

基礎研究

高応力回避の観点による外板ロンジのナックル構造評価

日本貴 秀一*

Shuichi Yamatoki



濱本 義隆*

Yoshitaka Hamamoto



後藤 浩二**

Koji Gotoh



船体構造設計時にトランス位置において外板ロンジ同士が角度のある不連続となる場合がある。弊社では、対策として主にロンジを折って取り合い部の不連続を解消するナックル構造を採用している。他の方法として角度不連続を許容する構造とねじり構造が挙げられるが、これまで各構造に対して定性的・定量的に検討された研究成果や採用基準は公表されていない。そこで、本研究では応力解析を実施し、高応力を回避するという観点から各構造の評価を行った。その結果、軸力作用時にはねじり構造が有効で、水圧作用時にはどの構造においても適切な応力上昇を見込む必要があることが判明した。また、角度不連続が発生する船首尾部では水圧が支配的な荷重条件であるので、ナックル構造とねじり構造の応力変化は同等であることも確認された。

1. 緒言

船の強度の中で最も重要なものは縦強度である¹⁾。船級規則に「縦強度部材は、強度の連続性を考慮して配置されなければならない。」と明記されている²⁾ことから分かる様に、構造連続性を保つことは縦強度を確保する上での前提である。したがって、連続性を保つということは造船設計者や造船工作関係者において、重要な思想となっている。

しかしながら、船体構造中には連続性を保つことが困難な箇所も存在する。その一例として、トランスウェブ位置での外板ロンジの角度を持った不連続構造が挙げられる。ロンジとは船の船長方向に配置される強度部材で、外板の他にも上甲板や二重底等に設置される。ロンジは強度確保への寄与を考慮すると可能な限り板部材に垂直に設置することが望ましいが、船首尾部の外板は三次元的に複雑な曲がり方をしているため、垂直設置を目指して設計を行うとロンジの取り合い部において角度のずれ（以降角度不連続と呼ぶ）が生じる場合がある（第1図）。このままでは連続性が保てないと見なされるため、弊社では主にロンジを折って取り合い部での角度不連続を解消するナックル構造を採用している（写真1）。また、ナックルの代わりにロンジ

をねじって角度不連続を避けるねじり構造（写真2）の採用実績もあるが、設備制限から一部にとどまっている。また、同業他社においては縦強度部材としての要求範囲外においては、角度不連続をそのまま許容する構造（以降角度不連続構造と呼ぶ）の採用もあると聞く。このように角度不連続に対して複数の対処方法が存在するが、著者らが調査した範囲では、公表された採用基準や定性的・定量的に検討された研究成果は確認されなかった。弊社においてもナックル構造基準は無く、これまで培ってきた経験則によってその安全性を担保している。しかしながら、経験則は長い実績によって妥当性が裏打ちされていると考えられるものの、強度的根拠が明確でないため構造変更が行えず、社内外に対する説得力にも欠ける。

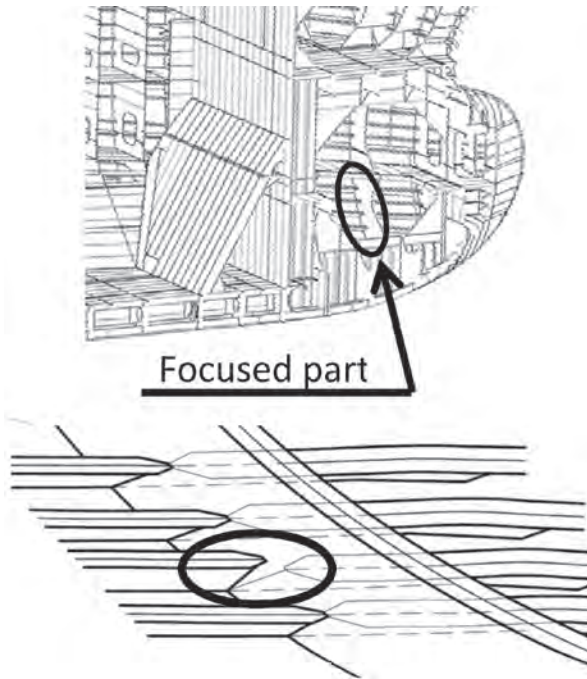
著者らは、これまで角度不連続構造と比べシンプルな構造である荷重伝達型十字継手の不連続構造に対して応力解析を実施した。その結果、不連続量の増加により応力が上昇し、その後収束する傾向があることが判明し、その原因として荷重がロンジから板部材に流れることを示した^{3) 4)}。本研究でも同等の手法にて、角度不連続構造、ナックル構造、ねじり構造の強度評価を行い、それらの結果を比較検

原稿受理日：July 31, 2014

*株式会社名村造船所 船舶海洋事業部 設計本部 基本設計部 船殻設計課

**九州大学大学院工学研究院

討することによって、角度不連続に対してどの構造が有効であるかを強度的に明らかにする。



第1図 角度不連続構造



写真1 ロンジナックル構造



写真2 ロンジねじり構造

2. 評価手法

本研究では各構造にて有限要素法を用いた応力解析を行い、その結果を利用した「不連続影響係数」を評価する。本章では、解析条件と各種定義について説明する。

実施した FE 解析には汎用解析コード Femap with NX Nastran⁵⁾を用いた。最小メッシュサイズは、1mm x 1mm であり、解析にはシェル要素を用いた。

2. 1 解析モデル

解析モデルを第2図(a)～(c)に示す。それぞれ、角度不連続構造とナックル構造、ねじり構造を模擬したモデルで、モデル中の部材名を「ロンジ」、「トランス」、「シェル」と名付ける。ロンジ板厚に対するトランス板厚の比を β とし(1)式で示す。ロンジ板厚は全解析において、実船での適用実績を考慮して12mmとした。

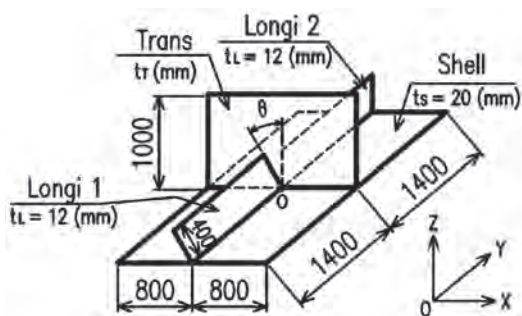
$$\beta = t_T / t_L \quad (1)$$

各モデルの変数を、第1表に示す。角度不連続モデルの変数は β と角度不連続量 θ とした。 θ は45(deg.)を最大としているが、実績値よりも大きな値となっている。ナックルモデルにおいては、ナックル構造を一義に決めるために必要な変数として、 θ とロンジ高さ h 、そしてナックル位置を決めるパラメータであるナックル距離 L が必要になる。本研究においては $h=400\text{mm}$ としており、 L を h で無次元化した L/h と θ を変数とした。また、 α をナックル角として定義する。 α は、 h と θ 、 L が決まれば一義的に定まるが、 α の値自体を求めるのは容易ではない。そこで著者らは、幾何学的アプローチにより α を算出できる式を第(2)～(4)式のように提案し⁶⁾、第1表中に値を記している。ねじりモデルの変数は β と θ であるが、本モデルはトランス間2800mmの半分のモデル化を想定しているので、モデル中では $\theta/2$ を採用し、これが他モデルの θ と対応する。

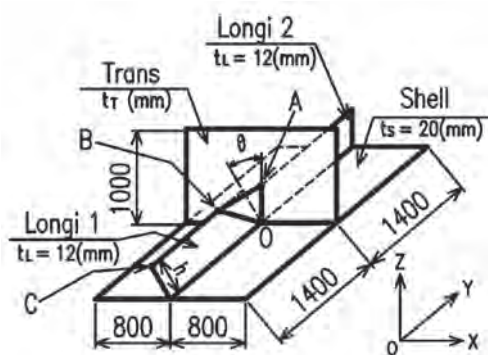
$$\alpha = \cos^{-1} \left(\frac{1 + \frac{\cos^2 \delta}{\cos^2 \xi} - \sin^2 \delta - \cos^2 \delta \tan^2 \xi}{2 \sin \delta \cos \delta \tan \xi} \right) \quad (2)$$

$$\xi = \tan^{-1} \frac{h}{L} \quad (3)$$

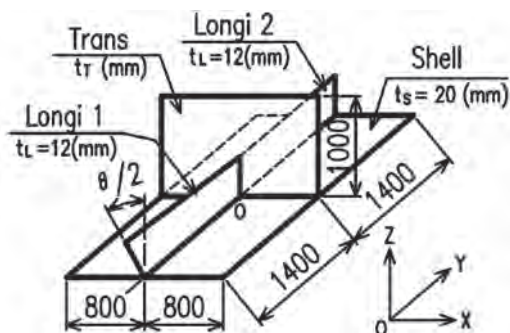
$$\delta = \frac{\pi}{2} - \sin^{-1} \left(\frac{h \cos \theta}{\sqrt{h^2 + L^2}} \right) \quad (4)$$



(a) 角度不連続モデル



(b) ナックルモデル



(c) ねじりモデル

第2図 解析モデル

第1表 モデル変数

(a) 角度不連続モデル

$\beta(t_T)$	0.7 (8)		1.0 (12)		1.3 (16)		1.7 (20)	
$\theta[\text{deg.}]$	0	5	10	15	20	30	45	/

(b) ナックルモデル

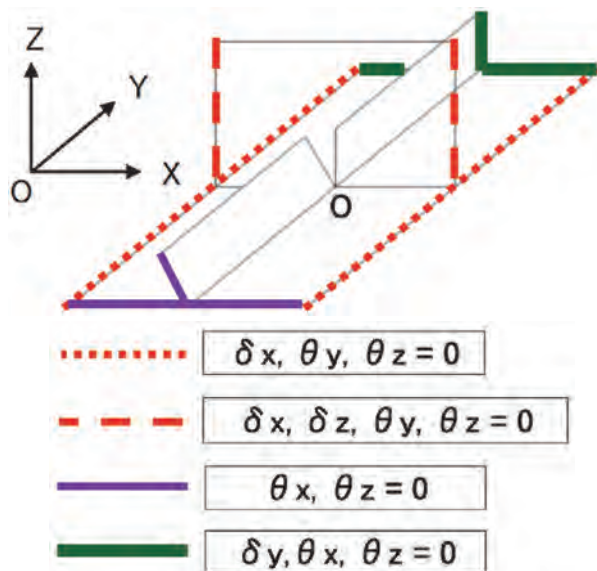
$\beta(t_r)$	0.7 (8)		1.0 (12)		1.3 (16)		1.7 (20)		-	
Knuckle case	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
θ [deg.]	10	20	30	45	10	20	30	45	10	20
L/h	1.0				1.5				2.0	
α [deg.]	166	153	141	125	168	156	145	130	169	158
Knuckle case	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
θ [deg.]	30	45	10	20	30	45	10	20	30	45
L/h	2.0				2.5				3.0	
α [deg.]	147	132	169	159	148	133	169	159	149	133

(c) ねじりモデル

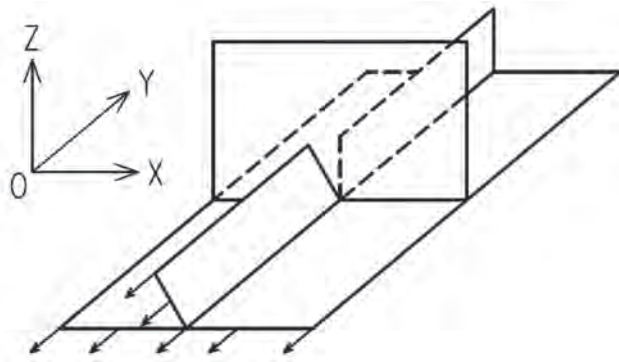
$\beta(t_T)$	1.0 (12)		1.7 (20)		
$\theta[\text{deg.}]$	0	10	20	30	45

2. 2 境界条件・荷重条件

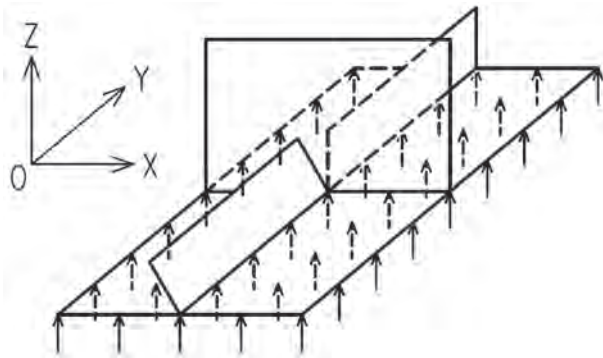
境界条件は第3図，荷重条件は第4図に示す．荷重条件は，船体縦曲げモーメントによる軸力を Load case A，海水圧による分布荷重を Load case B とする．ここでは，両条件共に角度不連続モデルについて示したが，他のモデルについても同様の条件とした．



第3図 境界条件



(i) Load case A



(ii) Load case B

第4図 荷重条件

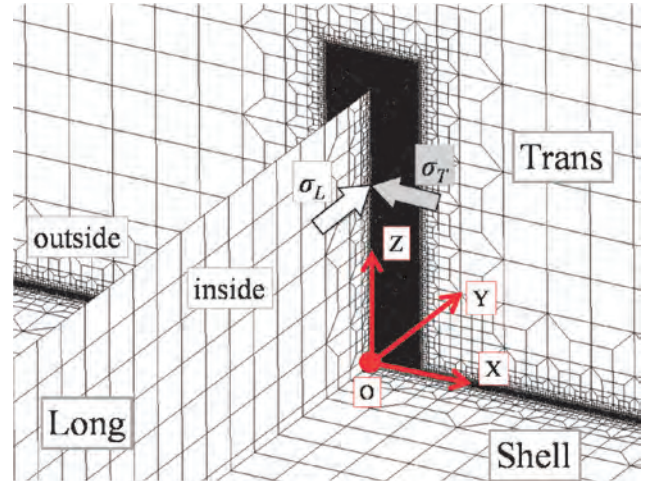
2. 3 不連続影響係数 k の定義

本研究では、式(5)と(6)に定義する「不連続影響係数」を用いて評価を行う。これは不連続が発生していない場合で、かつ $\beta=1.0$ のモデルの最大応力に対し、任意の不連続が存在する場合の応力の比を示す。添え字は、L がロンジ応力に対応する係数、T がトランス応力に対応する係数を意味する。応力の符号は、(+)が引張応力、(-)が圧縮応力を示す。

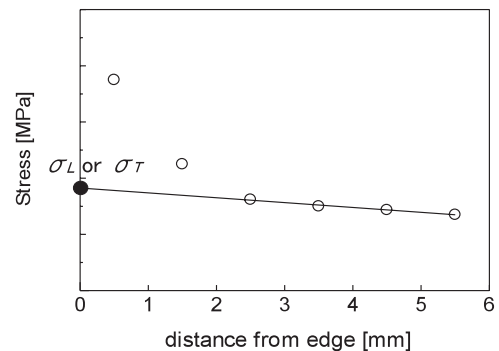
係数には、第5図に示す通りロンジとトランスの交差部でのそれぞれの応力を使用する。応力算出の際は、第6図の様に、ホットスポット応力算定手順と同様、応力値が急変する部分を除いた応力分布を線形近似し、これを他部材との交差部まで外挿して得られる値とする。また、ロンジが角度不連続を持つ場合に、原点0側を内側、原点の逆側を外側と定義する。

$$k_L = \sigma_L / \max|\sigma_{L_ \theta=0_ \beta=1.0}| \quad (5)$$

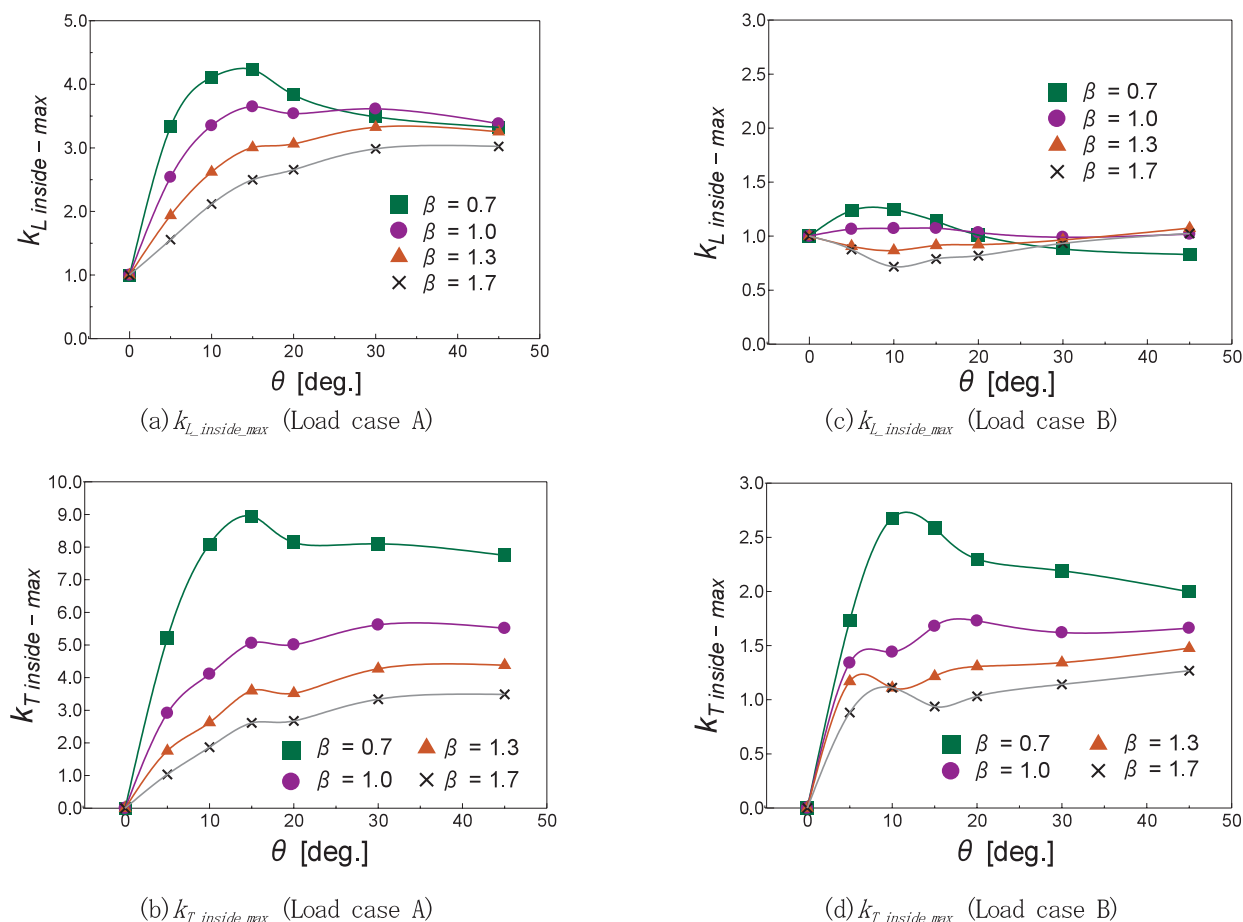
$$k_T = \sigma_T / \max|\sigma_{L_ \theta=0_ \beta=1.0}| \quad (6)$$



第5図 応力の定義



第6図 ロンジ応力及びトランス応力の算出方法



第7図 角度不連続モデルの不連続影響係数の変化

3. 角度不連続構造

本章では、第2章で示した角度不連続モデルにて求める不連続影響係数が角度不連続量の増加によりどのように変化するかを確認する。第7図に k_L と k_T の変化を Load case A と B についてまとめた結果を示す。外側に比べ内側の値が大きくなることが確認されたため、内側の結果のみを示す。

角度不連続量 θ が増加すると、一旦増加した k が収束することが確認できる。また、 k_T が k_L より大きくなることも判明した。荷重条件の差としては、軸力作用時において水压作用時よりも係数が大きくなることも確認された。これらは著者らの過去の研究成果である荷重伝達型十字継手の不連続構造の結果^{3) 4)}と同等となることから分かる。

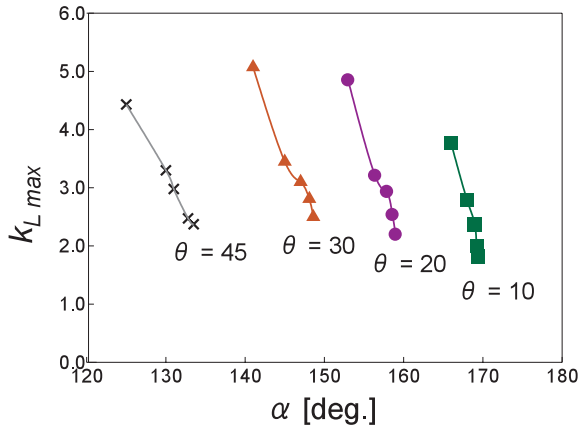
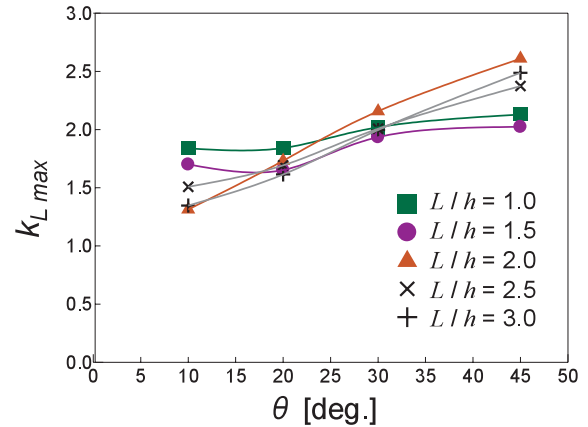
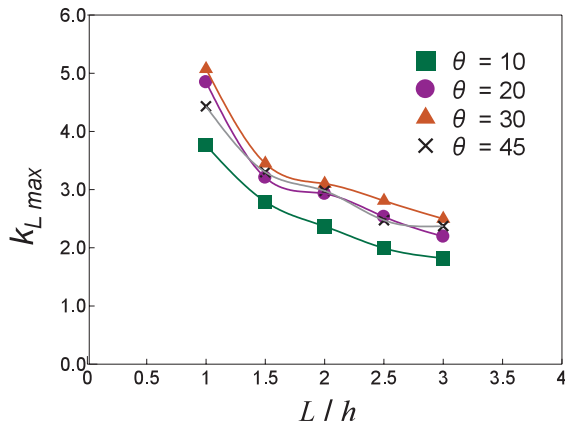
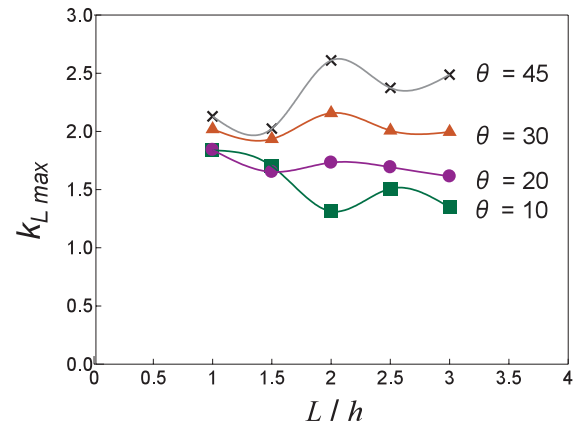
4. ナックル構造

本章では、ナックルモデルにて求める不連続影響係数の変化を確認する。第8図に k_L の変化を Load case A と B についてまとめた結果を示す。各荷重条件において、係数の変化が顕著に見られた変数を2つずつ選択して、その変数を横軸にしたグラフを記載する。 k_T を評価対象から外して

いるのは、第2図(b)に示す様にナックルモデルにおいては、ロンジとトランスの取り付け部において角度不連続が生じておらず、トランスに高応力が発生しないためである。

まず第8図(a)では、ナックル角 α が大きくなるにつれ、 k_L が小さくなっている。このことから α を大きくすることが、発生応力を下げることに有効であると言える。(b)においても、 L/h の増加によって k_L が減少している。以上が Load case A の結果であるが、 α よりも L/h の取り扱いの方が容易であるため、設計時においては、 L/h が発生応力をコントロールできる変数として有効であろう。

Load case B においては、(c)より θ の減少が k_L の減少に効果的であることが確認できる。しかし、(d)では L/h の変化は k_L の変化に顕著な影響を及ぼしていない。したがって、水压作用時には θ の管理が重要と言える。

(a) Function of knuckle angle α (Load case A)(c) Function of discontinuity angle θ (Load case B)(b) Function of dimensionless knuckle distance L/h (Load case A)(d) Function of dimensionless knuckle distance L/h (Load case B)

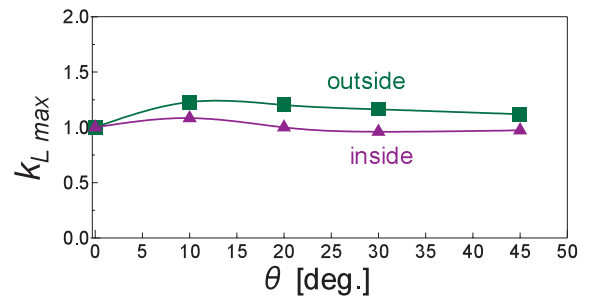
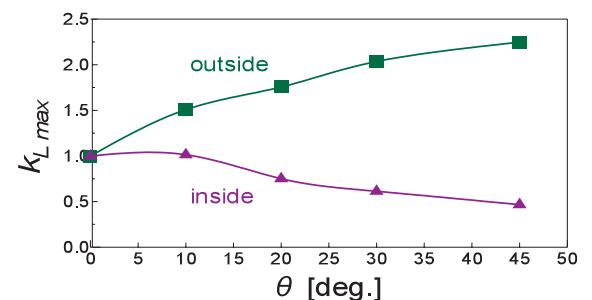
第8図 ナックルモデルの不連続影響係数の変化

5. ねじり構造

ねじりモデルの不連続影響係数の変化を確認する。第9図に k_L の変化をLoad case AとBについてまとめた。

まずLoad case Aにおいては、 θ が増加しても k_L の値はほとんど変化していない。一般的には、ねじり構造はナックル構造のような角度の急激な変化がないため、高応力が発生しにくいという認識があると考えられるが、このグラフはその認識を支持する結果となっている。

一方Load case Bにおいては、 θ の増加に伴って k_L の値が増加する傾向にある。これは既述の認識に反する結果となっていると考えられる。

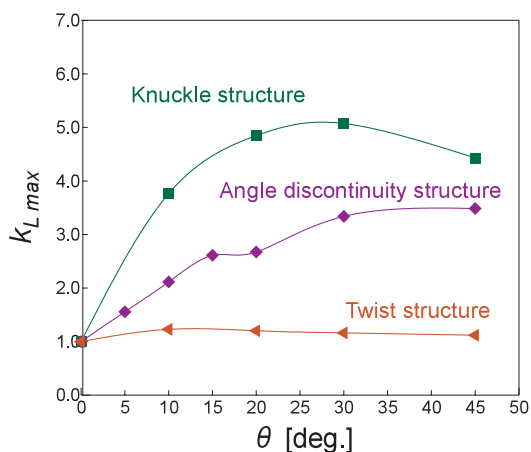
(a) $k_{L, max}$ (Load case A)(b) $k_{L, max}$ (Load case B)

第9図 ねじりモデルの不連続影響係数の変化

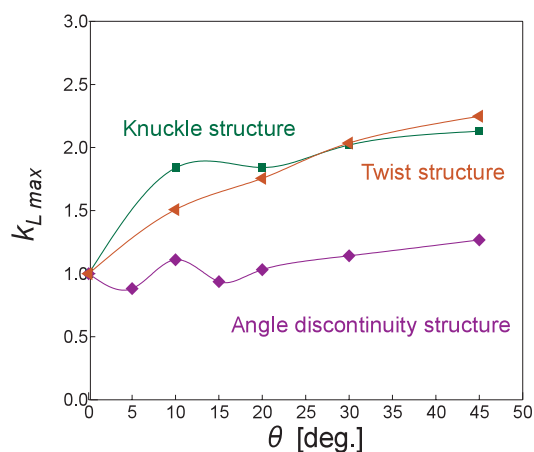
6. 不連続影響係数比較

本章では、これまでに確認した角度不連続モデルとナックルモデル、ねじりモデルの不連続影響係数の結果を比較し、高応力発生を回避するという観点から、各構造の優劣を確認する。各構造を同じ条件で比較するため、グラフの横軸は角度不連続量 θ とする。なお、ナックル構造は1つの θ においてもナックル距離によって結果が複数存在するので、本章においては $L/h=1.0$ の結果のみ参照した。

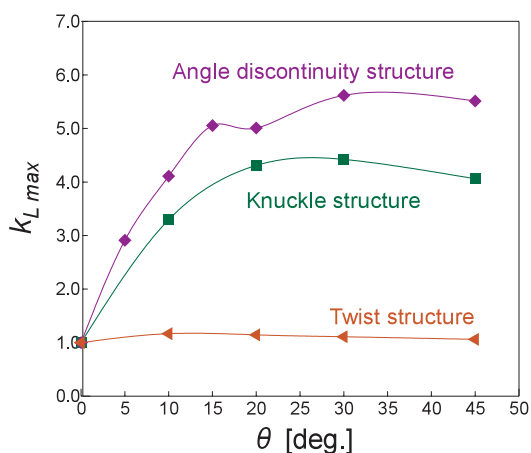
第10図には、Load case Aにおける各結果の比較を示す。まずねじり構造においては、 θ が変化しても k_L はほとんど変化していない。それに対し、角度不連続構造とナックル構造は θ の増加に伴い k_L が増加している。しかし(a)図と(b)図から、 β の変化によって両者の大小が逆転していることが確認できる。したがって軸力作用時には、ねじり構造が最も優秀で、角度不連続構造とナックル構造は角度不連続量とトランス板厚を考慮して適切な応力上昇を考慮しなければならないと言える。



(a) $\beta=1.7$ (Load case A)

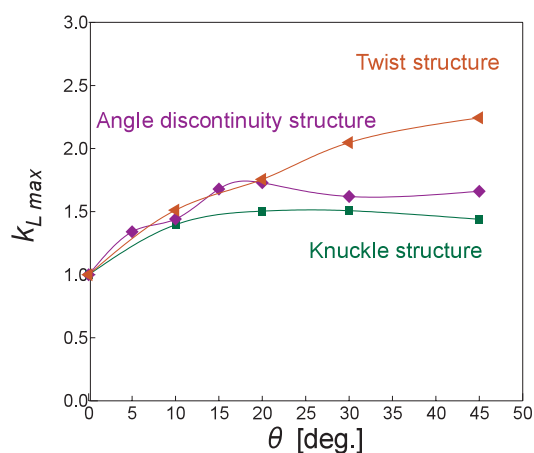


(a) $\beta=1.7$ (Load case B)



(b) $\beta=1.0$ (Load case A)

第10図 不連続影響係数の比較 (Load case A)



(b) $\beta=1.0$ (Load case B)

第11図 不連続影響係数の比較 (Load case B)

7. 結言

本研究では、角度不連続が発生した場合の対処として考え得る角度不連続構造、ナックル構造、ねじり構造の応力解析を行い、不連続量による応力変化率として定義した不連続影響係数の変化を確認し、それぞれの結果を比較することで各構造の評価を行った。得られた結論は以下の通りである。

- 1) 高応力発生を回避する観点から、軸力作用時には、ねじり構造の採用が有効である。
- 2) 水圧作用時には、どの構造を採用しても、ある程度の応力上昇を見込んだ設計を行う必要がある。
- 3) 角度不連続が生じる船首尾部では水圧が支配的な荷重条件であるので、ナックル構造とねじり構造は同等の応力変化となることが判明した。

参考文献

- 1) 山本善之, 大坪英臣, 角洋一, 藤野正隆: 船体構造力学 二訂版 成山堂書店 1997年 pp.97-129
- 2) 一般財団法人 日本海事協会: 鋼船規則 C編 15章 縦強度 2012年 pp.93-102
- 3) 日本貴秀一, 有松征太郎, 後藤浩二: 防撓材不連続箇所に対する経験則への技術的根拠の付与 名村テクニカルレビュー No.16 2013年 pp.10-17
- 4) S.Yamatoki, S.Arimatsu, K.Gotoh :
Misalignment Effect on a Three-Dimensional
Cruciform Welded Joint OMAE 2013
- 5) シーメンス PLM ソフトウェアホームページ :
Femap with NX Nastran July 5 2014
http://www.plm.automation.siemens.com/ja_jp/
- 6) S.Yamatoki, Y.Hamamoto, K.Gotoh :
Evaluation of the Stress Magnification Factor in
Angled Discontinuities of Longitudinal Stiffeners
OMAE 2014

記号表

θ	角度不連続量 [deg]
t_L	ロンジ板厚 [mm]
t_T	トランス板厚 [mm]
t_S	シェル板厚 [mm]
β	t_L に対する t_T の比 ((1)式に定義する)
x, y, z	第2図に示す解析モデルの x, y, z 座標
h	第2図(b)に示すロンジ高さ [mm]
σ_L	ロンジ応力 [N/mm ²]
σ_T	トランス応力 [N/mm ²]
k_L	ロンジ応力に対する不連続影響係数 ((5)式に定義)
k_T	トランス応力に対する不連続影響係数 ((6)式に定義)
α	第2図(b)に示すナックル角 [deg]
L	第2図(b)に示すナックル距離 [mm]