) 及び内殻破断発生 (□ : RI) のタイミングも示した。図-A3-2より、破断歪が低いほど早期に船側外板や内殻が破断することによって、反力レベルが低くなることが分かる。この傾向は $FS \geq 15\%$ と $FS \leq 12\%$ の間で大きな落差がある。図-A3-3は被衝突船の損傷割合を表しているが、 $FS=10 \sim 12\%$ の場合と、 $FS=15 \sim 20\%$ の場合とでは被衝突船の損傷程度に大きな差が見られる。

この衝突ケースでは、一般に被衝突船の損傷程度の方が衝突船に比べて相対的に大きい、 FS の設定値が小さい方が被衝突船の損傷割合がより大きくなっていることが分かる。 FS の値が被衝突船の外板及び内殻の破断発生に支配的要因となっているためである。

$FS=15 \sim 20\%$ に設定した場合の被衝突船の内殻における損傷程度は、衝突事故事例から予想される現象 (Baltic Carrier の事故事例を参照すれば、

同程度以下の大きさの船体に 20kt の速力で衝突された場合には被衝突船の内殻において顕著な破断が発生すると予想される) と異なり損傷程度が軽微過ぎると判断された。

以上の検証結果から、破断判定条件を $FS > 15\%$ に設定すれば、被衝突船の損傷を過小に評価してしまう恐れが大きいと判断された。

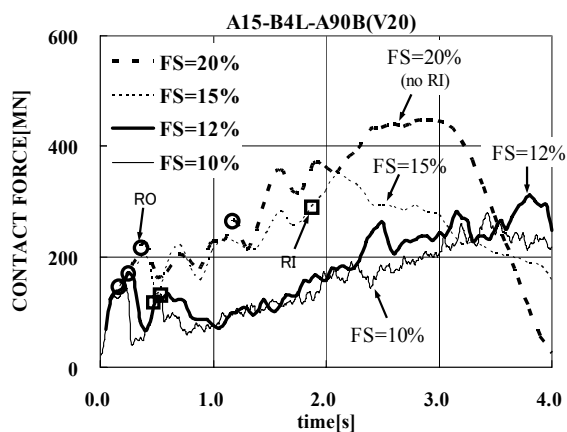


図-A3-2 反力履歴

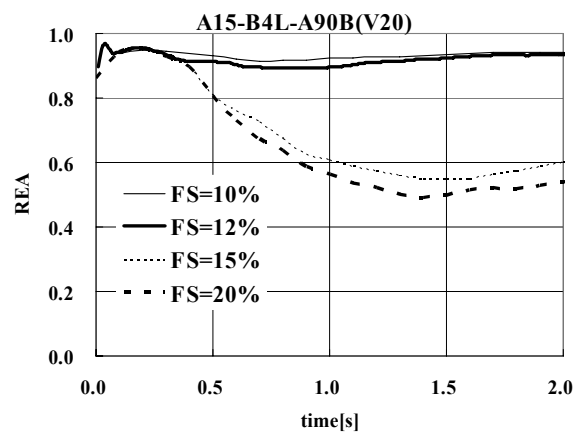


図-A3-3 被衝突船の破壊吸収エネルギー分担率