緩衝型船首構造の適用による油流出リスク低減効果

先進的構造研究 PT　＊遠藤　久芳、山田　安平、橋爪　豊

１．はじめに

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つつあるが、2001 年 3 月に発生したダブルハルタンカー”Baltic Carrier 号”の事故（デンマーク沖で衝突され、貨油漏洩）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。

本研究では通常航行時には、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軽微とするような効果が期待できる緩衝型船首構造の構造要件について検討し、その有効性を確認した。特に、衝突された油タンカーからの荷油漏洩のリスク低減に注目して、一旦衝突した場合の油流出期待値を指標として緩衝型船首構造の効果を定量的に評価した。

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、最も早く相手船に衝突すること、また、バルブ部が水線もしくは水線下に位置しているために、被衝突船の水線以下に損傷を与えることから、被衝突船の貨油漏洩の元凶となり易い。本研究では、緩衝型設計の対象をバルブ部に限定した。

これまでの模型実験及び FEM シミュレーション解析等で得られた知見から、緩衝型船首構造の設計要件として、次の(A)～(E)が有望であることが分かっている。

(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断面係数が小さくなること、軸方向の座屈強度が比較的小さくなること等から、軸方向圧縮に対して反力が比較的小さくなる。圧潰時の主要な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

本研究では、船級協会規則の範囲内（環境外力に対して安全性が保証されている）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、対象とする比較的大型の衝突船の最小肋骨スペースを 750mm と設定し、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。

(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。

(D) 船首バルブ外形

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。また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有効となる。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つの設計要件を採用している構造を指す。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)のみを採用して設計した。

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リスクを低減する｣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 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。

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。

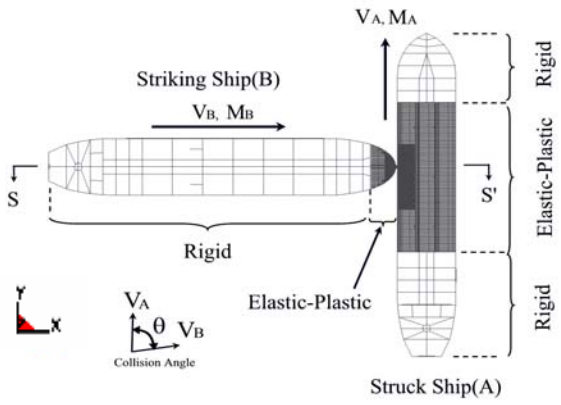


図-1　２船の相対関係

衝突船、被衝突船がそれぞれ速度V_B, V_Aで前進している時に衝突角度 θ で衝突することを想定した。一般的には速度V_B,V_A及び衝突角度 θ の組み合わせは様々であるが、ここでは緩衝型船首構造の性能を比較するために実施するシミュレーション解析のための基軸シナリオとして、被衝突船の速度はV_A=9kt、衝突船の速度はVLCCの場合にはV_B=15kt、コンテナ船の場合にはV_B=20ktに固定した。この基軸シナリオに対するシミュレーション解析結果をデータベースとして、あらゆる衝突条件に対応する油流出リスクを評価することを試みる。

３．２　評価指標

以上の衝突シナリオの下では、船首部は水平方向の曲げモーメントと軸圧縮の合力を受けて横曲がり変形しながら崩壊すると考えられる。一方被衝突船は、衝突船の船首が船側に貫入して、船側外板が破断した後、タンク壁である内殻も破断するような損傷に至ることが想定される。

内殻破断の発生はすなわち油流出に至ることから、内殻破断の有無を評価対象とする。前述のように、V_B,V_Aを固定した条件下で、内殻破断を発生させる衝突角度を限界角度と定義した。

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

限界角度の範囲が大きいほど内殻破断（=油流出）を発生させるリスクが大きいことになる。

３．３　代表衝突船を用いた性能評価例

実船の衝突シナリオに基づいた FEM シミュレーション解析を実施し、衝突時における限界角度を算定し、この指標の値を基にして緩衝型船首構造の性能を比較検証した。

表-1 衝突船及び被衝突船モデルの主要目等一覧

	Ship ID	Spec.	Ship Type	Disp. [ton]	L_{pp} [m]	B_{mld}	D_{mld} [m]	d_{mld} [m]
Struck Ship	A15	D/H VLCC	Oil Tanker	Laden: 350000	309	58	33.0	21.0
Striking Ship	B4L	VLCC		Ballast: 124000 Laden: 350000	320	58	32.5	8.5 21.0
	B4T							
	B6L							
	B6T							
	B5L	6200 TEU	Container	Ballast: 60600 Laden: 100600	287	40	23.9	7.7 13.0
	B5T							

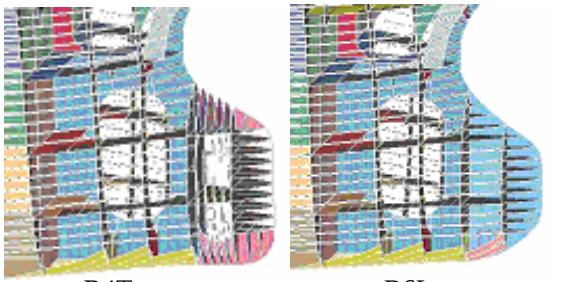
表-2　衝突船バルブ部の仕様

Ship ID	Profile and Stiffening system at bulb	Frame space (mm)	Thickness and Material of bulb shell
B6L	sharp/ longl.	1040	25.5 KA
B6T	sharp/ trans.	747	20.5 KA
B4L	blunt/ longl.	1040	24.0 KA
B4T	blunt/ trans.	747	20.5 KA
B5L	thin/longl.	648	22.0 KA32
B5T	thin/ trans.	800	22.0 KA32

KA : KA級鋼（軟鋼）、KA32 : 32Kg/mm^{2}級HT鋼

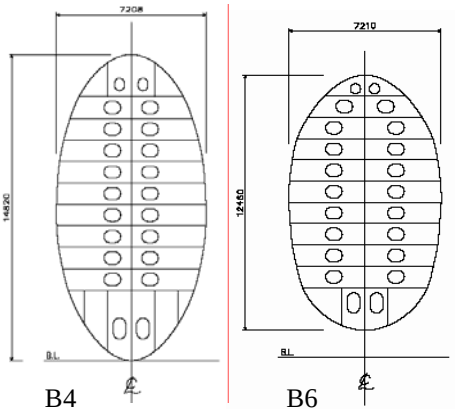
衝突船の船首バルブ部構造は、それぞれ標準型船首構造（L：縦肋骨式を標準型代表として採り上げた）と緩衝型船首構造（T：横肋骨、緩衝型

設計）の 2 種類の構造様式を有するモデルを用いて比較検証の対象とした。被衝突船及び衝突船の主要目等の一覧を表-1 に、衝突船 B6（尖鋭形状バルブの VLCC）、B4（扁平形状バルブの VLCC）及び B5（コンテナ船）のバルブ部構造の特徴を表-2 にまとめた。また、衝突船の構造及び FEM モデルを図-2～4 に示す。今後、衝突ケースの ID は、A15-B4T という様に 2 船の ID を組み合わせて表示することにする。



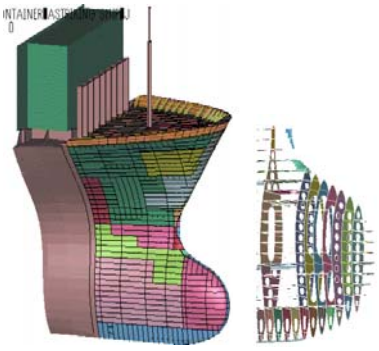
B4T　　B6L

図-2 衝突船 B4T と B6L の内構材の FEM モデル



B4　　B6

図-3 衝突船 B4（扁平型)と B6（尖鋭型）のバルブ中央部断面



B5L 外板　　B5T 内構材

図-4 衝突船 B5L 船首部の FEM モデル

(1) 衝突船が尖鋭形状バルブの VLCC の場合

尖鋭形状バルブを有する VLCC(B6L, B6T)が比較的浅い斜め前方から衝突する場合の代表として、θ =100deg を採り上げて、x 方向反力成分の履歴を図-5 に示した。また、この場合の衝突船及び被衝突船の損傷状況を図-6, 7 に示した。B6T の場合には、被衝突船から受け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-8 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（図-8 参照）。B6T バルブ部の緩衝型構造がこの水平曲げ変形を促進させていることが分かった。θ =100deg の場合には、B6L は内殻破断を発生させたが、B6T は内殻破断には至らなかった。

さらに深い斜め前方から衝突する場合の例として θ =120deg を採り上げる。この場合には、y 方向の相対速度成分が大きくなることにより衝突船船首に加わる圧縮力が増大する一方で、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 の船首及び船側の破壊状況を図-9 に示した。船首バルブ部の変形は水平曲げ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-9 と同様の破壊状況であり、B6L との間に有為な差は認められなかった。

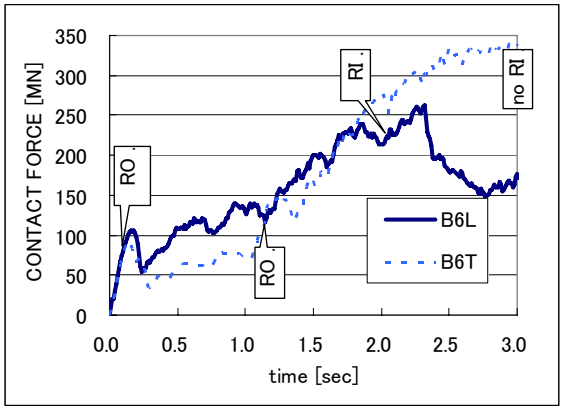
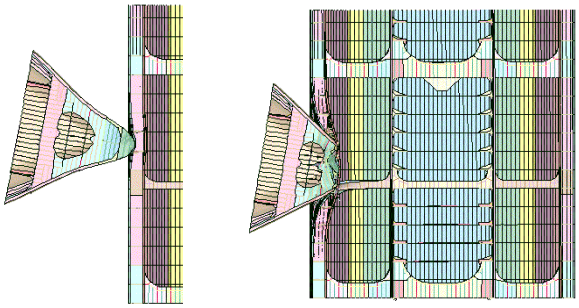


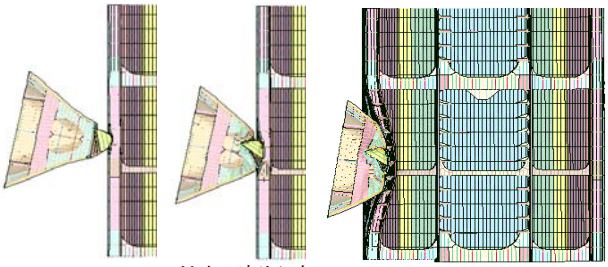
図-5　A15-B6 (L, T)の反力(Fx)履歴（RO:外板破断、RI:内殻破断）、θ =100deg, V_A=9 kt, V_B=15 kt



外板破断時 (t=0.2sec) 内殻破断時 (t=2.4)

図-6 A15-B6L の船首及び船側の損傷状況

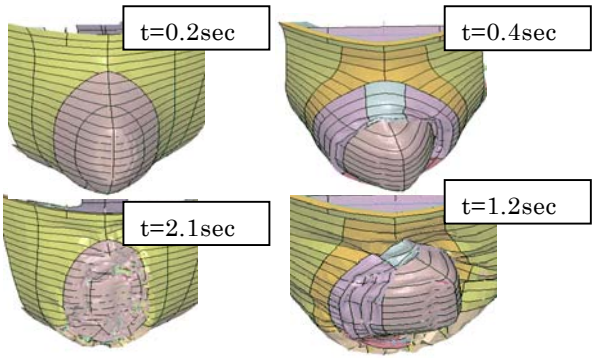
（水平切断図、 θ =100deg, V_A=9 kt , V_B=15 kt ）



(t=0.4sec) 外板破断時 (t=1.2sec) (t=3.0sec)

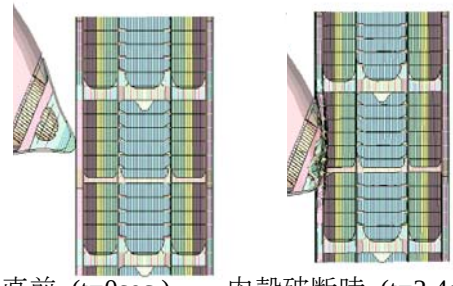
図-7 A15-B6T の船首及び船側の損傷状況

（水平切断図、 θ =100deg , V_A=9 kt , V_B=15 kt ）



B6L B6T

図-8 斜め (θ =100deg) 衝突時の B6L, B6T 船首バルブ部変形状況



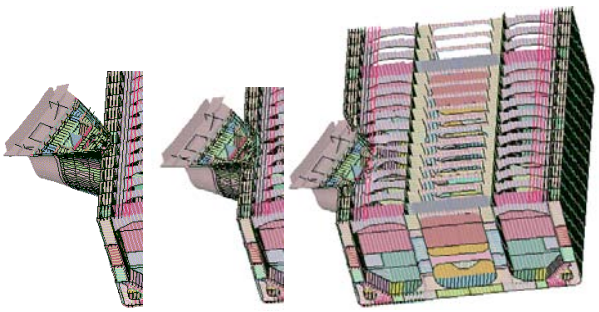
衝突直前 (t=0sec) 内殻破断時 (t=2.4sec)

図-9 A15-B6Lの船首及び船側の損傷状況（水平切断図、 θ =120deg , V_A=9 kt , V_B=15 kt ）

(2) 衝突船がコンテナ船の場合

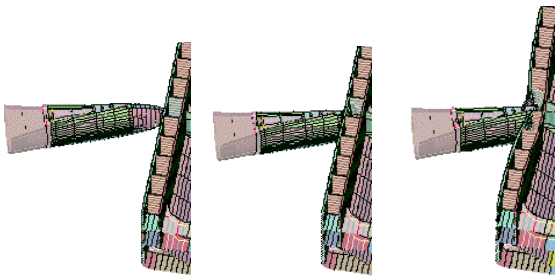
衝突船が大型高速船である場合の代表として、コンテナ船 B5 を採り上げた。標準型船首(B5L)と緩衝型船首(B5T)について被衝突船 A15 との衝突特性を比較検証した。このコンテナ船の船首構造の材料は高張力鋼（KA32）が用いられている（表-2 参照）。

斜め前（ θ =120deg）から衝突する場合と斜め後ろから衝突する場合（ θ =70deg）について、衝突船船首及び被衝突船船側の損傷状況を図-10, 11 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 との差は小さかった。コンテナ船 B5 が A15 に衝突すると、B5 の船首バルブ部はいわゆるヘラ型の細幅であるために、先端から逐次圧潰が進展して反力に対する寄与が少ない。一方、ステム部は相対的に幅広であり丈夫であることから、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(RO)及び内殻破断(RI)にはステム部の貫入が支配的要因となる。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している。以上の崩壊メカニズムの下ではバルブの反力分担が小さいので、B5T の緩衝型としての効果が小さいことが分かった。



(t=0.7sec) 内殻破断時(t=1.2sec) (t=2.5sec)

図-10 B5Tが斜め衝突（ θ =120deg）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、 V_A=9 kt , V_B=20 kt）



(t=0.05sec)　(t=0.6sec)　内殻破断時(t=1.2sec)

図-11 B5T が斜め衝突（θ=70deg）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、V_A=9 kt , V_B=20 kt）

３．４　限界角度

採り上げた総ての衝突船について、VLCC(A15)に衝突する場合の限界角度をシミュレーション解析から求めた結果をまとめて表-4 に示した。それぞれ L と T の差が緩衝型船首構造としての効果を表している。

４．油流出量の低減効果

緩衝型船首構造の効果を表す指標として、「油流出量期待値」は理解し易いパラメータである。ここでは、満載 D/H VLCC が一旦衝突された場合に油流出が発生するリスクを、１回衝突し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 の”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を次式により推定する。

$$S_i = \sum prob\{\text{衝突条件}\} \times G\{\text{各条件における油流出量}\}$$

衝突条件の確率密度を以下の各事象の確率密度(PDF)の結合により表す。

f_{VB}：衝突船の衝突時前進速度のPDF

f_{VA}：被衝突船の衝突時前進速度のPDF

f_{θ}：衝突角度のPDF

$f_{x/L}$：被衝突船の被衝突位置（縦方向）のPDF

f_{load}：衝突船の載荷状態(満載orバラスト)のPDF

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 21,200m^3（船体中央部の外側１タンクの貨油全量）と仮定した。

４．２　確率密度関数

事故事例を参照して、衝突船の速度(f_{VB})及び衝突角度(f_{θ})については一様な確率密度を仮定した。速度の刻み幅を 1ktとして、上限はVLCCの場合は 16kt、コンテナ船の場合は 21ktとした。角度の刻み幅は 5degとした。

被衝突船の前進速度(f_{VA})については、VLCCの外洋航行中及び速度制限海域航行中を想定し、避航操作による減速も考慮して、15, 12, 9ktの 3 種類の速度で代表させた。各事象の発生確率はそれぞれ 1/3 と仮定した。

被衝突船の被衝突位置($f_{x/L}$)については、船長に沿って、一様分布を仮定した。ただし、この事象に関しては、他の事象とは独立に油流出量低減係数として評価した。すなわち、被衝突位置が船体中央部からずれることによる損傷軽減を考慮してこれを船体中央部(x/L=0.5)にあるタンクの油流出量Gの低減係数（=0.72）としてあらゆる場合に対して一律に適用した。

衝突船の載荷状態(f_{load})については、満載状態及びバラスト状態をそれぞれ 1/2 と想定した。

４．３　衝突条件各事象における油流出の推定

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-3 のような衝突速度V_Bと衝突角度 θ のマップで示す。このマップにおける衝突速度及び衝突角度の区分は上記の確率密度関数に対応している。マップ上の記号の意味は次に示す通りである。

3　：V_A=15, 12, 9 kt で油流出が発生

2A：V_A=15, 12 kt で油流出が発生

2B：V_A=12, 9 kt で油流出が発生

1A：V_A=15 kt でのみ油流出が発生

1B：V_A= 9 kt でのみ油流出が発生

（V_A: 被衝突船の前進速度）

第３章で求めた限界角度の情報を参照すれば、衝突船の速度がV15(V_B=15kt)、被衝突船の速度が9ktの場合についてのみ流出（内殻破断）が既知であるが、変数V_B, V_A, θ についてシミュレーションによる感度解析を実施して、他の場合についても判定できるような近似式を導出してこれを利用した。

表-3　A15-B6L(バラスト状態)の油流出マップ

Oil Spill Map A15-B6L(B)		θ (Striking Angle)											
		75	80	85	90	95	100	105	110	115	120	125	130
V_B	v11												
	V12												
	v13					2A	2A	2A	1A				
	v14				3	3	3	3	3	3	2A		
	v15		1B	3	3	3	3	3	3	3	3	3	
	v16	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3

４．４　衝突船別の油流出量期待値

採り上げた総ての衝突船について、表-3 のような油流出マップを作成して、これを基に油流出量期待値S_iを算定した結果を、限界角度θ_{cr}の値と共に表-4 に示した。

表-4　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 (m^3)	Oil Outflow S_i (m^3)
B6L	Ballast	80-125	756	582
	Laden	80-110	407	
B6T	Ballast	105-125	274	287
	Laden	110-120	183	
B4L	Ballast	80-120	607	570
	Laden	80-110	532	
B4T	Ballast	115-120	166	83
	Laden	no	0	
B5L	Ballast	65-125	848	848
B5T	Ballast	70-120	591	591

コンテナ船が最も広範囲の衝突角度で油流出を発生させ、油流出量期待値も最大である。次に尖鋭形状バルブを有する VLCC(B6)が危険である。緩衝型扁平形状バルブを有する B4T の場合には、バルブ外形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されることが分かる。

４．５　危険船総てに対する油流出量期待値

表-4 を参照し、危険船としてVLCC（尖鋭形状バルブ、扁平形状バルブの２種類に分類）及び大型コンテナ船（4,000TEU超）を選定し、これら危険船全体に対する油流出期待値を推算した。世界中に就航しているこれら危険船の総数(2000 年現在)は、表-5 に示す通りである。衝突事故遭遇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-5 に示した。ダブルハルVLCCにとって脅威となる衝突船（VLCCと大型コンテナ船）に一回衝突した場合の油流出期待値は 711m^3であるが、これら危険衝突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約半分（364m^3）に減少することが期待できる。

表-5 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 $\mathbf{S_{all}}$ (m^3)	
Ship Type	Number	Ratio	Standard Bow	Buffer Bow
VLCC(Sharp)	162	19%	582	287
VLCC(Blunt)	264	31%	570	83
Container	423	50%	848	591
Total	849	100%	**711**	**375**

５．おわりに

本報告で示した緩衝型船首設計要件によれば、環境外力等に対して従来と同等の安全を保持しながら、特別な装置や補強を要する事無く、従来の設計の延長線上で設計が可能である。

船首バルブの外形が緩衝型としての性能に大きな影響を及ぼすことが確認された。尖鋭形状バルブの採用は、できるだけ避けるべきである。しかし、バルブ外形は推進性能に密接に関連するので規制対象とはなりにくいであろう。

バルブ外板板厚の低減、横肋骨方式の採用についても十分な効果が確認された。これらの設計要件は構造設計の観点のみから採用することが可能であり対費用効果の高いことから、効果を周知すれば、採用され易いと考えられる。

本報告では、代表被衝突船として VLCC 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性がある。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は未検討であり今後の課題である。

本研究は国土交通省技術研究開発委託費（海事局）により実施された。