

ロンジ・トランス接合部の不連続構造における経験的構造基準に対する技術的検討

日本貴, 秀一

<https://doi.org/10.15017/1441207>

出版情報：九州大学, 2013, 博士（工学）, 課程博士
バージョン：
権利関係：全文ファイル公表済



ロンジ・トランス接合部の不連続構造における
経験的構造基準に対する技術的検討

平成 26 年 1 月

日 本 貴 秀 一

目次

第1章	緒論	1
1.1	研究背景	1
1.2	研究の目的	1
1.3	建造船実績調査と研究対象の決定	5
1.4	目違い関連基準・研究成果調査と不連続の定義	9
1.5	本論文の構成	12
第2章	材料力学モデルによる平行不連続構造の応力影響係数の評価	13
2.1	緒言	13
2.2	応力影響係数 k の定義	14
2.3	平行不連続構造における応力影響係数推定式の提案	16
2.4	IIW 目違いによる応力上昇率推定式の修正提案	21
2.5	結言	27
第3章	平行不連続構造の応力影響係数と荷重伝達率評価	28
3.1	緒言	28
3.2	解析モデルと解析条件	28
3.3	荷重伝達率 R の定義	33
3.4	平行不連続構造の応力影響係数の評価	33
3.5	不連続構造ベースモデルにおける応力影響係数推定	46
3.6	Shell/Solid 要素を用いた解析結果比較	55
3.7	結言	56
第4章	角度不連続構造の応力影響係数と荷重伝達率評価	57
4.1	緒言	57
4.2	解析モデルと解析条件	57
4.3	角度不連続構造での応力分布の傾向と原因	60
4.4	角度不連続構造の応力影響係数と荷重伝達率の評価	63
4.5	結言	67

第5章	ナックル構造の応力影響係数と荷重伝達率評価	68
5.1	緒言	68
5.2	解析モデルと解析条件	68
5.3	ナックル角算出式の提案	71
5.4	ナックル構造における応力影響係数推定式の提案	73
5.5	ナックル構造の応力影響係数と荷重伝達率の評価	78
5.6	結言	90
第6章	ねじり構造評価と角度不連続構造，ナックル構造との比較	92
6.1	緒言	92
6.2	解析モデルと解析条件	92
6.3	ねじり構造の応力影響係数と荷重伝達率の評価	95
6.4	角度不連続構造，ナックル構造，ねじり構造比較	98
6.5	結言	103
第7章	実構造モデル中の平行不連続構造，角度不連続構造，ナックル構造の評価	104
7.1	緒言	104
7.2	解析モデルと解析条件	105
7.3	応力影響係数に対するモデル影響	112
7.4	実構造モデルの応力影響係数の評価	117
7.5	結言	133
第8章	結論	134
	謝辞	136
	参考文献	137
	付録 A. 記号表	139
	付録 B. 材料力学的アプローチによる平行不連続構造の応力影響係数の導出	141
A.1	力のモーメントの導出	142
A.2	ロンジ・トランス接合部におけるロンジの応力影響係数の導出	145
A.3	ロンジ・トランス接合部におけるトランスの応力影響係数の導出	145
	付録 C. ナックル角 α 算出式の導出	148

第1章

緒論

1.1 研究背景

「造船は経験工学である」と言われることが多い。例えば、船舶の初期計画においては、主要目や大まかな一般配置図程度の情報から短期間で基本設計を実施しなくてはならないので、それまでに培った経験に頼ることが多い。そのため、船体構造の最適化手法の開発等¹⁾²⁾が数多くなされている。また、疲労設計の分野ではS-N線図をベースとした疲労設計手法が広く採用されているが、これは経験工学的に応力と損傷の相関を評価するものである。そこで、より合理的な取り組みとして疲労設計における応力評価法の研究³⁾や、破壊力学的手法による疲労亀裂伝播解析の研究等⁴⁾⁵⁾も実施されている。

実際の設計標準や工作基準の中で考えても、先人の知恵の上に成り立ち長い実績によって妥当性が裏打ちされているものも多い。造船技術が進歩する中で改良されながらもこれまで生き残ってきた標準は、仮に技術的な根拠が明確でなくとも、十分に理にかなったものであると考えられる。

船の全体強度を考えた時、最も優先されるべきものは縦強度¹⁾である⁶⁾⁷⁾。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⁸⁾ことから分かる様に、構造の連続性を保つということは縦強度を確保する上での前提である。従って、連続性を保つことは造船構造設計者や造船工作関係者において、極めて重要な思想となっている。それゆえ、縦強度部材以外に対しても連続性の維持を可能な限り目指すことは自然な流れである。

1.2 研究の目的

連続性が重要なキーワードであることは前節で述べたが、船体構造中には連続性を保つことが困難な箇所がいくつか存在する。その代表的な例を2つ挙げる。1つ目はロンジの角度不連続である。一般的に船の船長方向に配置される強度部材の中に、ロンジと呼ばれる

¹⁾ 船体を一本の梁と考えたときの曲げ、せん断、振りに対する強度を船の「縦強度」と呼ぶ。

ものがある。ロンジは上甲板や二重底、外板等の板部材に設置される。ロンジは構造全体の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一般的には望ましいが、船首尾部の外板等は三次元方向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付け部において角度のずれが発生する場合がある (Fig. 1.1)。しかし、このままでは連続性が保てないと見なされる。その対策として、ねじりロンジ構造が挙げられる (Fig. 1.2)。これは、取り付け部の角度のずれをロンジ長さ方向に均等に割り込んだねじり加工を施すことで急激な角度のずれを避け、ロンジを連続的に傾斜させることでロンジ内に生じる応力不連続を緩和する方法である。造船工場でのねじり加工の方法としては、プレス機等を用いる冷間加工、線状加熱による熱間加工がある。しかし、機械への設備投資の問題があるため、ねじり構造を採用していない造船所もある。ねじり以外の対策として、ナックル構造が挙げられる (Fig. 1.3)。これはロンジをナックルする (折る) ことで、取り付け部において前後のロンジの取り付けを一線上にする方法である。ナックル加工に対しては、プレス機による冷間加工が採用される。

連続性を保つことが困難な 2 つ目の例として、ロンジの平行不連続を挙げる。甲板上に Fig. 1.4 のような開口が存在する場合、均等に設置されているロンジを平行にずらす必要がある。そのため取り付け部においてロンジ同士の平行なずれが発生する。このロンジが縦強度部材の場合には、開口位置を変更するなどして不連続を解消する必要がある。そうでない場合には、逆に不連続量を広げる設計を行っている。その理由は不連続を構成するロンジ同士の距離が離れることによって、不連続に起因する付加応力の発生が抑えられると考えられているからである。筆者はこの量を経験的に 100mm 程度だと考えており、造船構造設計者の間でも妥当な値と見なされているようである。以上 2 つの不連続構造に対する対策例は、経験則によって成り立っており、長年の実績によって基本的な安全性が証明されている。この 2 つの不連続に関連する研究や基準については、調査した範囲では確認されず、造船分野での聞き取りを行っても手掛かりが得られなかったことから、公表された出版物は存在しないと考えられる。

しかし、これらの経験則に対して、造船所にとって顧客となる船主から強度面での疑問を投げかけられることがある。それに対し十分な実績を基に理解を求めるが、明確な技術的根拠を求められる場合には、満足度の高い回答は不可能となる。その結果、構造変更を要求されることもあり、実績を考慮すれば費用対効果の小さな設計変更となる。特に、設計段階を過ぎた建造中の指摘となれば、コストと建造期間増加の両面から大きなデメリットとなる。一方、造船所内からも対策の必要性や代替案の可能性について言及されることもある。既述のねじり・ナックル加工等においては、相当の手間がかかっているため、建

従って、これらの不連続構造に関して、造船所内外に対して経験則を支持する技術的根拠を明らかにすることを本研究の目的とする。





Fig. 1.3 Example of knuckled longitudinal stiffeners.

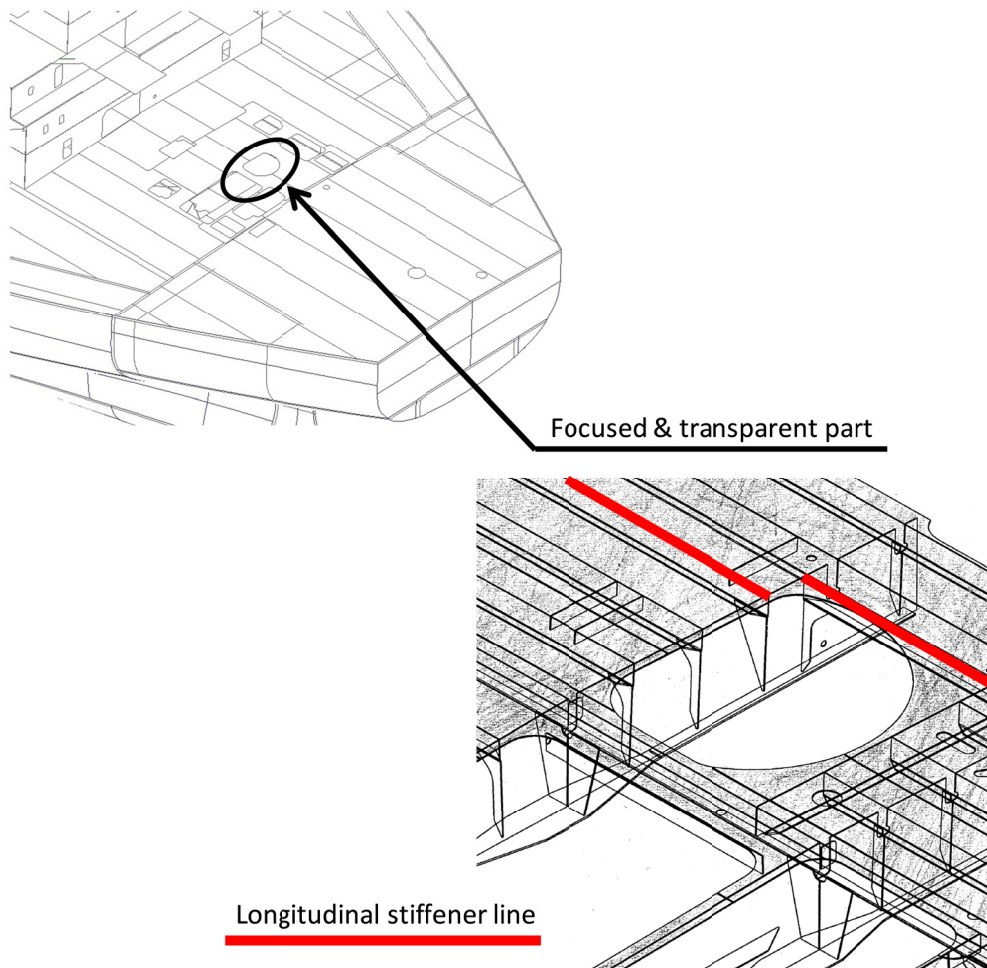


Fig. 1.4 Example of parallel discontinuity structure.

1.3 建造船実績調査と研究対象の決定

本節では，平行不連続構造と角度不連続構造が実際の船殻構造の中でどのような周辺構造や使用条件の下に成り立っているのかを調査する．それによって，目的達成のためにどのような検討が必要かを決定する．

1.3.1 建造船実績調査

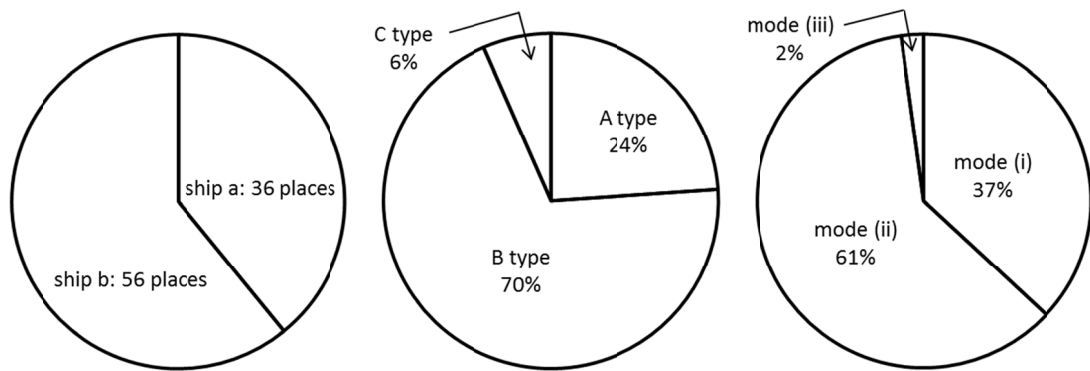
平行不連続構造と，角度不連続の対策であるナックル構造が実際にどの程度存在するかを調査した．調査対象は，一般的な構造を持つ大型の鉱石専用運搬船（a 船），ケーブサイズ²ばら積み貨物船（b 船）とした．なお，ロンジのねじり構造，及び角度不連続をそのまま採用した箇所については，実構造の確認は行っていない．

まず平行不連続箇所の数を Fig. 1.5(a)に示す．平行不連続箇所は，2 船型で合計 92 か所となった．不連続箇所の中で，ロンジの取り合い部で間に挟まれる板の種類は Fig. 1.6 に示す 3 種類であり，それぞれの割合を Fig. 1.5(b)に示す．一番多かったのはロンジと同サイズの骨が挟まれている B タイプであった．その次に，トランスウェブの A タイプとなった．

評価対象の平行不連続箇所に対する荷重の作用状態は Fig. 1.7 に示す 3 種類であり，Fig. 1.5(c)に割合を示す．一番多いのは，(ii)のタイプで静水圧が作用しているものである．次に多いのが，船体縦曲げモーメントによる軸力が作用する(i)のタイプであった．両者が同時に作用するタイプ(iii)も 2%と少ないがゼロではない．

最後に不連続量の範囲分布を Fig. 1.8 に示す．100mm から 199mm の間は合わせて約 28%であり，200mm 以上は合わせて約 65%となった．100mm 以下は約 7%であるが，これらは全て Fig. 1.6 の B タイプの構造に対する不連続量分布であった．

² 一般的に載貨重量トンが 15 万トンより大きい船で，スエズ運河，パナマ運河を通航できず喜望峰を回るためそう呼ばれている．

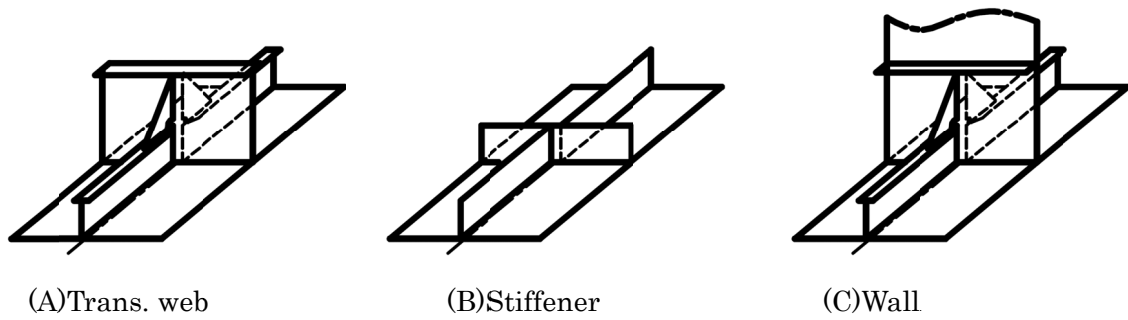


(a) Number of discontinuities

(b) Model type

(c) Loading mode

Fig. 1.5 Investigation results of parallel discontinuity structures.

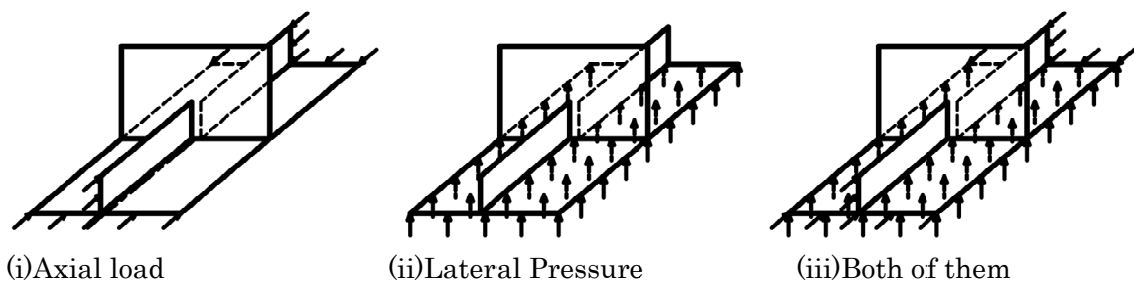


(A) Trans. web

(B) Stiffener

(C) Wall

Fig. 1.6 Discontinuity types.



(i) Axial load

(ii) Lateral Pressure

(iii) Both of them

Fig. 1.7 Loading modes for discontinuity models.

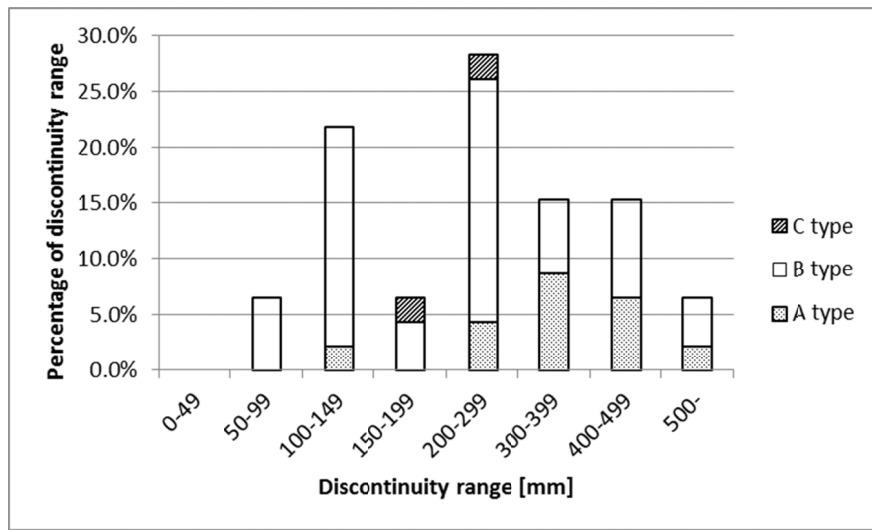


Fig. 1.8 Discontinuity range

次に、ロンジナックル箇所数を Fig. 1.9 (a)に示す。こちらは2 船型で158 か所となった。ロンジナックル構造はほとんどのケースにおいて、Fig. 1.5(A)に示すトランスウェブタイプである。Fig. 1.9 (c)は、荷重作用状態に関する調査結果であるが、ほとんどの箇所では軸力と水圧が両方作用する状態であることが判明した。また、ロンジナックルが存在するのは、全て船の中央部以外の範囲で、ナックル対策前の角度不連続量は全て 20 (deg.)以下であった。なおナックル形状については、ロンジ高さと同等の長さ離れた所からロンジをナックルさせているものが大半であった。

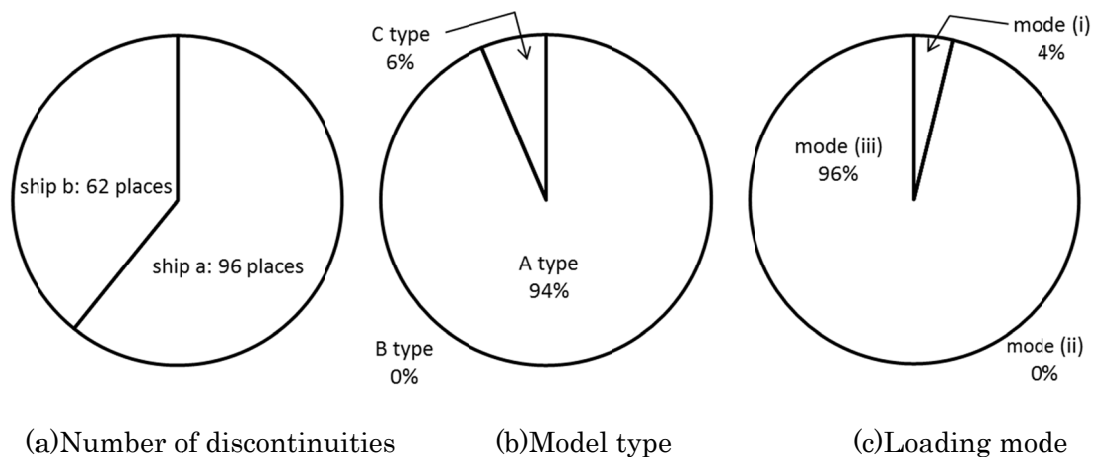


Fig. 1.9 Investigation results of longitudinal stiffener's knuckle structures.

1.3.2 研究対象の決定

前節の実績船調査の結果を踏まえて、研究対象の決定を行う。まず、平行不連続構造とナックル構造は数多く存在していたので、研究対象として十分な実績数があると考えられる。次に、不連続部の間の板のタイプは、ナックル構造においてはほぼ A タイプであった。平行不連続では B タイプが多かったが、B タイプは A タイプの一部と見なせるので、A タイプの検討結果を準用できると考えられる。そこで、本研究では両不連続構造において A タイプを対象とする。Fig. 1.10 に本研究での各モデルの基礎となる不連続ベースモデルを示し、今後 Mp1 モデルと呼ぶ。モデル内の部材を「ロンジ」、「トランス」、「シェル」と名付ける。原点 O は不連続が無い場合のロンジとトランスの取り合い位置となる。X, Y, Z 軸は原点 O を中心とした座標系である。荷重様式については、軸力のみ作用、水圧のみの作用、両方が同時に作用する場合を検討する。

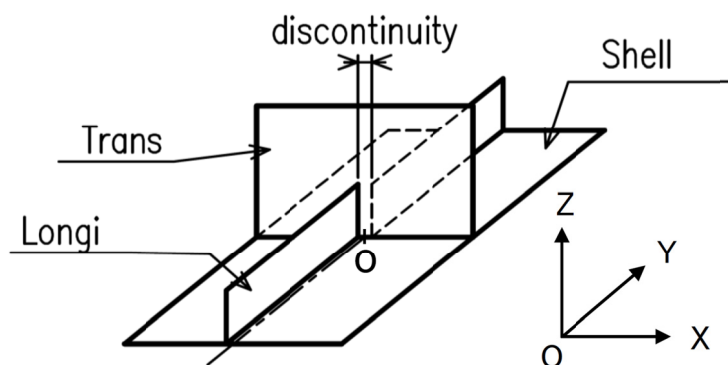


Fig. 1.10 Mp1 model: Discontinuity base model

Table 1.1 Analyses used in this study.

Model name (Load case)	0: Strength-of -Materials	1: Base model	2: Real structure model
Parallel discontinuity model	Mp0 (A)	Mp1 (A, B, C, D)	Mp2 (A, B)
Angle discontinuity model	–	Ma1 (A, B)	Ma2 (A, B)
Knuckle model	Mk0 (A)	Mk1 (A, B)	Mk2 (A, B)
Twist model	–	Mt1 (A, B)	–

以上より、本研究で実施する検討を Table 1.1 に示す。平行不連続構造においては、まず 0：材料力学モデルにおいて検討を行い不連続構造への理解を深めた上で、1：ベースモデ

ルにて FE 解析を実施し不連続と発生応力との関係性を評価する。次に、2：実構造モデルにて評価を行う。角度不連続においては、対策として存在するナックルモデルとねじりモデル、不連続をそのまま採用する角度不連続モデルでの FE 解析を行う。さらに、ナックルモデルにおいては、実設計時への適用の観点から、材料力学的アプローチによる検討も実施する。荷重様式については、軸力のみ作用を Load case A、水圧のみを B、軸力と水圧が相殺する方向の場合を C、互いが重畳する場合を D として検討を行う。Table 1.1 中のモデル名については、Mp は平行不連続構造、Ma は角度不連続構造、Mk はナックル構造、そして Mt はねじり構造を表す。なお材料力学モデル以外では、特記する場合を除いて、Mises 応力を用いて評価を行う。

1.4 目違い関連基準・研究成果調査と不連続の定義

研究対象とした不連続構造と類似する構造として、目違い構造が挙げられる。類似構造の目違い構造に関連する情報を整理することは、不連続構造の検討に有用と考え、目違い構造に関連する基準や公表された研究成果の調査結果を示す。また、不連続構造と目違い構造の違いを記し、不連続の定義も示す。

目違いについては、JSQS⁹⁾ や CSR-B¹⁰⁾、IACS Rec.47¹¹⁾、IIW 溶接構造の疲労設計指針¹²⁾、LR Ship Right¹³⁾、DNV Fabrication and Testing of Offshore Structures¹⁴⁾、DNV classification notes No.30.7¹⁵⁾、BV Fatigue assessment¹⁶⁾、その他^{17) 18)}において、目違い基準や目違いによる応力上昇率の推定式が提案されている。それらを Table 1.2, Table 1.3 に示す。重要部材の目違いの許容値については発行機関によって差はあるものの、要約すると構成部材の最も薄い板厚の 15%~33%となっている。JSQS の解説¹⁹⁾ 及び参考文献²⁰⁾によると、静的荷重を作用させた目違い実験において破断時の作用荷重の低下率が 8%となった時の目違い量を許容基準と制定したと記載されている。応力上昇率の推定式は全て目違い量による一次式になっており、目違い量が増加するにつれて応力も線形的に上昇する。

ここで、目違いと不連続の違いを記す。目違いとは、設計上想定していないもので、船体建造時の精度誤差により発生し、その量の程度次第では目違いの存在を許容する。そのため、目違い量とは許容されない範囲まで含めると、構成部材の板厚の数倍程度までと考えるのが常識的である。それ以上のずれは、目違いとは認識されないと考えられる。一方不連続とは、設計図面上で表現されるものであり、数 100mm の不連続も存在する。両者にはこれら発生原因に明確な違いがある。ただし、ずれ量としての「目違い」と「不連続」の境界を定量的な数値をもって定義することは難しい。本研究においては、不連続量をアルファベット d 、目違い量をアルファベット e で表現し、概念を分けておく。

Table 1.2 Limits of misalignment of cruciform joint.

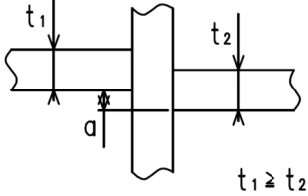
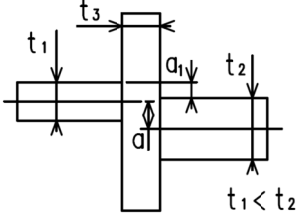
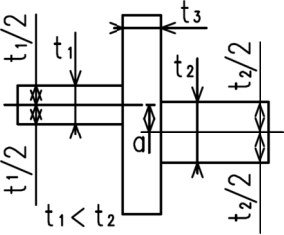
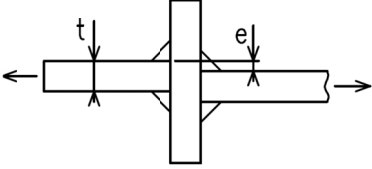
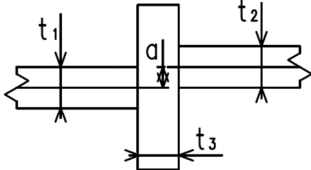
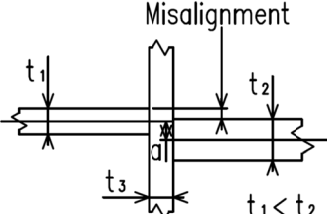
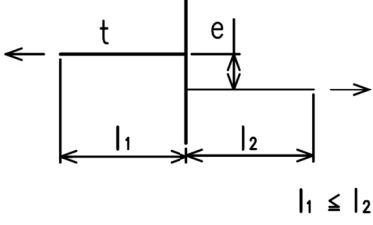
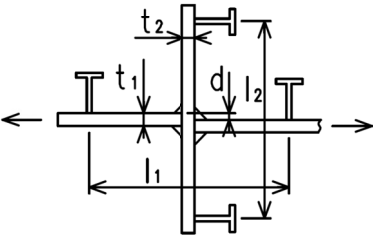
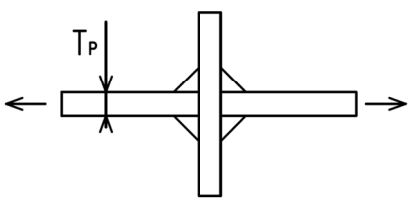
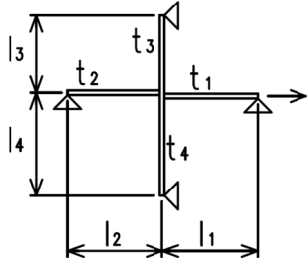
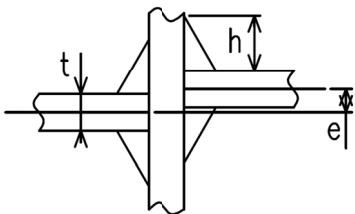
	Cruciform joint	Limit of misalignment
JSQS		Strength member $a \leq \frac{1}{3} t_2$
CSR-B		Strength member and higher stress member $a \leq \frac{1}{3} t_1$ Where t3 is less than t1, then t3 should be substituted for t1.
IACS Rec.47		Strength member and higher stress member $a \leq \frac{1}{3} t_1$ Where t3 is less than t1, then t3 should be substituted for t1 in the standard.
IIW Fatigue Guidelines		Misalignment < 15 % of primary plate thickness in cruciform joints
LR Ship Right Construction Monitoring		$a \leq M$ $M = \frac{t_{\min}}{3}$ (Max 5mm) $t_{\min} = \text{Min}[t_1, t_2, t_3]$
DNV Offshore Standard		Tolerances for misalignment: -Special: 0.15 t1 -Primary: 0.30 t1 t1 is the smaller thickness of t1, t2 and t3

Table 1.3 Stress magnification factor due to misalignment.

	Cruciform joint	Stress magnification factor
IIW Fatigue Guidelines		$k_m = 1 + \lambda \cdot \frac{e \cdot l_1}{t(l_1 + l_2)}$ λ varies from $\lambda=3$ (fully restrained) to $\lambda=6$ (unrestrained). For unrestrained remotely loaded joints assume: $l_1 = l_2$ and $\lambda=6$
Okumoto et al. ¹⁷⁾		$K_m = 1 + 3 \frac{d}{t_1} \left[\frac{1}{(l_1/l_2)(t_2/t_1)^2 + 1} \right]$
Maddox ¹⁸⁾		$K_m = 1 + \frac{3e}{T_p}$
DNV CN30.7		$K_{te} = 1 + \frac{6t^2(e - e_0)}{l_1 \left(\frac{t_1^3}{l_1} + \frac{t_2^3}{l_2} + \frac{t_3^3}{l_3} + \frac{t_4^3}{l_4} \right)}$ $e_0=0.3t$ is misalignment in the S-N data for cruciform joints
BV Fatigue Assessment		$K_m = 1 + \frac{e - e_0}{t + h} \geq 1$

1.5 本論文の構成

本論文は 8 つの章から構成されている。

第 1 章は緒論であり，研究背景，研究の目的，建造船実績調査，研究対象の決定，不連続構造に関連する公表された基準・研究成果調査について述べた。

第 2 章では，平行不連続構造の材料力学モデルを用いて，不連続構造の評価値として導入する応力影響係数の推定式の提案と，International Institute of Welding で提案されている目違い評価式の修正提案を行う。

第 3 章では，平行不連続構造のベースモデル FE 解析結果を用いて，応力影響係数と荷重伝達率に与える不連続量や荷重様式，トランス板厚の影響を評価する。特に，不連続量の増加が応力影響係数の変化をもたらす原因について言及する。また，第 2 章で提案した推定式のベースモデルへの適用を試みる。

第 4 章では，角度不連続構造のベースモデル FE 解析結果を用いて，応力影響係数と荷重伝達率に与える角度不連続量や荷重様式，トランス板厚の影響を評価する。また，角度不連続構造と平行不連続構造の類似点についても言及する。

第 5 章では，ナックル構造のベースモデル FE 解析結果を用いて，応力影響係数と荷重伝達率に与えるナックル構造の幾何形状と荷重様式の影響を評価する。加えて，ナックル構造の材料力学モデルにてナックル角と応力影響係数の関係を明らかにする。

第 6 章では，ねじり構造のベースモデル FE 解析結果を用いて，応力影響係数と荷重伝達率に与える角度不連続量と荷重様式の影響を評価する。また，角度不連続構造，ナックル構造，ねじり構造の応力影響係数と荷重伝達率を比較し，それぞれの優位性を検証する。

第 7 章では，前章までのモデルに比べ十分にモデル範囲が広いモデルにて，かつブラケット等の周辺構造まで模擬した平行不連続構造，角度不連続構造，ナックル構造の FE 解析を実施する。また，ベースモデルでの結果と合わせて，不連続量と高応力発生箇所の関係に言及する。

最後に，第 8 章で結論を記す。

第2章

材料力学モデルによる平行不連続構造の応力影響係数の評価

2.1 緒言

船殻構造中の不連続構造は、外板や甲板等の板部材の上に存在する骨部材がトランスウェーブ等で取り合う箇所が存在し、骨材にはフェイスやブラケットと呼ばれる補強材が設置されていることがほとんどである。不連続部の挙動に対し、不連続量や骨部材の寸法、補強材の寸法等が影響を及ぼしていると考えられるので、不連続部の強度評価においては各部材寸法・形状の影響を考慮する必要がある。しかし、複雑な構成部材の影響を検討する前に、不連続を構成する主要部材のみを切り出した材料力学モデルを構築し、力学的挙動に対する基礎的な影響を確認することは実設計への適用の観点からも有用であると考えられる。

目違い構造に対しては、材料力学モデルに基づく複数の応力上昇率推定式が公表されていることは前章で述べた。Fig. 2.1 は Table1.3 に示した IIW 疲労設計指針にて提案されている推定式により計算した応力上昇率(k_m)の一例である。図中の係数 λ は境界条件に依存し、Table1.3 に示す様に設定するが、いずれの場合にせよ目違い量が増加するにつれ応力上昇率は線形的に増加する結果を与える。この推定式は目違いを対象に提案されていると考えられるが、仮に目違いよりずれ量の大きい不連続でも適用できると考えて応力上昇率を評価すると、応力値は許容不可能な非常に大きなものとなる。目違いと不連続は発生原因こそ違うが、同等のモデルで表現可能な類似構造であるにも関わらず、既存の推定式は不連続に対して使用できないことは注意を要する。

本章では、材料力学モデルを用いて、不連続にも適用可能な新しい推定式を提案し、不連続構造を評価する手法を確立させる。また、IIW 疲労設計指針にて提案されている推定式を精査する。

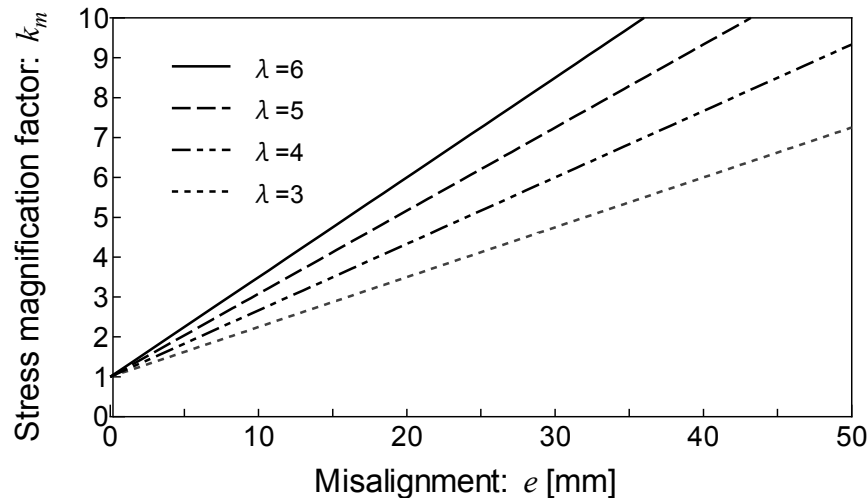


Fig. 2.1 Results of Stress Magnification Factor by IIW Fatigue Guidelines.

2.2 応力影響係数 k の定義

本研究で評価対象とする応力影響係数 k を定義する. Fig. 2.2 は Fig.1.10 で定義した Mp1 モデルの不連続部の拡大図である. Fig. 2.2 に示す通り, σ_L と σ_T はそれぞれロンジの船長方向 (図中の Y 方向) 成分, トランスの船幅方向 (同 X 方向) 成分とする. 両応力は Fig. 2.3 に模式的に示す様に, ホットスポット応力算定手順と同様, 他部材との接合部近傍で応力値が急変する部分を除いた応力分布を線形近似し, これを他部材との接合部まで外挿して得られる値として与える. k は不連続が無い場合の応力に対する, 不連続がある場合の応力の相対値とし(2.1)式で定義する. ロンジ応力における k は k_L , トランス応力における k は k_T という様に添え字で k を定義する部材を表す. 基準応力である式中の分母の値を最大値としているのは, Z 方向に応力が分布しているからである. 分母がロンジ応力であるのは, 不連続が無い場合のモデル全体の最大応力がロンジに発生するからであるので, 以降でロンジの応力影響係数だけでなくトランス等の応力影響係数の算出時にも, ロンジ応力の最大値で無次元化する. また基準応力を $\beta=1.0$ に固定する理由は, 不連続がある場合の応力影響係数に対する β の影響を確認するためであるが, 不連続が無い状態で求める基準応力に対しては β の影響は非常に小さいことを確認している. 次章以降で複数の荷重様式を取り扱う場合には, 荷重様式毎に基準応力を求めて応力影響係数を算出する. ロンジの内側, 外側は Fig. 2.2 に示す通りとする. 従って, 平行不連続構造で評価対象とする k は, Fig. 2.4 に示す通り 4 種類存在する.

応力影響係数は, IIW 疲労設計指針等で提案されている目違いによる応力上昇率に類似しているが, i) 目違い範囲を超えた不連続に対しても適用可能であること, ii) 係数が 1.0

以下になる場合があること, iii) ロンジだけでなくトランス応力に対応した式も存在する 3 点が異なる. 符号は(+)が引張応力, (-)が圧縮応力に対応する.

$$k = \sigma / \max |\sigma_{L_d=0_ \beta=1.0}| \quad (2.1)$$

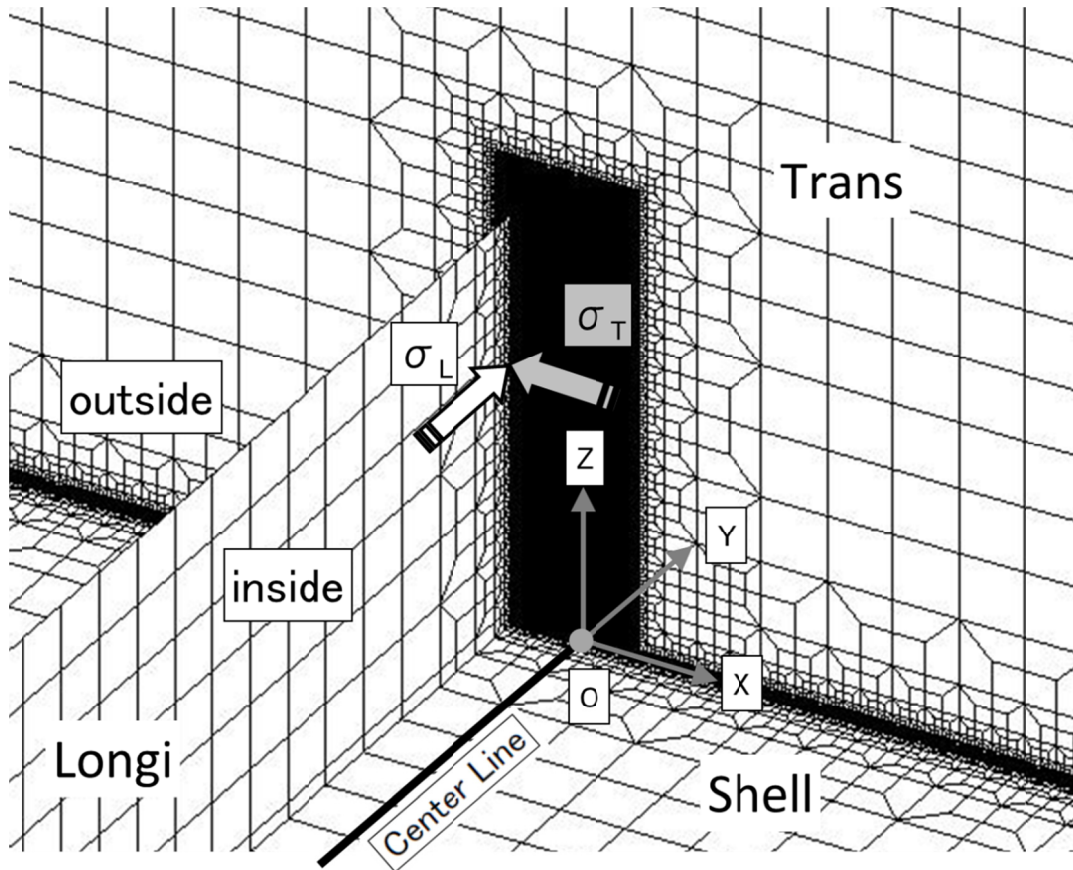


Fig. 2.2 Definition of σ_L and σ_T

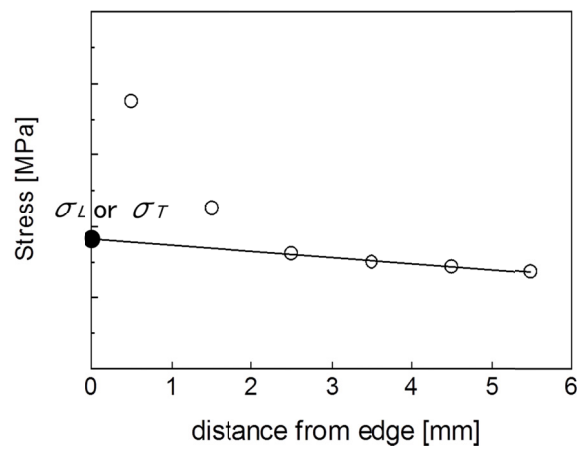


Fig. 2.3 Linear extrapolation of σ_L or σ_T

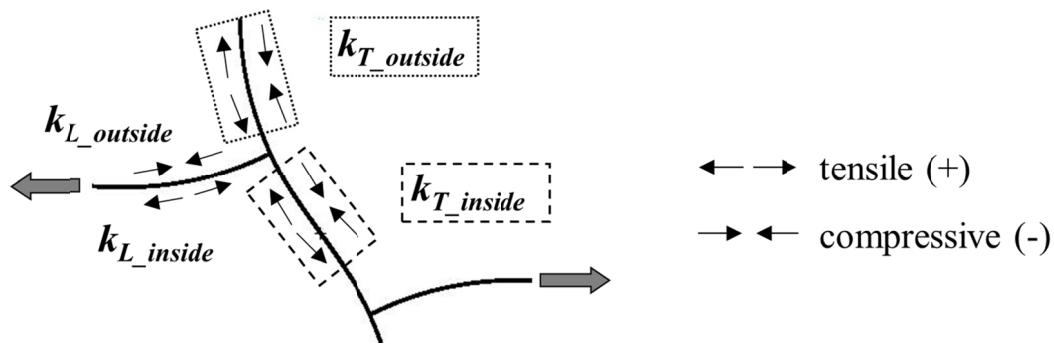


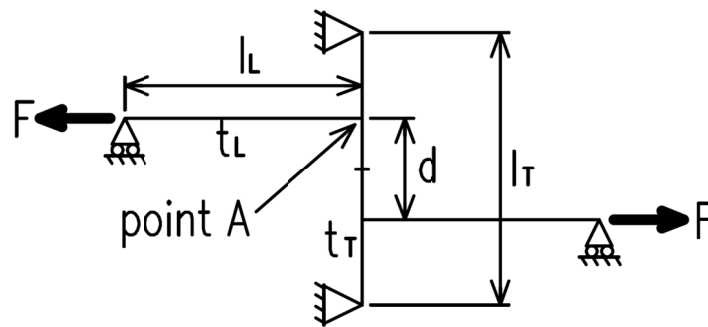
Fig. 2.4 Schematic explanation of the k values.

2.3 平行不連続構造における応力影響係数推定式の提案

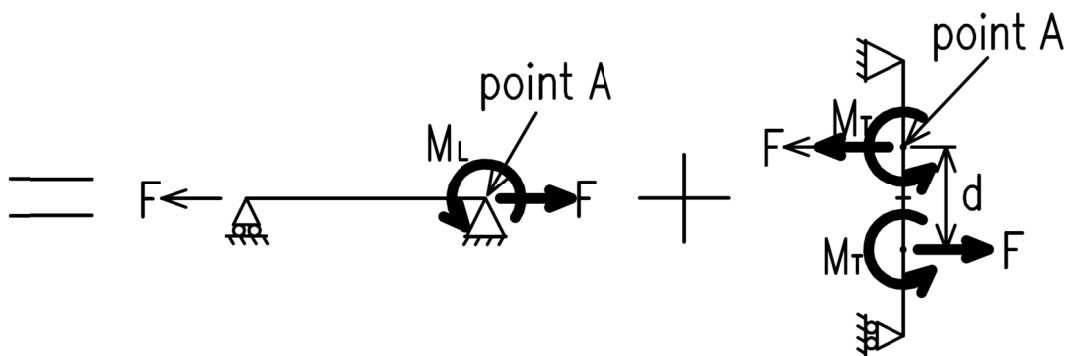
ここでは、平行不連続構造の材料力学モデルにて、応力影響係数の推定式を提案する。

2.3.1 平行不連続構造における応力影響係数推定式の提案

4つの応力影響係数の推定式の導出を以下に示す。



(0) Discontinuity model



(1) Longi model

(2) Trans model

Fig. 2.5 Superposition of discontinuity model.

Fig. 2.5 (0)は不連続モデルであり、重ね合わせの原理から(1) ロンジモデルと(2) トランスモデルに分けることが可能である．まずロンジモデルの A 点において、モーメント M_L による回転角 θ_L は(2.2)式で与えられる．回転角は時計回りを正とする．

$$\theta_L = -\frac{l_L M_L}{3EI_L} \quad (2.2)$$

次に、トランスモデルの A 点において、モーメント M_T 及び軸方向荷重 F による回転角 θ_T は(2.3)式で与えられる．

$$\theta_T = \frac{(-l_T^2 d + 3l_T d^2 - 2d^3)F + 2(-l_T^2 + 3l_T d - 3d^2)M_T}{12EI_T l_T} \quad (2.3)$$

A 点における連続性より $\theta_L = \theta_T$ と $M_L = -M_T$ という条件が成立する必要があるので、 M_L と $-M_T$ は(2.4)式で与えられる．

$$M_L = -M_T = \frac{(l_T^2 d - 3l_T d^2 + 2d^3)F}{4l_L l_T \left(\frac{I_T}{I_L} \right) - (-2l_T^2 + 6l_T d - 6d^2)} \quad (2.4)$$

ロンジモデルの A 点における曲げモーメントを M_{bL} とすると、ロンジに生じる最大・最小応力は(2.5)式となる．

$$\begin{aligned} \sigma_L &= \frac{F}{t_L} \pm \frac{M_{bL}}{Z_L} \\ &= \frac{F}{t_L} \left[1 \pm \frac{t_L M_{bL}}{F Z_L} \right] \end{aligned} \quad (2.5)$$

応力影響係数の定義より、 $k_L = \sigma_L / (F/t_L)$ であるので、

$$k_L = 1 \pm \frac{t_L M_{bL}}{F Z_L} \quad (2.6)$$

ロンジモデルでは $M_{bL} = M_L$ となるので、(2.4)式と(2.7)式を(2.6)式に代入し、ロンジの応力影響係数が(2.8)～(2.10)式の様になる． $k_{L_outside}$ の第 2 項の符号が(-)である理由は、Fig. 2.4 で示した通り、曲げ応力が圧縮側(-)であるためであり、 k_{L_inside} はその逆となるので符号は(+)となっている．

$$Z_L = t_L^2 / 6 \quad (2.7)$$

$$k_{L_outside} = 1 - 3 \frac{d}{t_L} C_p \quad (2.8)$$

$$k_{L_inside} = 1 + 3 \frac{d}{t_L} C_p \quad (2.9)$$

$$C_p = \left(1 + \frac{2 \left(\frac{l_L}{l_T} \right) \left(\frac{t_T}{t_L} \right)^3 + \left(\frac{d}{l_T} \right)^2}{2 \left(\frac{d}{l_T} \right)^2 - 3 \left(\frac{d}{l_T} \right) + 1} \right)^{-1} \quad (2.10)$$

トランスモデルの A 点における曲げモーメントを M_{bT} とすると、トランス応力は(2.11)式となる。

$$\sigma_T = \pm \frac{M_{bT}}{Z_T} \quad (2.11)$$

$$= \frac{F}{t_L} \left[\pm \frac{t_L M_{bT}}{F Z_T} \right]$$

$$k_T = \pm \frac{t_L M_{bT}}{F Z_T} \quad (2.12)$$

M_{bT} の計算過程は煩雑となるので付録 B に示すが、トランスモデルの A 点を挟み 2 種類存在する。それらと Z_T を(2.12)式に代入して、トランスの応力影響係数が(2.13)～(2.14)式のように求まる。

$$k_{T_outside} = \pm \frac{3 t_L d \left\{ \left(1 - C_p \right) \frac{d}{l_T} - 1 + C_p \right\}}{t_T^2} \quad (2.13)$$

$$k_{T_inside} = \pm \frac{3 t_L d \left\{ \left(1 - C_p \right) \frac{d}{l_T} - 1 \right\}}{t_T^2} \quad (2.14)$$

2.3.2 応力影響係数の挙動確認と推定式の妥当性

本節では，前節で提案した応力影響係数の推定式の結果を確認すると共に，同モデルを用いた FE 解析結果との比較を行うことで，推定式の妥当性を検証する．

推定式及び FE 解析を適用するモデルを Fig. 2.6(a)に示す．寸法は造船所で一般的に使われるトランス間距離 2800mm，ロンジ間距離 800mm の不連続部をモデル化したものである．FE 解析の荷重条件，境界条件は Fig. 2.6(b), (c)に示す．(c)の $\delta x=0$ は X 方向変位を拘束するという意味で，他も同様である．用いた要素は beam 要素で，最小要素寸法は 1mm，断面形状は矩形，汎用解析コード MSC Nastran 2011 ²⁾を使用した．

推定式の結果，及び FE 解析の結果を Fig. 2.7 に示す．線で示すのは前節で提案した推定式の結果，記号で示すのは FE 解析結果である．両者は非常に良い一致を示しており，提案した推定式の妥当性が確認された．加えて，IIW の推定式の結果も示した．

全体的に k_T が k_L より大きい結果となっている．また，IIW の結果と異なり，不連続量増加に伴い応力増加の比率である応力影響係数は単調増加とはならないことが判明した．また IIW の推定式と本推定式結果を比較すると，IIW の推定式が安全側の推定を行っていることも確認された．

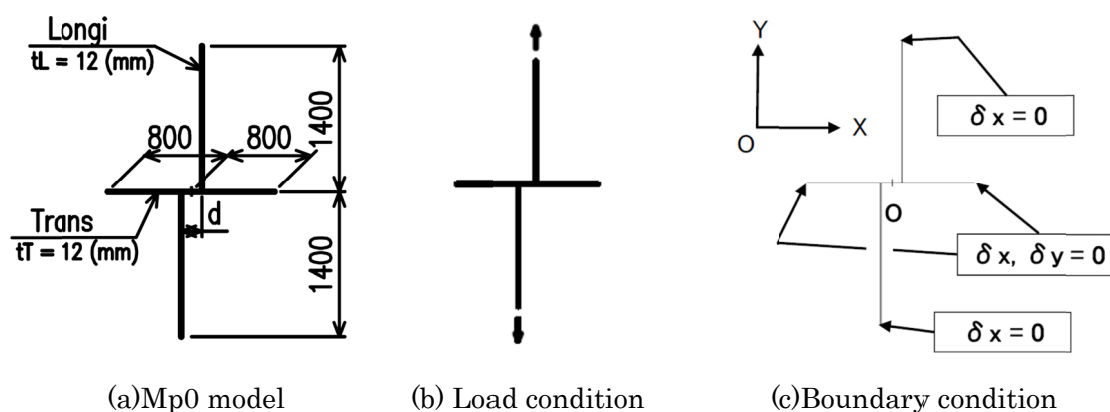


Fig. 2.6 *Strength-of-Materials* model.

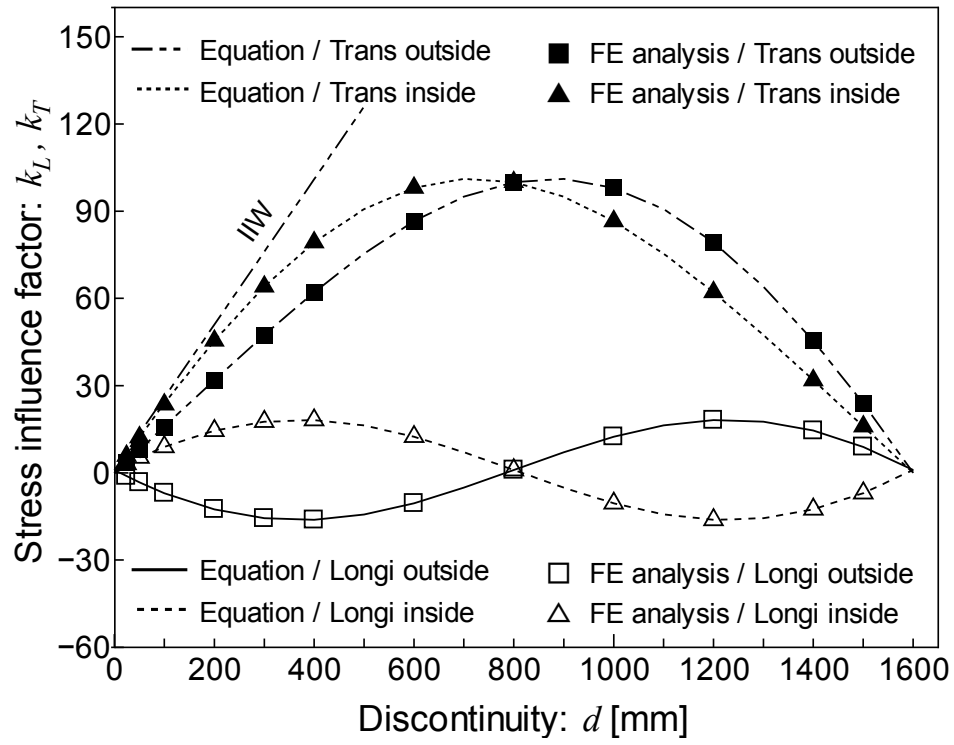


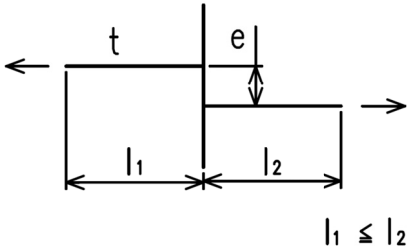
Fig. 2.7 Comparison of proposed equations based on the *Strength-of-Materials* model and FE analyses in Mp0 model.

2.4 IIW 目違いによる応力上昇率推定式の修正提案

IIW 疲労設計指針にて Table 2.1 に示す応力上昇率推定式が提案されている。λ は境界条件の違いを考慮するための係数であり、実構造物の目違いが局部応力に及ぼす影響を評価するのに有用である。しかし、この推定式を使用する際に適切な λ を採用することは、記されている 2 行の説明文のみで判断するのは十分とは言い難い。本節では、この推定式の背景調査を行い、境界条件と λ の関係を明らかにする。また、精査の結果、修正すべき点が発見されたので紹介する。

ここで、IIW 指針における推定式と条件式を(2.15)式、(2.16)式と置く。

Table 2.1 The formula in IIW Fatigue Recommendations.

	Cruciform joint	Stress magnification factor
IIW Fatigue Guidelines		$k_m = 1 + \lambda \cdot \frac{e \cdot l_1}{t(l_1 + l_2)}$
	λ varies from λ=3 (fully restrained) to λ=6 (unrestraint). For unrestrained remotely loaded joints assume: l ₁ = l ₂ and λ=6	

$$k_m = 1 + \frac{\lambda e l_1}{t(l_1 + l_2)} \quad (2.15)$$

$$l_1 \leq l_2 \quad (2.16)$$

2.4.1 参考文献調査

IIW 推定式の技術的背景と考えられる文献として、"Fatigue strength of misaligned cruciform and butt joints²²⁾ が挙げられる。その中に、Fig. 2.8 と Fig. 2.9 が記載されており、これらの図を基に推定式が成立していると考えられる。文献中には、これら 2 つの図以外に関連する記述等はない。

Fig. 2.8 に部材長さと板厚を記したものとして、Fig. 2.10 を用意した。各部材の名前は、b₁ ～ b₄とする。Fig. 2.10 (b) に示す長さ l と板厚 t を用いて Fig. 2.8 が示す条件を明記し

たものが(2.17)式～(2.19)式である．Fig. 2.8 には板厚情報が一か所しかないことから，(2.17)式が成立することは妥当であると考える．また，(2.19)式は図の位置関係から判断した．

Fig. 2.9 からは，係数に対応する境界条件が明らかになった．IIW 疲労設計指針では $\lambda=3 \sim 6$ となっている．

以上の文献から得た情報を基に，次節以降で材料力学的アプローチにより推定式の導出を試みる．

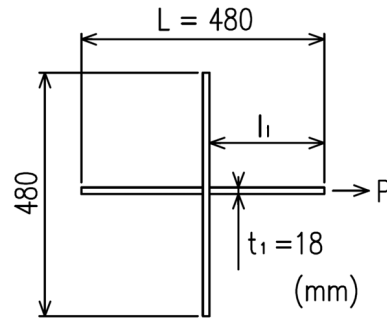


Fig. 2.8 The cruciform joint model

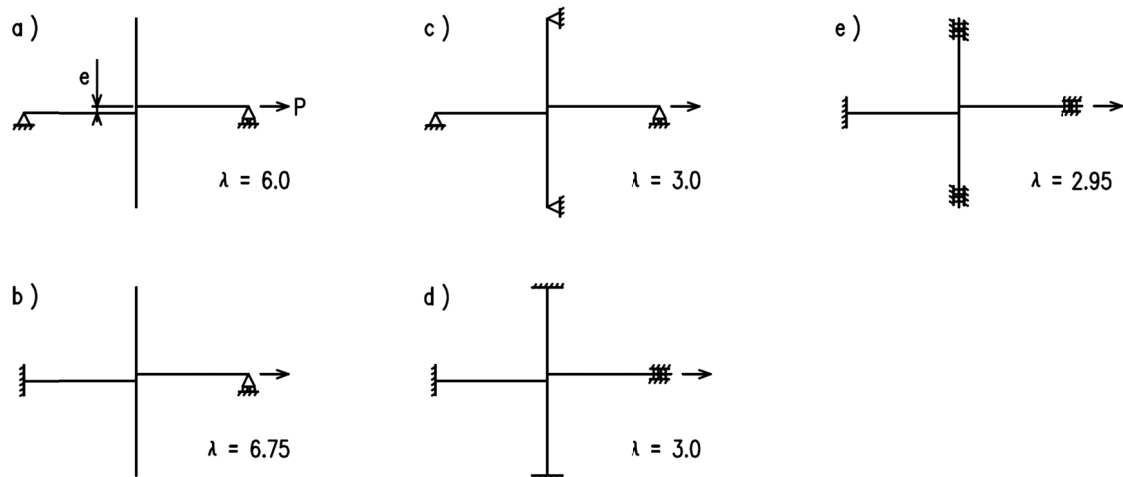


Fig. 2.9 Various values of λ

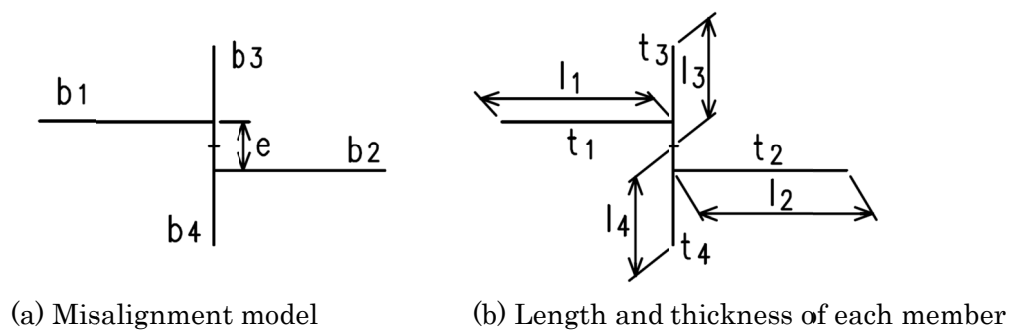


Fig. 2.10 Misalignment model.

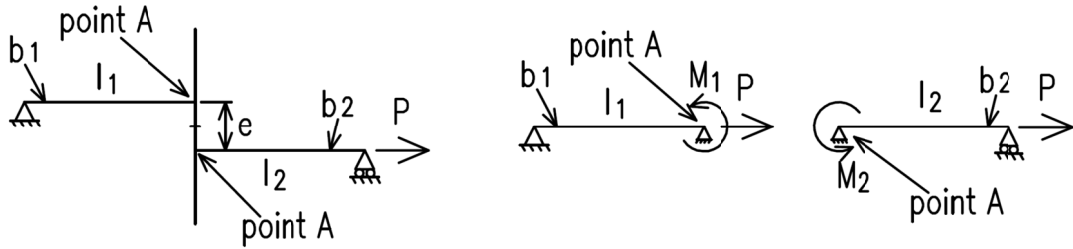
$$t_1 = t_2 = t_3 = t_4 \quad (2.17)$$

$$l_1 + l_2 = l_3 + l_4 \quad (2.18)$$

$$l_3 = l_4 \quad (2.19)$$

2.4.2 推定式の導出（ $\lambda=6$ ）

ここではIIW疲労設計指針で提示されている係数の最大値となる $\lambda=6$ の場合に対応する境界条件のもと、推定式の導出を試みる。対象モデルは、Fig. 2.9 から Fig. 2.11(a)となる。(b)は重ね合わせの原理より(a)を分解したものである。 b_3 と b_4 は端部条件が自由であり、モーメントを受け持つことができないため、(b)においては削除している。また、Fig. 2.11(a)にはA点が2つあるが、目違い量 e は微小であるとして以下の導出を行うため、同じ点を示す。



(a) Misalignment model

(b) Divided models.

Fig. 2.11 Misalignment model ($\lambda=6$).

まず、A点において目違いにより発生するモーメントを分解すると、(2.20)式になる。

$$Pe = M_1 + M_2 \quad (2.20)$$

A点での b_1 と b_2 の傾きは等しいので、

$$\theta = \frac{M_1 l_1}{3EI_1} = \frac{M_2 l_2}{3EI_2} \quad (2.21)$$

(2.17)式より、

$$I_1 = I_2 \quad (2.22)$$

(2.20)式と(2.21)式、(2.22)式より、

$$M_1 = \frac{Pel_2}{l_1 + l_2} \quad (2.23)$$

A点における b_1 の曲げモーメントは M_1 そのものであるため、曲げ応力は(2.24)式となる。

$$\sigma_B = \frac{M_1}{Z_1} = \frac{6Pel_2}{t^2(l_1 + l_2)} \left(\because Z_1 = \frac{t^2}{6} \right) \quad (2.24)$$

従って、A 点の応力は引張応力と曲げ応力の重ね合わせより次式で表される．

$$\sigma = \frac{P}{t} + \sigma_B \quad (2.25)$$

$$= \frac{P}{t} \left\{ 1 + \frac{6el_2}{t(l_1 + l_2)} \right\} \quad (2.26)$$

応力上昇率の定義より、 b_1 の応力上昇率の推定式は(2.27)式となる．

$$k_{m1} = 1 + \frac{6el_2}{t(l_1 + l_2)} \quad (2.27)$$

同様に、 b_2 の応力上昇率の推定式は(2.28)式で表される．

$$k_{m2} = 1 + \frac{6el_1}{t(l_1 + l_2)} \quad (2.28)$$

(2.28)式は IIW の推定式(2.15)式と等しいので、IIW の推定式は b_2 の応力上昇率を示していることになる．また(2.16)式から判断すると、(2.27)式より(2.28)式の方が小さい結果となる．つまり、IIW の推定式は、目違いモデルの中で応力上昇率の小さい部材を対象としていることになる．このことは安全設計の観点から言えば不適切である．従って、IIW の推定式の条件(2.16)式を(2.29)式のように変更することを提案する．その結果、推定式はモデル中でより大きな応力上昇となる部材を対象とするものに変更され、安全側の構造強度評価をもたらすことになる．

$$l_1 \geq l_2 \quad (2.29)$$

2.4.3 推定式の導出（ $\lambda=3$ ）

次に、IIW 疲労設計指針で提示されている係数の最小値となる $\lambda=3$ の場合に対応する境界条件のもと、推定式の導出を行う．対象モデルは、Fig. 2.12 である．

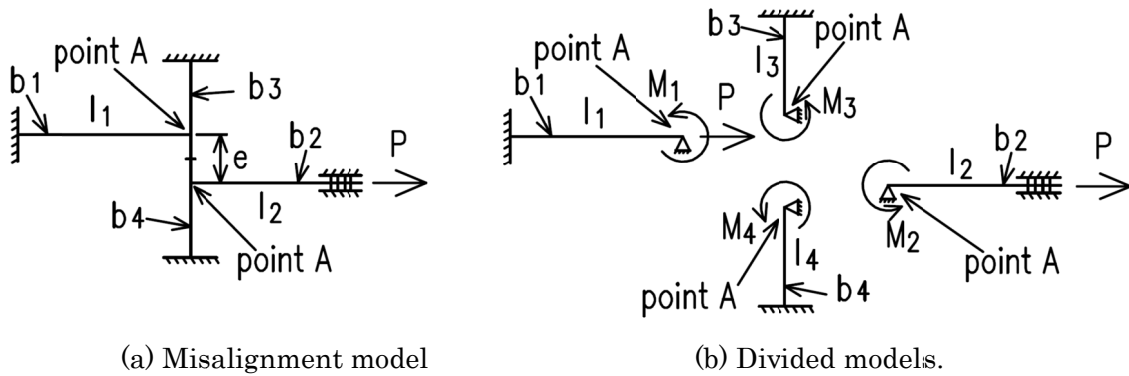


Fig. 2.12 Misalignment model ($\lambda=3$).

A 点において目違いによって発生するモーメントを分解すると, (2.30)式になる

$$Pe = M_1 + M_2 + M_3 + M_4 \quad (2.30)$$

A 点での b_1 と b_2 , b_3 , b_4 部材の傾きは等しいので,

$$\theta = \frac{M_1 l_1}{4EI_1} = \frac{M_2 l_2}{4EI_2} = \frac{M_3 l_3}{4EI_3} = \frac{M_4 l_4}{4EI_4} \quad (2.31)$$

(2.17)式より,

$$I_1 = I_2 = I_3 = I_4 \quad (2.32)$$

(2.18)式と(2.19)式より,

$$l_3 = \frac{l_1 + l_2}{2} \quad (2.33)$$

(2.30)式～(2.33)式より, b_1 が受け持つモーメント M_1 は,

$$M_1 = \frac{Pel_2}{l_1 + l_2 + \frac{4l_1 l_2}{l_1 + l_2}} \quad (2.34)$$

従って, (2.24)式～(2.26)式と同様の展開を行い, b_1 に対応する推定式は,

$$k_{m1} = 1 + \frac{3el_2}{t \left(\frac{l_1 + l_2 + \frac{4l_1 l_2}{l_1 + l_2}}{2} \right)} \quad (2.35)$$

同様に, b_2 に対応する推定式は,

$$k_{m2} = 1 + \frac{3el_1}{t \left(\frac{l_1 + l_2 + \frac{4l_1l_2}{l_1 + l_2}}{2} \right)} \quad (2.36)$$

ここで、 b_1 に対応する推定式(2.35)式、 b_2 に対応する推定式(2.36)式と IIW の推定式の比較を行うため、 $e=1.8$ mm, $l_1 + l_2 = 2800$ mm, $t_1 = t_2 = t_3 = t_4 = 12$ mm の場合における 3 つの式の結果を Fig. 2.13 に示す。IIW 推定式は(2.16)式より、Fig. 2.13 の左半分 ($l_1 < 1400$ mm) が適用範囲となる。

IIW 推定式は b_2 に対応する推定式と一致する挙動を見せており、 $\lambda=6$ の比較結果と同様の結果となる。しかし、左半分では b_1 に対応する推定式の方が大きな値を示しているため、やはり IIW の推定式は安全設計とは逆の結果をもたらすことになる。従って、 $\lambda=3$ の場合においても $\lambda=6$ の場合と同様に、IIW の推定式の条件(2.16)式を(2.29)式の様に変更することを提案する。なお、 $l_1 > \text{abt.} 1600$ mm の範囲では、IIW 推定式と b_2 に対応する推定式の差が出てくるが、この範囲は現実的な構造においては適用されないと考えられるので、この差については無視して良いと考えられる。

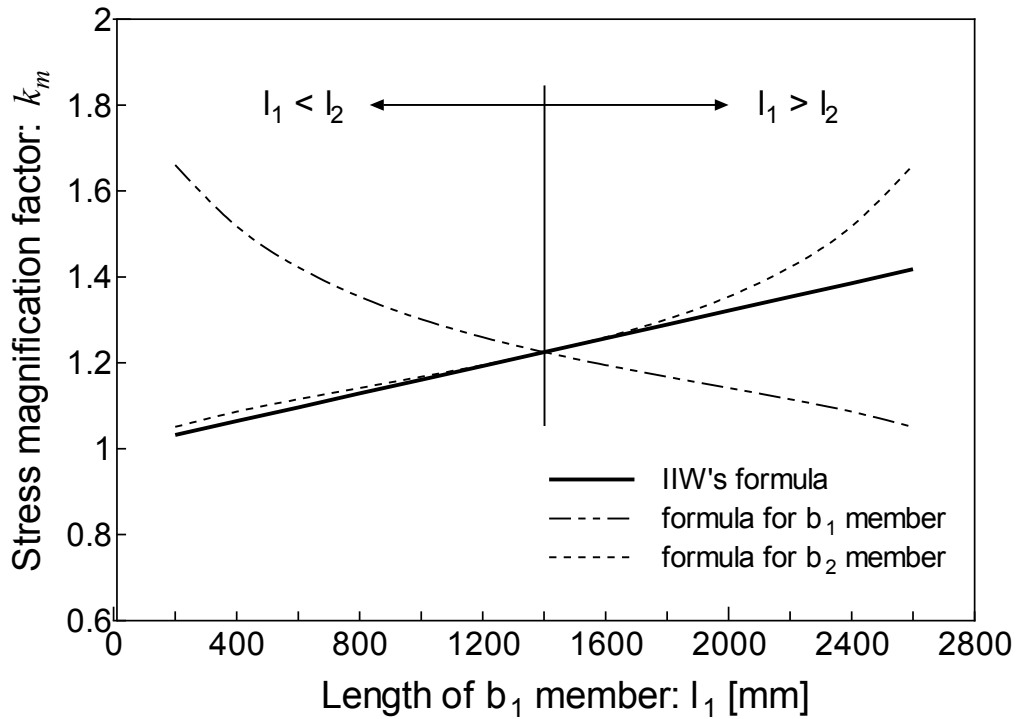


Fig. 2.13 Comparison IIW's formula and equations (2.35) & (2.36).

2.4.4 IIW 目違いによる応力上昇率推定式の修正提案まとめ

IIW 疲労設計指針にて提案されている応力上昇率推定式に対する修正提案は次の 2 つとなる。この修正を行えば、推定式の結果が目違いモデル中の応力上昇率の大きな方を対象とすることになり、安全側の結果をもたらすことになる。

1. 推定式は、 l_2 の長さを持つ部材の結果を示すことを明記する。
2. 付属する条件式を、 $l_1 \geq l_2$ に変更する。

2.5 結言

本章では、まず本研究で評価対象となる応力影響係数の定義を行った。次に、材料力学的アプローチにより目違い範囲から不連続範囲まで適用可能な新しい応力影響係数の推定式を提案した。また、beam 要素を用いた FE 解析結果との比較を行い、推定式の妥当性を確認した。得られた結果は以下の通りである。

- 1) 平行不連続構造の材料力学モデルにおいて、目違い範囲よりずれ量の大きい不連続範囲まで対象に含めた応力影響係数の推定式を提案した。また、FE 解析結果との一致も示し、推定式の妥当性を示した。
- 2) ロンジの応力影響係数よりトランスの応力影響係数の方が大きいことが判明した。
- 3) 不連続量が増加すると応力影響係数は、ピークを持つ挙動を示すことが明らかになり、これは既存の目違いによる応力上昇の推定式では見られない現象であることを示した。
- 4) IIW の推定式において安全設計の観点から修正すべき点を提案した。

第3章

平行不連続構造の応力影響係数と荷重伝達率評価

3.1 緒言

前章では不連続を構成する主要部材のみを対象とした材料力学モデルにおいて、応力影響係数 k の挙動を確認した。その結果、基本的な挙動の傾向を掴み、不連続範囲においては応力影響係数が収束する現象が発生することを確認した。

本章では、第1章で Mp1 モデルと名付けた不連続構造ベースモデルにて、shell 要素によりモデル化した EF 解析を実施し、応力影響係数の挙動に対する荷重様式と構造寸法の影響を確認する。それにより二次元モデルである材料力学モデルでは表現できない、Z 軸方向に存在する部材が応力影響係数に及ぼす影響を把握することができ、実構造に存在する不連続が応力集中を誘起する機構を検討できる。加えて、前章で提案した応力影響係数の推定式の結果と比較検討し、材料力学モデルでは生じない現象を推定式に取り込むことで、不連続構造ベースモデルでの応力影響係数の推定を試みる。本章以降では応力影響係数に加え、荷重伝達率という評価値を検討する。荷重伝達率の詳細な定義は後述するが、不連続量の増加によって荷重伝達がどの程度変化するかを表現するものである。

以上の解析結果の妥当性を補強する検討として、solid 要素を用いた FE 解析を行い、比較検討を実施した。

3.2 解析モデルと解析条件

本章で実施した解析の種類、FE 解析での最小メッシュサイズ、要素の種類等を示す。解析モデルについては、3.2.1 節で説明する。FE 解析には汎用解析コード MSC Nastran 2011、及び Femap with NX Nastran²³⁾を使用した。なお、静解析においては両解析コードによる差はないことを確認している。

Table 3.1 Analyses carried out in this chapter.

Corresponding Model		Mp1	Mp1a	Mp1
Element Type		Shell Element		Solid Element
Minmum Element Size		1 mm x 1 mm		1 mm x 1 mm x 1 mm
Max Number of Nodes		90177	74855	546000
Max Number of Elements		91244	74298	511488
Loading Mode	Axial Load	○	○	○
	Lateral Pressure	○	×	×
	Axial Load and Lateral Pressure	○	×	×

3.2.1 解析モデル

Fig. 3.1 に解析モデルを示す．不連続構造ベースモデルとして(a)Mp1 モデル，Mp1 モデルからシェルを取り除いたものを(b)Mp1a モデルとする．モデルの変数は不連続量 d とトランス板厚 t_T とし，値は Table 3.2 に示す．表中の β はロンジ板厚に対するトランス板厚の比であり，(3.1)式で定義する．Fig. 3.2 と Fig. 3.3 に shell 要素と solid 要素による Mp1 モデルの要素分割の様子を示す．

$$\beta = t_T / t_L \quad (3.1)$$

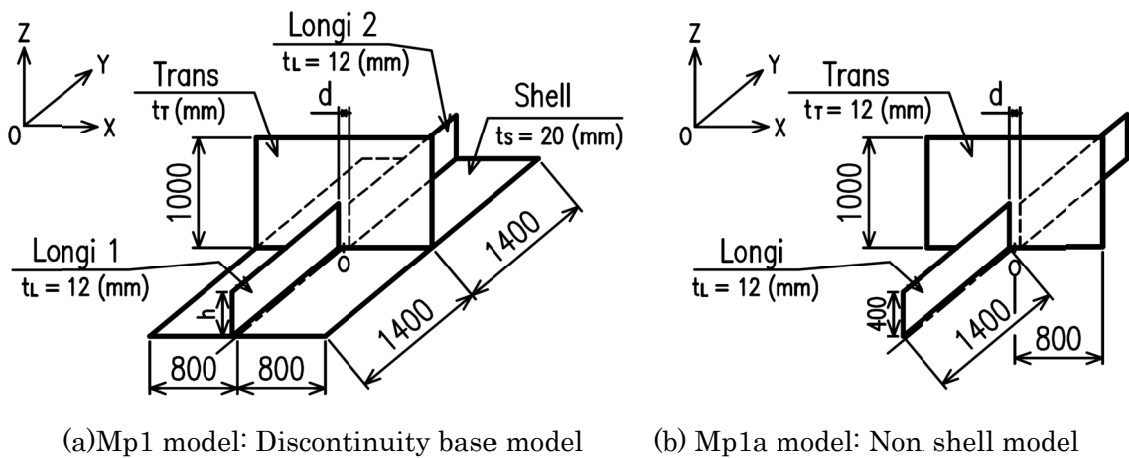
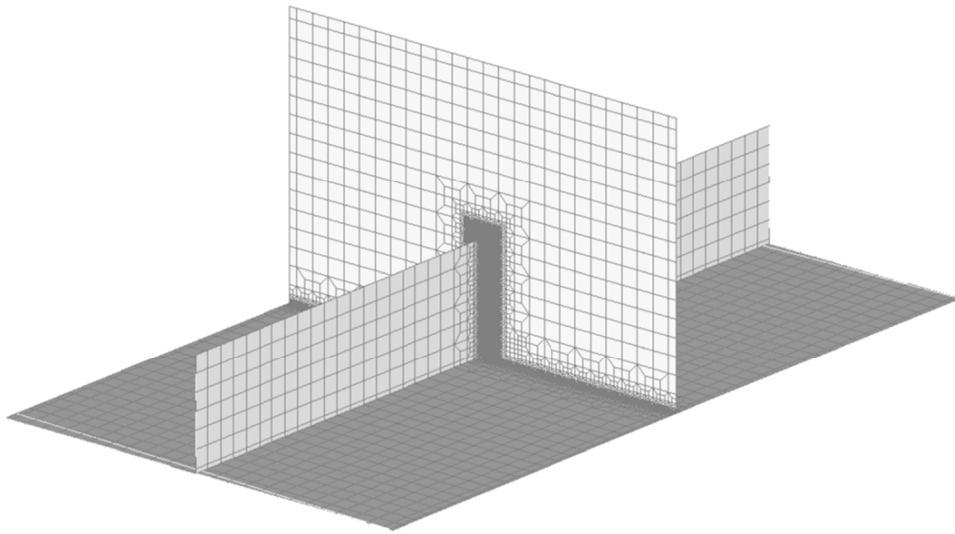


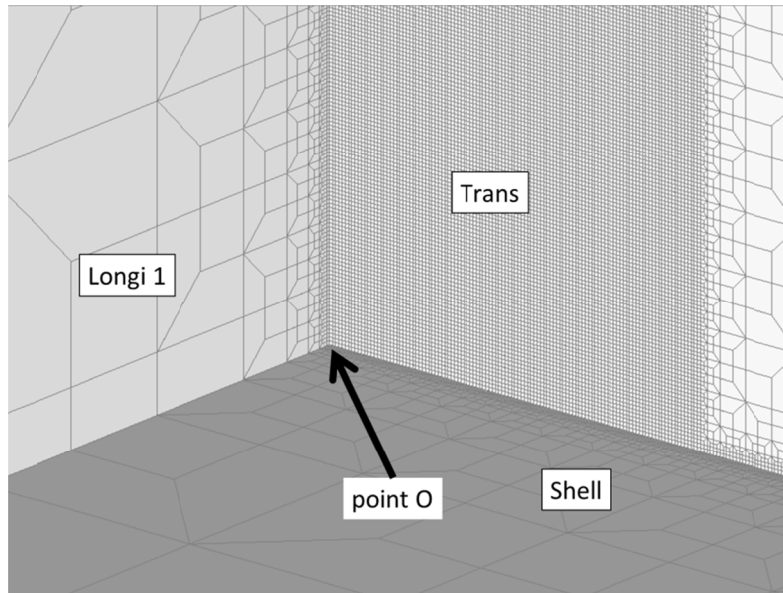
Fig. 3.1 Schematic illustration for analyzed model.

Table 3.2 Geometrical conditions for Mp1 model.

h [mm]	400				
β ($t\tau$)	0.7 (8)	1.0 (12)	1.3 (16)	1.7 (20)	
d [mm]	0	4	6	12	24
	50	100	150	200	

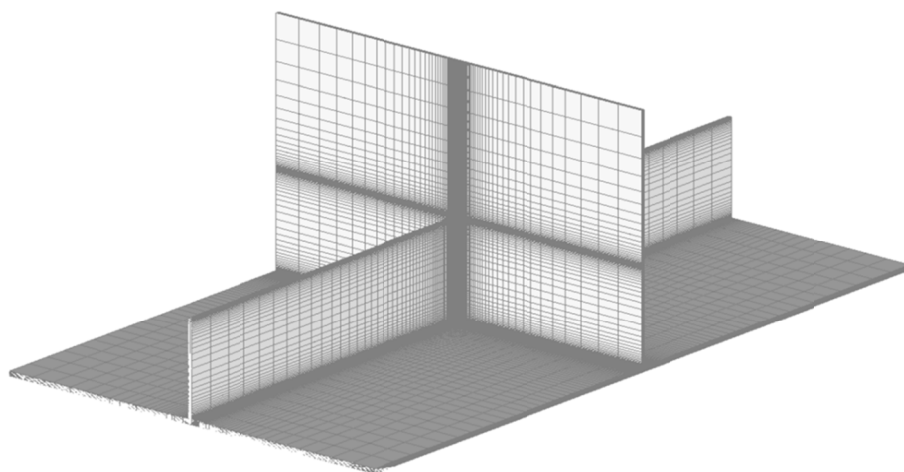


(a) Entire model

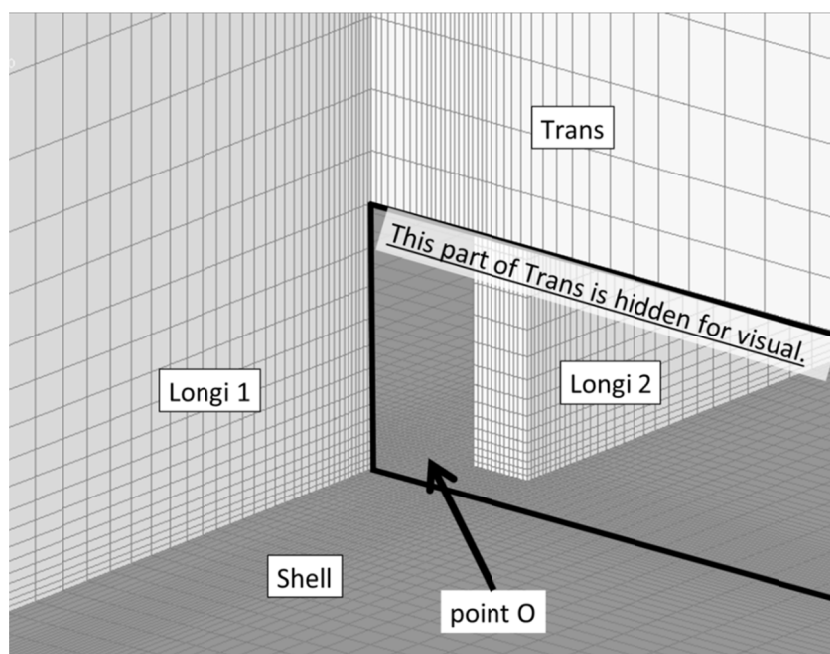


(b) Focused part

Fig. 3.2 Finite element subdivision of Mp1 model by shell element.



(a) Entire model



(b) Focused part

Fig. 3.3 Finite element subdivision of Mp1 model by solid element.

3.2.2 境界条件・荷重条件

境界条件を Fig. 3.4 に示す. XYZ 座標は図中に示す通りで, 座標軸の原点は各図の O 点とする. $\delta_x=0$ は X 方向変位を拘束, $\theta_x=0$ は X 軸周りの回転を拘束するという意味であり, 他も同様である. 荷重は, 船体縦曲げモーメントによる軸力と海水圧による分布荷重の 2 つを想定する. Fig. 3.5 に示す様な船体中央断面を持つ船において, 軸力のみが作用する箇所を点 A, 水圧のみが作用する箇所を点 B, 軸力と水圧が同時に作用する箇所を点 C

と D (C と D は軸力の符号が異なる) とし, それぞれの値を Load case A, B, C, D とし Table 3.3 に示す. 軸力は NK 規則²⁴⁾ で規定される KA36 鋼の許容応力から決定した. 水圧は各点の喫水に対応する値とした. 軸力と水圧が作用する様子を Fig. 3.6 に図解する.

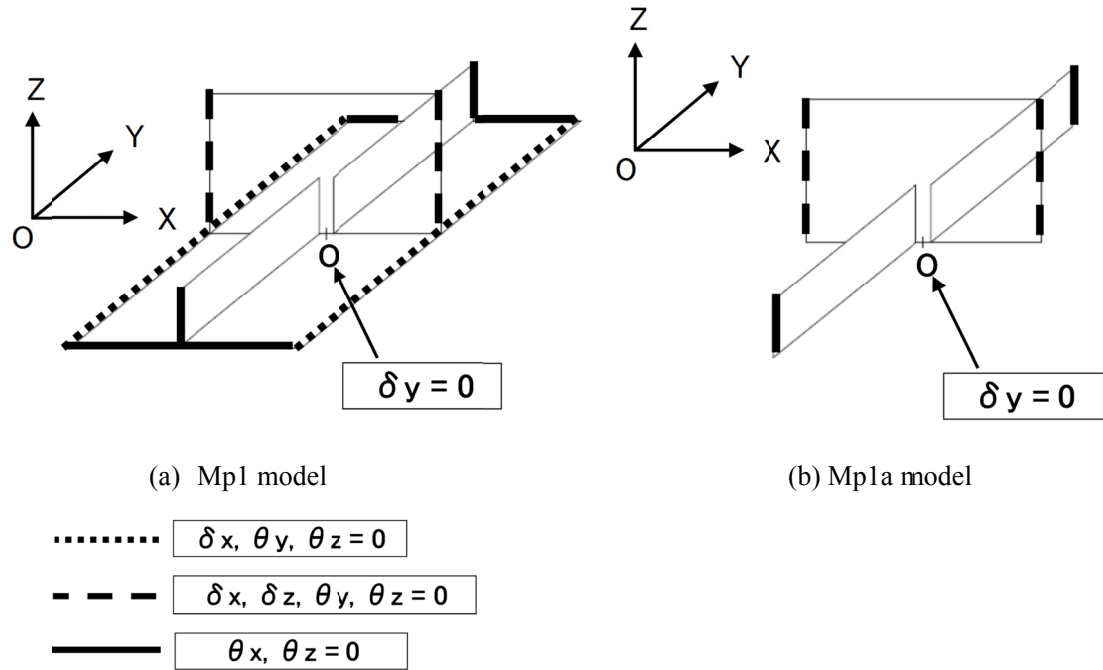


Fig. 3.4 Boundary condition.

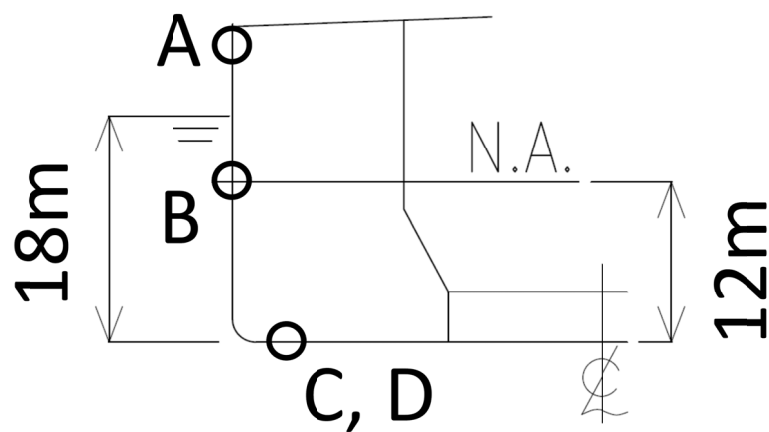


Fig. 3.5 Midship section.

Table 3.3 Load cases.

Load case	Axial Load (N/mm ²)	Lateral Pressure (N/mm ²)
A	243	0
B	0	0.06
C	243	0.18
D	-243	0.18

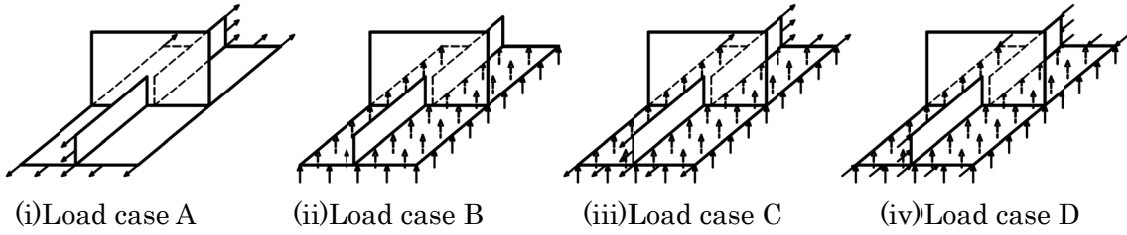


Fig. 3.6 Schematic explanations for load conditions.

3.3 荷重伝達率 R の定義

本節では荷重伝達率 R を定義する. Fig. 3.1(a) Mp1 モデルにおいて不連続が無い場合 ($d=0$) のロンジ 1 からロンジ 2 へ伝達する荷重に対する, 任意の不連続量が存在する場合のロンジ 1 からロンジ 2 へ伝達する荷重の比を荷重伝達率 R と定義し, (3.2) 式に示す. なお, 荷重伝達率設定の意図から, 軸力作用時である Load case A の場合のみ評価を行う.

$$R = \frac{\int_0^h \sigma_{y(z)_Longi\ 2} t_L dz}{\int_0^h \sigma_{y(z)_Longi\ 2_d=0} t_L dz} \quad (3.2)$$

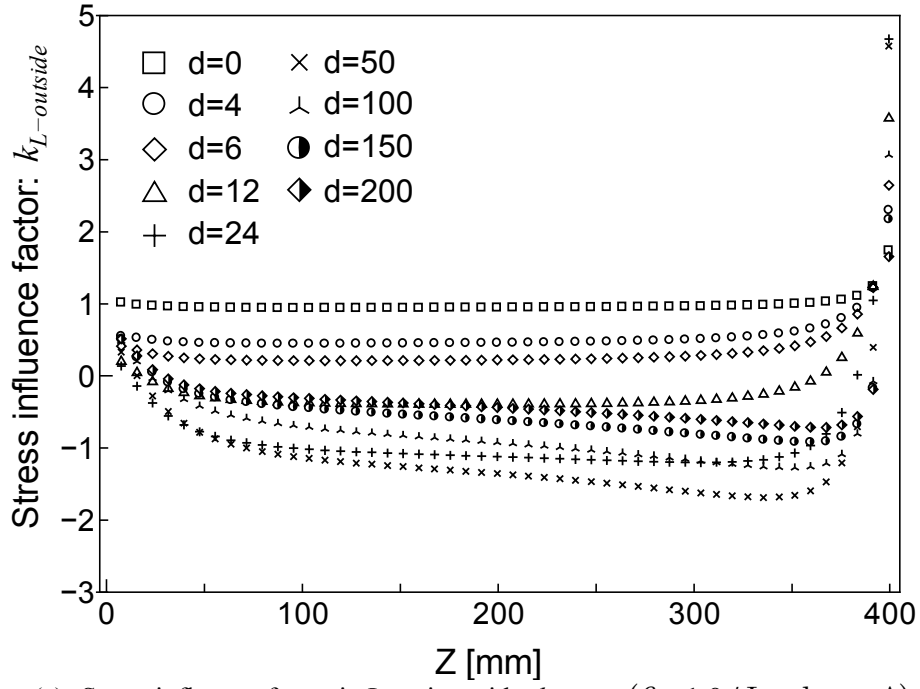
3.4 平行不連続構造の応力影響係数の評価

Mp1 モデルにおける応力影響係数 k の挙動を確認し, 荷重様式とトランス板厚の影響を評価する. 本章の k の算出にあたっては, ロンジの k では Fig. 3.1(a) の Mp1 モデルの Y 方向成分応力, トランスの k では同モデルの X 方向成分を用いて与えた. この理由は, 第 2 章での材料力学的アプローチによって求めた応力と比較検討するためである. なお, ロンジ上下端の構造的応力集中部を除いて, X, Y 方向成分応力の絶対値と Mises 応力の差は小さいことを確認している.

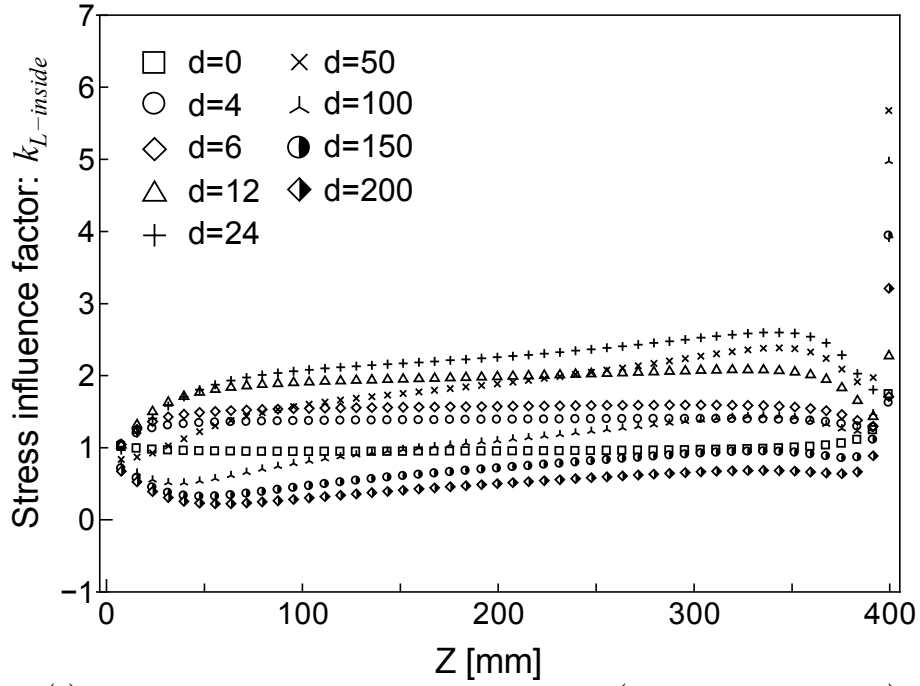
3.4.1 軸力作用時（Load case A）の応力影響係数の評価

Load case A, $\beta=1.0$ の時の $k_{L-outside}$, $k_{L-inside}$, $k_{T-outside}$, $k_{T-inside}$ の不連続量 d による変化を, ロンジ高さ位置の座標 Z の関数として Fig. 3.7 に示す. d が大きくなるにつれ係数の変化が大きくなるが, $d=24\text{ mm}$ もしくは $d=50\text{ mm}$ で変化が減少に転ずることが確認できる. また, 全体的にトランスの応力影響係数 k_T の変化の方がロンジの応力影響係数 k_L より大きいことが確認できる.

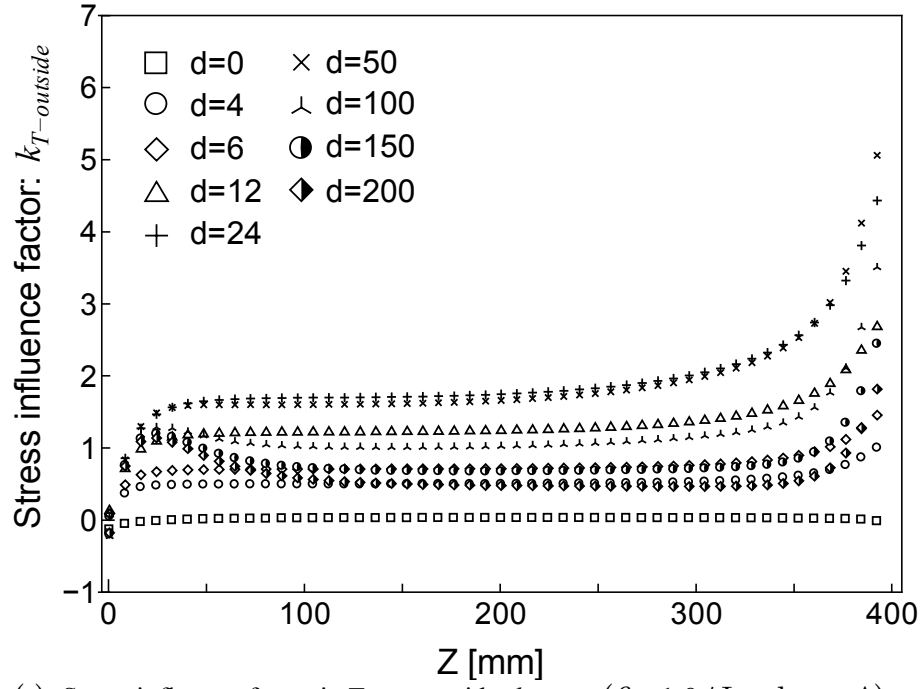
不連続量 d が応力影響係数 k に及ぼす変化をより詳細に検討するため, ロンジ板厚に対するトランス板厚の比である β 毎に応力影響係数 k の最大値を読み取り, その値の変化を Fig. 3.8 に示す. 最大値は第 2 章で示す様に構造的応力集中部を除いた外挿を行い, $Z=400\text{mm}$ での値を評価した. その結果, 応力影響係数 k は単調増加しておらず, 極値を有することが確認できる. また, 不連続量 d をある一定量大きくすることで k が収束する傾向も確認できる. 加えて, 基準応力が同じであるので, Fig. 3.8 に示す結果から k_L と k_T の大小関係が判断でき, その結果 k_T が大きいことが判明した. 応力影響係数 k の値が比較的大きい $d < 50\text{mm}$ の範囲では, β が大きい場合に応力影響係数 k の変化が抑えられ, β の差の影響も大きいことが判明した. したがって, トランス板厚の増厚と不連続量を適切に設定することで, 接合部近傍における応力集中を緩和することが可能であると考えられる. $d > 50\text{mm}$ の範囲では β の差の影響が小さくなることが確認できる.



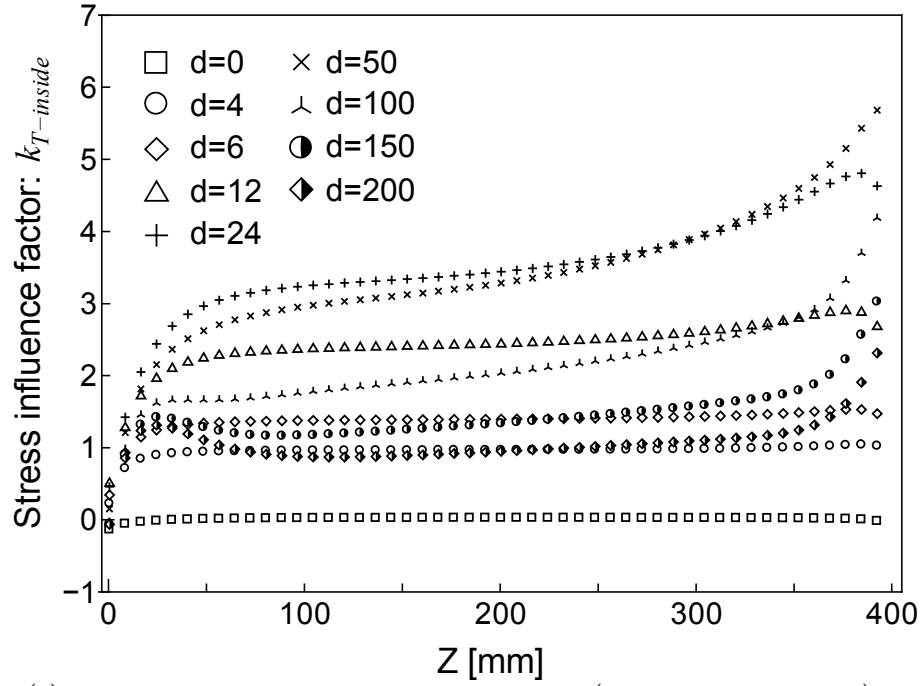
(a) Stress influence factor in Longi outside: $k_{L-outside}$ ($\beta = 1.0$ / Load case A)



(b) Stress influence factor in Longi inside: $k_{L-inside}$ ($\beta = 1.0$ / Load case A)

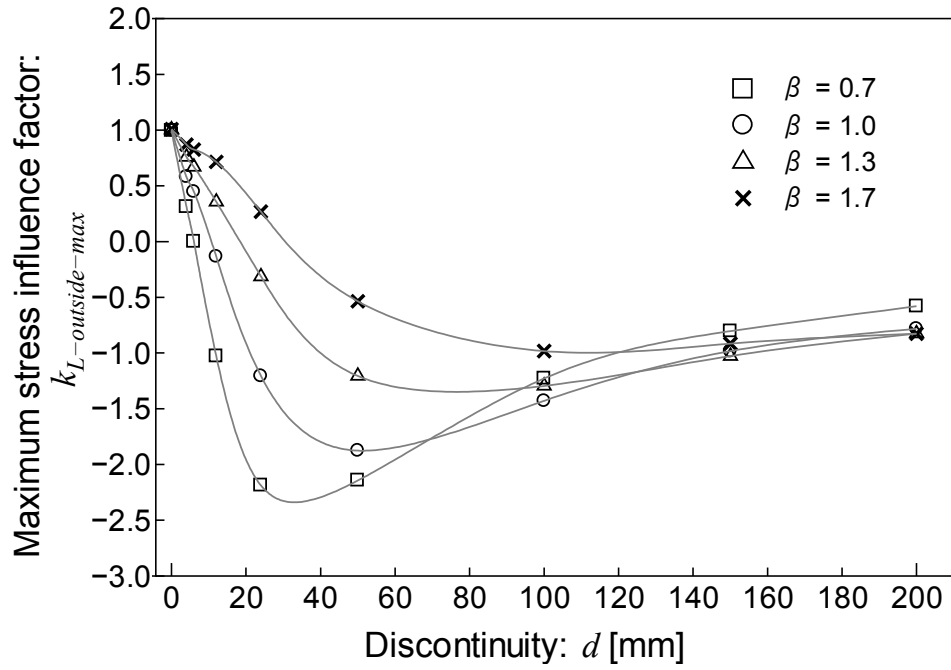


(c) Stress influence factor in Trans outside: $k_{T-outside}$ ($\beta = 1.0$ / Load case A)

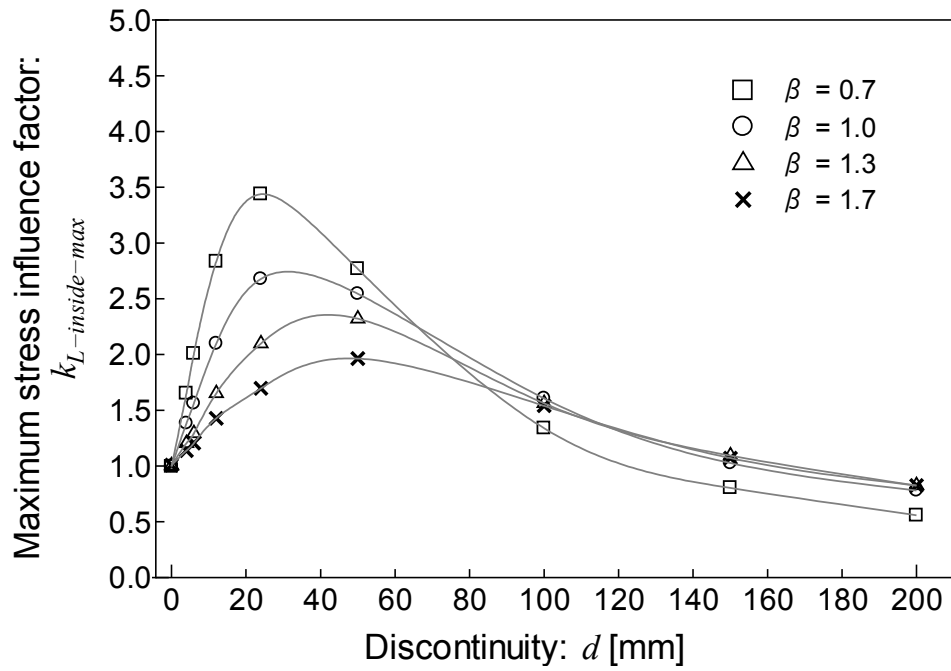


(d) Stress influence factor in Trans inside: $k_{T-inside}$ ($\beta = 1.0$ / Load case A)

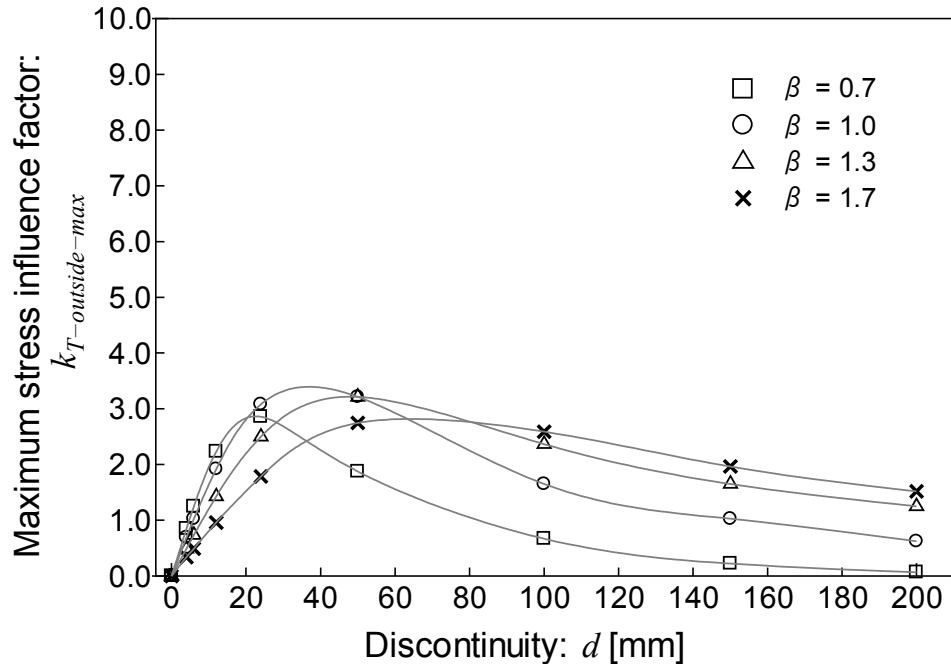
Fig. 3.7 Variation of stress influence factor. ($\beta = 1.0$ / Load case A)



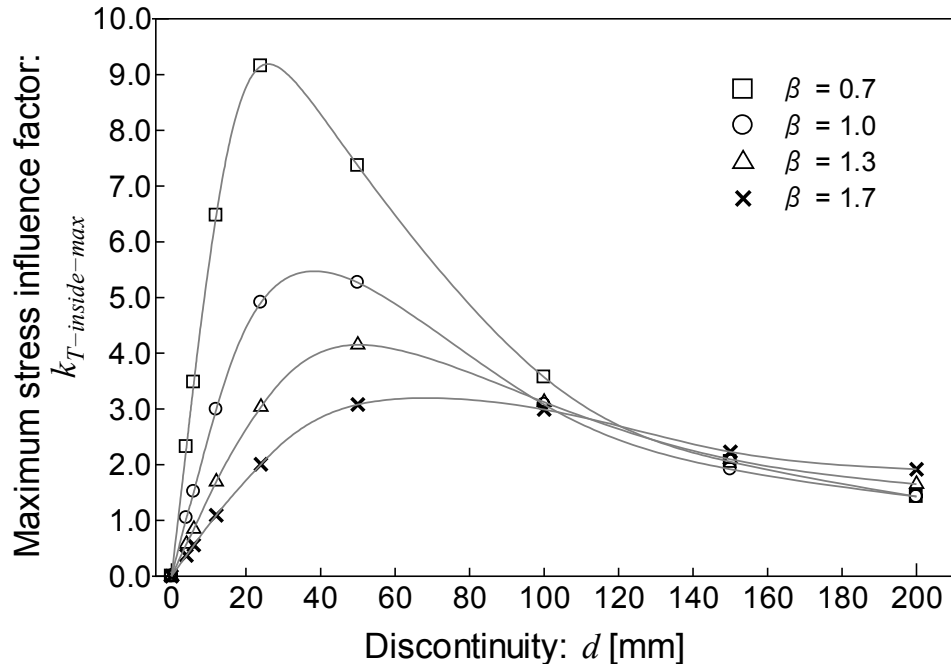
(a) Maximum stress influence factor in Longi outside: $k_{L-outside-max}$ ($Z=400\text{mm}$ /Load case A)



(b) Maximum stress influence factor in Longi inside: $k_{L-inside-max}$ ($Z=400\text{mm}$ /Load case A)



(c) Maximum stress influence factor in Trans outside: $k_{T-outside-max}$ ($Z=400$ mm/Load case A)



(d) Maximum stress influence factor in Trans inside: $k_{T-inside-max}$ ($Z=400$ mm/Load case A)

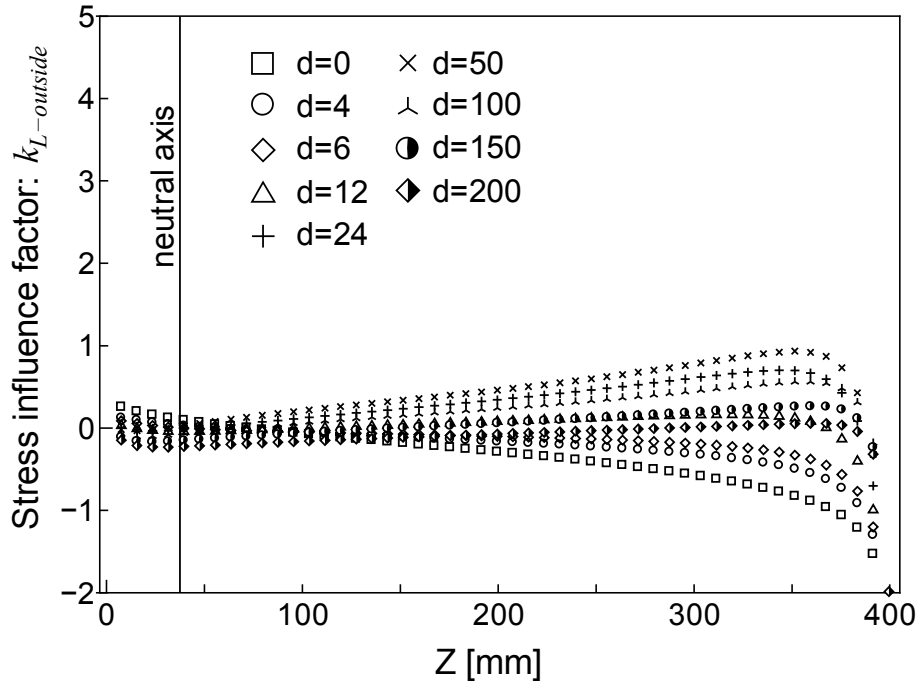
Fig. 3.8 Variation of maximum stress influence factor due to discontinuity.
($Z=400$ mm/Load case A)

3.4.2 水圧作用時（Load case B）の応力影響係数の評価

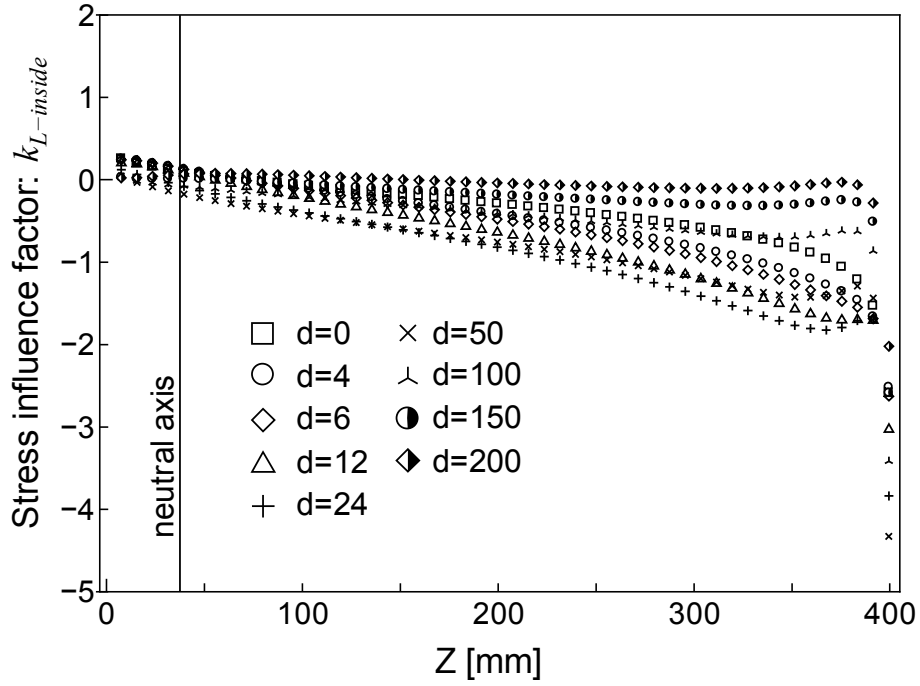
本節では Load case B の解析結果を示す. Load case A の場合と同様に, $\beta=1.0$ の時の $k_{L-outside}$, $k_{L-inside}$, $k_{T-outside}$, $k_{T-inside}$ の不連続量 d による変化を, 横軸を Z として Fig. 3.9 に示す. 図から Load case A と同様の傾向として, $d=24\text{mm}$ もしくは $d=50\text{ mm}$ で変化が減少に転ずることが挙げられる. 異なる点は, $Z=50\text{ mm}$ 付近に回転中心があるような応力影響係数の分布が確認されることである. これはこの高さ付近に, ロンジとシェルで構成する断面の中立軸が存在するからであると考えられ, 図中に中立軸を示す.

Fig. 3.10 に β 毎の k の最大値として, 外挿によって求めた $Z=400\text{mm}$ での値の変化を示す. Load case A と同様, 極値を有する変化を示すこと, ロンジ板厚に対してトランス板厚を増せば変化が抑制されること, $k_{T-inside}$ の変化が他よりも大きくなることが判明した.

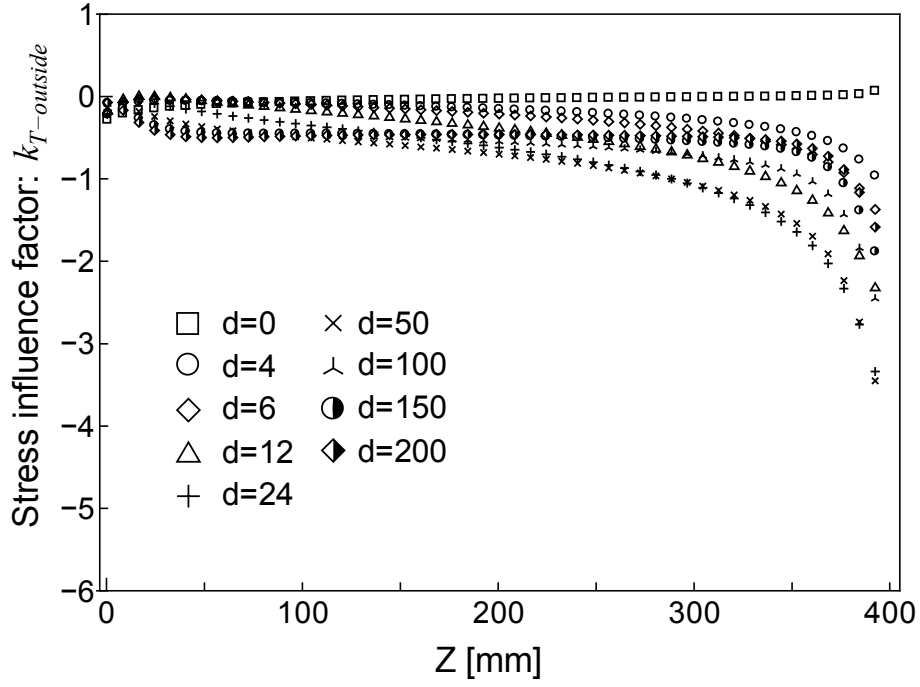
Load case A と比較すると, Load case B の係数の変化率の最大値は小さいことが確認できる. しかし, これは各荷重様式にて基準応力に対する変化率の大小であるので, 両者の比較を行う場合は, 基準応力と応力影響係数の積の絶対値を用いて比較することが必要である.



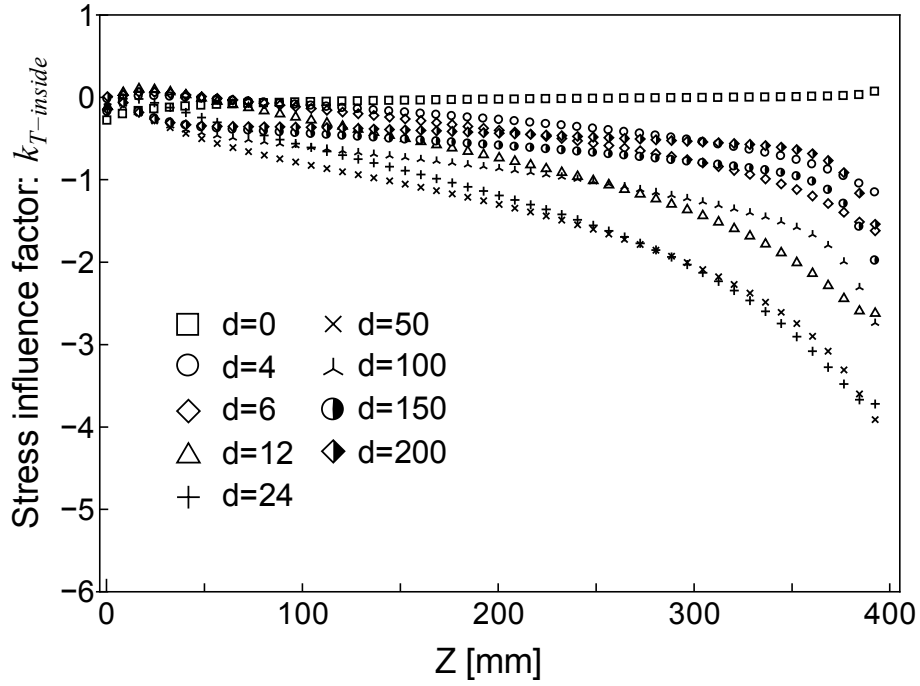
(a) Stress influence factor in Longi outside: $k_{L-ousside}$ ($\beta = 1.0$ / Load case B)



(b) Stress influence factor in Longi inside: $k_{L-inside}$ ($\beta = 1.0$ / Load case B)

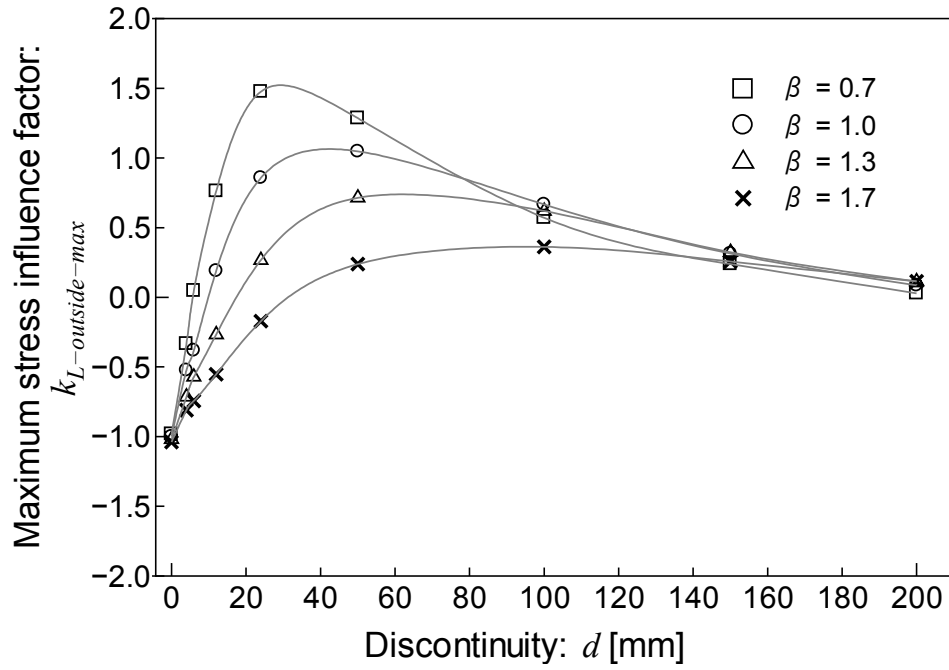


(c) Stress influence factor in Trans outside: $k_{T-outside}$ ($\beta = 1.0$ / Load case B)

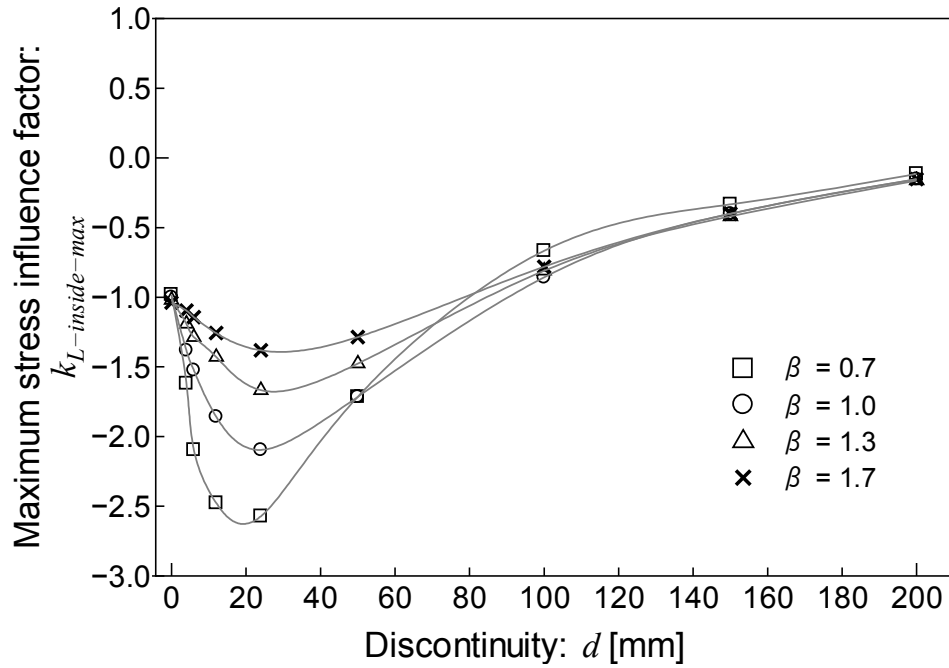


(d) Stress influence factor in Trans inside: $k_{T-inside}$ ($\beta = 1.0$ / Load case B)

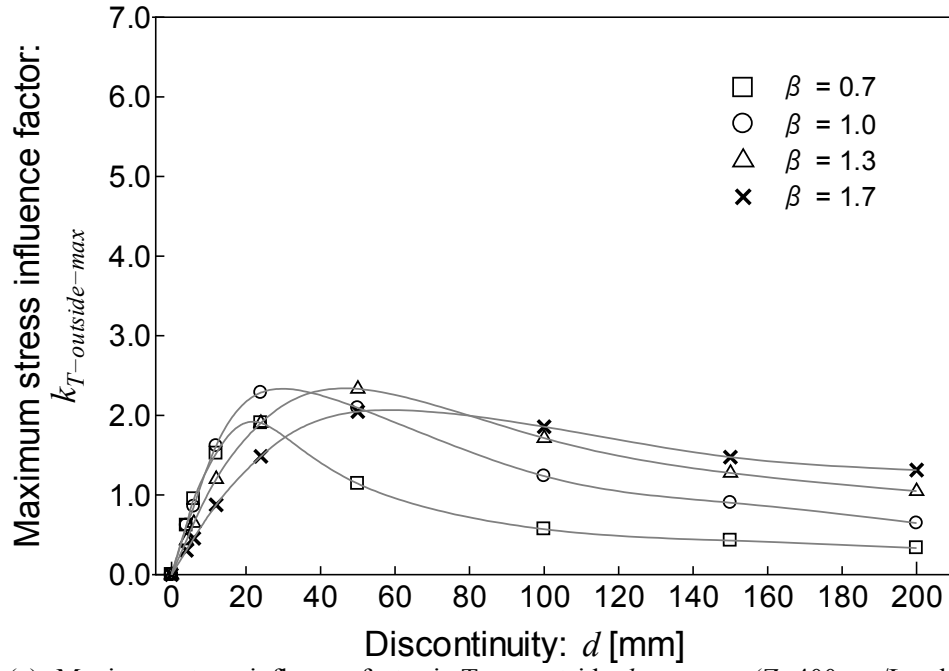
Fig. 3.9 Stress influence factor. ($\beta = 1.0$ / Load case B)



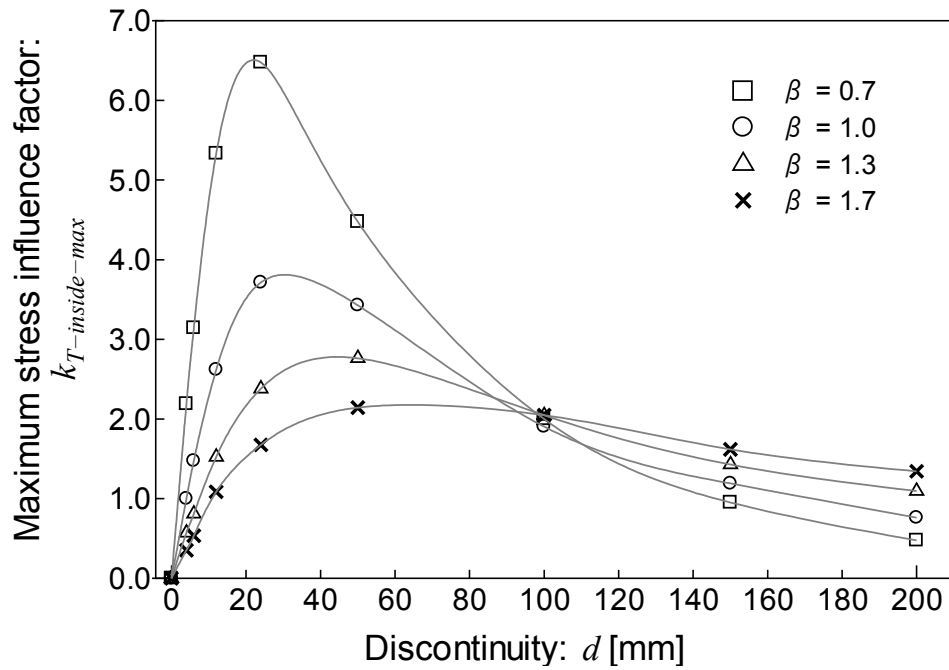
(a) Maximum stress influence factor in Longi outside: $k_{L-outside-max}$ ($Z=400\text{mm}$ /Load case B)



(b) Maximum stress influence factor in Longi inside: $k_{L-inside-max}$ ($Z=400\text{mm}$ /Load case B)



(c) Maximum stress influence factor in Trans outside: $k_{T-outside-max}$ ($Z=400$ mm/Load case B)



(d) Maximum stress influence factor in Trans inside: $k_{T-inside-max}$ ($Z=400$ mm/Load case B)

Fig. 3.10 Variation of maximum stress influence factor due to discontinuity.

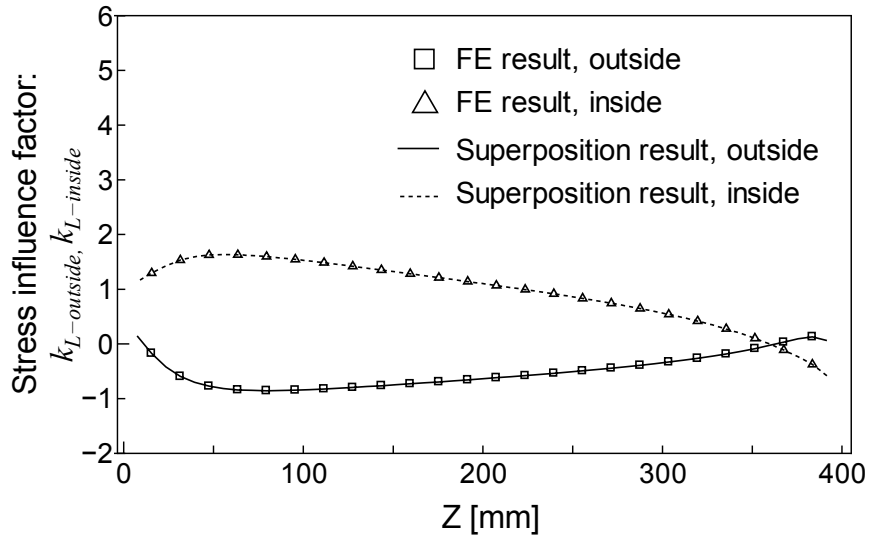
($Z=400$ mm/Load case B)

3.4.3 軸力・水圧作用時（Load case C, D）の応力影響係数評価

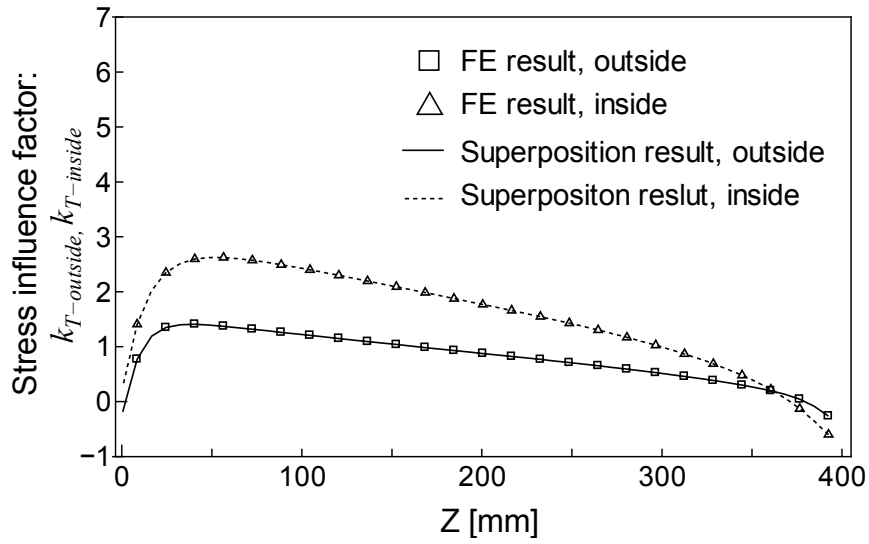
本節では Load case C と D に関して評価を行う。本解析は線形解析であるため、Load case C と D は Load case A と B の結果の重ね合わせで求めることが可能である。ここでは、計算誤差が無いことを確認するため Load case C で FE 解析を実施した。ただし、応力影響係数の基準となる応力値確認のため、Load case D においても $d=0$ の場合のみ解析を実施した。なお、重ね合わせにおいては同じ評価位置のものを使用する必要があるため、本節では各 Load case において、外挿によって求めた $Z=400\text{ mm}$ での応力影響係数 k を用いる。

まず、Load case C の結果と Load case A と B の重ね合わせの結果の比較を行う。Table 3.3 より、Load case C の場合の水圧は Load case B の場合の水圧の 3 倍となっているので、重ね合わせの値は Load case A の解析結果から得られる値と、Load case B の解析結果から得られる値を 3 倍したものの和として求める。Fig. 3.11 に $\beta=1.0$, $d=24\text{ mm}$ の時の Load case C の解析結果から得られた応力影響係数 k と、重ね合わせで得られた応力影響係数 k の比較結果を示す。図より両者は完全に一致していることが確認できる。従って、Load case A と B の重ね合わせにより様々な荷重ケースの結果を計算できることが示された。

次に、 $Z=400\text{ mm}$ において FE 解析で得られた Load case A, B の結果を重ね合わせることで、Load case C, D における応力影響係数を求めた結果を Fig. 3.12 に示す。なお、Load case A, B の解析結果において、 $k_{T\text{-inside}}$ の変化が他のものより大きいことが判明しているため、ここでは $k_{T\text{-inside}}$ のみを評価対象とした。その結果、Load case C は Load case A, B と比較すると、応力影響係数の変化率が少ないことが確認できる。これは、軸力と水圧の作用する向きが異なるため、それぞれの荷重が応力影響係数の値を相殺する効果が生じることが原因であると考えられる。Load case D においては、Load case B の場合と比べ僅かに大きくなっており、Load case A と比べると変化が抑えられていることが確認できる。Load case D では軸力と水圧が重畳するので厳しい条件ではあるが、 $d=0$ の時の基準応力自体が他と比べて大きいので、 k の値自体はこの程度の変化に収まっている。この結果はロンジの高さ方向位置によって若干異なるが、重ね合わせが成立することからも、Load case A, B それぞれの場合で応力評価を行えば Load case C, D に対する応力影響係数の挙動を推定することが可能であるため、次章以降では Load case C, D の評価は行わない。



(a) Stress influence factor in Longi: $k_{L-outside}, k_{L-inside}$



(b) Stress influence factor in Trans: $k_{T-outside}, k_{T-inside}$

Fig. 3.11 Comparison of FE results and superposition results in Load case C.

($\beta = 1.0$ / $d = 24\text{mm}$)

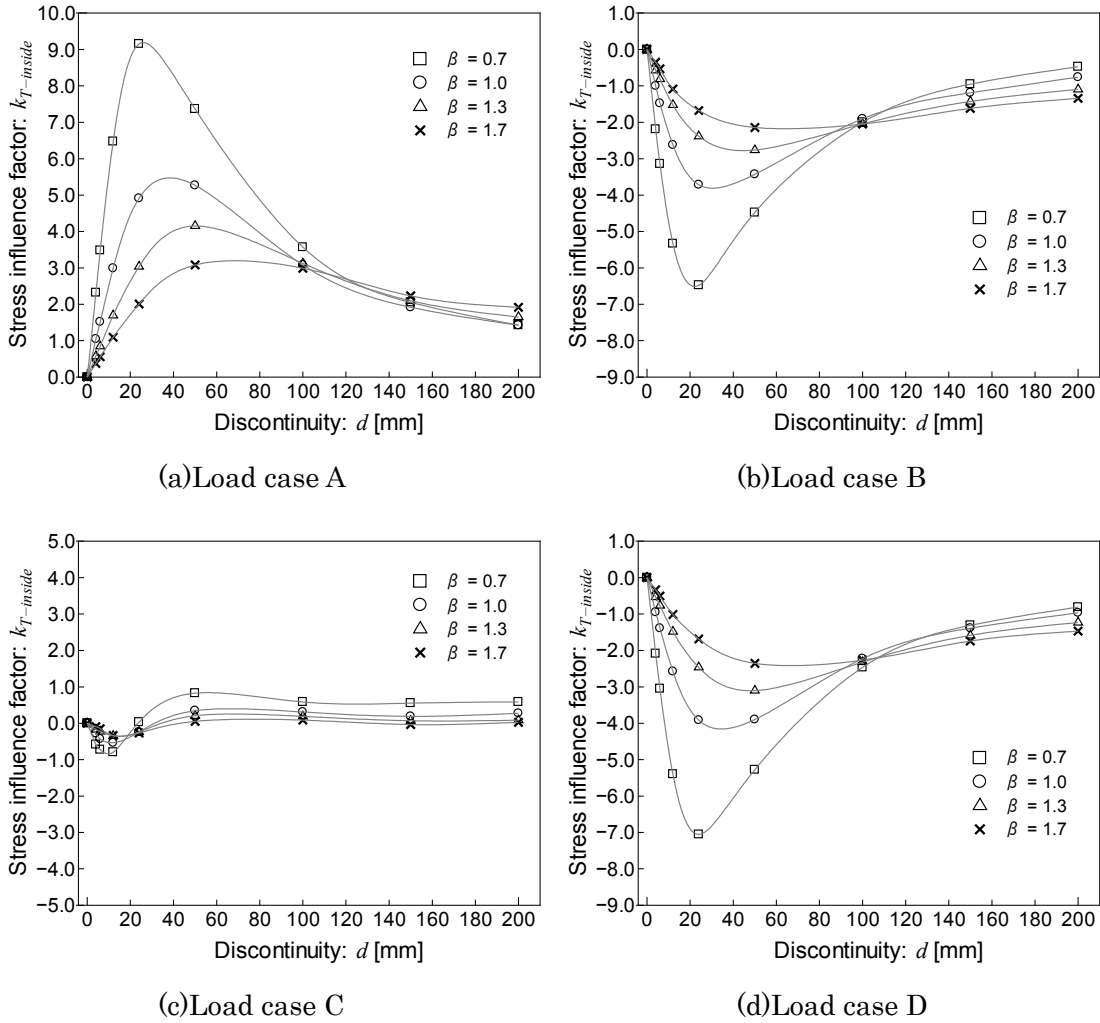


Fig. 3.12 Stress influence factor in Trans inside. ($Z = 400$ mm)

3.5 不連続構造ベースモデルにおける応力影響係数推定

3.5.1 不連続構造ベースモデルにおける応力収束の原因

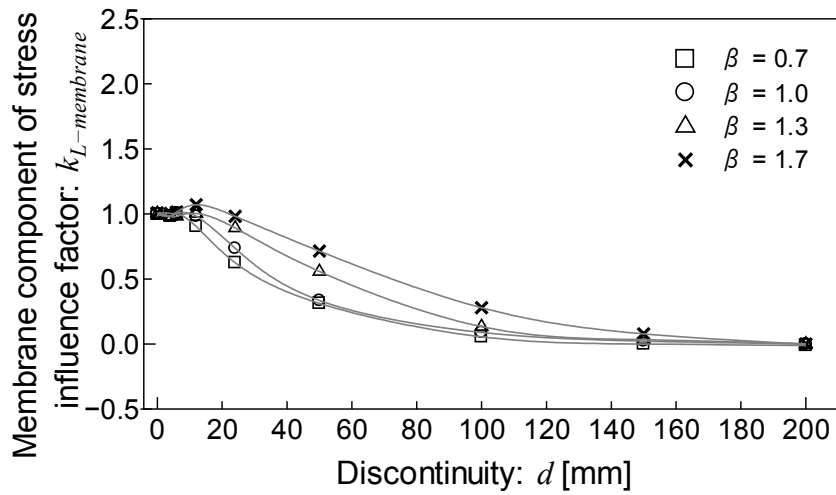
Mp1 モデルにおいて d を 100mm 程度まで大きくすることで付加応力の発生が収束することは、前章で示した材料力学モデルの結果とは異なっている。その違いを調査するため、(3.3)式、(3.4)式に示すように応力影響係数 k を膜応力成分と曲げ応力成分に分け、これらの値の不連続量 d 、板厚比 β に対する変化を調べた。

まず Load case A について、Fig. 3.13 に示す結果から d の増加に応じて膜応力成分が減少することが判明した。これは後述するが、ロンジ応力の膜応力成分の一部がシェルに流れていることが理由と考えられる。曲げ応力成分は膜応力成分と不連続量の積の形を取ると

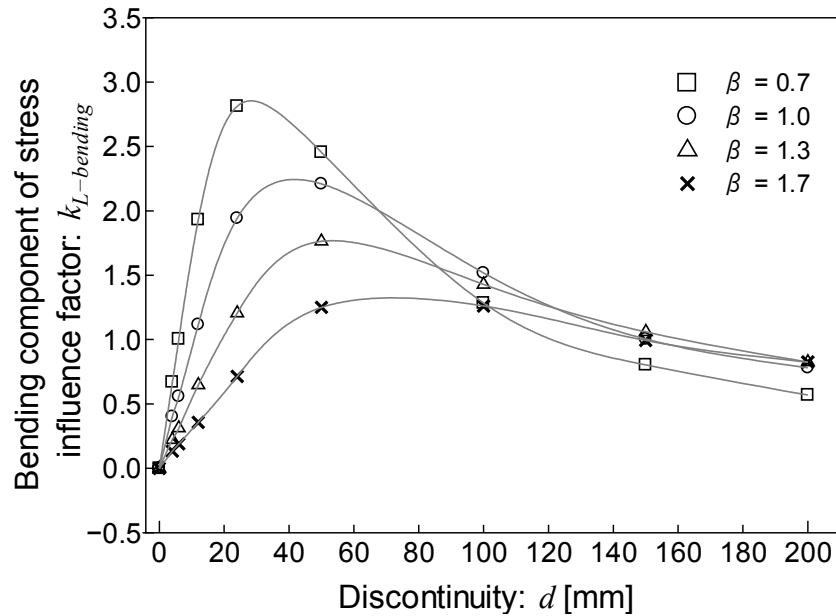
考えられるので、曲げ応力成分が極値を有する変化を示す原因の一つが、膜応力成分の減少であろう。シェルがモデル化されていない Mp1a モデルでは膜応力成分は減少しないと考えられることから、この減少はシェルの有する Mp1 モデル特有のものとなる。

$$k_{\text{membrane}} = (k_{\text{inside}} + k_{\text{outside}}) / 2 \quad (3.3)$$

$$k_{\text{bending}} = (k_{\text{inside}} - k_{\text{outside}}) / 2 \quad (3.4)$$



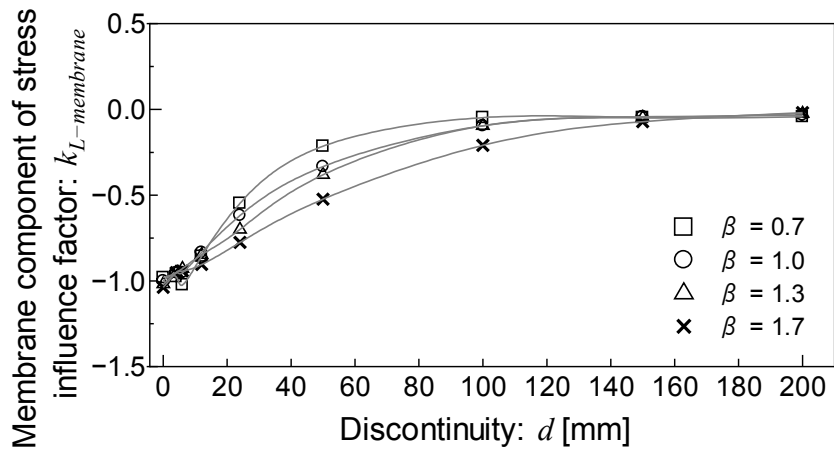
(a) Membrane component of stress influence factor in Longi.



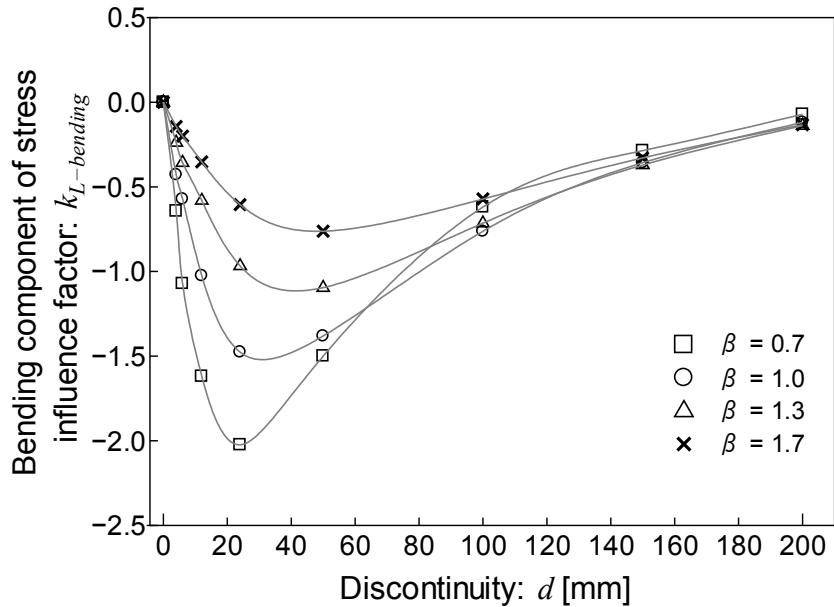
(b) Bending component of stress influence factor in Longi.

Fig. 3.13 Membrane and bending components of stress influence factor in Longi.
(Z=400mm/Load case A)

同様に、Load case B において曲げ応力成分と膜応力成分をグラフ化したものを Fig. 3.14 に示す。その結果、Load case A の場合と同様に膜応力成分の絶対値が減少している。しかし、その原因は Load case A とは異なる。Load case B では軸力を作用させていないため、Fig. 3.1(a)においてロンジに発生する X 軸回り曲げ応力によってのみ膜応力成分が生じる。不連続が発生していない場合は、トランス側のロンジ端部は固定端と見なすことができると考えられるが、不連続量が増加するにつれて自由端に類似した挙動を示す。そのため端部の曲げ応力が減少し、結果として膜応力成分が減少すると考えられる。トランス板厚が厚い方が膜応力成分の減少率が小さいことも、同様の現象が原因であると考えられる。



(a) Membrane component of stress influence factor in Longi.



(b) Bending component of stress influence factor in Longi.

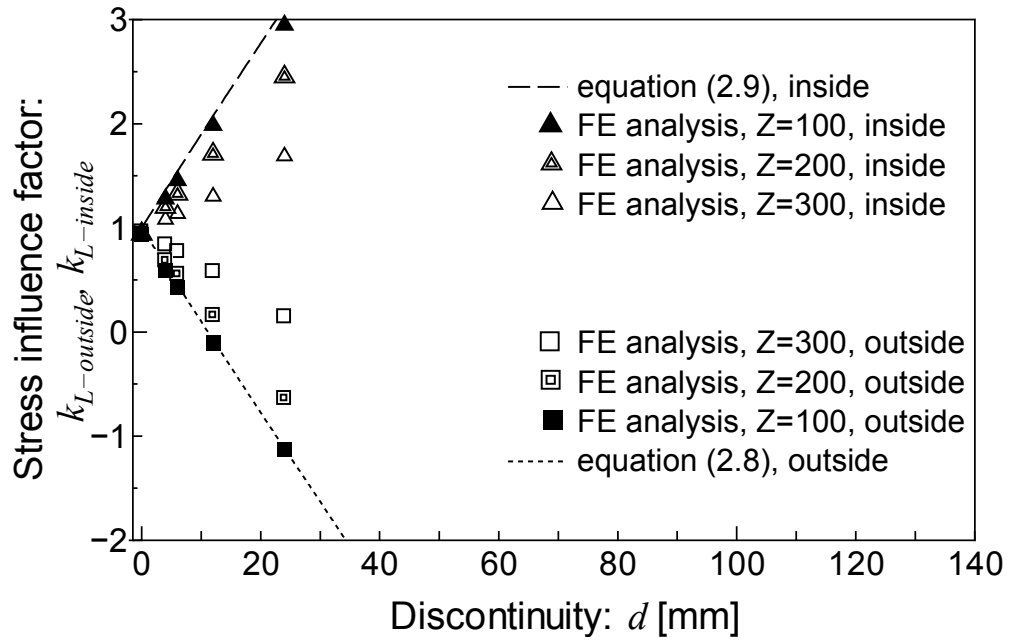
Fig. 3.14 Membrane and bending components of stress influence factor in Longi.

(Z=400mm/Load case B)

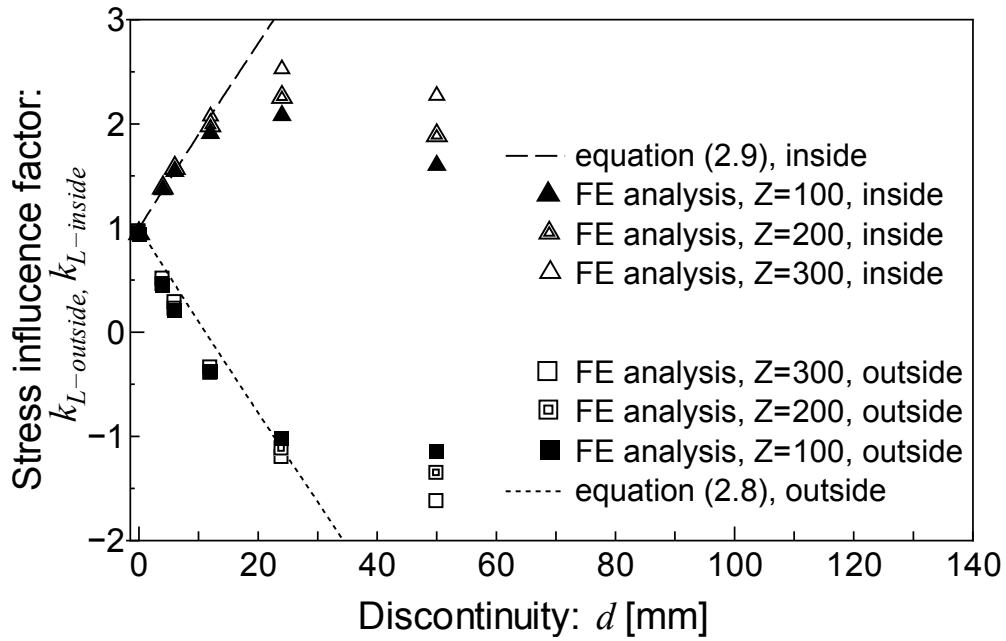
Fig. 3.15 (a)は、 $Z = 100, 200, 300 \text{ mm}$ における Mp1a モデルの FE 解析結果と、Mp0 モデルの k の推定式である(2.8)式と(2.9)式の結果の比較を示す。Fig. 3.15 (b) には、Mp1 モデルの FE 解析結果と k の推定式の比較を示す。Fig. 3.15 (a) では、FE 解析結果と k の推定式の変化は共に線形的であり傾向が一致している。それに対し Fig. 3.15 (b) では、 k の推定式は線形的な変化をするのに対し、FE 解析結果はカーブを描く様な変化で k の値は収束する傾向を示しており、シェルの存在がこの傾向の差の原因であると考えられる。

(a)においては、 $Z=100$ では FE 解析結果と k の推定式の変化の勾配がほぼ一致するものの、ロンジ高さ方向位置 Z が異なれば勾配も差が出ている。Mp1a モデルにおいて $Z < 400 \text{ mm}$ の X-Y 平面は材料力学モデルと同じ構造ではあるが、 $Z > 400 \text{ mm}$ になるとトランスだけとなるため、応力の Z 方向分布は均一ではない。そのため、 Z の違いにより差が出ていると考えられる。一方(b)においては、 Z による差はあまり無いが、 $d=0$ における外側の FE 解析結果の変化の勾配と k の推定式の傾きは一致していない。そのため、 k_L が(3.5)式のように表現できると仮定し、不一致の原因を考察する。膜応力成分が減少すると、 d が小さい範囲では、(3.5)式の第 1 項の減少によって内側も外側も値がマイナス(-)側に移動する。さらにシェルが存在することで Z 方向の曲げ変形も発生するので、ロンジの内側では引張(+)側に、外側では圧縮(-)側に k の値がシフトすることになる。これが $d=0$ において外側の勾配が一致しない原因と考えられる。 d が大きい範囲では(3.5)式の第 2 項、つまり曲げ応力成分の減少の影響が大きくなり、 k の推定式からの大きなずれが発生する。これは、不連続量の増加によって値が収束する原因と考えられる。

$$\begin{aligned}
 k_L &= k_{\text{membrane}} \pm k_{\text{bending}} \\
 &= k_{\text{membrane}} \pm f(k_{\text{membrane}} d)
 \end{aligned} \tag{3.5}$$



(a) Mp0 model & Mp1a model(without Shell)



(b) Mp0 model & Mp1 model(with Shell)

Fig. 3.15 Comparison of the equation and Mp1a or Mp1 model FE results. ($\beta = 1.0$ / Load case A)

さらに、不連続量 d の増加によりシェルに荷重の一部が流れるという現象を確認するため、荷重伝達率 R を評価する。ロンジの R は(3.2)式で定義した通りであるが、シェルの R も同様の考え方で求め、Fig. 3.16 に各 R の変化を示す。図から d が大きくなるにつれロンジの R が減少し、代わりにシェルの R が増加することが判明した。従って、 d の増加によってロンジの荷重の一部がシェルに流れる傾向が増加することが確認された。これが Fig. 3.13 の膜応力成分の減少の原因であり、 d を大きくすることで応力が収束する原因であると判断できる。

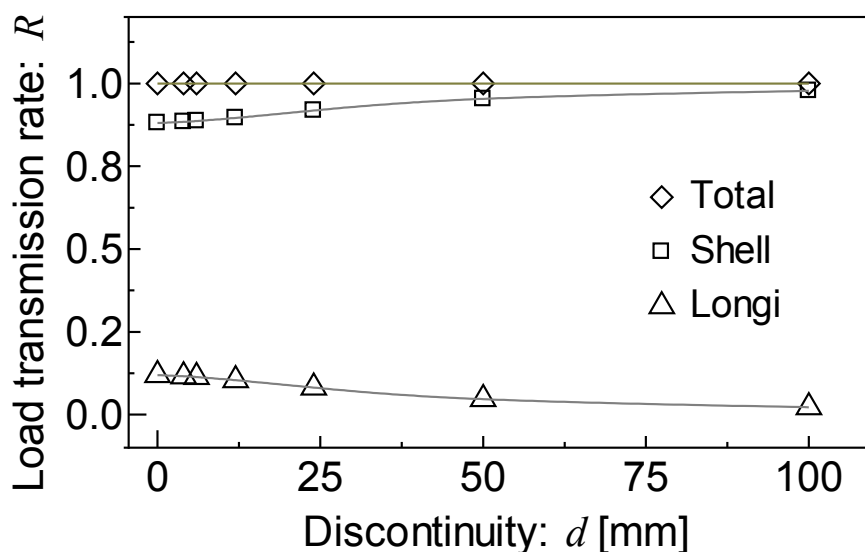


Fig. 3.16 Load transmission rate in Mp1 model.

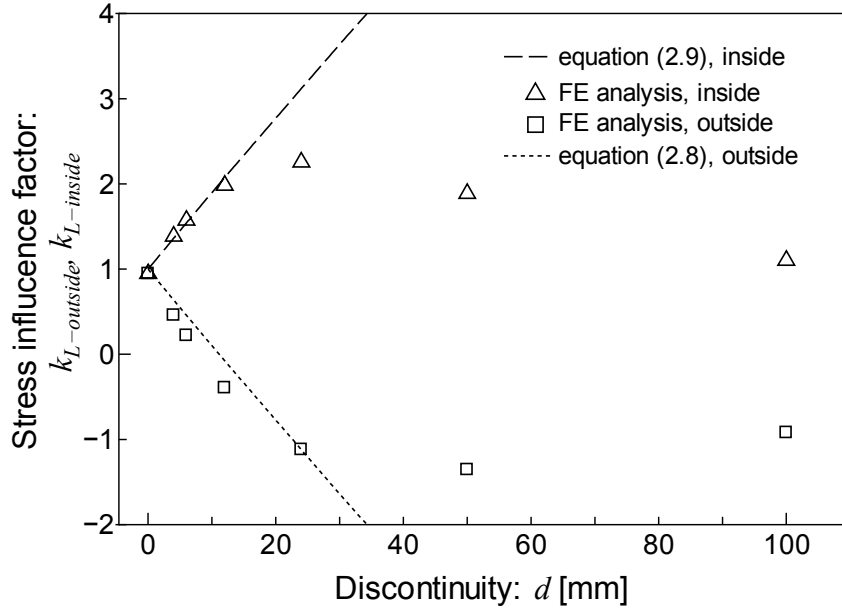
3.5.2 応力影響係数推定式の不連続構造ベースモデルへの適用

本節では、Mp1 モデルの応力影響係数 k の推定を試みる。まず、Fig. 3.17 に Mp1 モデルの FE 解析結果と Mp0 モデルで導出した k の推定式：(2.8), (2.9), (2.13), (2.14) 式の結果を $Z=200\text{mm}$ において比較する。 $Z=200\text{mm}$ としたのは、ロンジ高さの半分であるからであるが、FE 解析結果と k の推定式は傾向が異なることが明らかであり、 k の推定式は不連続構造ベースモデルには適用できないことが確認できる。前章までに Mp1 モデル特有の現象として膜応力成分の減少が挙げられたので、ここでは k の推定式にこの現象を取り入れることで、その変化を確認する。

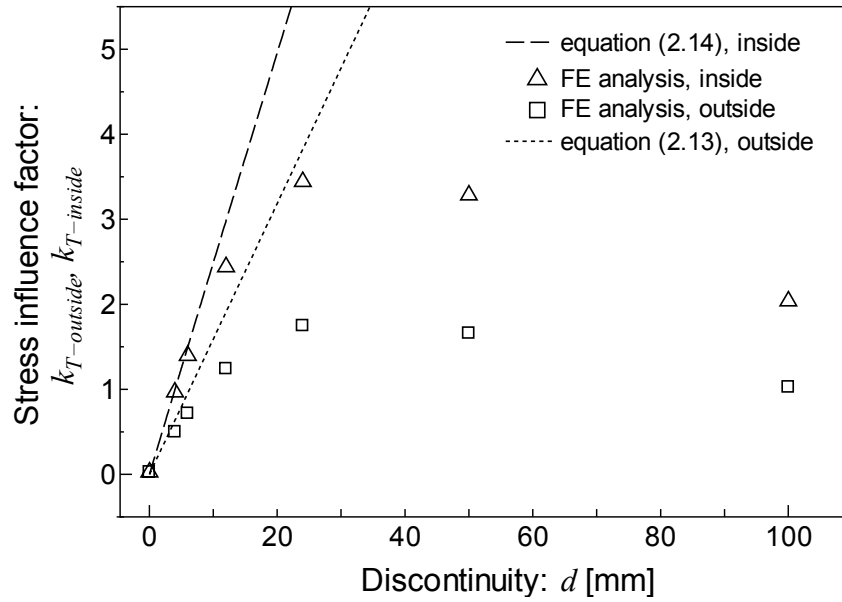
Mp1 モデルにおける膜応力成分減少の効果を数式化する。(3.6)式は、Fig. 3.7 から $\beta=1.0$, $Z=200\text{ mm}$, $d \leq 100$, Load case A の場合の膜応力成分の分布を求め、その減少率を k' とおいて、多項式近似したものである。 $Z=200\text{mm}$ のため、 $d=0$ で $k' \neq 1.0$ となっている。そこで、 k' を推定式に掛け合わせた $k \times k'$ を修正された推定式と呼び、Mp1 モデルに対する応力影響

係数の推定式になり得ると考え、FE 解析結果と比較する。

$$k' = 0.0001 d^2 - 0.0195 d + 0.988 \quad (3.6)$$



(a) $k_{L-outside}, k_{L-inside}$

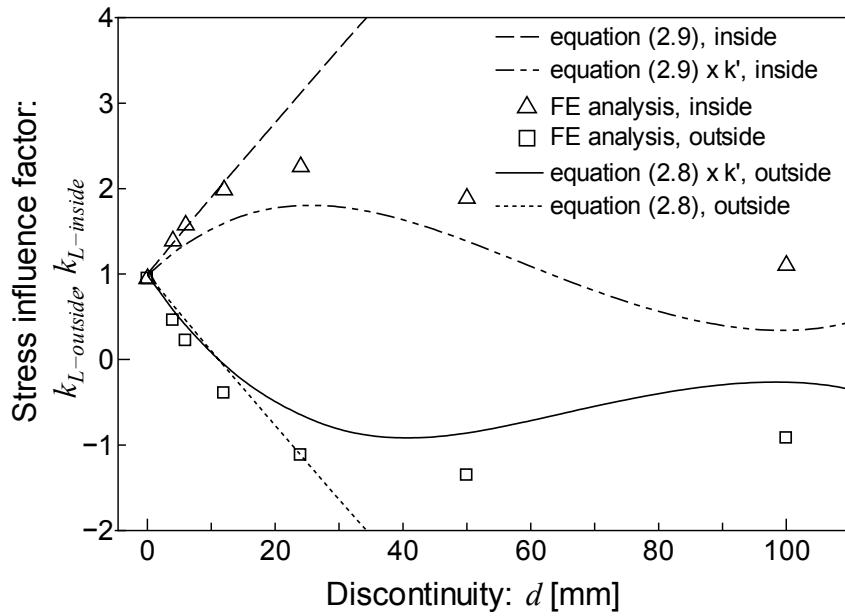


(b) $k_{T-outside}, k_{T-inside}$

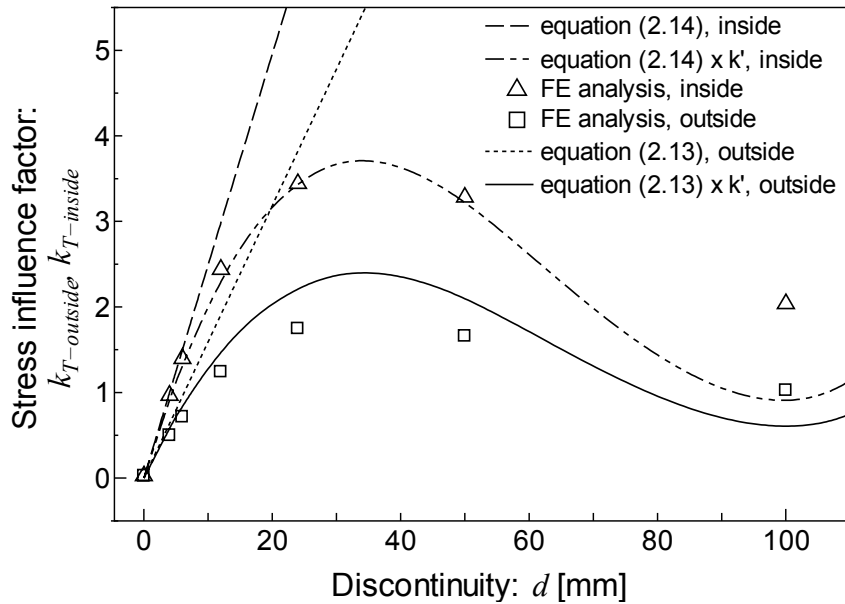
Fig. 3.17 Comparison of the equations and Mp1 model FE result.

($\beta = 1.0$ / $Z = 200\text{mm}$ / Load case A)

Mp1 モデルに対する推定式 $k \times k'$ と FE 解析結果の比較を Fig. 3.18 に示すが、両者は変化の傾向が似ていることが確認できる。応力影響係数の絶対値については、一部で差が大きい箇所もあるが、モデル中で最大となるのは $k_{T-inside}$ であるため、 $k_{T-inside}$ の推定精度が確保できていれば、本節の提案手法は有効な応力影響係数の推定方法となり得ると考えられる。



(a) $k_{L-outside}$, $k_{L-inside}$



(b) $k_{T-outside}$, $k_{T-inside}$

Fig. 3.18 Comparison of the modified equations and Mp1 model FE result.

($\beta = 1.0$ / $Z = 200\text{mm}$ / Load case A)

Fig. 3.19 に両者の比較を k_{T_inside} に絞って示した. その結果, 両者の変化は $d=50$ mm 付近でピークを持つことが一致しており, かつ Mp1 モデルに対する推定式 $k \times k'$ が解析結果の最大値を安全側に推定していることが確認された. 従って, ロンジ応力の膜応力成分の減少率 k' が推定できれば, 修正された k の推定式を用いて, 実構造に準じる Mp1 モデルの応力影響係数を推定できる可能性がある.

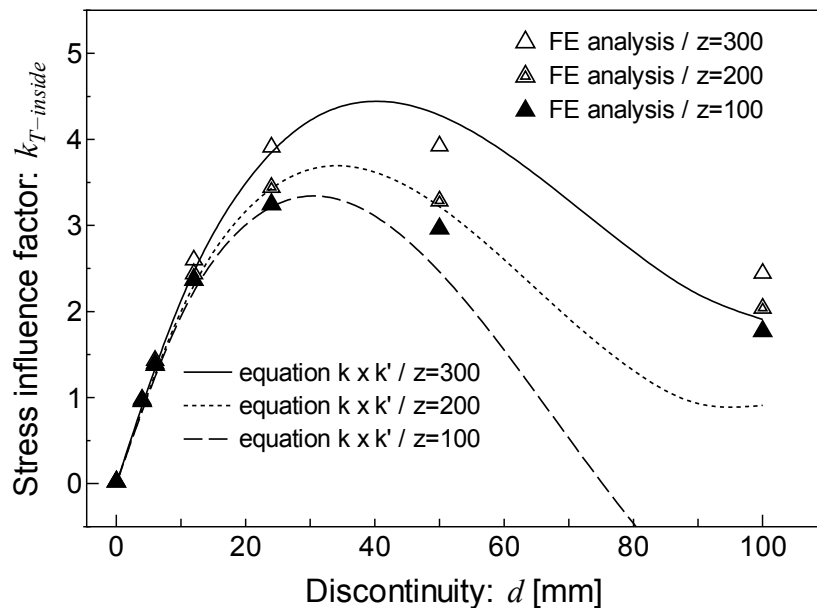


Fig. 3.19 Comparison of the modified equation and Mp1 model FE result. ($\beta = 1.0$ / Load case A)

3.6 Shell/Solid 要素を用いた解析結果比較

前章まで、shell 要素を用いた FE 解析結果に基づき不連続影響の検討を行ってきた。前節で述べた様に、Mp1 モデルの解析結果と材料力学的アプローチで作成された k の推定式を修正した式の傾向が一致することから、shell 要素での解析結果は妥当であると考えられる。しかし、不連続箇所の検討に対する shell 要素を用いた解析の妥当性をより明確にするため、ここでは Mp1 モデルにおいて solid 要素を用いた解析を行い、両者を比較した結果を示す。

Fig. 3.20 は、shell-solid 両要素を用いた解析結果を、 $k_{L_outside}$, k_{L_inside} , $k_{L_membrane}$, $k_{L_bending}$ について比較したものであり、Z 方向位置の値毎にグラフ化している。その結果、両者の傾向は非常に良い一致を見せており、shell 要素を用いた解析結果の方が変化が大きいくとも確認できる。従って、shell 要素を用いた解析は不連続箇所の検討において妥当であり、かつ安全側の結果をもたらすことが示された。

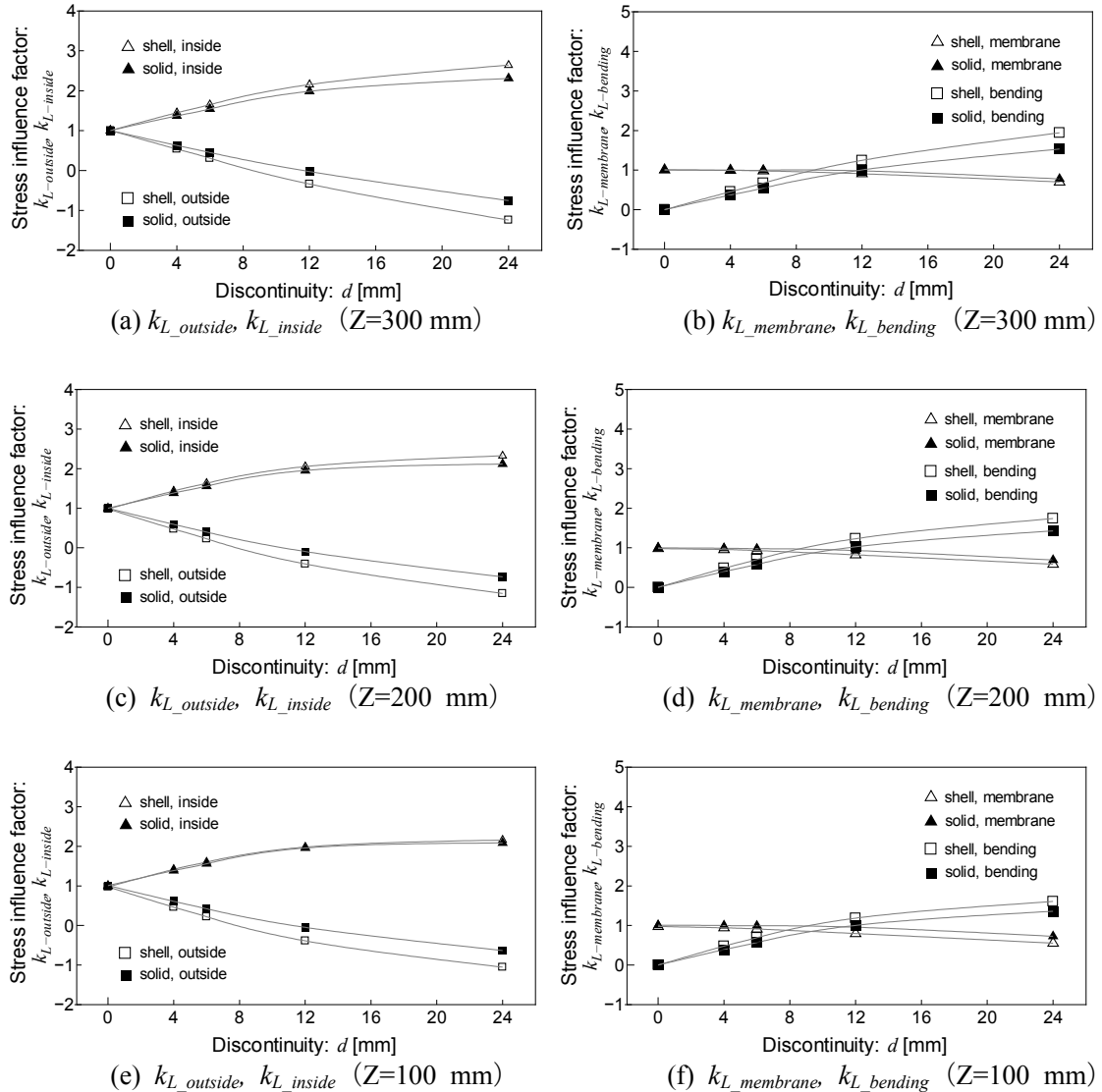


Fig. 3.20 Comparison of Shell and Solid elements. ($\beta = 1.0$ / Load case A)

3.7 結言

実構造における不連続箇所を表現するベースモデルとして設定した **Mp1** モデルの **FE** 解析を実施し、荷重様式とトランス板厚の影響検討や、応力影響係数の推定等を行った。得られた結論は以下の通りである。

- 1) 不連続量をある一定量以上大きくすることで、不連続によって発生する付加的な応力が収束することが確認された。その原因はロンジ応力の膜応力成分の一部がシェールに流れることであることを示した。
- 2) 本研究で評価対象とした構造・荷重様式に対しては、付加応力の発生はロンジよりもトランスの方が大きいことが判明した。
- 3) 軸力と水圧が同時に作用する厳しい条件でも、基準応力値自体が大きくなるため、応力影響係数は他の荷重条件下と大差ないことが明確になった。
- 4) トランス板厚の増厚と不連続量の適切な設定が、不連続に起因する付加応力を抑えることに有効であることが判明した。
- 5) 材料力学モデルの修正された k の推定式を用いて、**Mp1** モデルの応力影響係数を推定できる可能性を示唆した。
- 6) **Mp1** モデルにおいて、**shell** 要素、**solid** 要素による **FE** 解析結果を比較し、両者は同様な傾向を持つことを確認し、**shell** 要素の結果は安全側となることを示した。

第4章

角度不連続構造の応力影響係数と荷重伝達率評価

4.1 緒言

船体構造中にて連続性を保つことが困難な箇所として、前章までに取り扱った平行不連続箇所と並び挙げられるのが、主に船首尾部の外板ロンジに存在する角度不連続箇所である(Fig.1.1). 船殻構造設計では、連続性を保つためナックルやねじり対策を実施することが基本の考え方である。しかし、造船所によっては角度不連続構造を採用する場合もあり、この不連続部において残念ながら損傷事例が散見されていると聞く。

本章では角度不連続構造を模擬したモデルにて FE 解析を実施し、前章までに定義した応力影響係数 k と荷重伝達率 R に対する角度不連続量や荷重様式の影響を評価する。

なお、本章以降では FE 解析での Mises 応力を使用し、応力影響係数 k を求める。第 3 章ではロンジの長さ方向 (Fig.3.1 の Y 方向) 成分応力等を用いたが、Mises 応力との有意差は無いことを確認している。また、ロンジの膜応力成分と曲げ応力成分の算出の際には、算出式の定義からロンジの長さ方向成分応力を用いた。荷重伝達率 R においても、ロンジの長さ方向成分応力を用いた。

4.2 解析モデルと解析条件

Table 4.1 に本章で実施した解析の種類、最小メッシュサイズ、要素の種類等を示す。FE 解析には汎用解析コード MSC Nastran 2011, Femap with NX Nastran を使用した。

4.2.1 解析モデル

Fig. 4.1 に解析モデルを示す。角度不連続構造ベースモデルとして、Ma1 モデルとする。モデルの変数は β と角度不連続量 θ とし、値は Table 4.2 に示す。Fig. 4.2 に Ma1 モデルの要素分割の様子を示す。

Table 4.1 Analysis carried out in this chapter.

Corresponding Model		Ma1
Element Type		Shell Element
Minimum Element Size		2 mm x 2 mm
Max Number of Nodes		41560
Max Number of Elements		42037
Loading Mode	Axial Load	○
	Lateral Pressure	○
	Axial Load and Lateral Pressure	×

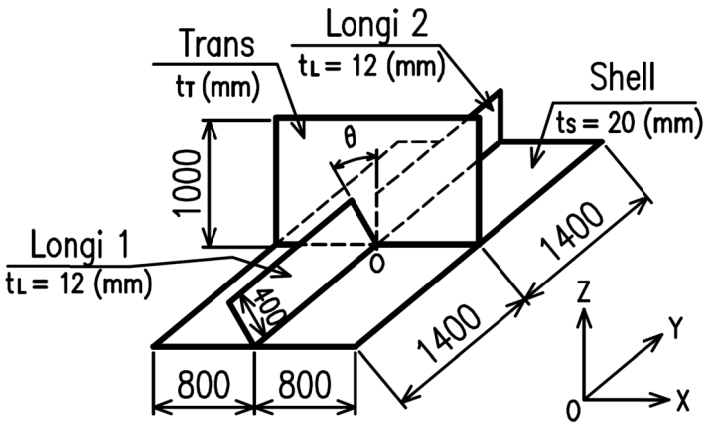


Fig. 4.1 Schematic illustration of analyzed model.
(Ma1 model: Angle discontinuity base model)

Table 4.2 Geometical conditions for Ma1 model.

β (tT)	0.7 (8)		1.0 (12)		1.3 (16)		1.7 (20)	
θ [deg.]	0	5	10	15	20	30	45	

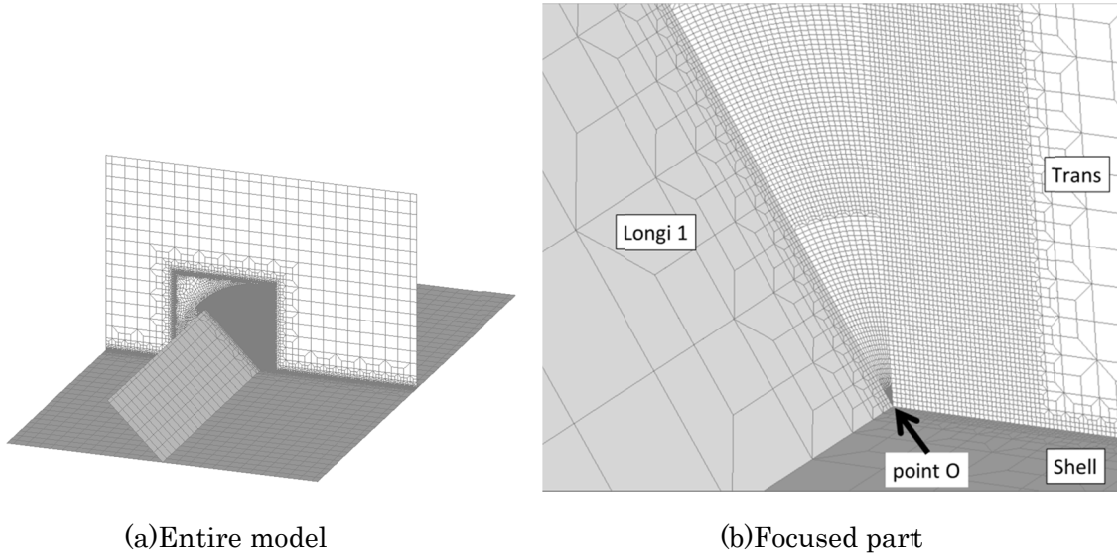


Fig. 4.2 Finite element subdivisions.

4.2.2 境界条件・荷重条件

境界条件を Fig. 4.3, 荷重条件を Fig. 4.4 に示す. 境界条件において, 記号が示す意味は第 3 章と同等である. 荷重条件は, Load case A として軸力作用時, Load case B として水压作用時を想定している.

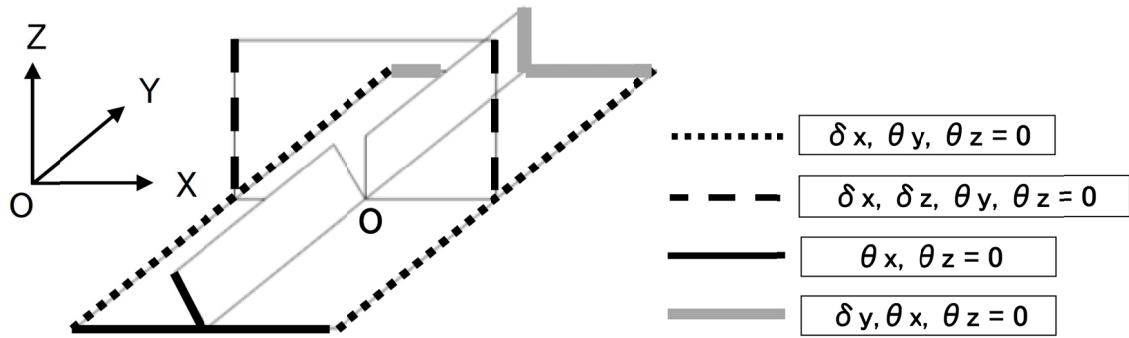


Fig. 4.3 Boundary condition.

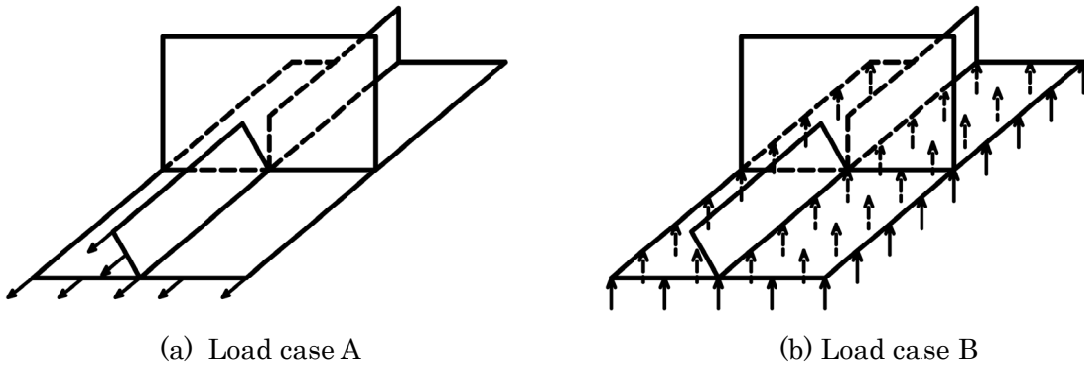


Fig. 4.4 Schematic explanations for load conditions.

4.3 角度不連続構造での応力分布の傾向と原因

本節では、角度不連続構造にて高応力が発生する箇所と応力分布を確認し、評価箇所を決定する。Fig. 4.5 は、角度不連続量 θ 以外は同条件とした解析結果の応力コンター図の比較である。最大応力はロンジとトランスの取り合い部に発生しているが、発生位置は角度の変化に伴い変化していることが確認できる。

次に、 $\theta=45$ deg. の場合のロンジとトランスの応力影響係数 k の分布を Fig. 4.6 に示す。値は比較的原点に近い箇所でピークを迎え、その後収束する様子が確認される。Fig. 4.6(a), (b)において $Z=280$ mm 付近で値が上昇しているのは構造的な応力集中部である。従って、次節以降では解析ケース毎に、構造的な応力集中部を除いた範囲での応力影響係数の最大値を評価する。

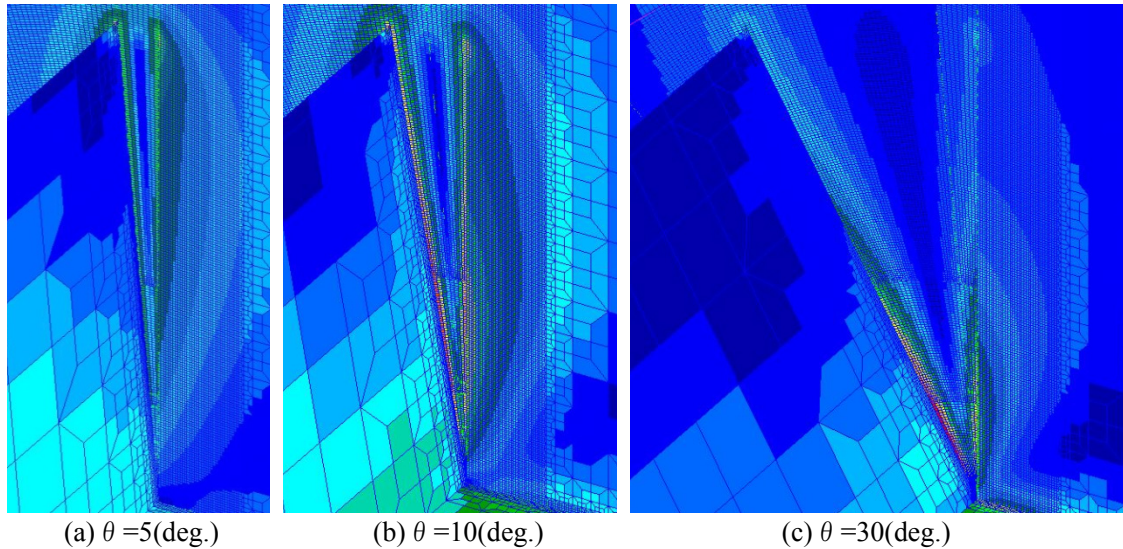
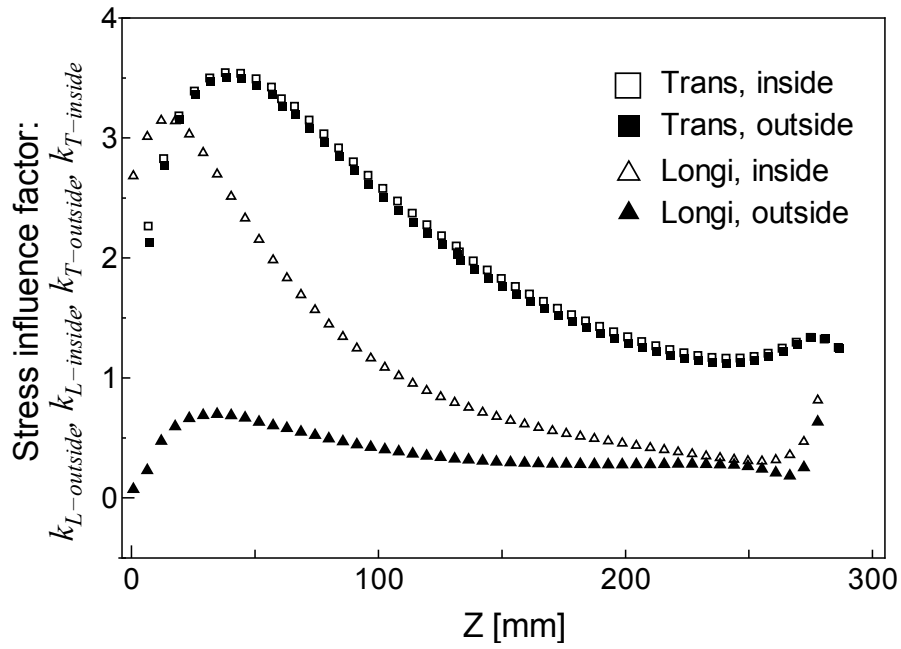
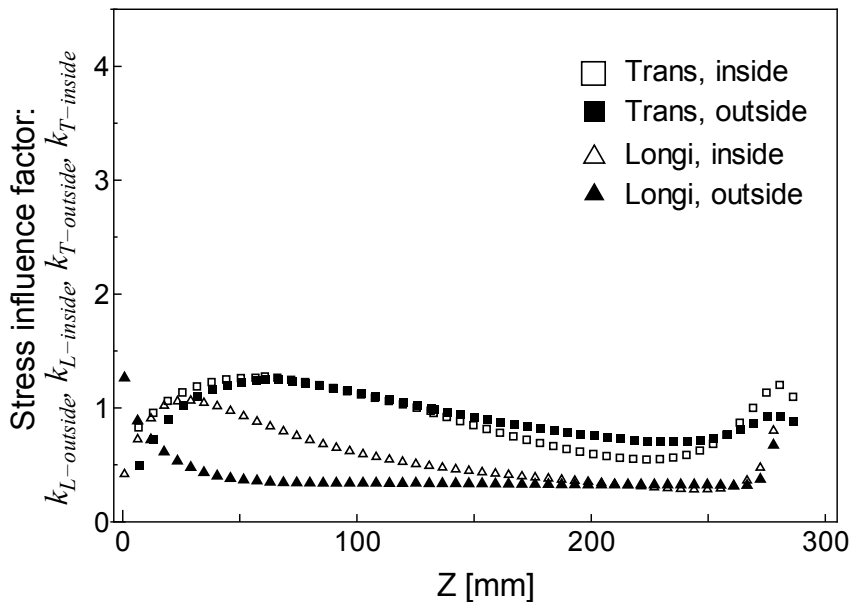


Fig. 4.5 Variation of stress in Ma1 model.



(a) Load case A



(b) Load case B

Fig. 4.6 Variation of stress influence factor. ($\theta=45$ deg. / $\beta=1.7$)

また $\theta=45$ deg. では、Fig. 4.6 の横軸である Z の値はその位置でのロンジ間距離 d と等しくなる (Fig. 4.7 参照). 従って、Fig. 4.6 の横軸 Z はロンジ間距離 d で置き換えることが可能である. つまり、このグラフは前章までに述べた平行不連続の場合の k の変化と対応するものと考えられる. その観点からグラフを確認すると、不連続量が 50mm 程度でピーク

が存在しその後収束する傾向は，第3章で示した平行不連続の結果と類似している．

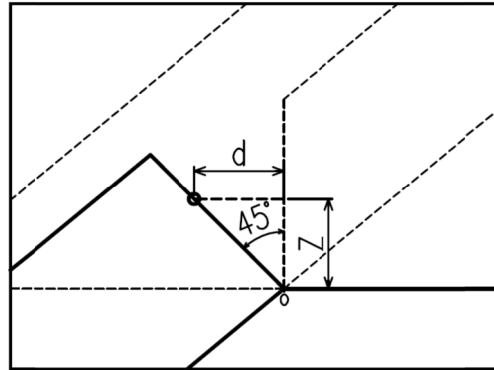


Fig. 4.7 Connection between Z distance and discontinuity d in $\theta = 45$ deg.

Fig. 4.8 は Load case A での膜応力成分と曲げ応力成分の分布を示したものである．各応力成分の算出方法は(3.3)，(3.4)式に示す通りである．成分の変化は平行不連続の場合と異なり，応力成分が $Z=15\text{mm}$ 付近で最大となっており，曲げ応力成分は $Z=15\text{mm}$ 程度から減少に転じている．従って，角度不連続構造にて k がピークを持つ原因は，膜応力成分がピークを持つことであると考えられる． $Z=300\text{mm}$ 付近で膜応力成分が上昇しているが，これは構造的な応力集中部である．

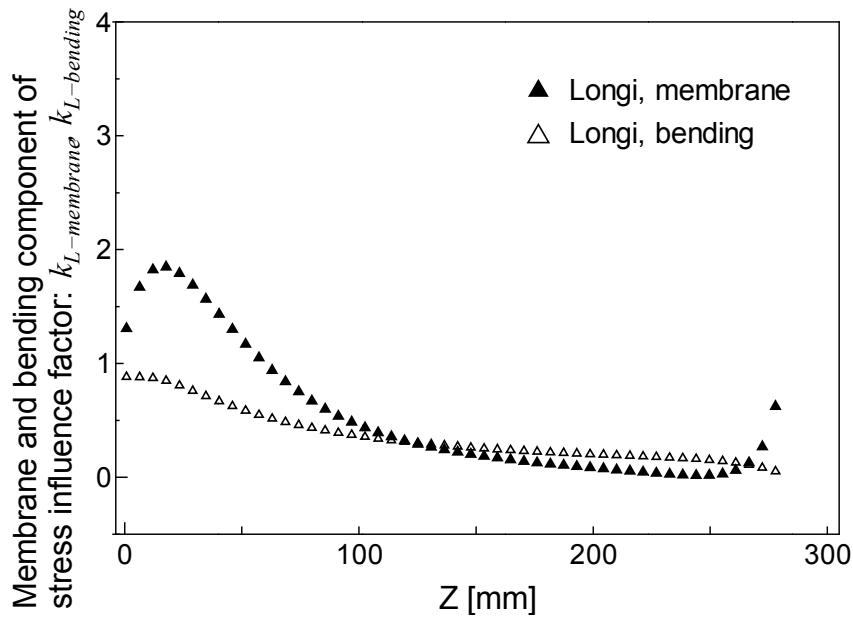


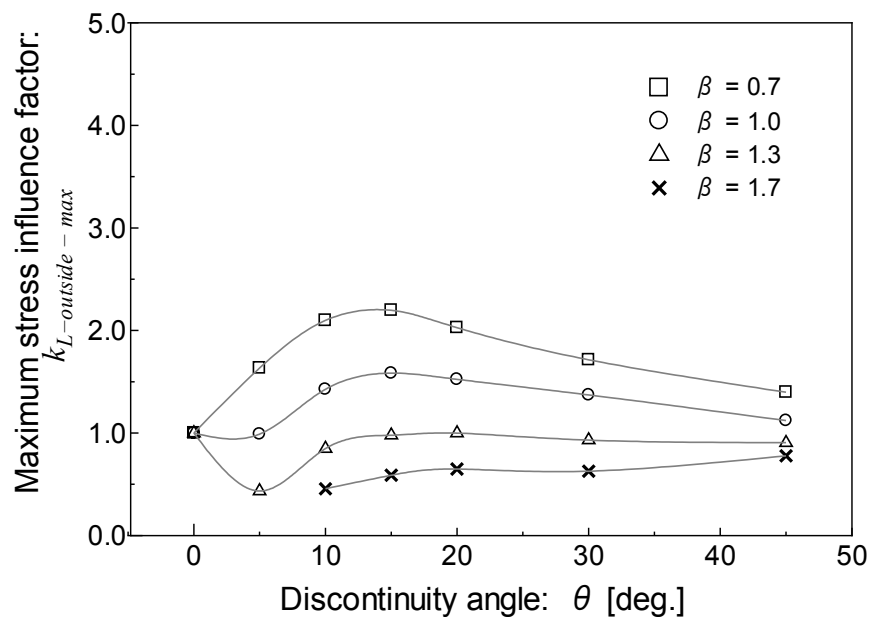
Fig. 4.8 Membrane and bending component of k_L . ($\theta = 45$ deg. / Load case A)

4.4 角度不連続構造の応力影響係数と荷重伝達率の評価

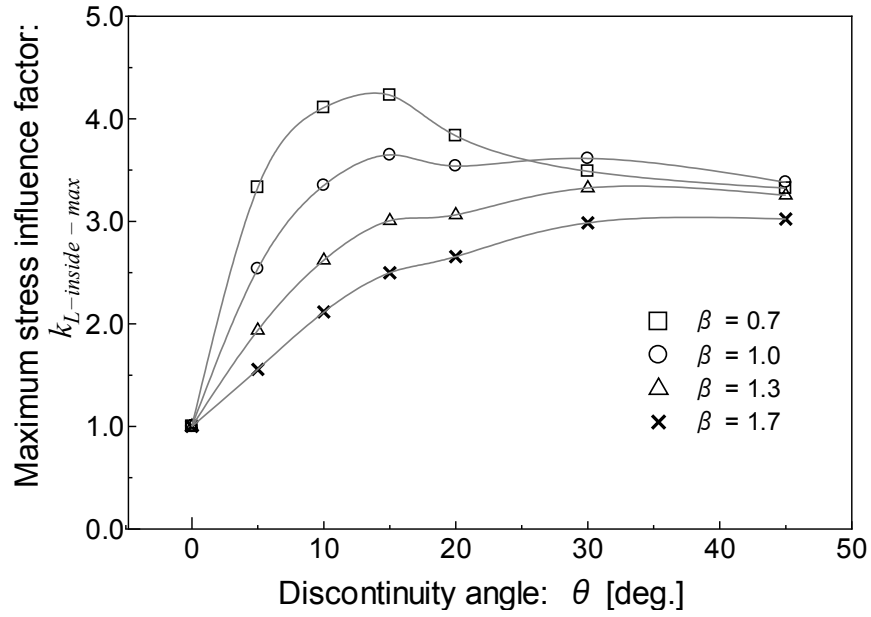
本節では、Ma1 モデルの解析結果から応力影響係数 k と荷重伝達率 R を求め、それらに対する荷重様式と板厚の影響を評価する。Fig. 4.6 に示す結果から、トランスの k は内側と外側の値は同等であったので、以降は内側の値のみを評価する。

4.4.1 軸力作用時（Load case A）の応力影響係数と荷重伝達率の評価

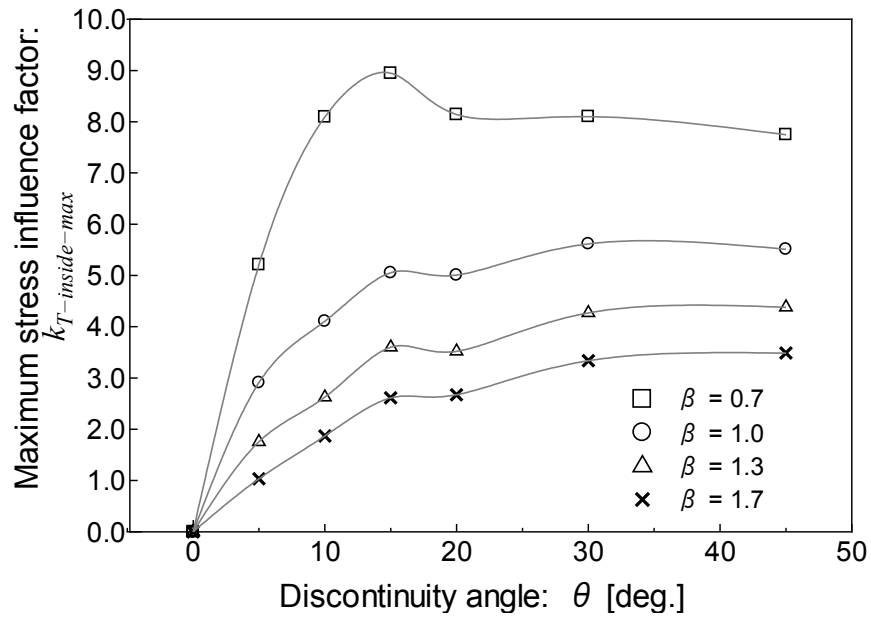
Fig. 4.9 は軸力作用時の最大応力影響係数 k の変化を示す。まずロンジの k については、全体的に内側の値が大きいことが確認できる。その理由は、内側では膜応力成分と曲げ応力成分が重畳するという、平行不連続で得られた知見で説明できる。板厚の影響としては、 β が大きい（トランス板厚がロンジ板厚に比べて大きい）方が値が小さくなっており、これも平行不連続の場合に生じていた傾向と同様である。次に、トランスの k はロンジの値に比べ非常に大きくなっており、これも平行不連続の結果と同様であった。最後に、ロンジもトランスも $\theta = 30 \text{ deg.}$ 前後になると値が収束することが確認できる。なお、Fig. 4.9(a) の $\beta = 1.7$ 、 $\theta = 5 \text{ deg.}$ では、Z 軸方向のロンジ応力分布において明確なピークを確認できなかったため、グラフへのプロットを行わなかった。



(a) Maximum stress influence factor in Longi outside: $k_{L-outside-max}$ (Load case A)



(b) Maximum stress influence factor in Longi inside: $k_{L-inside-max}$ (Load case A)



(c) Maximum stress influence factor in Trans inside: $k_{T-inside-max}$ (Load case A)

Fig. 4.9 Variation of maximum stress influence factor due to discontinuity angle.
(Load case A)

Fig. 4.10 は荷重伝達率 R に及ぼす角度不連続量 θ の影響についてまとめた結果である。角度不連続量 θ が増すにつれて、 R が小さくなっている。 β が大きい方が、 R が大きいことが全ての θ において確認できる。 $\beta=1.0$ の場合、 $\theta=0$ に比べ $\theta=20$ deg. で荷重伝達率は約半分まで減少している。以上より、角度不連続構造においては θ が大きくなると応力上昇が発生し、荷重伝達率が低下する。このことが設計時に角度不連続構造を避けるべき理由であると考えられる。

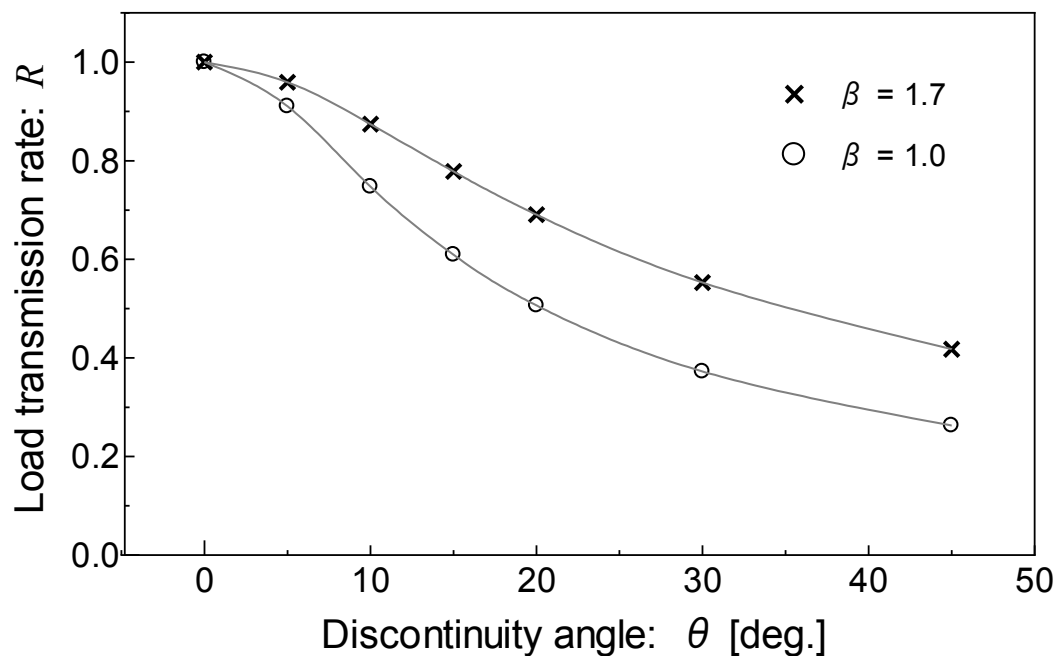
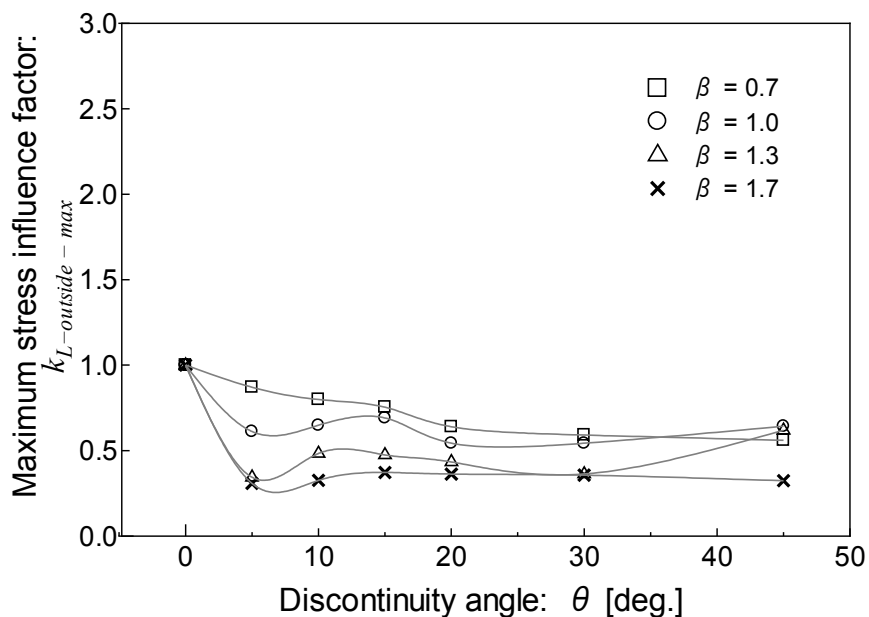


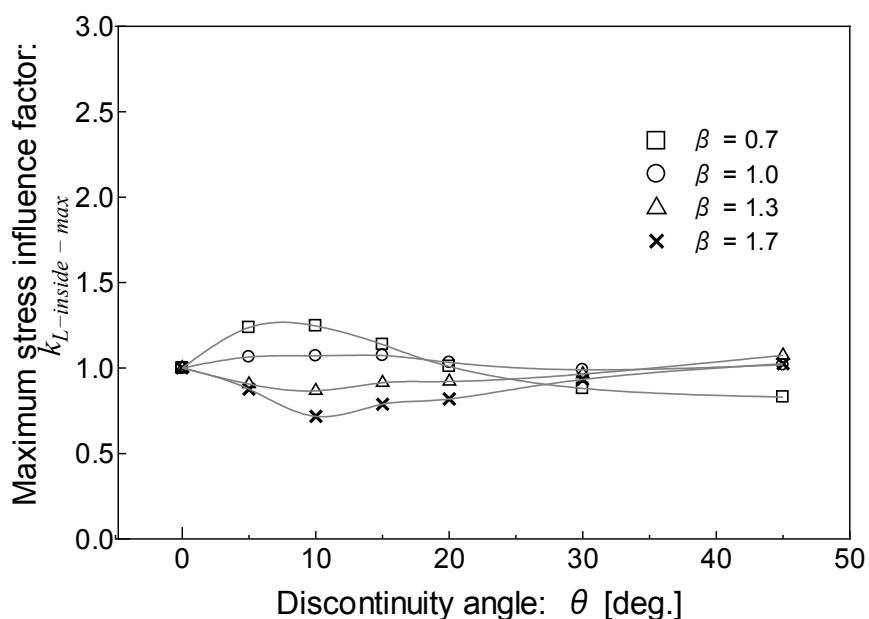
Fig. 4.10 Variation of load transmission rate due to discontinuity angle. (Load case A)

4.4.2 水圧作用時（Load case B）の応力影響係数の評価

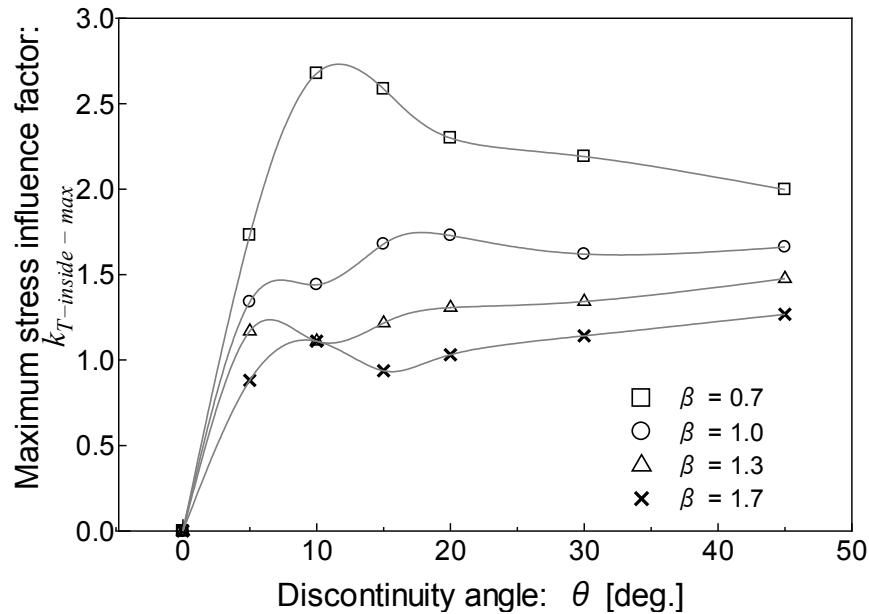
Fig. 4.11 は水圧作用時の最大応力影響係数 k の変化を示す。ロンジについては、軸力作用時と同様に内側の値が大きく、 β が大きい方が値が小さい。トランスについては、ロンジよりも大きい結果となっており、 $\theta = 30 \text{ deg.}$ 前後で収束している。 k の値の増減量については、軸力作用時よりも小さいことが確認でき、これは平行不連続の場合と同様である。



(a) Stress influence factor in Longi outside: $k_{L-outside}$ (Load case B)



(b) Stress influence factor in Longi inside: $k_{L-inside}$ (Load case B)



(c) Stress influence factor in Trans inside: $k_{T-inside}$ (Load case B)

Fig. 4.11 Variation of stress influence factor due to discontinuity angle. (Load case B)

4.5 結言

ロンジの取り合い部を模擬した角度不連続構造ベースモデルを用いた FE 解析を実施し、発生応力の分布と高応力発生の原因を確認した。また、荷重様式と板厚の影響も検討した。その結果、以下の内容が明らかになった。

- 1) 角度不連続量が大きくなるにつれ、不連続部に発生する最大応力は上昇し、最大値を示した後に減少し、その後収束する傾向があること、荷重伝達率は減少することが判明した。
- 2) 角度不連続部のロンジ高さ方向応力分布は、平行不連続構造で生じる最大応力の変化の不連続量に関する分布と類似した傾向を示すことが判明した。その原因は、膜応力成分がピークを持つことであることを確認した。
- 3) 本研究で評価対象とした構造・荷重様式に対しては、ロンジよりトランスに発生する応力が高いことが確認された。
- 4) 本研究で評価対象とした構造・荷重様式に対しては、応力影響係数の変化は水圧作用時より軸力作用時の方が大きくなることが判明した。

第5章

ナックル構造の応力影響係数と荷重伝達率評価

5.1 緒言

設計段階で角度不連続構造を避けるための対策として、ロンジのナックル構造が存在する(Fig.1.3). 前章で確認されたように、角度不連続構造においては不連続が無い場合に比べて高応力が発生し、荷重伝達率も減少する。また何よりも連続性が保たれていないと見なされることから、船殻構造においてはナックル構造を採用することが頻繁に行われる。

しかしながら、ナックル構造を採用する場合の形状や板厚等については公表された基準等は存在しない。また、強度的な面から有効なナックル形状を体系的に検討した研究成果も調査の結果確認されなかった。このような現状から、実際の設計・建造現場において、ナックル構造の良し悪しは蓄積された経験と実績、もしくは現場の加工制限等を考慮して判断されていることが多いと考えられる。なお、第 1 章に示した実船構造に対する調査結果では、ナックル形状の角度不連続量は $\theta < 20 \text{ deg.}$ で、ロンジ高さと同等の距離からナックルしているものが多数を占めていたことが確認されている。

本章ではロンジのナックル構造に対して強度的な基準を作成することを目的に、ナックル構造の幾何形状や荷重様式が発生応力等に及ぼす影響を確認する、具体的には前章までと同様に、FE 解析により応力影響係数と荷重伝達率を求めることで、明確な技術的根拠の作成に繋がると考えられる。また、ナックル構造に対しても材料力学モデルを構築して応力影響係数を求め、応力変化に生じるメカニズムについて考察する。

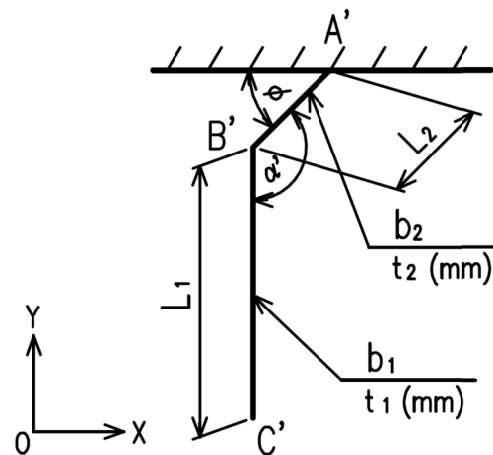
5.2 解析モデルと解析条件

Table 5.1 に本章で実施した解析の種類、最小メッシュサイズ、要素の種類等を示す。FE 解析には汎用解析コード MSC Nastran 2011, Femap with NX Nastran を使用した。

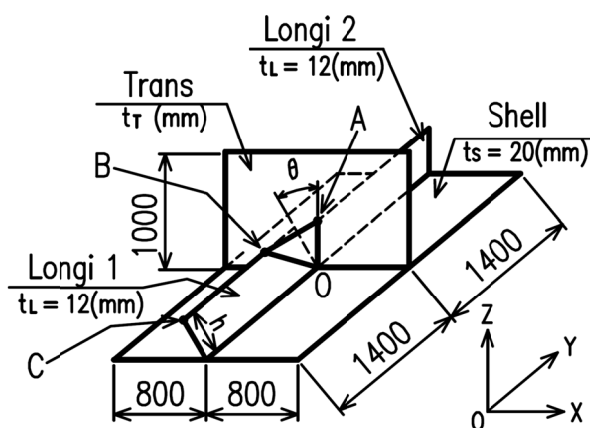
5.2.1 解析モデル

Table 5.1 Analyses carried out in this chapter.

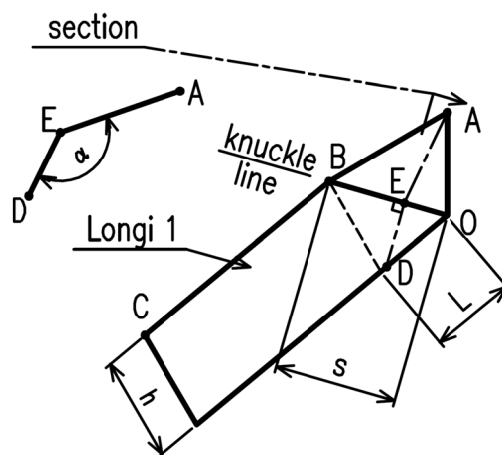
Corresponding Model		Mk0	Mk1
Element Type		Beam Element	Shell Element
Minimum Element Size		10 mm	2 mm x 2 mm
Max Number of Nodes		141	53594
Max Number of Elements		140	54085
Loading Mode	Axial Load	○	○
	Lateral Pressure	×	○
	Axial Load and Lateral Pressure	×	×



(a) Mk0 model: Knuckle *Strength-of-Materials* model



(b) Mk1 model: Knuckle base model



(c) Longi 1 part of Mk1 model

Fig. 5.1 Schematic illustration for analyzed models.

Fig. 5.1 に解析モデルを示す. Mk0 モデルはナックルを模擬した二次元モデルで材料力学的アプローチと beam 要素を用いた FE 解析に使用する. 図中の α を二次元モデルにおけるナックル角とする. Mk1 モデルはロンジナックル構造を模擬したベースモデルとし, FE 解析に使用する. L はナックル位置を決めるパラメータでナックル距離, s はナックル辺長, α を三次元モデルにおけるナックル角とする. Mk0 モデルは, Mk1 モデルの任意の高さ方向位置 Z で X - Y 平面を切り出したモデルと考えることができる. そのため両モデルのナックル角 α' と α は異なる角度を示す. モデルの変数は Table 5.2 に示す通り, Mk0 モ

デルにおいては α' ，Mk1 モデルにおいては θ と L とする． α と s は， θ と L ， h が決まれば一義的に確定する値である． Fig. 5.2 に Mk1 モデルの FE 要素分割の様子を示す．

Table 5.2 Geometrical conditions.

(a) Mk0 model

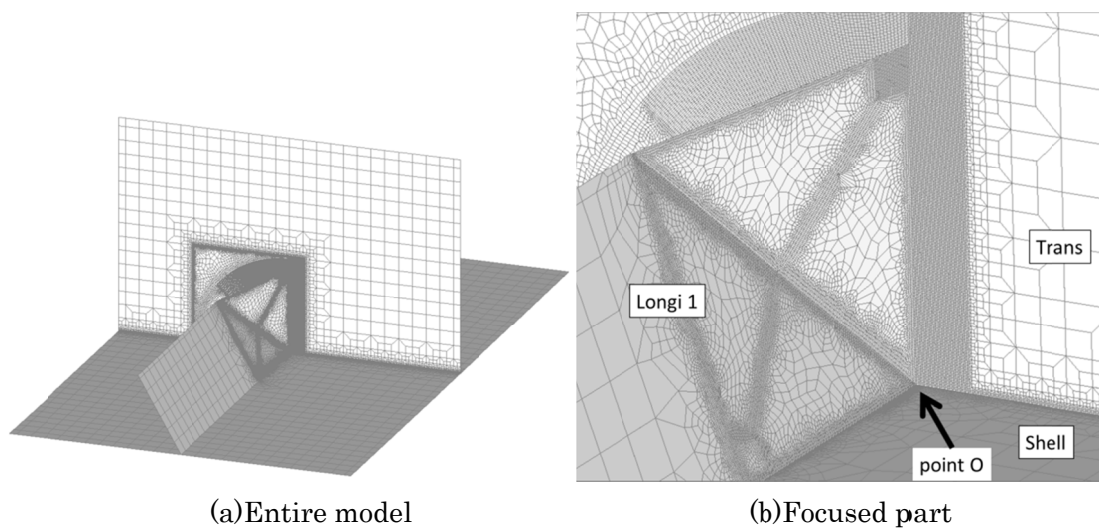
t_1 [mm]	1.0
t_2 [mm]	1.0
L_1 [mm]	1000
L_2 [mm]	400
α' [deg.]	110 120 130 140 150 160 170

(b) Mk1 model

h [mm]	400
$\beta(tT)$	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 [mm]	400				600				800	
L/h	1.0				1.5				2.0	
s [mm]	566				721				894	
s/h	1.4				1.8				2.2	
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 [mm]	800	1000				1200				
L/h	2.0	2.5				3.0				
s [mm]	894	1077				1265				
s/h	2.2	2.7				3.2				
α [deg.]	147	132	169	159	148	133	169	159	149	133



(a) Entire model

(b) Focused part

Fig. 5.2 Finite element subdivision of Mk1 model.

5.2.2 境界条件・荷重条件

境界条件と荷重条件を Fig. 5.3, Fig. 5.4 にそれぞれ示す. Mk1 モデルの境界条件, 荷重条件は, 比較を可能とするため角度不連続モデルと同等としている.

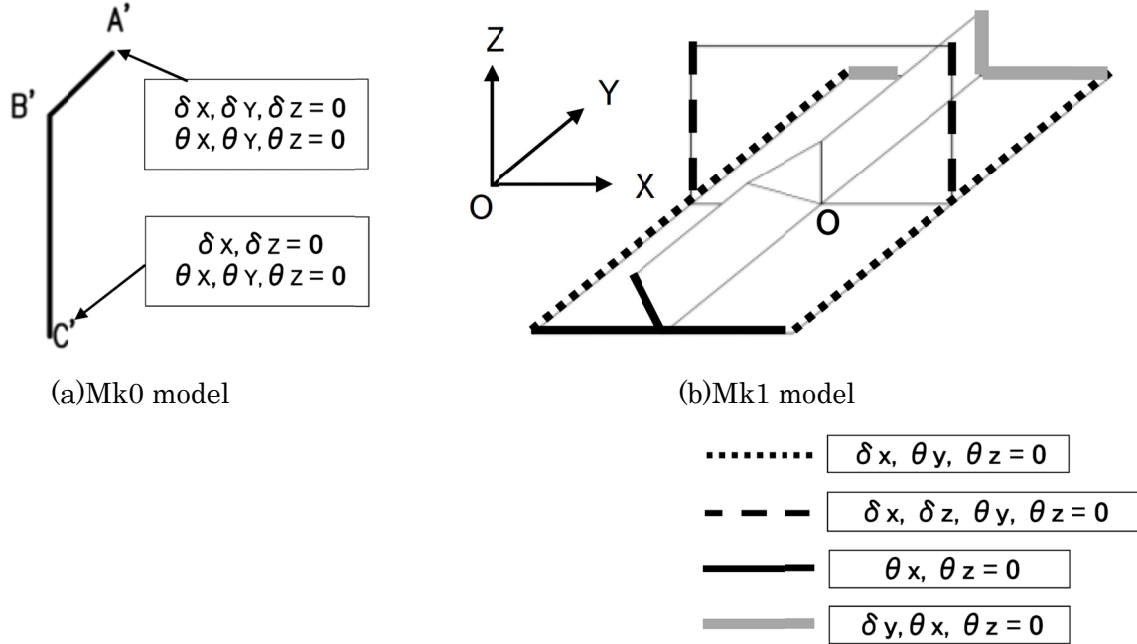


Fig. 5.3 Boundary conditions.

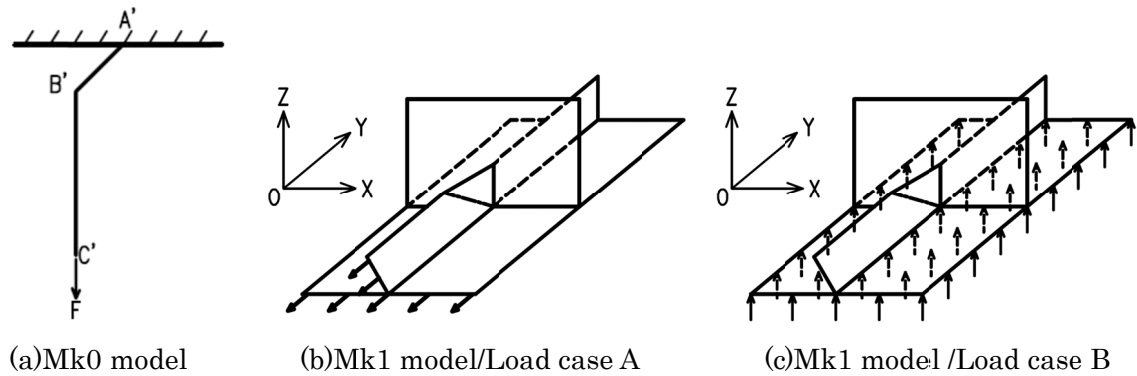


Fig. 5.4 Schematic explanations for load conditions.

5.3 ナックル角算出式の提案

構造設計段階においては, 二次元図面上にてナックル構造の幾何形状を決定することが一般的である. 二次元図面上では, Mk1 モデルにおける θ , h , L を決定すればナックル形状を確定することができ, その後 s は簡単に計算できる. しかし, ナックル角 α を求めるのは容易ではない. 一方, α は発生応力に対して影響を与えるパラメータであると想像され,

本章でも α と発生応力の関係に着目する。

そこで、幾何学的アプローチにより Mk1 モデルのナックル角 α を算出できる式を新たに作成し、(5.1)～(5.3)式に示した。算式の導出過程は付録 C に示す。Fig. 5.5 は算式から α と θ の関係を示したものである。簡単のため、 $h=400$ (mm)に限定しグラフ化を行った。

α は 180(deg.)に近い方が、ナックルする角度が小さいことを示すパラメータである。したがって、ナックルする角度を小さくするためには L を大きくするか、 θ を小さくすることが有効であることが確認できる。なお三次元設計ツール VM-Hull²⁵⁾ にて任意の 2 ケースにおける α を求め、式の結果と比較し Fig. 5.5 に示す。両者は完全に一致しており、式の妥当性が証明されている。

$$\alpha = \cos^{-1} \left(- \frac{1 + \frac{\cos^2 \delta}{\cos^2 \xi} - \sin^2 \delta - \cos^2 \delta \tan^2 \xi}{2 \sin \delta \cos \delta \tan \xi} \right) \quad (5.1)$$

$$\xi = \tan^{-1} \frac{h}{L} \quad (5.2)$$

$$\delta = \frac{\pi}{2} - \sin^{-1} \left(\frac{h \cos \theta}{\sqrt{h^2 + L^2}} \right) \quad (5.3)$$

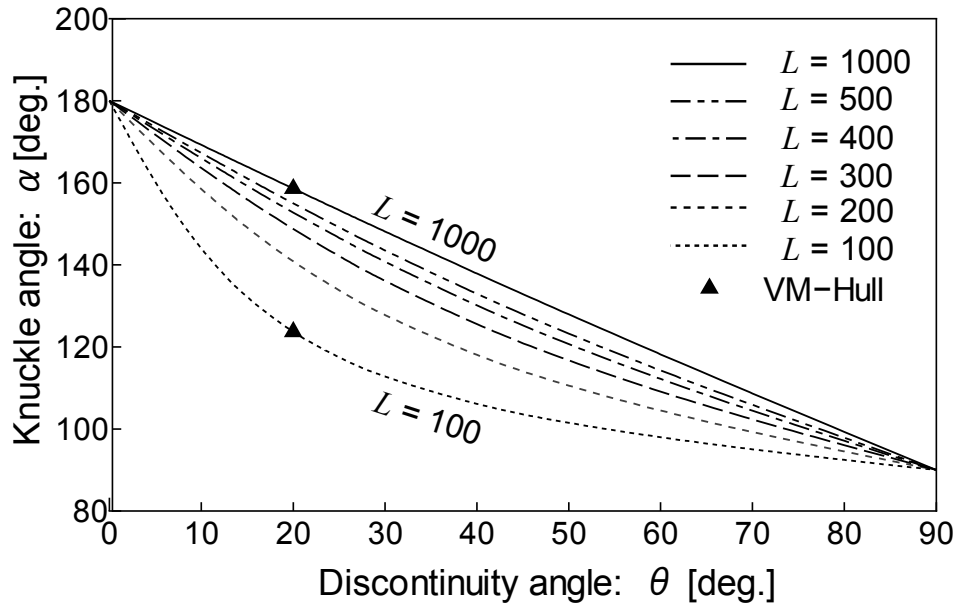


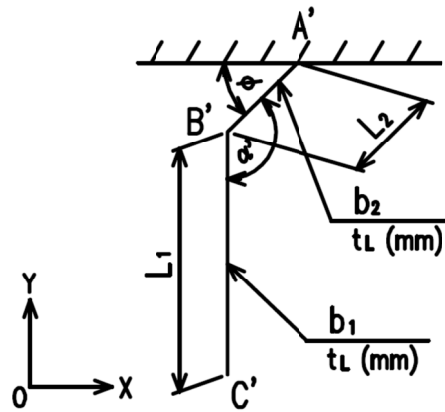
Fig. 5.5 Knuckle angle variations. ($h=400$ mm)

5.4 ナックル構造における応力影響係数推定式の提案

本節では、Mk0 モデルにおいて材料力学的アプローチを行い、ロンジとトランスの取り付け部 (Fig. 5.1(a)における A'点) に発生する応力を推定し、ナックルモデルにおける高応力発生の原因を検討する。

5.4.1 ナックル構造における応力影響係数推定式の提案

Mk0 モデルにおいて、以下に示す通り A'点の発生応力の推定式を導出する。



(0)Knuckle model

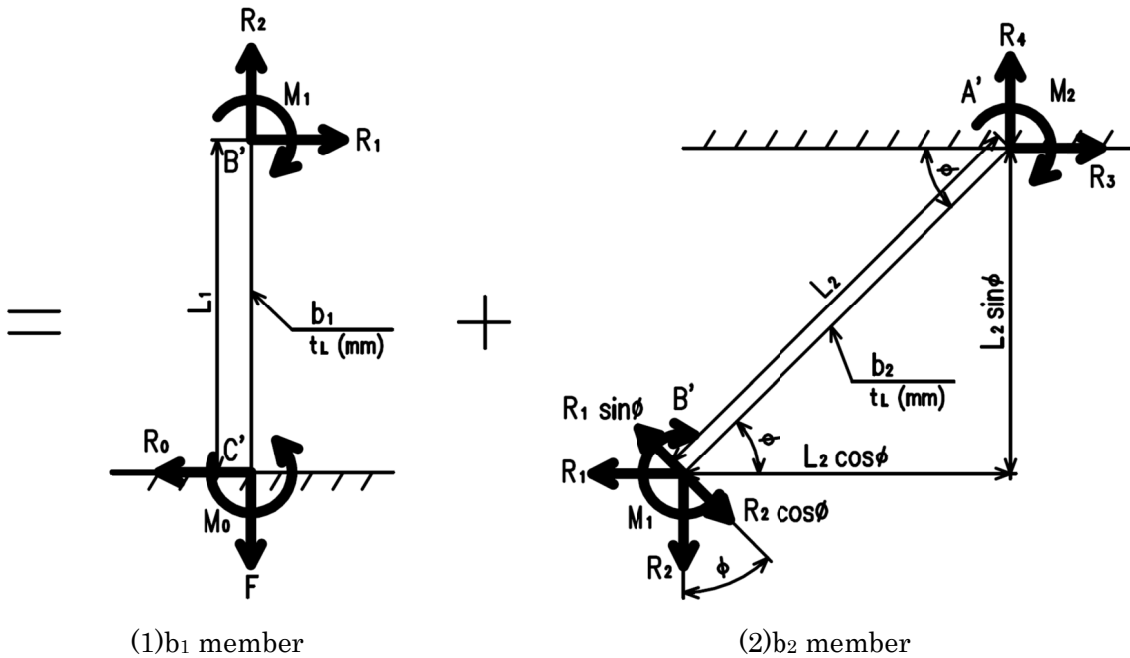


Fig. 5.6 Superposition of knuckle model (Mk0 model).

Fig. 5.6(0)はナックルモデルであり，重ね合わせの原理から(1)b₁ member と(2)b₂ member に分けることが可能である．b₁ member におけるつり合いの式は，(5.4)～(5.6)式で与えられる．Fig. 5.6 において，X, Y 方向の符号は図中に示す通り，回転角は反時計回りを正とする．

$$-R_0 + R_1 = 0 \quad (5.4)$$

$$-F + R_2 = 0 \quad (5.5)$$

$$M_0 + M_1 - R_1 L_1 = 0 \quad (5.6)$$

次に，b₂ member におけるつり合いの式は，(5.7)～(5.9)式で与えられる．

$$-R_1 + R_3 = 0 \quad (5.7)$$

$$-R_2 + R_4 = 0 \quad (5.8)$$

$$-M_1 - M_2 - R_3 L_2 \sin \phi + R_4 L_2 \cos \phi = 0 \quad (5.9)$$

ここで，両 member の断面積 A ，断面二次モーメント I ，断面係数 Z を以下のようにしておく．

$$A_1 = A_2 = t_L \quad (5.10)$$

$$I_1 = I_2 = \frac{t_L^3}{12} \quad (5.11)$$

$$Z_1 = Z_2 = \frac{t_L^2}{6} \quad (5.12)$$

本モデルは不静定問題であるので，2つの追加条件が必要となる．まず1つ目は，B'点の角度が変化しないという条件とする．

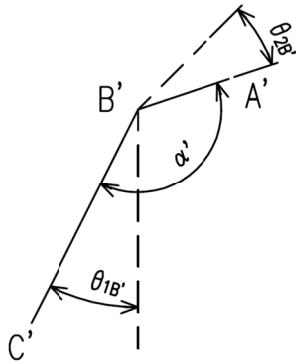


Fig. 5.7 Schematic explanation for the first condition.

b₁ member の B'点での角度は，(5.13)式となる．

$$\theta_{1B'} = \frac{M_1 L_1}{EI_1} - \frac{R_1 L_1^2}{2EI_1} \quad (5.13)$$

b₂ member の B'点での角度は，(5.14)式となる．

$$\theta_{2B'} = -\frac{M_1 L_2}{EI_2} - \frac{(R_1 \sin \phi - R_2 \cos \phi) L_2^2}{2EI_2} \quad (5.14)$$

したがって， $\theta_{1B'} = \theta_{2B'}$ となるので，(5.15)式が成立する．

$$\frac{M_1 L_1}{EI_1} - \frac{R_1 L_1^2}{2EI_1} = -\frac{M_1 L_2}{EI_2} - \frac{(R_1 \sin \phi - R_2 \cos \phi) L_2^2}{2EI_2} \quad (5.15)$$

整理すると,

$$I_2 L_1^2 R_1 - I_1 L_2^2 (R_1 \sin \phi - R_2 \cos \phi) = 2M_1 (I_2 L_1 + I_1 L_2) \quad (5.16)$$

(5.5)式を代入して整理すると, 次式が与えられる.

$$R_1 = \frac{2M_1 (I_2 L_1 + I_1 L_2) - I_1 L_2^2 \cos \phi F}{I_2 L_1^2 - I_1 L_2^2 \sin \phi} \quad (5.17)$$

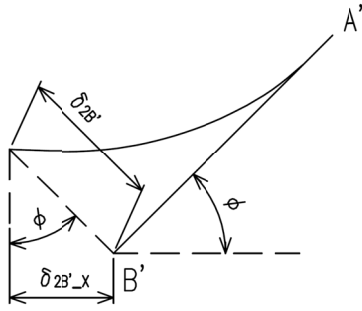


Fig. 5.8 Schematic explanation for b2 member deviation at point B'.

2つ目の条件として, 両 member の B' 点の X 方向変位が等しいとする. b1 member の B' 点での X 方向変位は, (5.18) 式となる.

$$\delta_{1B'_X} = \frac{R_1 L_1^3}{3EI_1} - \frac{M_1 L_1^2}{2EI_1} \quad (5.18)$$

b2 member の B' 点での変位は Fig. 5.8 のようになるので, X 方向変位は(5.20)式となる.

$$\delta_{2B'} = -\frac{(R_1 \sin \phi - R_2 \cos \phi) L_2^3}{3EI_2} - \frac{M_1 L_2^2}{2EI_2} \quad (5.19)$$

$$\delta_{2B'_X} = \delta_{2B'} \sin \phi \quad (5.20)$$

したがって, $\delta_{1B'_X} = \delta_{2B'_X}$ なので, 整理して次式が与えられる.

$$R_1 = \frac{3M_1 (I_2 L_1^2 - I_1 L_2^2) + 2I_1 L_2^3 \cos \phi F}{2(I_2 L_1^3 + I_1 L_2^3 \sin \phi)} \quad (5.21)$$

(5.17), (5.21)式より, B' 点の力のモーメント M_1 が次式で表される.

$$M_1 = \frac{2I_1 L_2^2 \cos \phi [I_2 L_1^3 + I_1 L_2^3 \sin \phi + L_2 (I_2 L_1^2 - I_1 L_2^2 \sin \phi)]}{4(I_2 L_1 + I_1 L_2) (I_2 L_1^3 + I_1 L_2^3 \sin \phi) - 3(I_2 L_1^2 - I_1 L_2^2) (I_2 L_1^2 - I_1 L_2^2 \sin \phi)} F \quad (5.22)$$

M_1 が求まったので, (5.21)式から R_1 が求められる. また, R_2 は(5.5)式より求められる.

そこで, A' 点の曲げモーメント $M_{A'}$ を求める. Fig. 5.6(2)の b2 member の B' 点において垂直方向に作用する荷重と, 力のモーメントの重ね合わせにより $M_{A'}$ は次式で与えられる.

$$M_{A'} = -M_1 - (R_1 \sin \phi - R_2 \cos \phi) L_2 \quad (5.23)$$

b2 member に作用する軸力は次式で与えられる.

$$F_{b_2} = R_1 \cos \phi + R_2 \sin \phi \quad (5.24)$$

したがって、A'点での応力は(5.25), (5.26)式で与えられる.

$$\sigma_{_outside} = \frac{F_{b_2}}{A_2} + \frac{M_{A'}}{Z_2} \quad (5.25)$$

$$\sigma_{_inside} = \frac{F_{b_2}}{A_2} - \frac{M_{A'}}{Z_2} \quad (5.26)$$

応力影響係数は定義より, $k_L = \sigma / (F/A_1)$ であるので,

$$k_{_outside} = \frac{F_{b_2} A_1}{A_2 F} + \frac{M_{A'} A_1}{Z_2 F} \quad (5.27)$$

$$k_{_inside} = \frac{F_{b_2} A_1}{A_2 F} - \frac{M_{A'} A_1}{Z_2 F} \quad (5.28)$$

(5.11)式より, 各 member の断面二次モーメントは等しいので, (5.22), (5.21)式を整理し, 以下のようにおく.

$$M_1 = C_{k1} F \quad (5.29)$$

$$R_1 = C_{k2} F \quad (5.30)$$

$$C_{k1} = \frac{2L_2^2 \cos \phi [L_1^3 + L_2^3 \sin \phi + L_2 (L_1^2 - L_2^2 \sin \phi)]}{4(L_1 + L_2)(L_1^3 + L_2^3 \sin \phi) - 3(L_1^2 - L_2^2)(L_1^2 - L_2^2 \sin \phi)} \quad (5.31)$$

$$C_{k2} = \frac{3C_{k1}(L_1^2 - L_2^2) + 2L_2^3 \cos \phi}{2(L_1^3 + L_2^3 \sin \phi)} \quad (5.32)$$

したがって, (5.5), (5.10), (5.23), (5.24), (5.29), (5.30)式を(5.27), (5.28)式に代入して整理すると, 応力影響係数が次のように求まる.

$$k_{_outside} = (C_{k2} \cos \phi + \sin \phi) - \frac{6}{t_L} \{C_{k1} + (C_{k2} \sin \phi - \cos \phi)L_2\} \quad (5.33)$$

$$k_{_inside} = (C_{k2} \cos \phi + \sin \phi) + \frac{6}{t_L} \{C_{k1} + (C_{k2} \sin \phi - \cos \phi)L_2\} \quad (5.34)$$

5.4.2 ナックル構造の応力影響係数の挙動確認と推定式の妥当性

Fig. 5.9 に前節で導出した k の推定式の結果を示す．また，同じく Mk0 モデルにて beam 要素を用いた FE 解析の結果も合わせて示す． α' が小さくなるにつれて， k_L が大きな値を示すことが確認できる．これはナックルが無い場合から，ナックル角 α' を小さくすると発生応力が増加することを意味し，構造設計者の感覚とも一致する．また，ロンジの外側が引張，内側が圧縮応力となっていることが判明した．これを Fig. 5.10 に Mk0 モデルの変形と共に模式的に表す．この内側と外側の関係は，平行不連続構造，角度不連続構造とは逆になっている．なお，推定式と FE 解析の結果は良好な一致を見せているので，推定式の妥当性が示された．

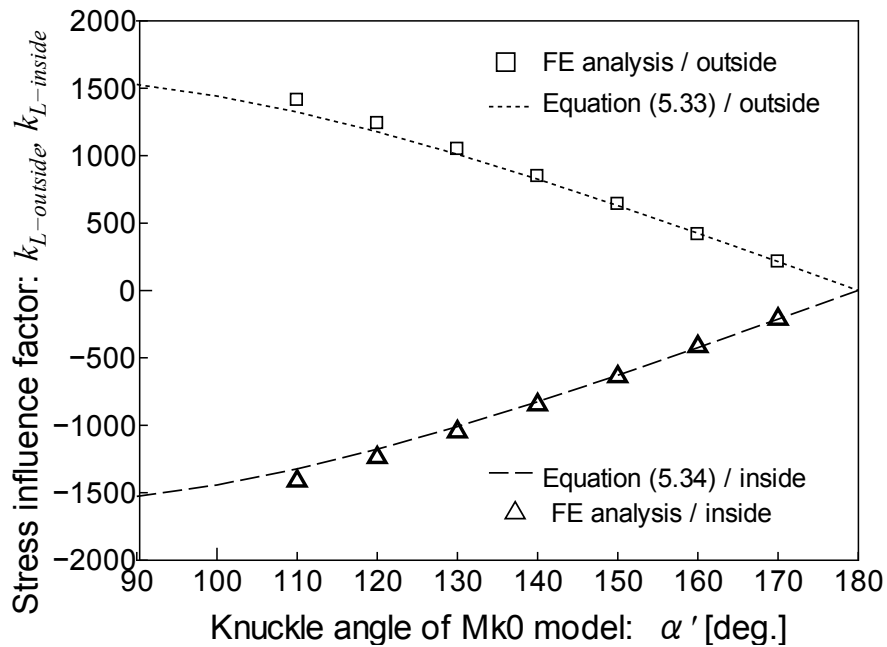


Fig. 5.9 Comparison of k_L by equations and FE analyses in Mk0 model.

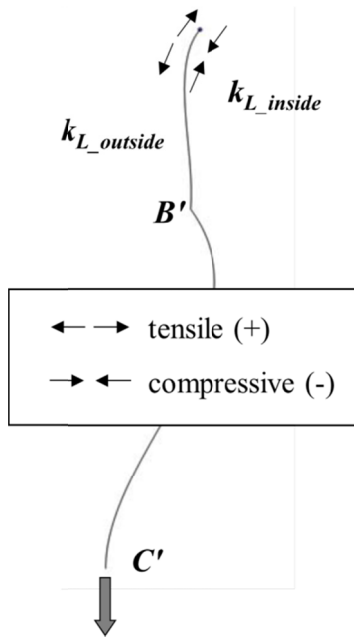


Fig. 5.10 Schematic explanation of deformation in Mk0 model.

次に、ナックル角を小さくすると発生応力が増加する理由を詳細に確認するため、Mk0 モデルに発生する反力と力のモーメントの変化を Fig. 5.11 に示す。グラフには、反力を作用荷重 F で割った無次元値、モーメントは FL_2 で割った無次元値を示している。モーメントは全て α' の増加に伴い値が減少している。作用荷重と同方向の反力 R_2, R_4 は α' に関わらず一定である。しかし、作用荷重と 90 (deg.) の角度を成す R_0, R_1, R_3 は α' の増加に伴い値が減少している。(5.21), (5.22) 式から R_1 を求める式の中身を確認すると, Fig. 5.1(a) に示すナックル角に依存する ϕ 以外は固定値である。以上のことから、ナックル角を変化させることで作用荷重と直角方向の反力が増減することが、発生応力が変化する理由であると考えることができる。

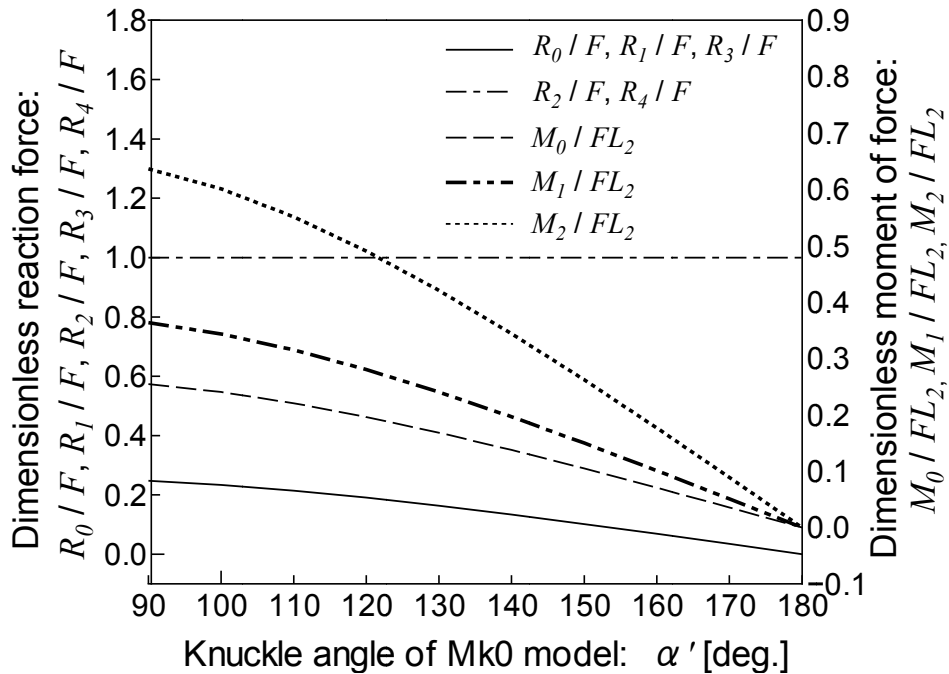


Fig. 5.11 Variation of reaction force and moment of force due to knuckle angle.

5.5 ナックル構造の応力影響係数と荷重伝達率の評価

本節では, Mk1 モデルでの FE 解析結果から応力影響係数 k と荷重伝達率 R を評価する.

5.5.1 高応力発生位置の確認

Fig. 5.12 は, Table 5.2(b)のナックルケース 3 における解析結果である. モデル中で高応力が発生しているのは, ロンジとトランスの接合線上, ロンジとシェルの接合線上, ロンジのナックル辺上であることが確認できる. Fig. 5.13 に 3 つの線上の応力を外挿する方向を矢印で示しているが, それぞれにおいて求めた応力値の中で最大のものをロンジ応力とし, それに対応する応力影響係数を評価する. 応力影響係数の定義は, (2.1)式の通りである.

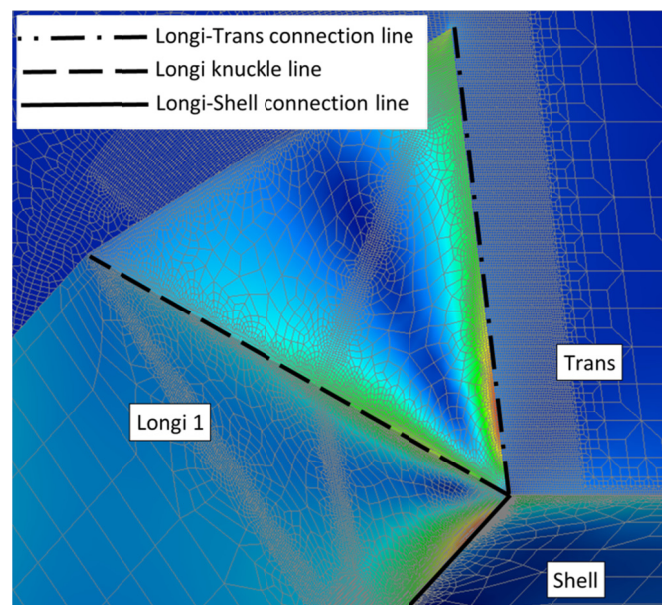


Fig. 5.12 Stress contour of knuckle case 3. (Load case B)

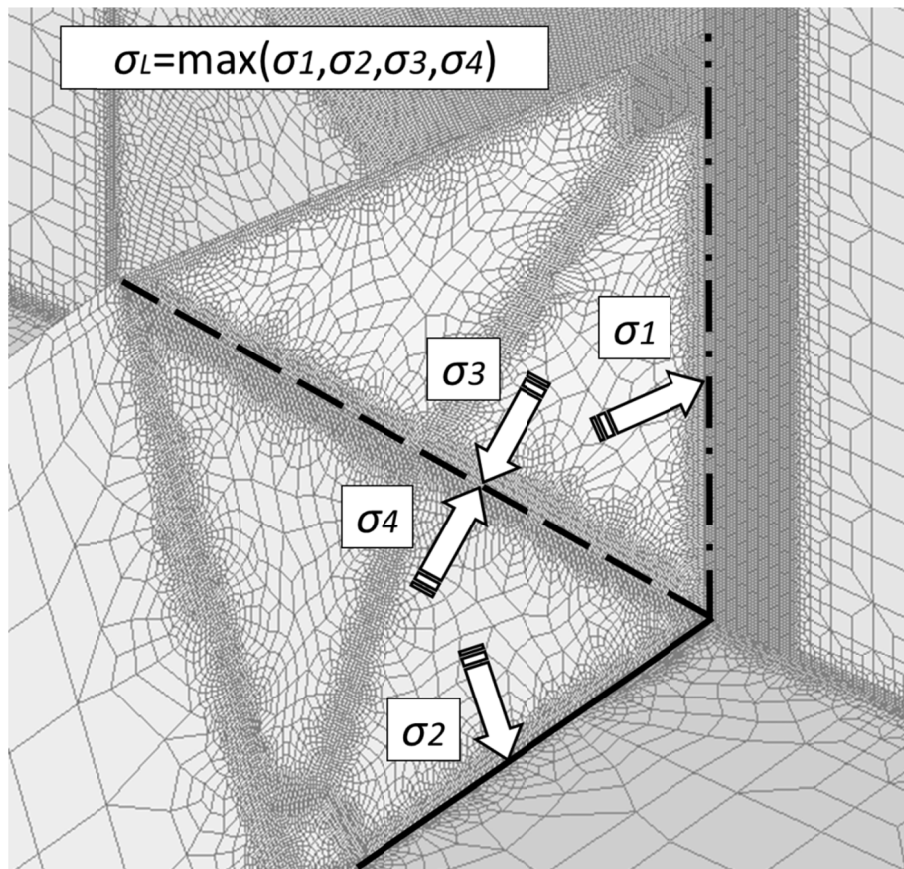


Fig. 5.13 Definition of σ_L in knuckle model.

5.5.2 ナックルモデルにおけるトランス板厚の影響

本節では、トランス板厚が応力影響係数 k に与える影響を確認する。Fig. 5.14 は Table 5.2(b)のナックルケース 1 において、Load case A の場合のロンジとトランスの接合線上の最大応力に対応する k_L の β の違いによる変化を示す。 β が増加するにつれ、 k_L も増加している。この理由を確認するために、ロンジとトランスの変形を Fig. 5.15 に示す。図は X-Y 平面を示しており、見やすくするためシェルは非表示にしている。この図から、 β が大きい時には、トランスの面外変形が小さいことが確認できる。したがって、ロンジとトランス取り合い部において、トランス板厚が大きい時の方がより固定条件に近いことになり、結果としてロンジ端部の発生応力が増加すると考えられる。以上より本章では、安全側評価の立場から、発生応力が大きい $\beta=1.7$ の解析結果のみを評価する。ただし、次章で角度不連続構造とナックル構造、ねじり構造の比較で用いるため、 $L/h = 1.0$ においては $\beta=1.0$ の解析も行う。

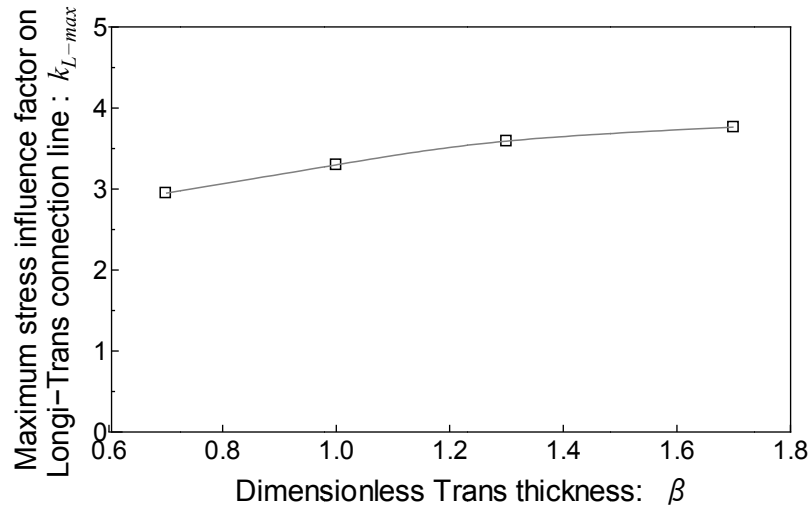
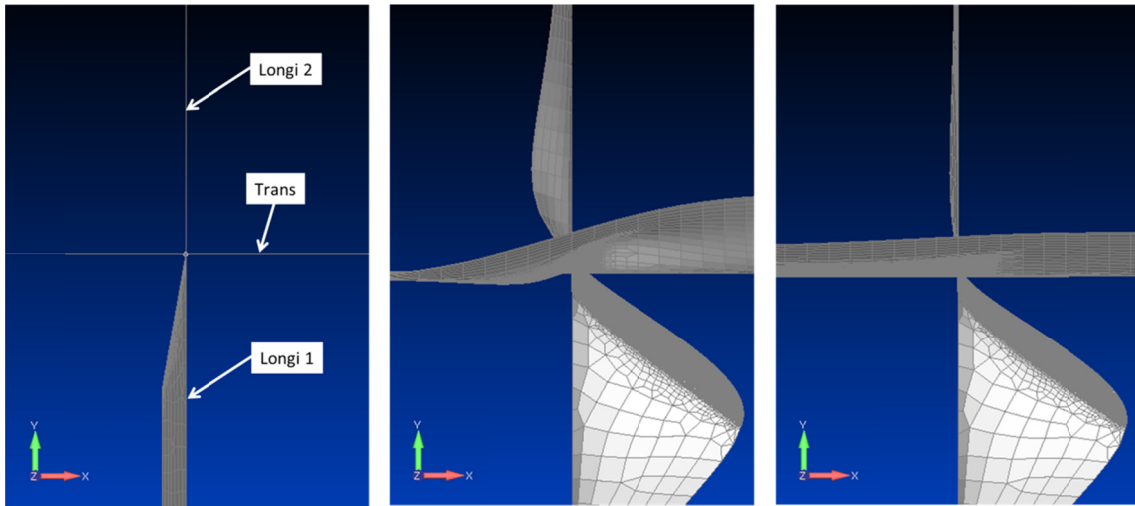


Fig. 5.14 Effect of β to k_L value in knuckle case 1.



(a)Mk1model without Shell (b)Deformation($\beta=0.8$) (c)Deformation($\beta=1.7$)

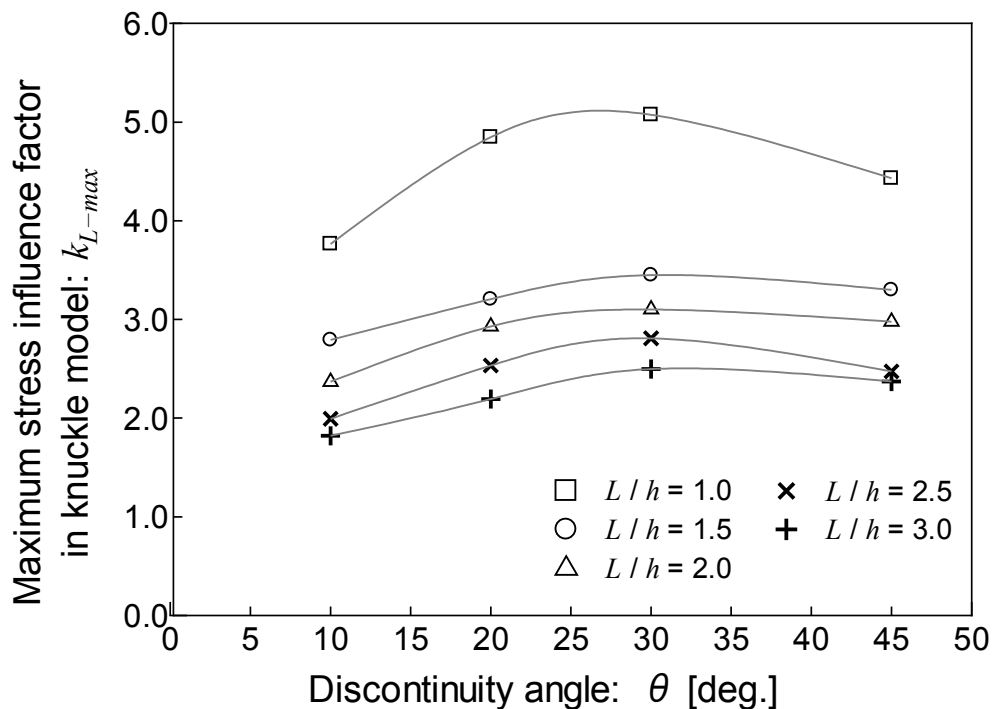
Fig. 5.15 Difference between deformations due to β in knuckle case 1.

5.5.3 軸力作用時（Load case A）の応力影響係数と荷重伝達率の

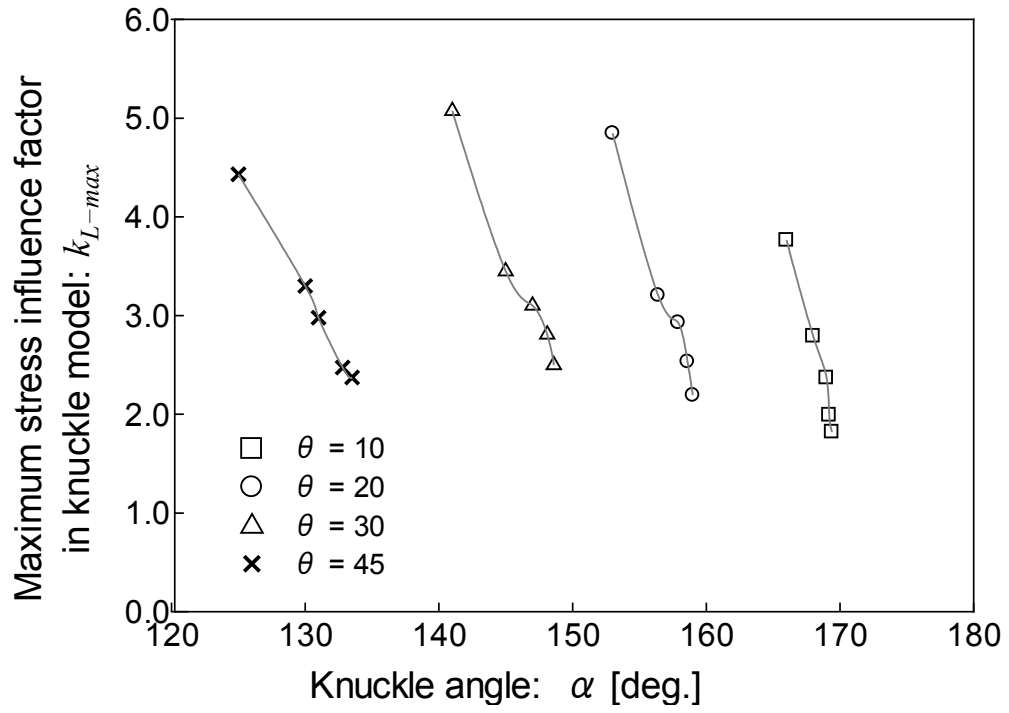
評価

本節では、軸力作用時の応力影響係数 k と荷重伝達率 R を評価する。Mk1 モデルでは、ナックル角 α を変化させると同時に θ や L , s も変化するので、 k や R にどのパラメータが最も影響を与えるかを確認する必要がある。Fig. 5.16 には、角度不連続量 θ , ナックル角 α , ナックル距離をロンジ高さに無次元化した L/h , ナックル辺長をロンジ高さに無次元化した s/h の 4 つのパラメータで k を整理した結果を示す。

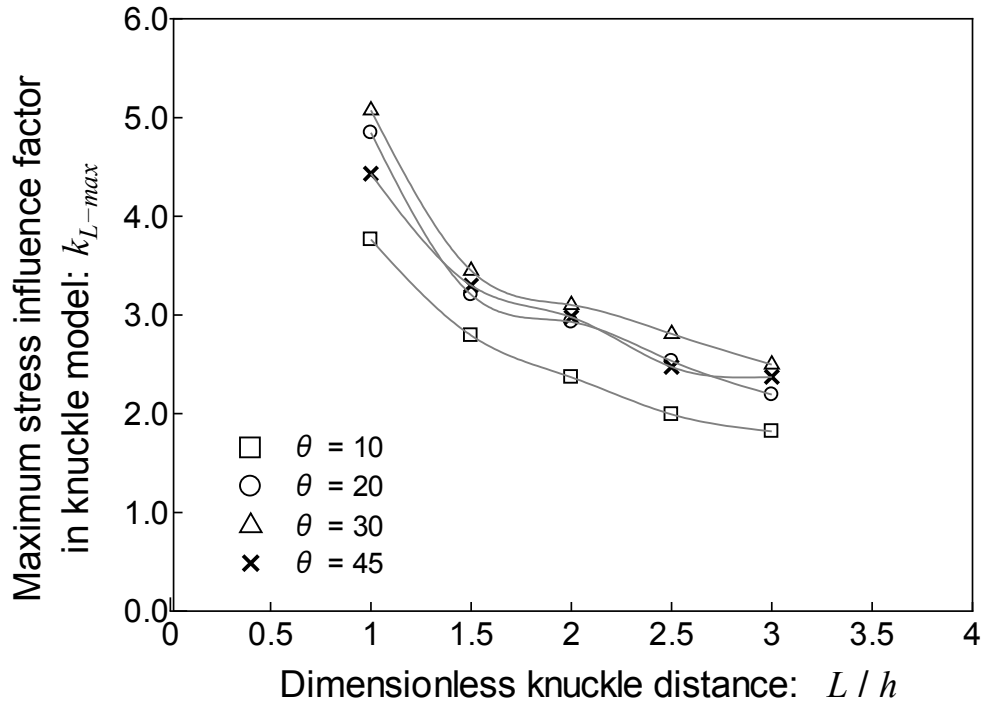
4 つのパラメータの中で、一番パラメータの変化が k へ及ぼす影響が大きいと見なせるのは、 α であることが確認できる。 α を 5 deg. 程度増加させれば、 k が半分程度まで減少している。 θ での整理は他と比べ、明確な傾向はみられない。 L/h と s/h については α ほど急激な変化はないが、値を増加することで k が減少する傾向となっている。構造設計においては L を管理することが現実的と考えられるので、これらの結果からナックル距離を大きく取ることが応力上昇を抑えることに有効であると言える。



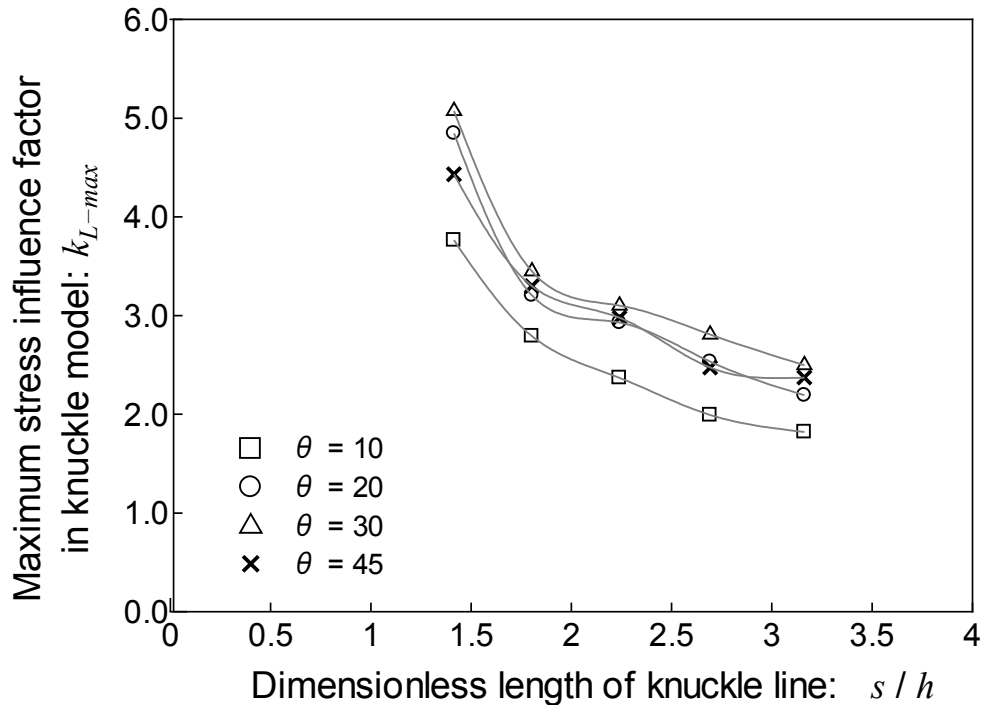
(a) Function of discontinuity angle θ



(b) Function of knuckle angle α



(c) Function of dimensionless knuckle distance L/h

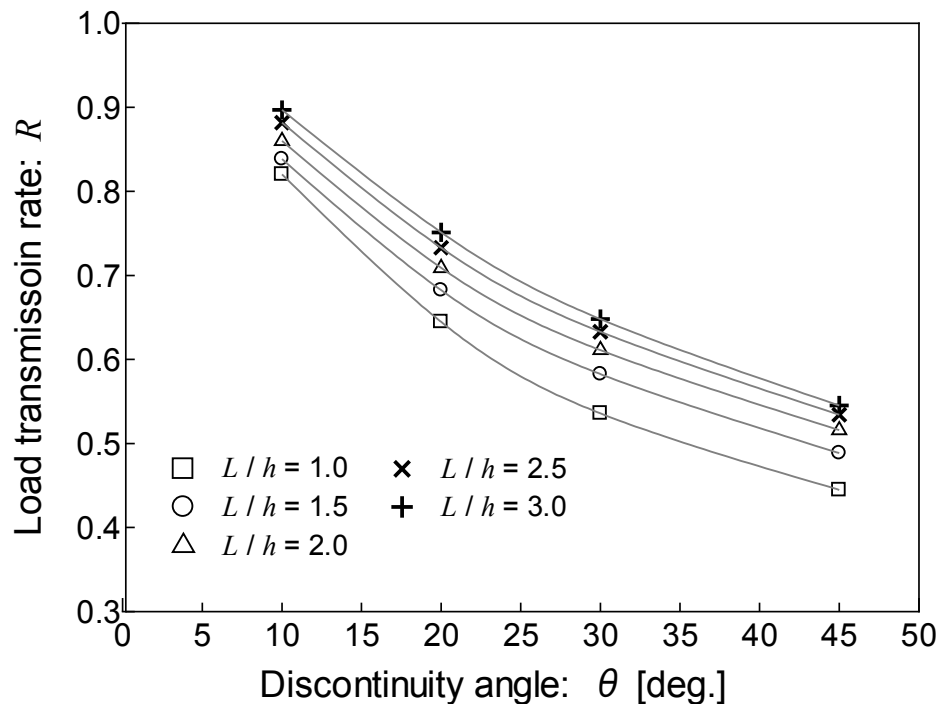


(d) Function of length of knuckle line s/h

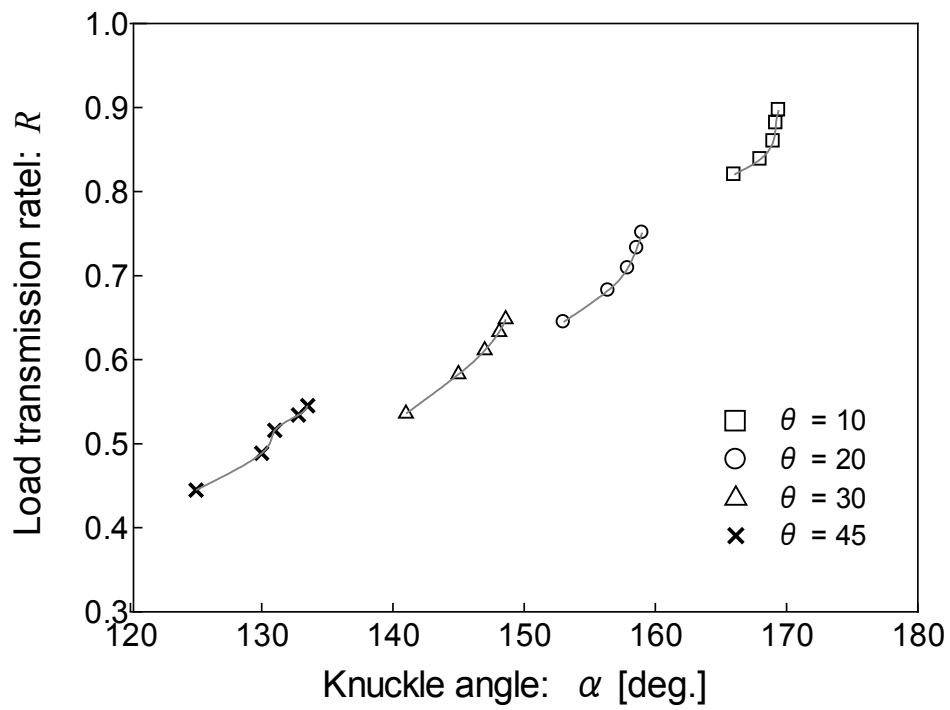
Fig. 5.16 Variations of maximum stress influence factor in Longi of Mk1 model.
($\beta=1.7$ / Load case A)

Fig. 5.17 には 4 つのパラメータで R を整理した結果を示す. α での整理, もしくは Lh での整理によると, α や Lh を大きくすること, 言い換えればトランスからナックル加工する位置までの距離を大きくすれば R が大きくなる傾向にあることが確認できる. しかし, 同じ θ ではその変化は小さい. それに比べ, θ の変化は R の変化へ与える影響が大きい. したがって, R を効率的に大きくするためには, ナックル形状よりも角度不連続量 θ を小さくすることの方が有効であると言える.

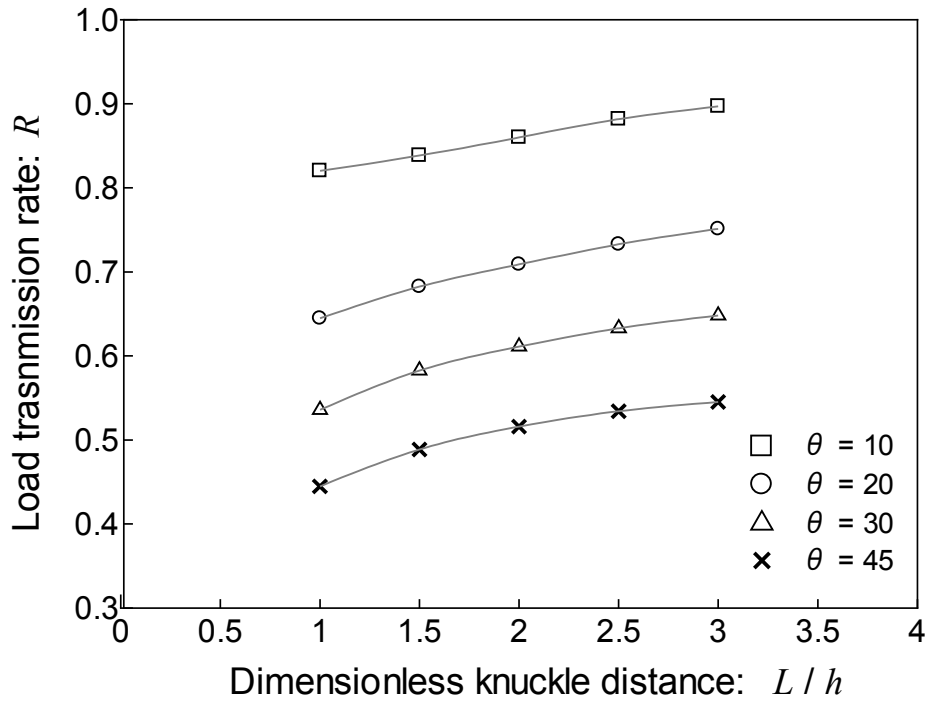
また, k と R 両方に着目し Fig. 5.16(a) と Fig. 5.17(a) を確認すると, Lh が大きい方が k は小さく R は大きい結果となっている. したがって, 軸力作用時には, ナックル距離を大きくすることは構造強度健全性の観点に立てば, 定性的に非常に有効な対策であることが判明した.



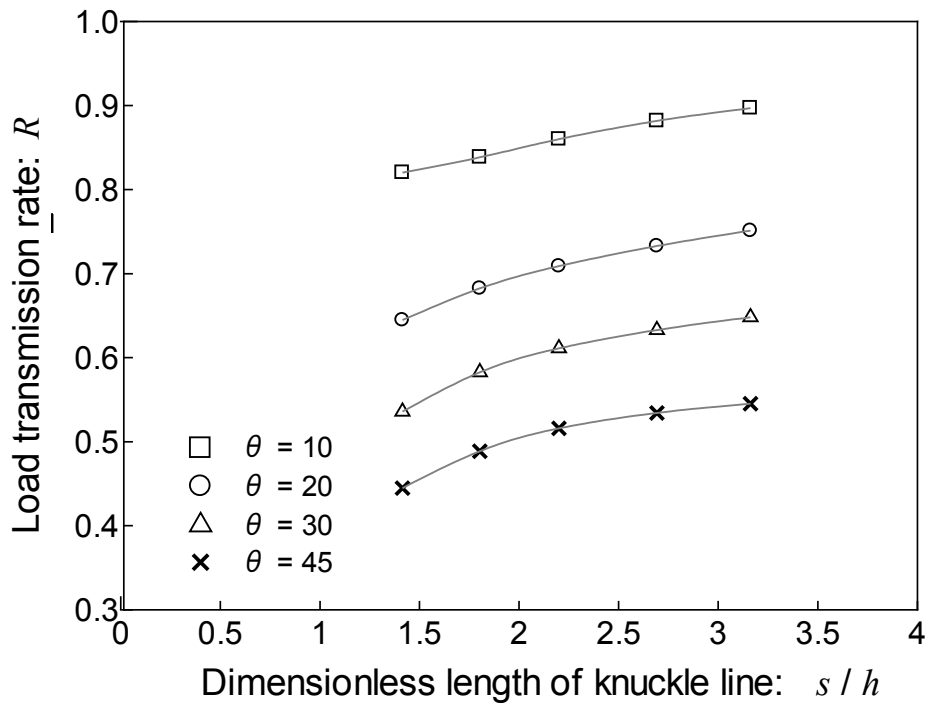
(a) Function of discontinuity angle θ



(b) Function of knuckle angle α



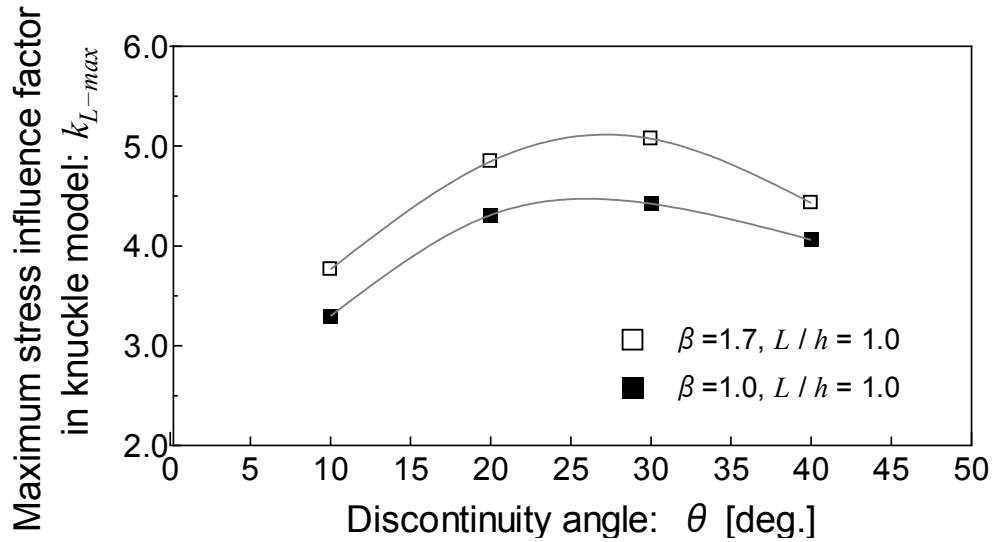
(c) Function of dimensionless knuckle distance L/h



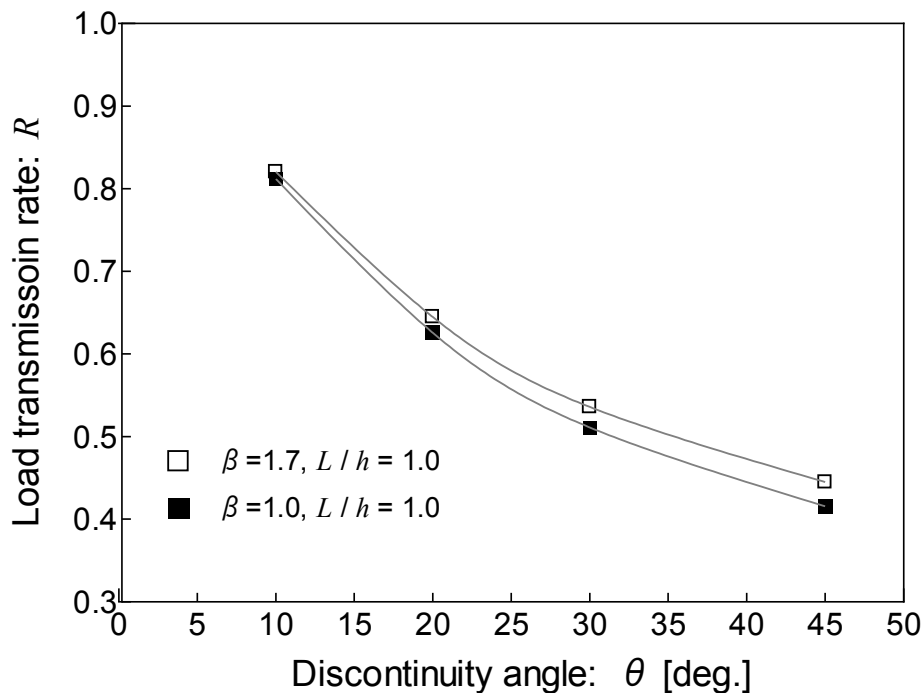
(d) Function of length of knuckle line s/h

Fig. 5.17 Variations of load transmission rate of Mk1 model.
($\beta=1.7$ / Load case A)

5.5.2 節で示したように、 β が大きい方が k の値が大きくなるため、本章では $\beta=1.7$ の結果を評価した。ただし、次章で $\beta=1.0$ の結果も検討に用いるため、ここでは $\beta=1.0, 1.7$ の結果を比較する。Fig. 5.18 は $L/h=1.0$ におけるその比較結果であるが、 β が大きい方が応力影響係数が大きくなっていることが改めて確認された。荷重伝達率においては、 β が大きい方が値が大きくなることが確認され、この傾向は角度不連続構造の傾向と同じである。



(a) Stress influence factor



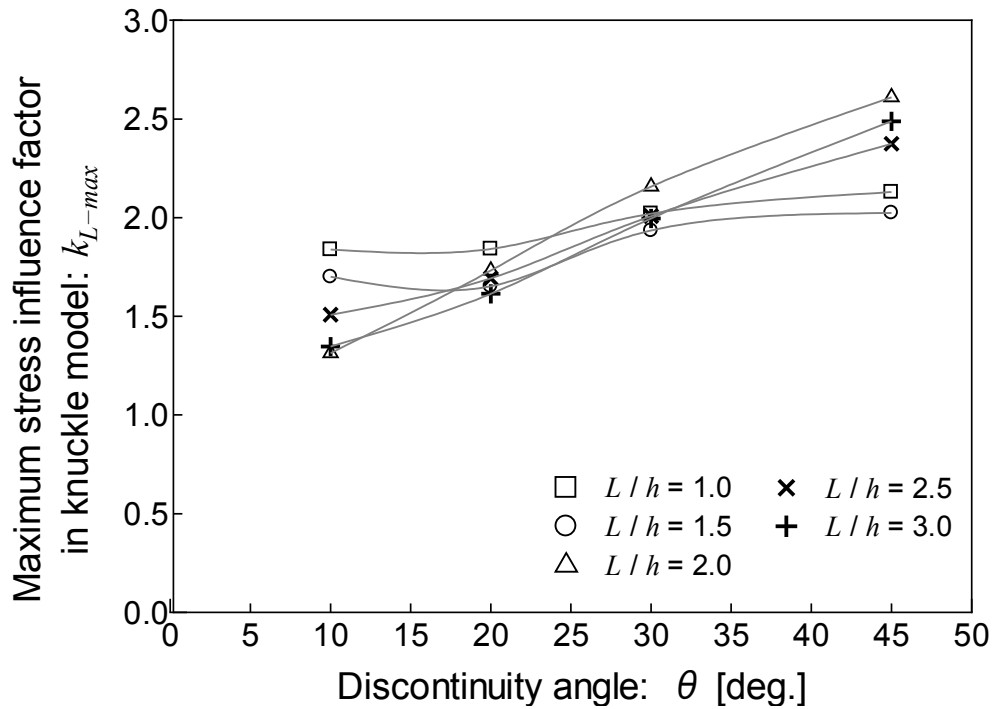
(b) Load transmission rate

Fig. 5.18 Effect of β in Load case A.

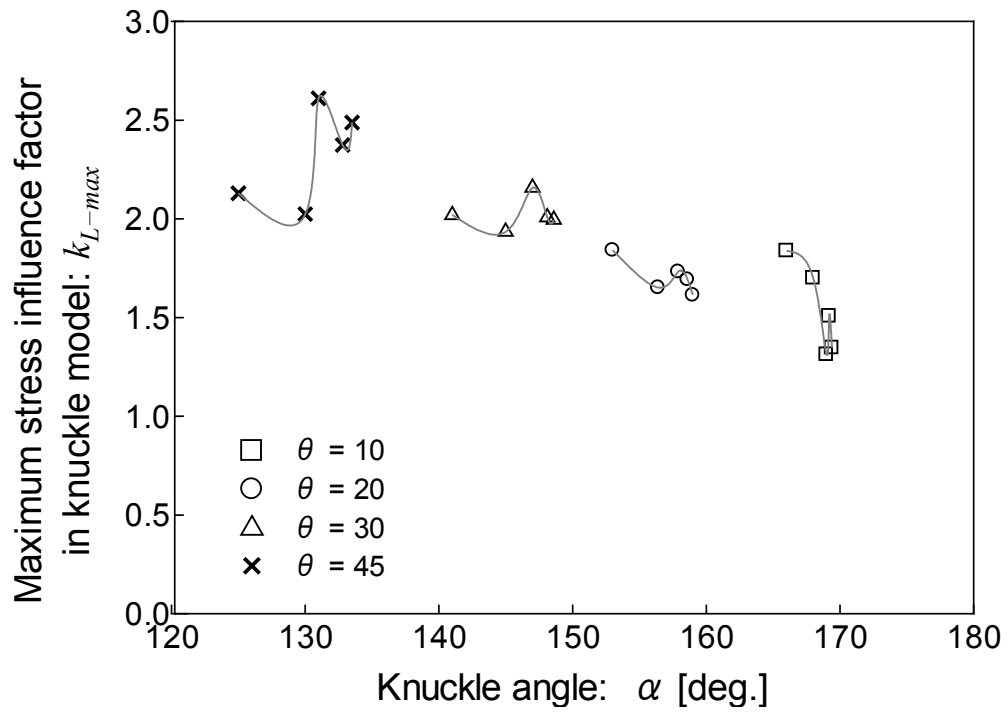
5.5.4 水圧作用時（Load case B）の応力影響係数の評価

水圧作用時の応力影響係数 k を評価する． Fig. 5.19 に結果を示す．

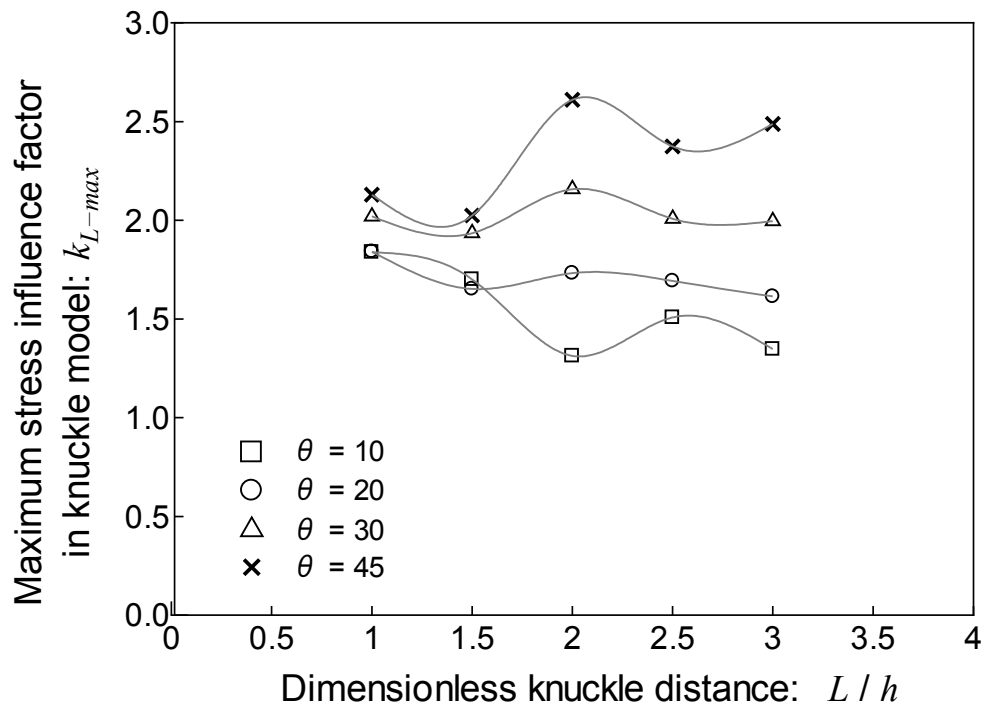
全体的に軸力作用時の結果と比較して結果にばらつきがあるように見えるが， α や L/h の変化で k が一義的に変化する傾向は無い模様である． その代わり， θ を大きくすると k が大きくなる傾向は確認できる． したがって， 水圧作用時には角度不連続量 θ を小さくすることが発生応力を抑えることに有効であると考えられる．



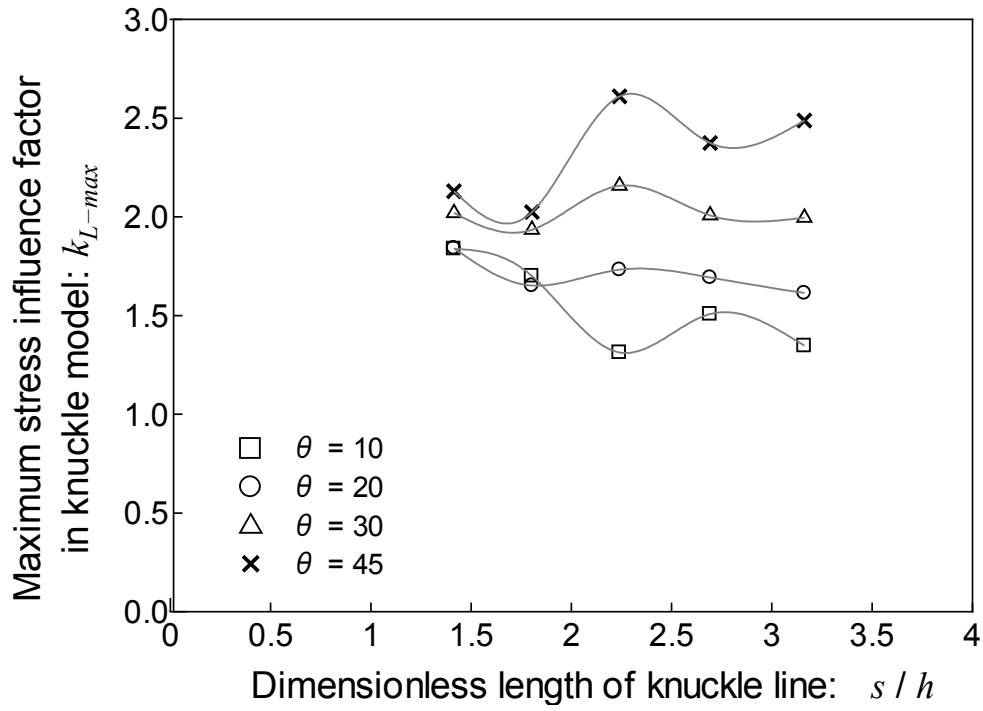
(a) Function of discontinuity angle θ



(b) Function of knuckle angle α



(c) Function of dimensionless knuckle distance L/h



(d) Function of length of knuckle line s/h

Fig. 5.19 Variations of maximum stress influence factor in Longi of Mk1 model.
($\beta=1.7$ / Load case B)

Fig. 5.20 は、応力影響係数に対する β の影響を示す。Load case A の場合と同様に、 β が大きい方が応力影響係数も大きくなっていることが確認された。

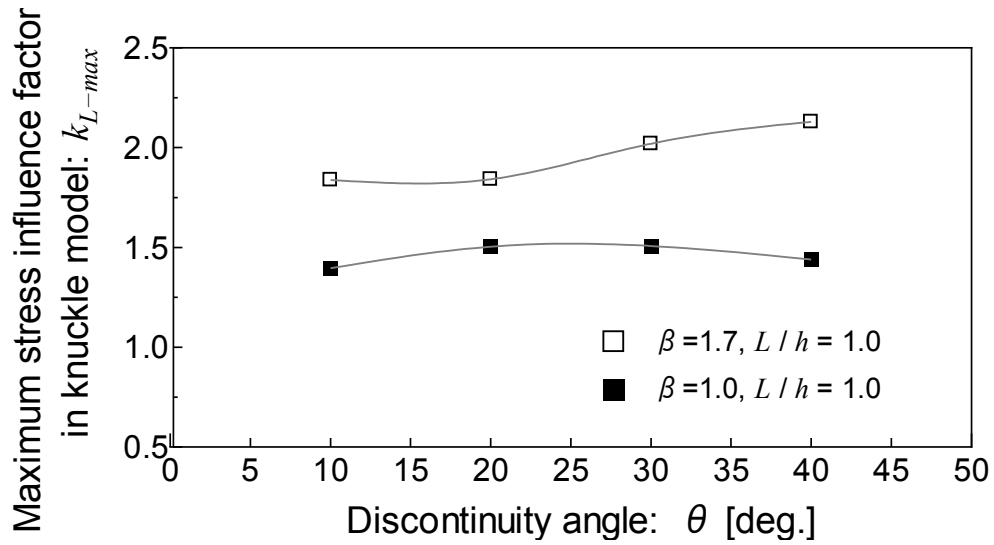


Fig. 5.20 Effect of β in Load case B.

5.6 結言

本章では，ロンジナックル部を模擬した二次元モデルにて材料力学的アプローチによりナックル角と発生応力の関係を確認した．また FE 解析によってナックル構造の幾何形状の応力影響係数，荷重伝達率への影響を確認した．得られた結論は以下の通りである．

- 1) 材料力学モデルにおける，ナックル角が付与された場合の，ロンジ・トランス接合部における発生応力に対する応力影響係数の推定式を提案し，その式の妥当性も示した．
- 2) ナックル加工を施された構造において高応力が発生する主原因は，軸力と直角方向の反力の増加であることを示した．またロンジとトランスの取り合い部において，外側の応力が大きくなることが判明した．
- 3) 応力影響係数を小さくするためには，軸力作用時にはトランスからナックル加工位置までの距離を大きくすること，水圧作用時には角度不連続量を小さくすることが有効であることが明らかになった．
- 4) 荷重伝達率を大きくするためには，角度不連続量を小さくすることが有効であることが判明した．
- 5) ナックル構造の幾何形状パラメータからナックル角を算出する式を提案した．また，ナックル角を緩やかにするには，角度不連続量を小さくしナックル距離を大きくすることが必要であることを示した．

第6章

ねじり構造評価と角度不連続構造，ナックル構造との比較

6.1 緒言

ロンジのナックル構造の他に角度不連続構造を避けるもう一つの対策として，ロンジのねじり構造が挙げられる(Fig.1.2). ねじり構造とは，ある程度の距離の間にねじったロンジを配置することで，トランス位置で急激に発生する角度差を緩やかにし，連続性を保たせるものである．構造設計者においても，ねじり構造は急激な変化を持たないので角度不連続構造部に生じるほどの高応力は発生しないという認識があるのが通常である．しかし，工場設備等の理由によりナックル構造を採用せざるを得ないことも多く，場合によっては角度不連続構造をそのまま採用するといった実績もある．ただし，角度不連続構造とナックル構造，ねじり構造のどれが強度上優れているかという定量的な検討結果は，調査を行った結果，公表されたものは確認されなかった．

本章では，ねじり構造に対して前章までと同様に応力影響係数と荷重伝達率を検討する．その後，前章までの検討結果も勘案しつつ 3 つの構造について得られた各データを比較することで，強度的な優劣を確認する．

6.2 解析モデルと解析条件

ねじり構造について，実施した解析の種類，最小メッシュサイズ，要素の種類等を Table 6.1 に示す．FE 解析には汎用解析コード Femap with NX Nastran を使用した．

6.2.1 解析モデル

Fig. 6.1 に解析モデルを示す．Mt1 モデルはねじり構造を模擬したモデルである．前章のナックル構造の検討の結果から β が大きい方が高い応力が発生する傾向が明らかになった

ので、ねじり構造においてはトランス板厚は $\beta=1.7$ を評価する．ただし、角度不連続構造とナックル構造との比較のため、 $\beta=1.0$ の解析も実施する．ねじりは通常トランス間で一定の割合で行う．第 3 章から本章までのモデルはトランス間距離 2800 (mm)の半分のモデル化を行っているので、Mt1 モデルでは $\theta/2$ (deg.)を採用し、これが角度不連続構造の角度不連続量 θ と対応する．モデルの変数は Table 6.2 に示す通りである．Fig. 6.2 に Mt1 モデルの要素分割の様子を示す．

Table 6.1 Analysis carried out in this chapter.

Corresponding Model		Mt1
Element Type		Shell Element
Minmum Element Size		1 mm x 1 mm
Max Number of Nodes		90805
Max Number of Elements		92206
Loading Mode	Axial Load	○
	Lateral Pressure	○
	Axial Load and Lateral Pressure	×

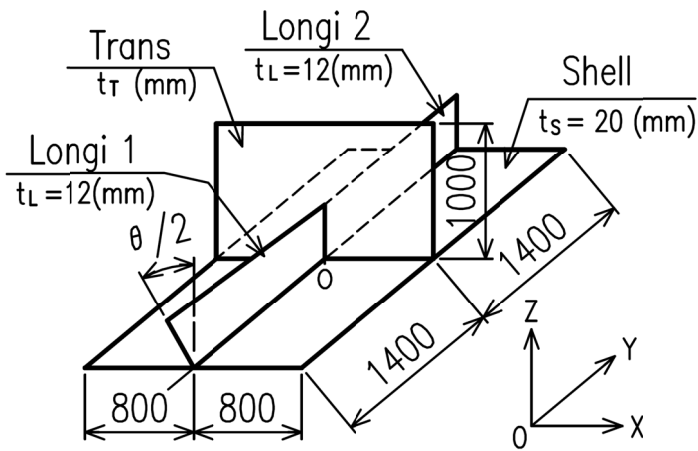


Fig. 6.1 Schematic illustration for analyzed model.
(Mt1 model: Twist model)

Table 6.2 Geometrical condition for Mt1 model.

θ [deg.]	0	10	20	30	45
$\beta(tT)$	1.0 (12)		1.7 (20)		

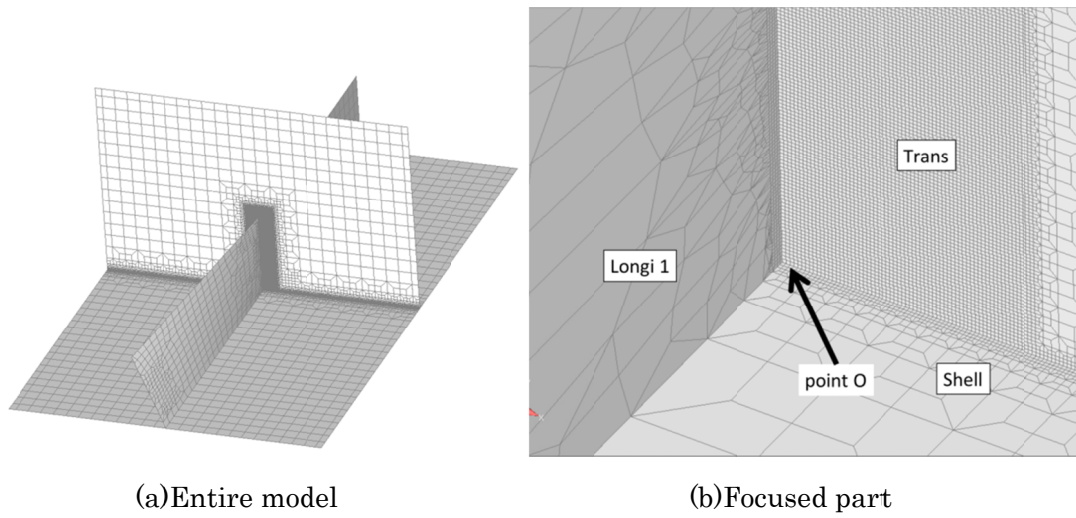


Fig. 6.2 Finite element subdivision of Mt1 model.

6.2.2 境界条件・荷重条件

境界条件と荷重条件を Fig. 6.3, Fig. 6.4 にそれぞれ示す. Mt1 モデルの境界条件, 荷重条件は, 比較を可能にするため角度不連続モデル, ナックルモデルと同等としている.

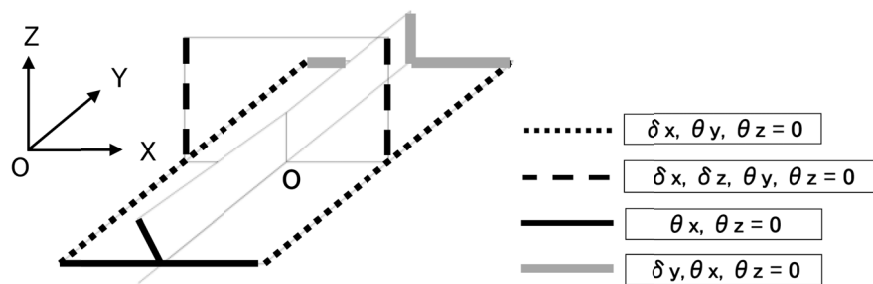


Fig. 6.3 Boundary condition.

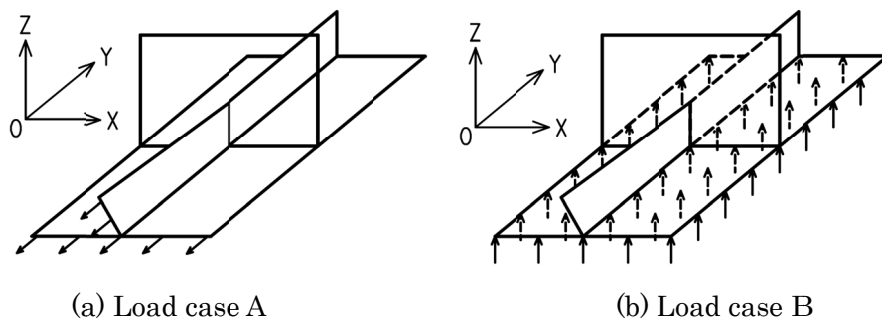


Fig. 6.4 Schematic explanations for load conditions.

6.3 ねじり構造の応力影響係数と荷重伝達率の評価

本節では、Mt1 モデルでの応力影響係数 k と荷重伝達率 R を評価する。 k の評価は、トランスとの取り付け線上のロンジを対象とする。

6.3.1 軸力作用時（Load case A）の応力影響係数と荷重伝達率評価

軸力作用時の k の変化を Fig. 6.5 に示すが、角度不連続量 θ が変化しても値はあまり変化していないことが確認できる。内側と比較すると外側の値が大きい。これは前章に示したナックルモデルへの材料力学的アプローチの際に明らかになった通り、外側では引張応力場に曲げによる引張応力が重畳していることが原因と考えられる。 β の影響については、ナックル構造と同様に β が大きい方が応力影響係数が大きい結果となっている。 Fig. 6.6 に、 $\theta=30$ deg. の時の膜応力成分と曲げ応力成分をグラフ化した。この図から曲げ応力成分はほとんど発生していないことが確認できる。

次に R の変化を Fig. 6.7 に示す、 θ の変化に伴い R が減少しているが、その減少率は角度不連続構造やナックル構造と比較すると非常に小さいことが確認できる。 β が大きい方が荷重伝達率が大きい傾向は、これまでの結果と同様となっている。

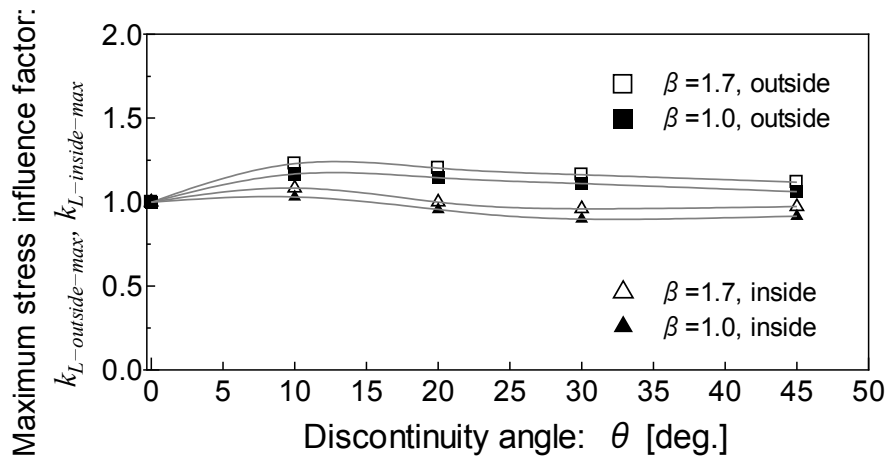


Fig. 6.5 Variations of maximum stress influence factor in Longi of Mt1 model due to discontinuity angle. (Load case A)

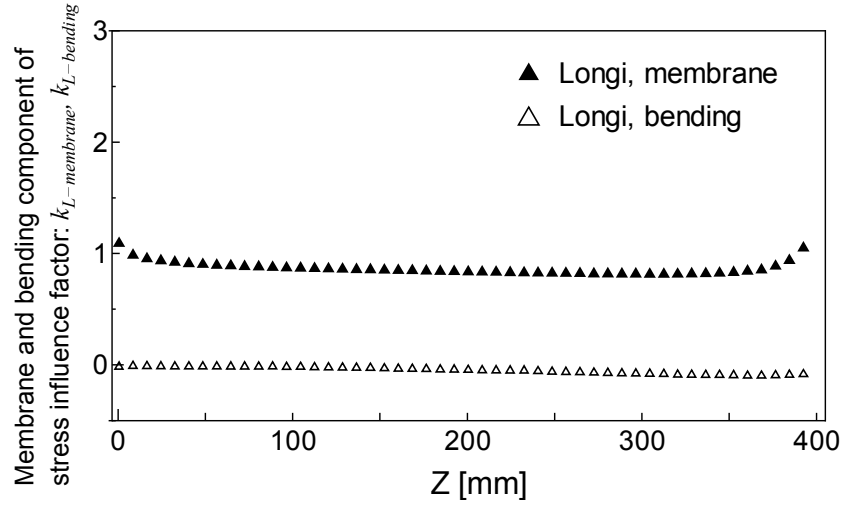


Fig. 6.6 Membrane & bending components of stress influence factor in Longi of Mt1 model. ($\theta=30$ [deg.] / $\beta=1.7$ / Load case A)

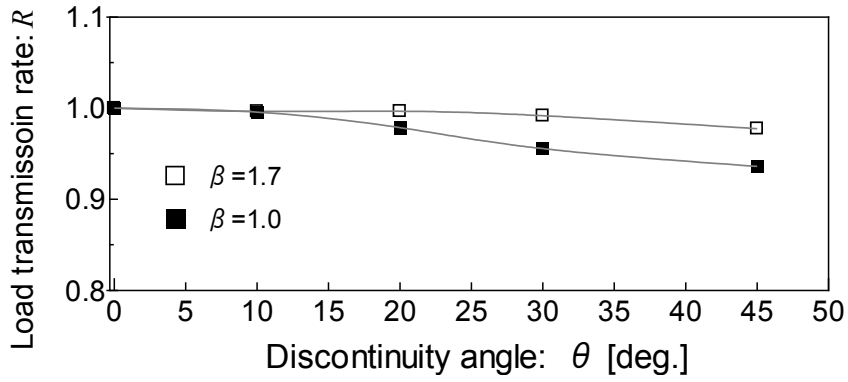


Fig. 6.7 Variations of load transmission rate in Mk1 model due to discontinuity angle. (Load case A)

6.3.1 水圧作用時（Load case B）の応力影響係数評価

水圧作用時の k を Fig. 6.8 に示す. 内側に比べ外側の値が大きいことは軸力作用時と同様であるが, 値の差は水圧作用時の方が大きい. $\theta=45$ deg. では 2.5 倍程度まで応力が上昇することが確認できる. β の影響は非常に小さい. Fig. 6.9 に $\theta=30$ deg. の時の膜応力成分と曲げ応力成分の分布を示すが, 軸力作用時と比較し水圧作用時には曲げ応力成分の絶対値が大きいことが判明した. これが内側と外側の差が大きい原因である. 従って, 水圧作用時にはねじり構造においても θ が増加すると k が上昇することが明らかになった.

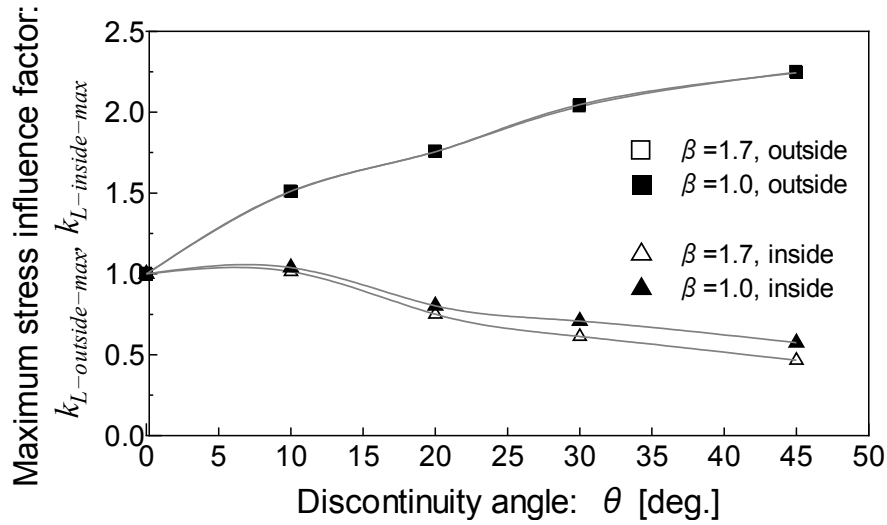


Fig. 6.8 Variations of maximum stress influence factor in Longi of Mt1 model due to discontinuity agnle. (Load case B)

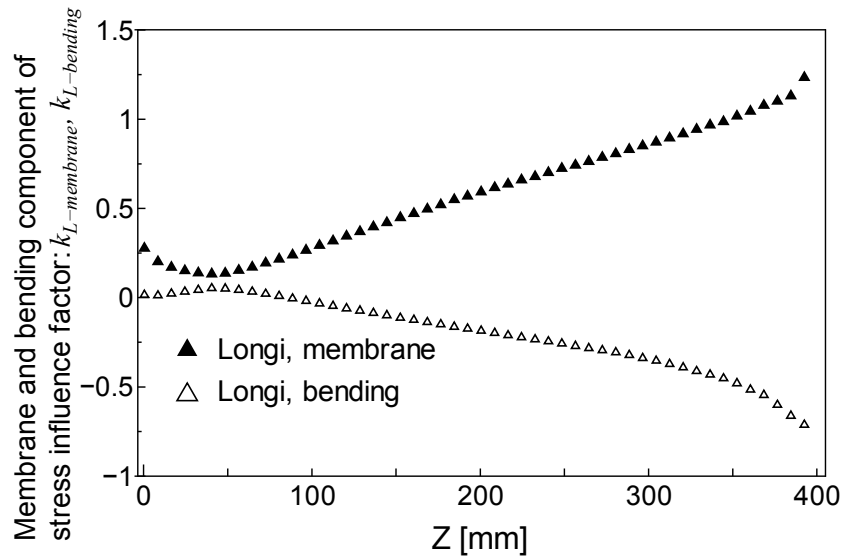


Fig. 6.9 Membrane & bending components of stress influence factor in Longi of Mt1 model. ($\theta=30$ [deg.] / $\beta=1.7$ / Load case B)

6.4 角度不連続構造，ナックル構造，ねじり構造比較

角度不連続構造，ナックル構造，ねじり構造の応力影響係数と荷重伝達率を比較する．

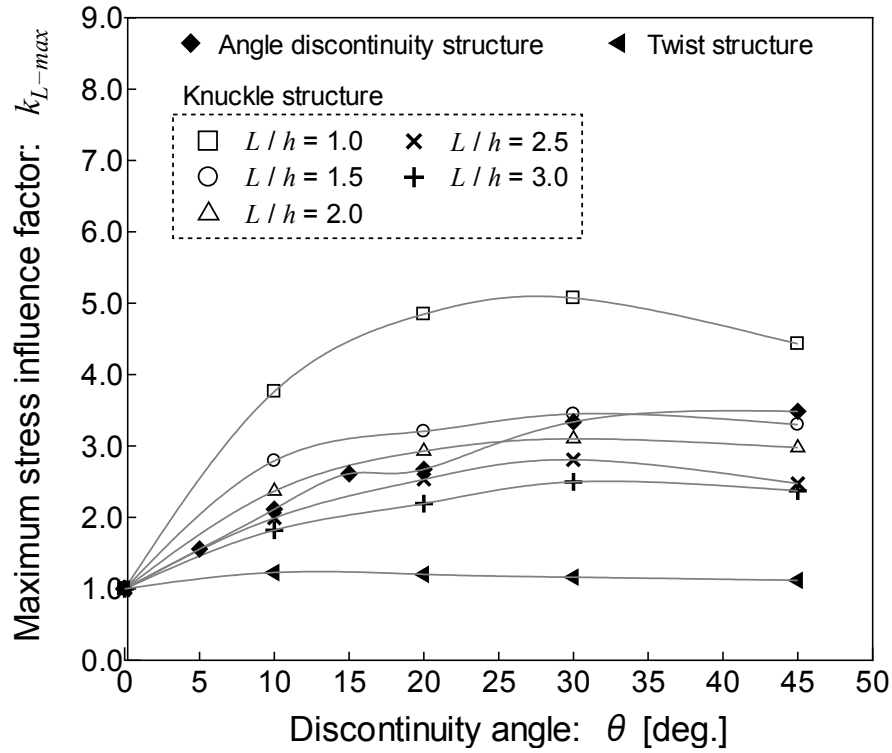
6.4.1 軸力作用時（Load case A）の比較

初めに軸力作用時の角度不連続構造，ナックル構造，ねじり構造の k の変化を Fig. 6.10 に示す．グラフの横軸は角度不連続量 θ としている． k の値はそれぞれのモデル中の最大値を用いている．例えば角度不連続モデルでは， $k_{L-outside}$ ， $k_{L-inside}$ ， $k_{T-outside}$ ， $k_{T-inside}$ の結果から各 θ の最大値をグラフに記載した．トランス板厚影響の確認のため， $\beta=1.7$ ， 1.0 において比較を行う．ナックル構造では安全側の観点から $\beta=1.7$ の場合のみ詳細検討を行ったので， $\beta=1.0$ のグラフには $L/h=1.0$ の結果のみを代表値として記載した．

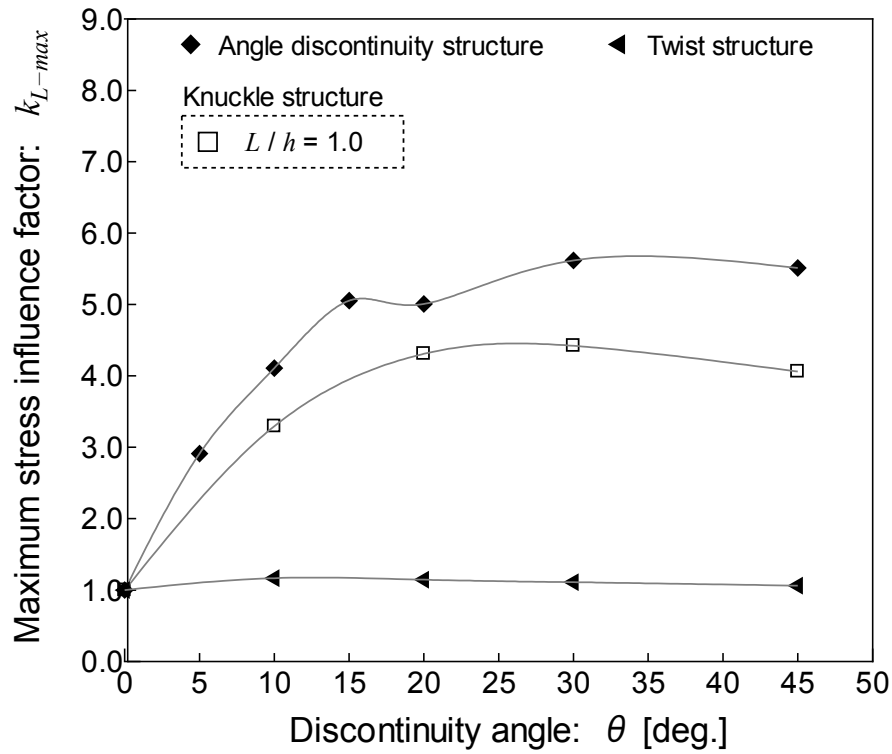
まず $\beta=1.7$ の場合の比較結果から，ねじり構造では k の変化がほとんど無いことに対し，角度不連続構造とナックル構造は k の変化が生じており，ナックル構造は L/h の値によって変化の値は異なるものの，角度不連続構造と近い挙動を示していることが確認できる．次に $\beta=1.0$ の場合には， $\beta=1.7$ と比べねじり構造の値はほとんど変化が無いことに対し，角度不連続構造は応力影響係数が増加し，ナックル構造は減少していることが確認できる．そのため， $L/h=1.0$ のナックル構造と角度不連続構造の応力影響係数の大小関係が逆転する結果となった．これは，ロンジとトランスの接合部では取り合いが一致しているナックル構造においては， β が応力影響係数に与える影響度合いが小さいことに対し，接合部において不連続となっている角度不連続構造においては β の影響度合いが大きいことが，両者の比較において β の影響が大きいことの原因と考えられる．また，そもそもナックル構造では β を小さくすると応力影響係数が小さくなる傾向に対し，角度不連続構造では傾向が逆となることも大小関係が逆転する重要な原因である．ただし， β が変化してもねじり構造の応力影響係数が最も小さい傾向は比較結果から明らかである．

次に，軸力作用時の 3 つの構造の R の変化を Fig. 6.11 に示す．ねじり構造は R の変化がほとんど生じていないことに対し，角度不連続構造とナックル構造は R が減少している． k の変化と同様，角度不連続構造とナックル構造の R の変化は類似した挙動を示すことが確認できる． β の違いを比較すると，応力影響係数の場合のような大きな影響は無いことが確認できる．これは，角度不連続構造とナックル構造，ねじり構造の全てにおいて， β が大きい場合に荷重伝達率が大きいという共通した傾向があるためと考えられる．

以上より， k ， R 共に値が 1 に近い方が良いと考えるならば，軸力作用時にはねじり構造を採用することが最も有効で，角度不連続構造とナックル構造の優劣はトランス板厚によって変化することが明らかになった．

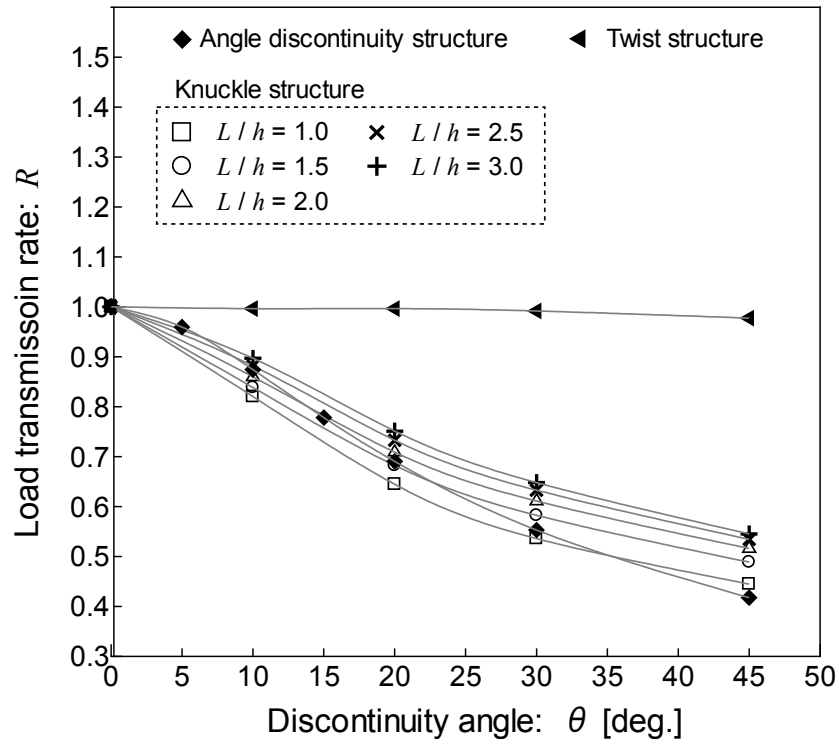


(a) $\beta=1.7$

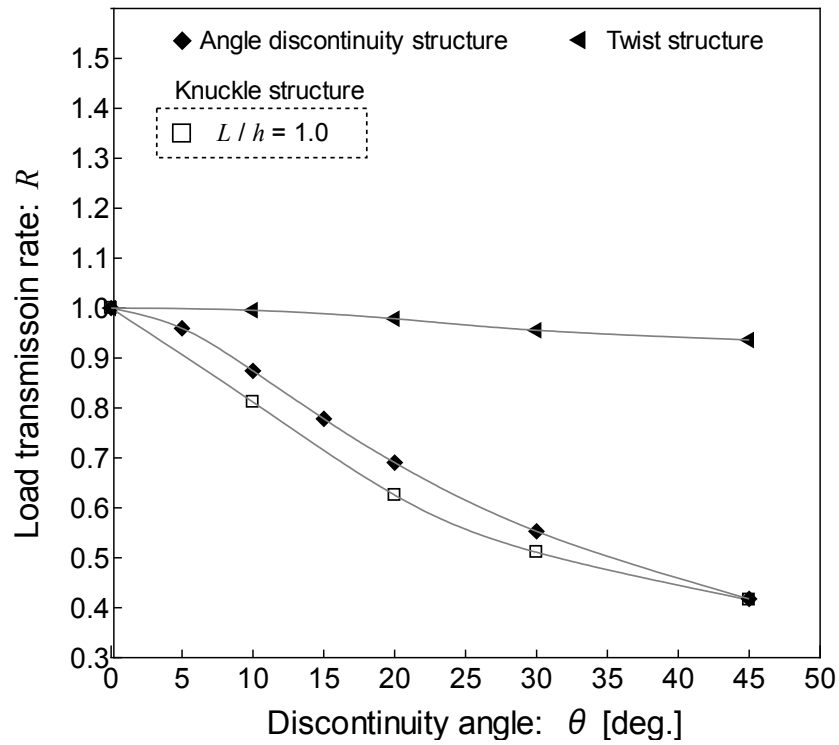


(b) $\beta=1.0$

Fig. 6.10 Comparison of maximum stress influence factors of angle discontinuity, knuckle and twist structures. (Load case A)



(a) $\beta=1.7$



(b) $\beta=1.0$

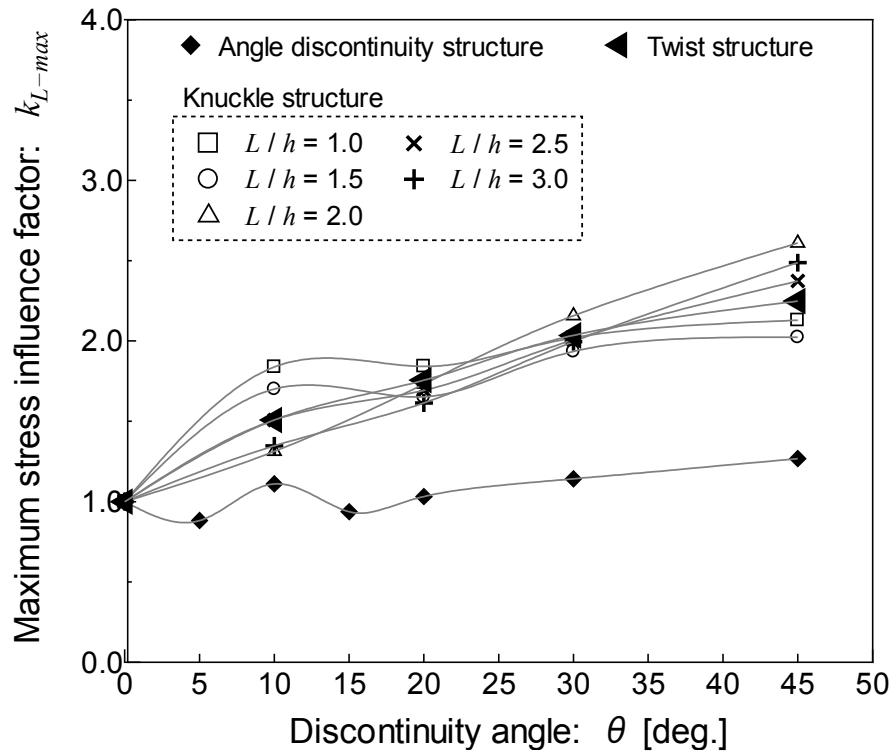
Fig. 6.11 Comparison of load transmission rates of angle discontinuity, knuckle and twist structures. (Load case A)

6.4.2 水圧作用時（Load case B）の比較

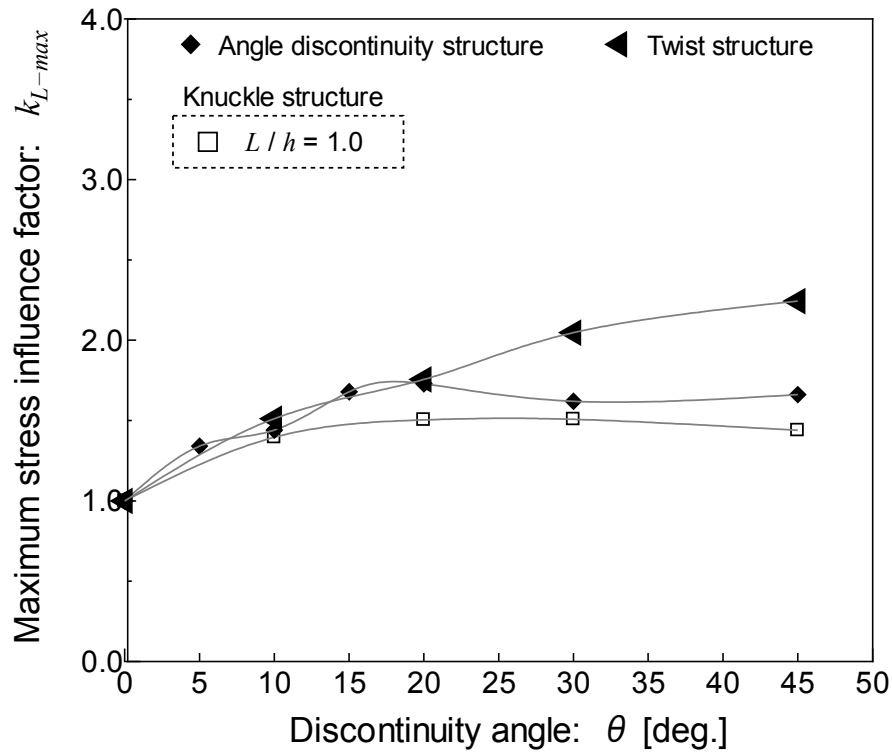
水圧作用時の角度不連続構造, ナックル構造, ねじり構造の k の変化を Fig. 6.12 に示す. 各構造の結果は, 前節と同様最大値を用いている. また本節でも $\beta=1.7$, 1.0 の結果を比較した.

初めに $\beta=1.7$ の結果については, 軸力作用時と異なりナックル構造とねじり構造の値の挙動が類似していることが確認できる. 角度不連続構造も値の上昇は見られるが, 他と比較するとその値は小さい. 次に $\beta=1.0$ の結果については, 角度不連続構造の応力影響係数の上昇が顕著になり, 3つの構造の差異は小さくなることが確認できる. したがって, 水圧作用時には, β が変化することを考慮すると 3つの構造の優劣はつけられないことが判明した.

以上より, 軸力作用時と水圧作用時では 3つの構造の優位性に関する傾向が異なることが明らかになった. しかし, 第 1 章で示した実績調査で確認されたように, 実際には軸力と水圧が重畳する場合が多い. そのため, 角度不連続構造, ナックル構造, ねじり構造の中でどの構造を採用しても, 条件によりある程度の応力上昇を考慮した設計を行う必要があると言える.



(a) $\beta=1.7$



(b) $\beta=1.0$

Fig. 6.12 Comparison of maximum stress influence factors of angle discontinuity, knuckle and twist structures. (Load case B)

6.5 結言

本章では、ロンジのねじり構造を模擬したモデルにて FE 解析を実施し、応力影響係数と荷重伝達率に対するねじり形状の影響を確認した。また、前章までに得られた角度不連続構造とナックル構造の結果と、ねじり構造の結果を比較した、得られた結論は以下の通りである。

- 1) ねじり構造において、軸力作用時には角度不連続量が増加しても応力上昇は少なく、荷重伝達率はほとんど変化しない。
- 2) ねじり構造において、水圧作用時には角度不連続量の増加に伴い顕著な応力上昇が発生することが判明した。
- 3) 軸力作用時には、応力影響係数と荷重伝達率の評価結果から、ねじり構造が最も有効で、角度不連続構造とナックル構造の優劣はトランス板厚によって変化することが判明した。
- 4) 水圧作用時には、応力影響係数の評価結果から、角度不連続構造とナックル構造、ねじり構造の優劣はトランス板厚によって変化することが判明した。
- 5) 実構造中では軸力と水圧が重畳する場合もあるため、角度不連続構造、ナックル構造、ねじり構造の中で総合的な優位性を示すことはできず、どの構造を採用してもある程度の応力上昇を考慮した設計が必要と考えられる。

第7章

実構造モデル中の平行不連続構造，角度不連続構造，ナックル構造の評価

7.1 緒言

不連続構造の存在により誘起される付加的な応力の変化挙動とその原因調査等を目的に，第2章から第6章まで，広義の意味で様々な不連続構造を対象に材料力学的アプローチやFE解析を実施した．その結果，不連続量と応力上昇の関係やそれに対する荷重条件や板厚等の影響が明らかになった．これらの知見を技術的根拠として，実際の構造設計で使用可能な基準等に落とし込むことが期待される．ここまで検討対象としたモデルは，不連続構造ベースモデルとして不連続部を主に構成する部材に限定したものである．不連続構造の応力上昇に対して支配的な成分の傾向はベースモデルの検討で把握できると考えられるが，実構造中においては，例えばフェイス等の周辺構造の影響も無視できないと予想される．したがって，実設計への適用にあたって必要と考えられる追加検討を2点挙げると，1点目は周辺構造の影響検討であり，2点目はモデル化範囲の影響検討である．

1点目に関して，実構造中の不連続構造には既述のフェイスと呼ばれるロンジやトランスの遊辺の補強材や，ブラケットと呼ばれるロンジとトランス取り合い部に設置する部材等が存在する．本章でフェイスやブラケットまで模擬した解析を追加実施する．

2点目に関して，不連続構造ベースモデルは不連続量に対してモデル化範囲が十分広いとは言えず，境界条件の影響も懸念される．したがって，ベースモデルと比較し十分にモデル化範囲を拡げたモデルにて解析を実施する．また，実際の船殻構造中では不連続箇所が複数並列する場合もあるので，その影響を確認する．なお，平行不連続より角度不連続が並列する例の方が多いため，ここでは角度不連続構造において解析を行う．

以上で述べた2項目に関する追加検討を実施した後，周辺構造を含む広範囲まで考慮したモデルにて，平行不連続構造，角度不連続構造，ナックル構造の応力影響係数を評価する．

ねじり構造については、第 6 章の結果より軸力作用時においては応力上昇がほとんど生じず、水圧作用時にはナックル構造と類似の挙動を示したので、実構造モデル中のナックル構造の結果を準用して検討する。

7.2 解析モデルと解析条件

Table 7.1 に本章で実施した解析の種類、FE 解析での最小メッシュサイズ、要素の種類等を示す。解析モデルについては、7.2.1 節で説明する。FE 解析には汎用解析コード Femap with NX Nastran を使用した。最小メッシュサイズが 2 種類あるが、評価応力は第 2 章で言及した外挿法により求めるため、本章にて示す解析結果と第 6 章までに示した結果の整合性は保たれていると考える。

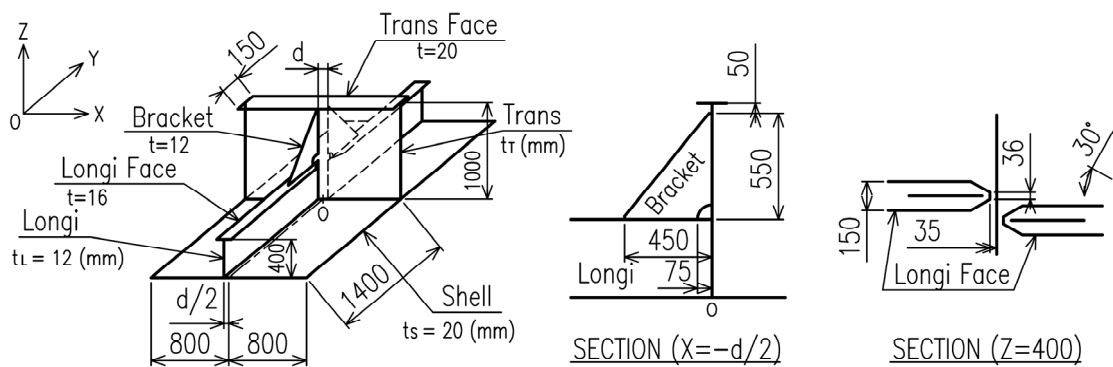
Table 7.1 Analyses carried out in this chapter.

Corresponding Model		Mp1b	Mp1c	Mp2	Mp2a	Mp2b	Ma2	Ma2a	Ma2b	Mk2
Element Type		Shell Element								
Minmum Element Size		1 mm x 1 mm	5 mm x 5 mm	5 mm x 5 mm	1 mm x 1 mm	5 mm x 5 mm		1 mm x 1 mm		5 mm x 5 mm
Max Number of Nodes		215951	193625	732403	708388	730725	733367	1573599	1573628	737102
Max Number of Elements		218166	190870	732646	710783	730950	733774	1581916	1581916	737429
Loading Mode	Axial Load	○	○	○	○	○	○	○	○	○
	Lateral Pressure	×	×	○	×	○	○	○	○	○
Note	Model range	Small		Large						
	Discontinuity	-		Single					Multiple	Single
	Bracket, Face	○	○	○	×	○	○	×	×	○
	Shape of Bracket toe	Normal	Normal	Normal	-	Soft toe	Soft toe	-	-	Normal

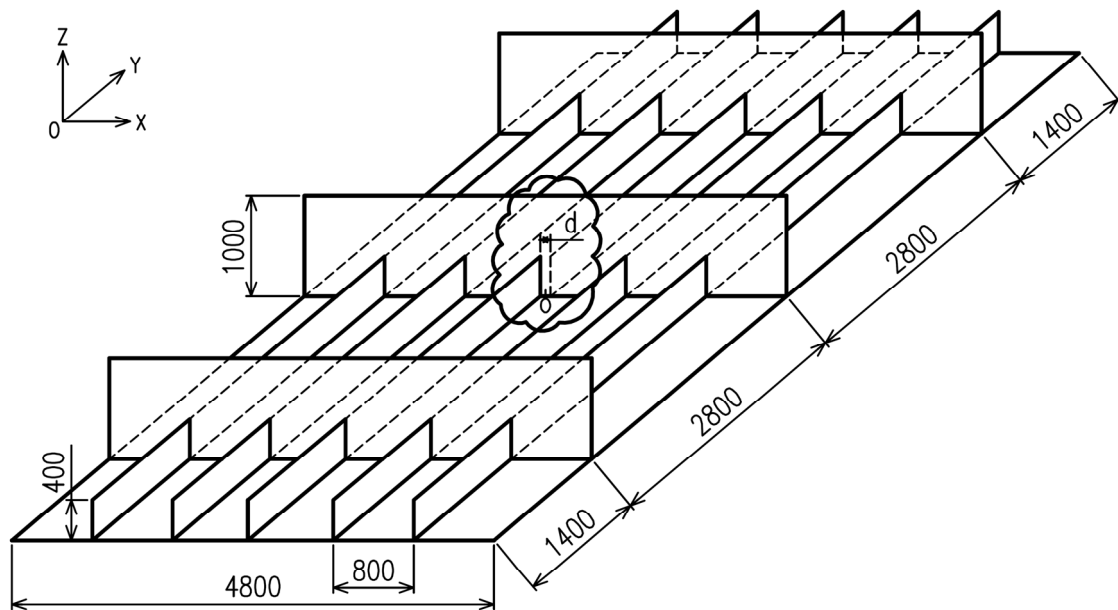
7.2.1 解析モデル

Fig. 7.1 に解析モデルを示す。不連続構造ベースモデル（Mp1 モデル）に周辺構造としてフェイスとブラケットを設置したモデルとして(a)Mp1b モデル、Mp1b モデルと要素寸法のみを変更した同(a)Mp1c モデル、Mp1 のモデル化範囲をロンジを 5 本、トランスを 3 枚含む範囲まで拡張したものを(b)Mp2a モデルとする。Ma1 モデルを拡張したものを(c)Ma2a モデル、Ma2a モデルから不連続箇所を 3 つに増やしたモデルを(d)Ma2b モデルとする。

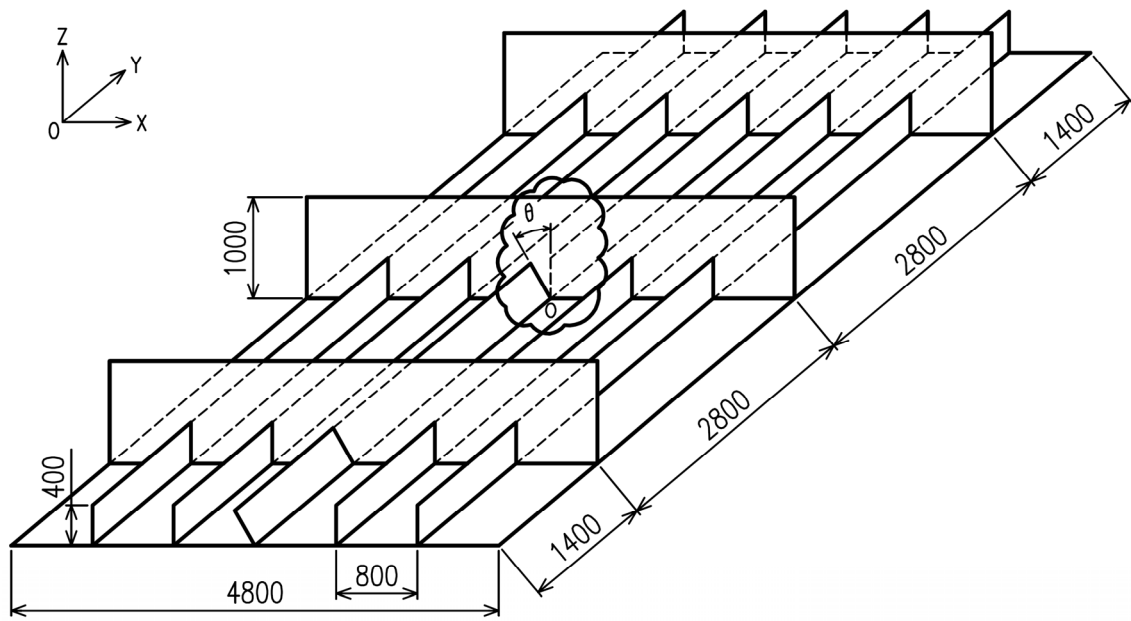
(e)Mp2 モデルは、Mp2a モデルに周辺構造を設置したモデルであり、平行不連続構造の実構造モデルと称する。(f)Mp2b モデルは、Mp2 モデルで不連続部のブラケットの先端をフランク角が小さくなるような形状（以降ソフト形状と称する）に変化させたものである。(g)Ma2 モデルは角度不連続構造の実構造モデル、(h)Mk2 モデルはナックル構造の実構造モデルである。ナックル部には、補強として図に示すような両端をスニップさせたスティフナを設置することが多いので、このようなスニップ加工を施した補強材をモデル化した。(b)Mp2a～(h)Mk2 モデルは雲マークで囲んだロンジ・トランス接合部のみが不連続箇所となっている。各モデルのパラメーター一覧を Table 7.2 に示す。



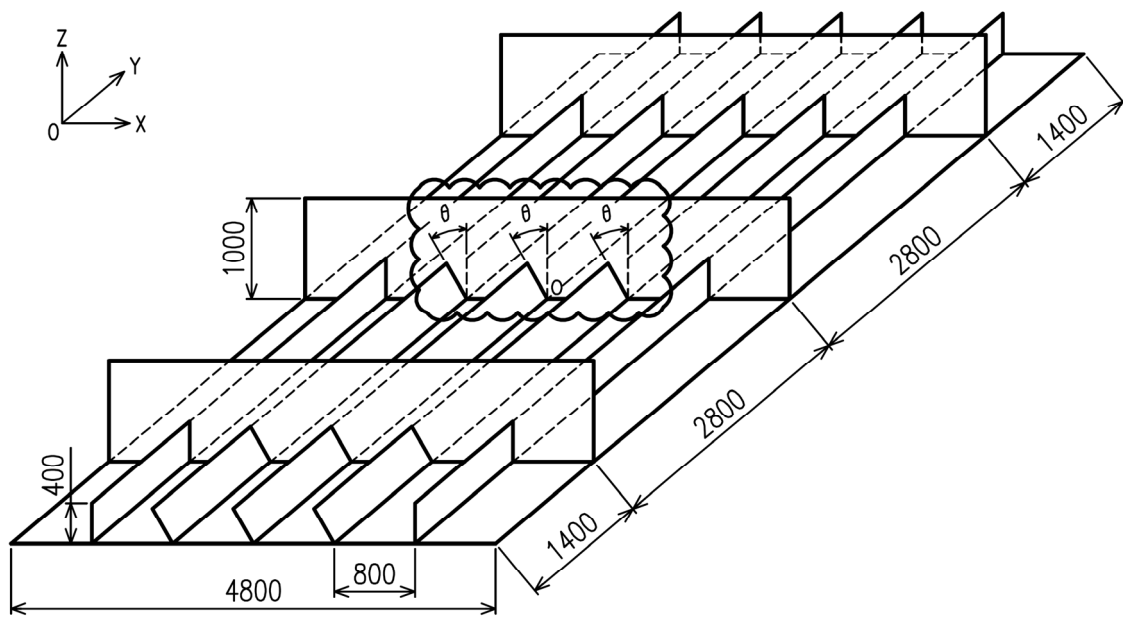
(a) Mp1b and Mp1c models: Base model + Face, Bracket



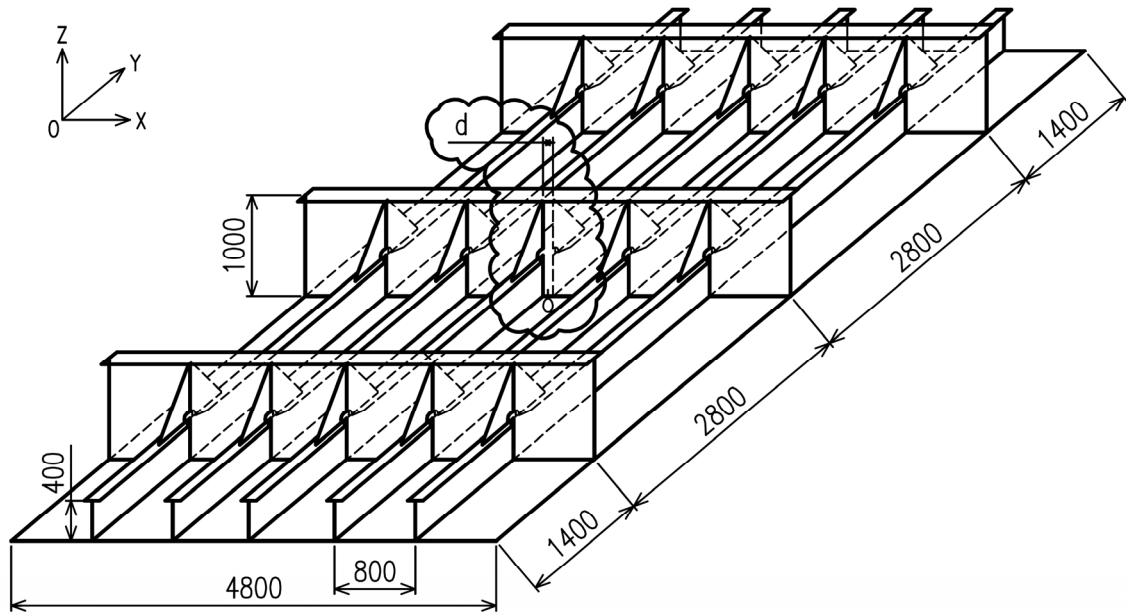
(b) Mp2a model: Large area parallel discontinuity model



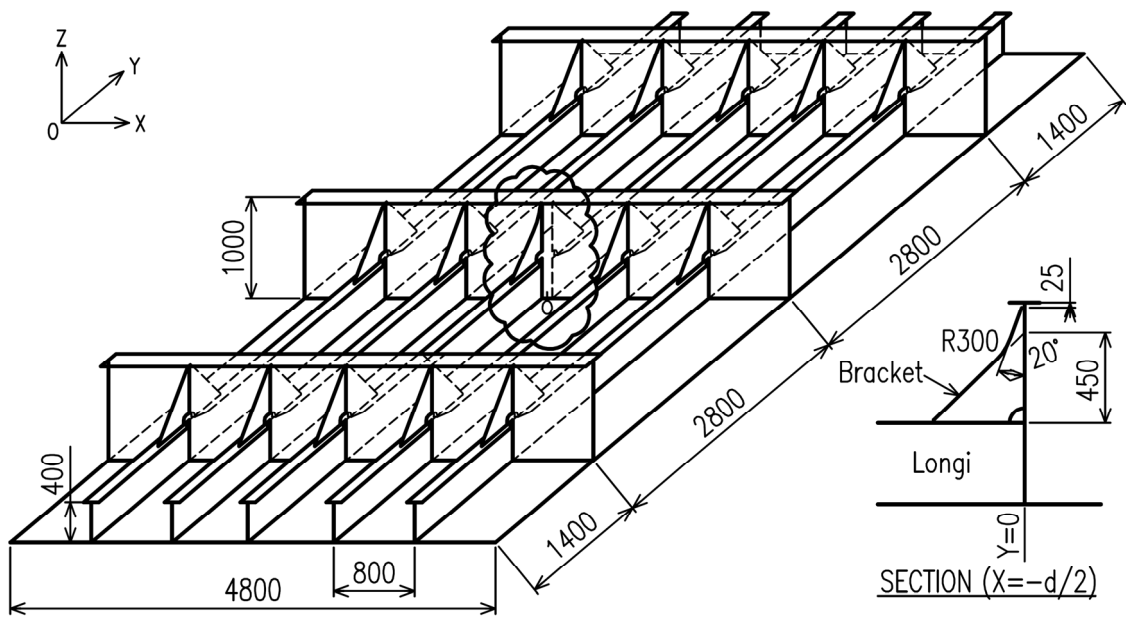
(c) Ma2a model: Large area single angle discontinuity model



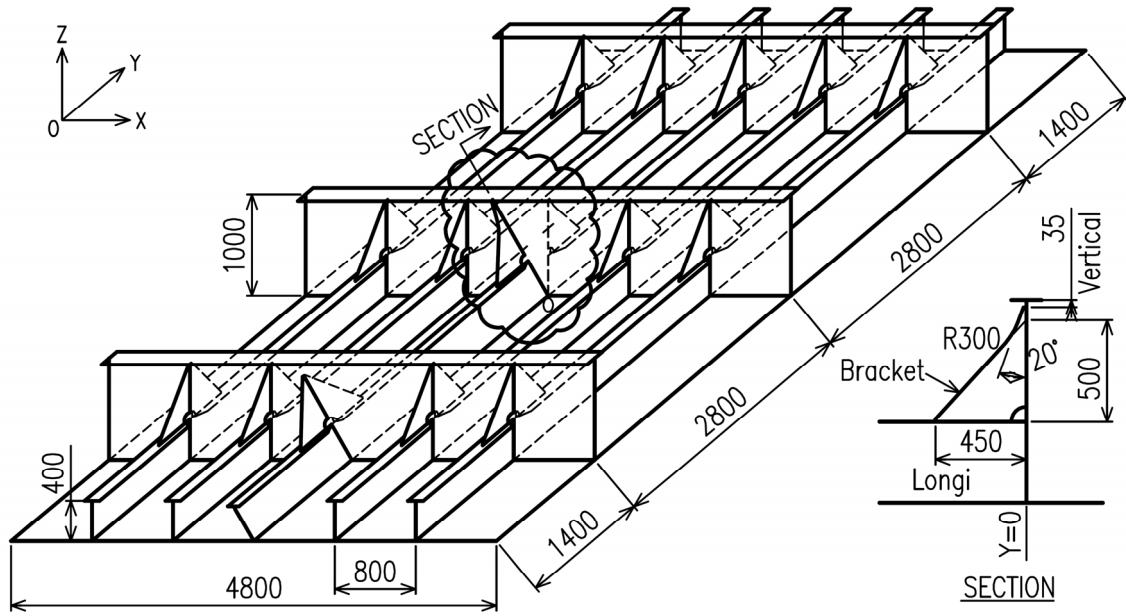
(d) Ma2b model: Large area multiple angle discontinuities model



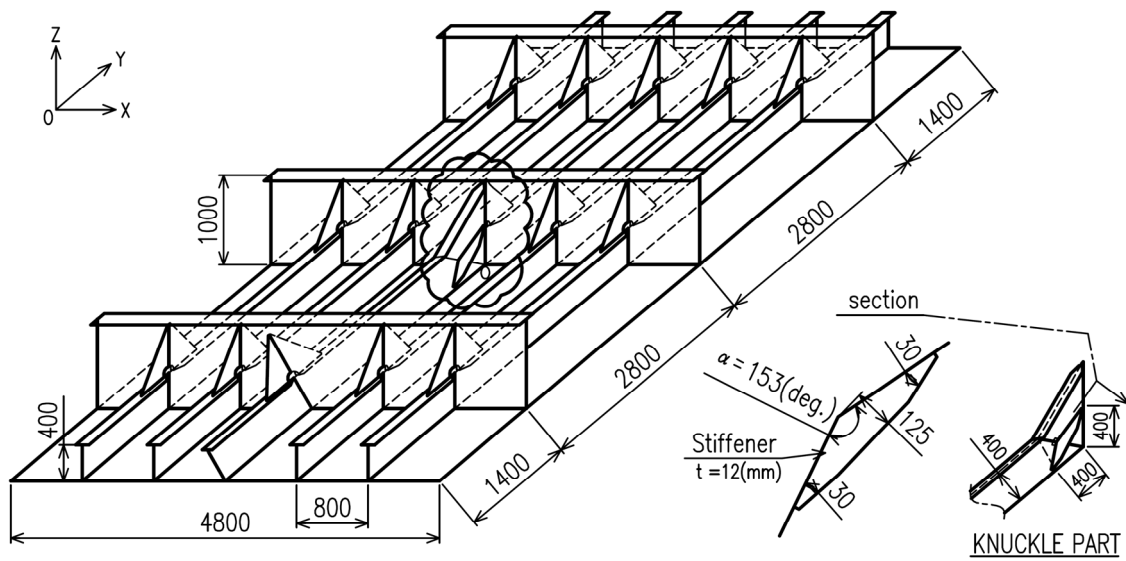
(e) Mp2 model: Parallel discontinuity real structure model



(f) Mp2b model: Soft toe Bracket model of Mp2 model



(g) Ma2 model: Angle discontinuity real structure model



(h) Mk2 model: Knuckle real structure model

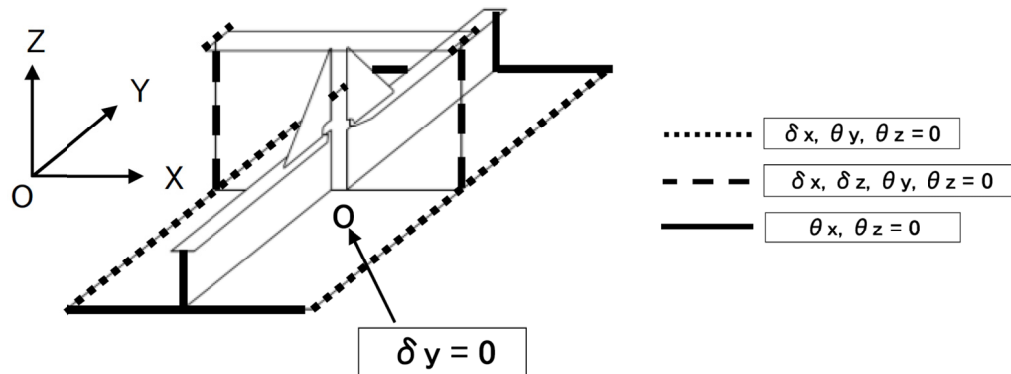
Fig. 7.1 Schematic illustration of analyzed models.

Table 7.2 Geometrical conditions for Mp1b model to Mk2 model

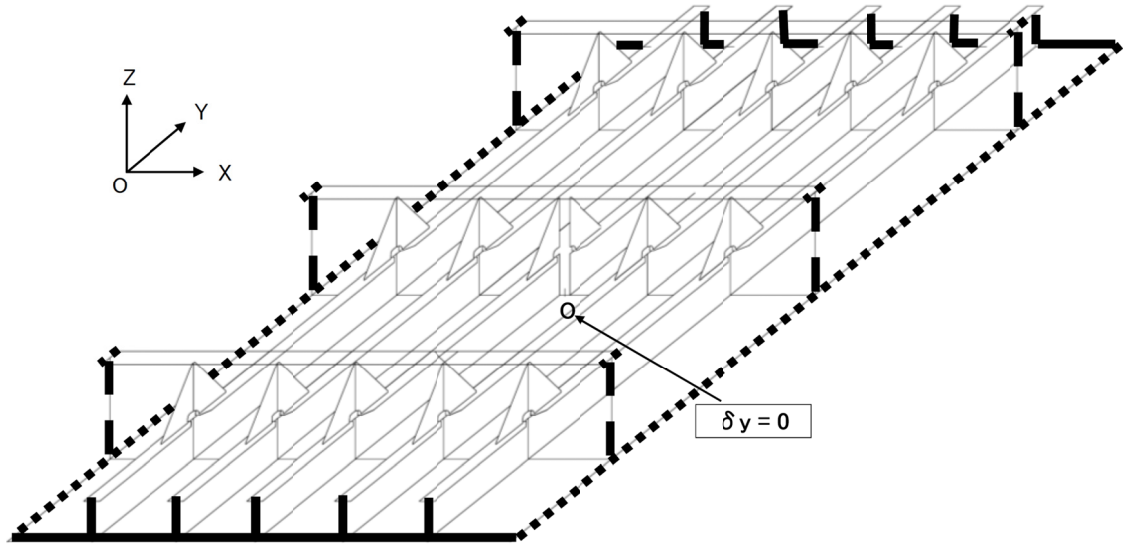
Mp1b & Mp1c model	β (tT)	1.0 (12)																
	d [mm]	0	100															
Mp2a model	β (tT)	1.7 (20)																
	d [mm]	0	50	200														
Mp2 model	β (tT)	1.0 (12)			1.3 (16)		1.7 (20)											
	d [mm]	0	20	50	100	200	400	600	800	1000								
Mp2b model	β (tT)	1.0 (12)			1.3 (16)		1.7 (20)											
	d [mm]	100	200	1000														
Ma2 model	β (tT)	1.0 (12)			1.7 (20)													
	θ [deg.]	20																
Ma2a & Ma2b model	β (tT)	1.7 (20)																
	θ [deg.]	20																
Mk2 model	β (tT)	1.7 (20)																
	θ [deg.]	20																
	L / h	1.0																

7.2.2 境界条件・荷重条件

境界条件は Fig. 7.2 に示す通りで，第 3 章の Mp1 モデルの境界条件と同等と見なす．荷重条件も第 3 章と同等とし，Fig. 7.3 に示す．

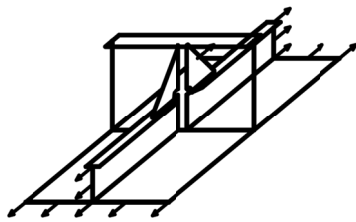


(a) Mp1b and Mp1c model

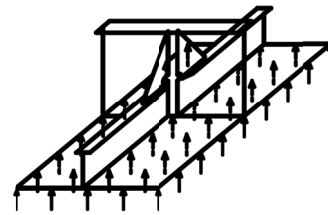


(b) Mp2, Mp2a, Mp2b, Ma2, Ma2a, Ma2b and Mk2 models

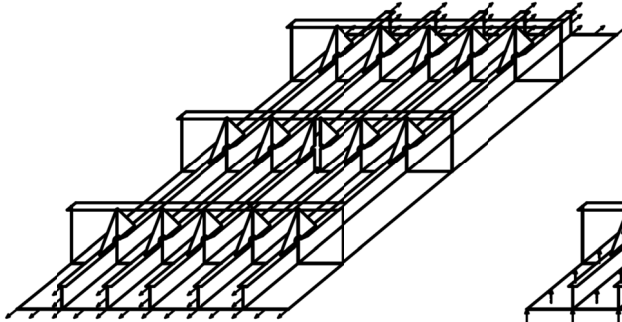
Fig. 7.2 Boundary condition.



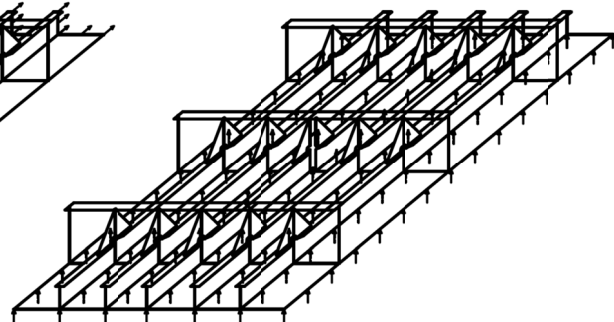
(a) Load case A for Mp1b and Mp1c model



(b) Load case B for Mp1b and Mp1c model



(c) Load case A for Mp2, Mp2a, Mp2b, Ma2, Ma2a, Ma2b and Mk2 models. (left figure)



(d) Load case B for Mp2, Mp2a, Mp2b, Ma2, Ma2a, Ma2b and Mk2 models. (right figure)

Fig. 7.3 Schematic explanations for load conditions.

7.3 応力影響係数に対するモデル影響

本節では、周辺構造が応力影響係数に与える影響と、モデル範囲が応力影響係数に与える影響、複数の不連続構造が隣接する影響について確認する。

7.3.1 不連続構造における周辺構造影響

船体構造においては、トランスやロンジにはフェイスと呼ばれる遊辺の防撓材が設置される (Mp1b モデル参照)。フェイスは、曲げ応力低下のために設置されるものである。つまり、曲げ応力に対抗するパラメータである断面係数の増加に対して、トランスやロンジの増厚よりもフェイス設置が重量比で有効であることを意味する。また、ロンジ端部では局部的な応力集中を避けるため、フェイスをトランスに接続しない構造が一般的であるため、断面係数の補強としての端部ブラケットが設置される。このように、フェイスやブラケットは船体構造においては欠かせない補強部材である。

Fig. 7.4 は不連続構造ベースモデル (Mp1 モデル) と不連続構造ベースモデルにフェイスとブラケット加えた Mp1b モデル、Mp1b モデルから最小メッシュサイズを 5 倍にした Mp1c モデルの応力影響係数の比較結果である。Mp1 モデルを評価した第 3 章では、局部的な応力集中部 (例えば, Fig. 7.4(a), $Z=400\text{mm}$ 付近) は無視して応力影響係数の挙動を議論した。その理由として、第 3 章では不連続部で支配的な応力の評価を行ったことと、局部的な応力集中はブラケット設置により抹消されたと考えたからである。そこで Fig. 7.4 を確認すると、確かに $k_{L\text{-inside}}$ を示す Fig. 7.4(c) から、 $Z=400\text{mm}$ 付近の応力集中が消失していることが確認できるが、代わりに $Z=950\text{mm}$ 付近に応力集中部が移動している。同様のことは、 $k_{T\text{-inside}}$ でも生じていることが Fig. 7.4(b) と (d) から確認できる。また、応力集中の起点はブラケットの端部からブラケット自体の板厚以上離れた所にある (Fig. 7.4(c) では $Z=900\text{mm}$ 付近から応力が急激に上昇している)。Fig. 7.4(e) と (f) は Mp1c モデルの結果を示す。要素寸法が異なるため値自体は異なるが、応力集中が生じている様子は Mp1b モデルの結果(c)と(d)と同様である。したがって、この応力集中が生じることは FE 要素のサイズ設定の影響だけではなく、モデルの評価において無視することができないと考えられる。

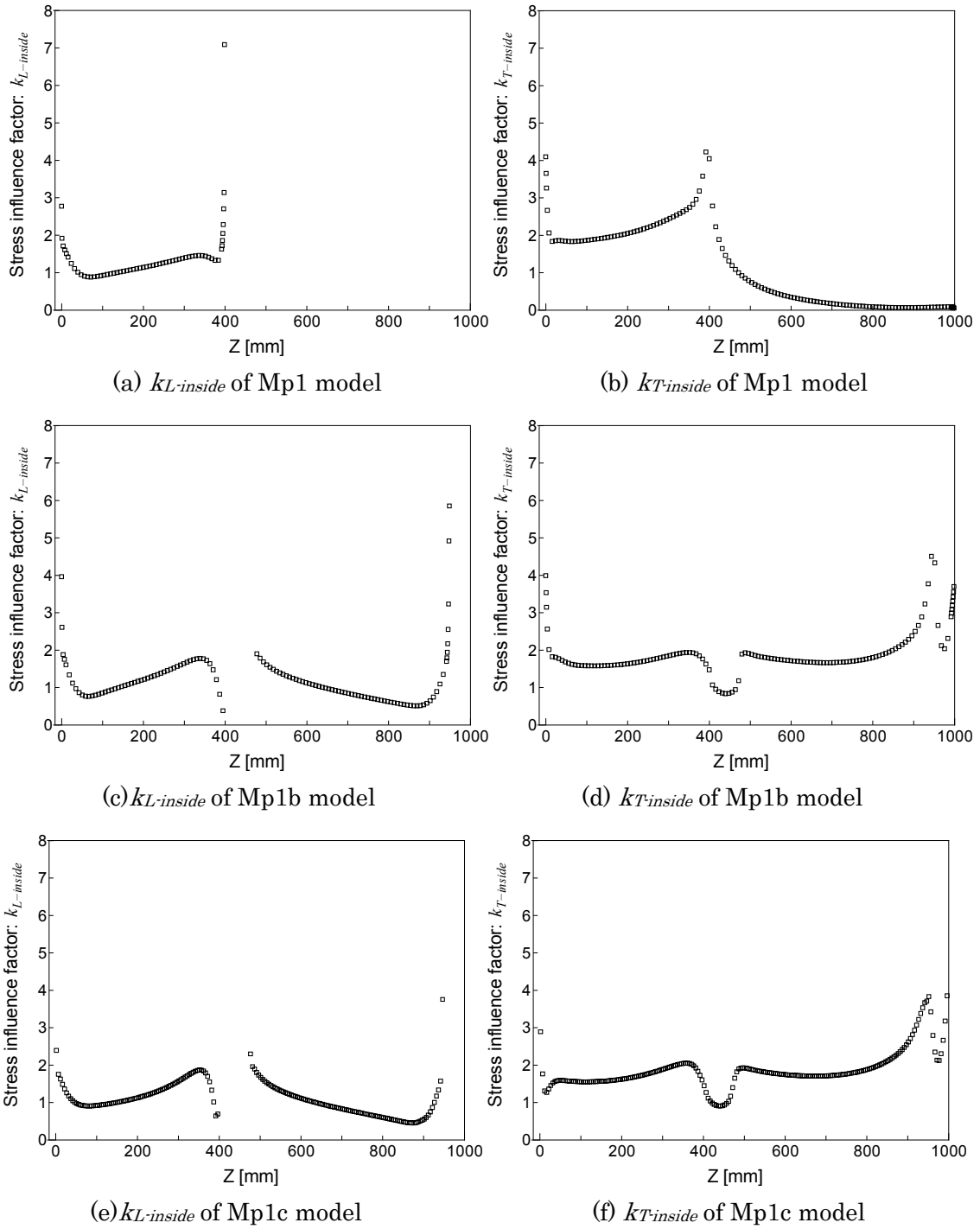


Fig. 7.4 Effect of face and bracket by comparing Mp1, Mp1b and Mp1c models.
($\beta=1.0$ / Load case A / $d=100$ [mm])

そこで，Fig. 7.5 に示すように平行不連続構造の応力分布を Z 方向で 3 つのパートに分け，”Upper part”，”Middle part”，そして”Lower part”とする．本章ではブラケット上端の構造的応力集中部が存在する”Upper part”と， ロンジ下端の構造的応力集中部が存在する”Lower part”を， 実構造モデルである Mp2 モデル， Mp2a モデルで評価する．評価する応力値は， 構造的応力集中部を含んだ範囲から外挿して求める．”Middle part”にはロンジの上端とブラケット下端の構造的応力集中部が存在するが， ブラケット上端等に比べ値が小さいため評価は実施しない．また，”Middle part”の応力は， 前章までに不連続構造ベースモデルで実施した結果を参照する．また， 角度不連続構造とナックル構造においても， それぞれ実構造モデルにおいて解析を行い， 構造的応力集中部の評価を行う．

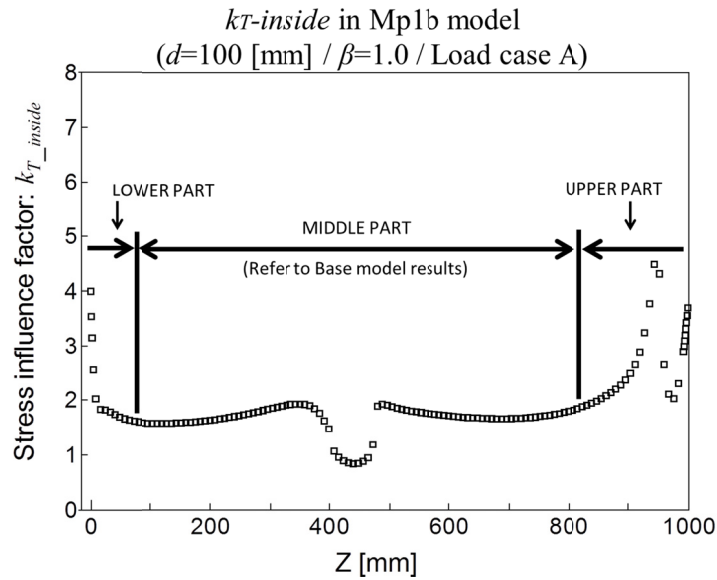


Fig. 7.5 Definition of “upper, middle and lower part.”

7.3.2 モデル範囲影響

Mp1 モデルでは最大 200mm の不連続量まで検討を行ったが、不連続量に対しモデル化範囲が十分に広いとは言えない。評価対象箇所と境界が近接する場合には、境界条件が当該箇所に影響を及ぼす可能性がある。そこで本節では、不連続箇所に対して境界条件の影響を確認するため、Mp1 モデルとモデル化範囲のみが異なる Mp2a モデルにて解析を行い、Mp1 モデルに対する解析結果との比較を行った。不連続量が境界条件の影響に及ぼす程度を確認するため、 $d=50, 200\text{mm}$ で両者の比較を行った。これまでの検討結果から、ロンジよりトランスの応力影響係数の方が大きいことが判明しているため、 k_T のみの結果を示す。

Fig. 7.6 に示す比較結果から、Mp1 モデルの結果が大きくなることが判明した。したがって、Mp1 モデルでの解析結果は安全側の評価となることが示された。Mp1 モデルと同じモデル範囲の Ma1, Mk1, Mt1 モデルの解析結果も同様に安全側の結果をもたらすと考えられる。

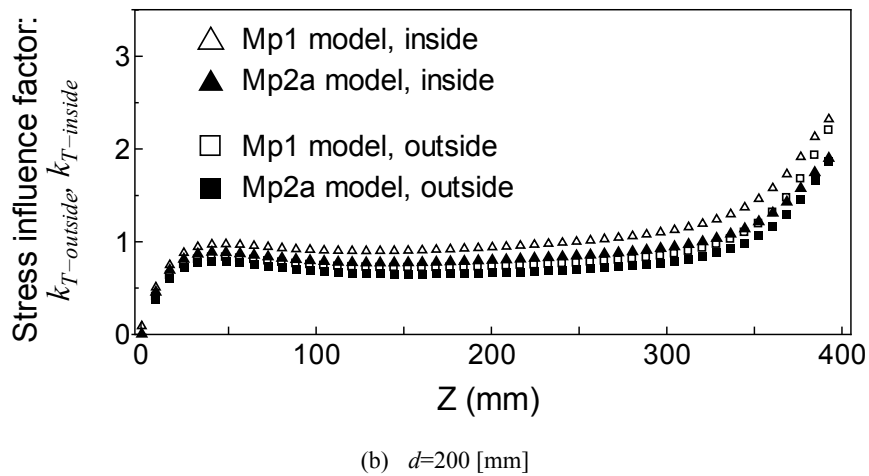
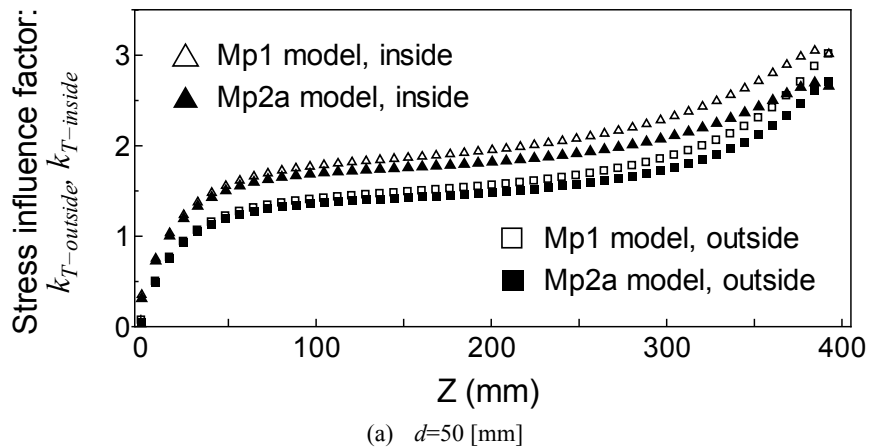


Fig. 7.6 Effect of modeling range. ($\beta = 1.7$ / Load case A)

7.3.3 複数の不連続構造が隣接する影響

角度不連続構造は、実際の船殻構造中では複数並列する場合もあるので、本節ではその影響を確認する。ロンジを 5 本、トランスを 3 枚含む範囲まで拡張したモデルにおいて、角度不連続が 1 つ存在する Ma2a モデルと、3 つ存在する Ma2b モデルにて解析を実施する。これまでの検討結果から判断し、トランス内側の応力影響係数のみの結果を示す。なお Ma2b モデルの評価対象は Ma2a モデルと同じ箇所で、3 つの内の真ん中の不連続部である。

比較結果は Fig. 7.7 に示すが、Load case A, B 共に不連続が 3 つ存在する Ma2b モデルが僅かに大きい値となることが確認できる。連続部と不連続部を比較すると、連続部の方が作用荷重に対して強固な構造であるため、両者が混在する構造においては連続部の荷重分担が比較的大きいと考えられる。そのため不連続部が 1 つの Ma2a モデルに比べ、評価箇所の隣接ロンジも不連続となる Ma2b モデルでは、評価箇所の荷重分担が大きくなる。その結果、本節の比較結果の様に不連続が複数並列するモデルでは応力影響係数が比較的大きくなると考えられる。以上より、不連続が複数並列する場合には、その影響を考慮する必要があるが、本節の比較結果からその差は僅かであると考えられる。

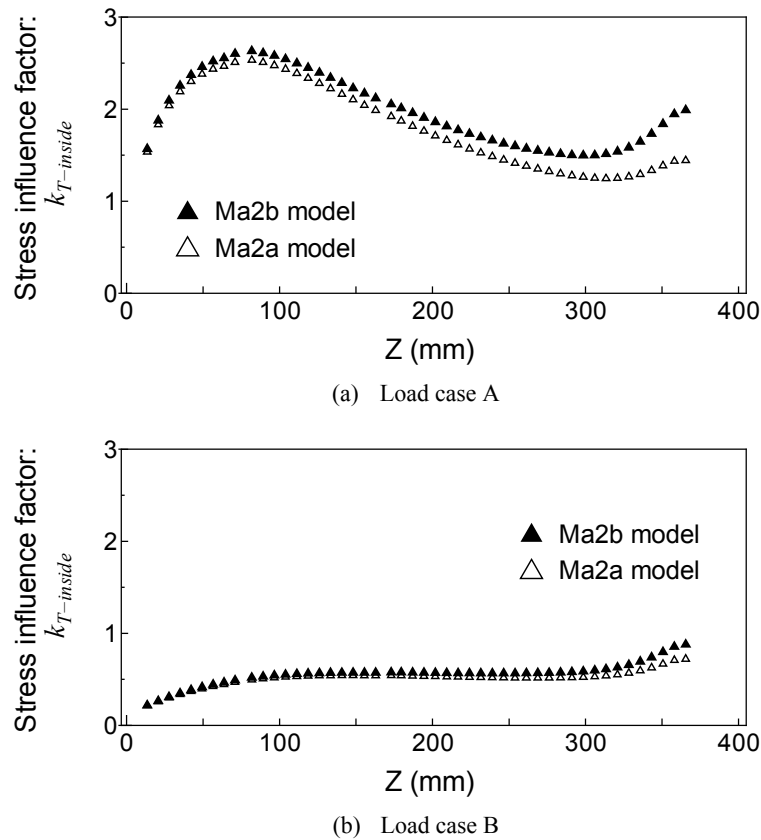


Fig. 7.7 Effect of multiple discontinuities. ($\beta = 1.7 / \theta = 20$ deg.)

7.4 実構造モデルの応力影響係数の評価

本節では前節までの検討結果を踏まえ、ロンジを 5 本、トランスを 3 枚含む範囲まで拡張し、フェイスとブラケットを考慮した実構造モデルにて、平行不連続構造、角度不連続構造、ナックル不連続構造の解析を実施し、応力影響係数 k の評価を行う。

7.4.1 応力集中部における基準応力

前章までは、第 2 章の応力影響係数の定義の際に述べた様に、構造的な応力集中部を除いた応力分布を外挿して評価応力を求めた。しかし、本章では 7.3.1 で述べた理由から Upper part 及び Lower part の評価において、応力集中部を取り扱う。このため、本章での応力影響係数の基準も前章までと異なり、応力集中部を含む中から基準応力を設定すべきであると考えられる。

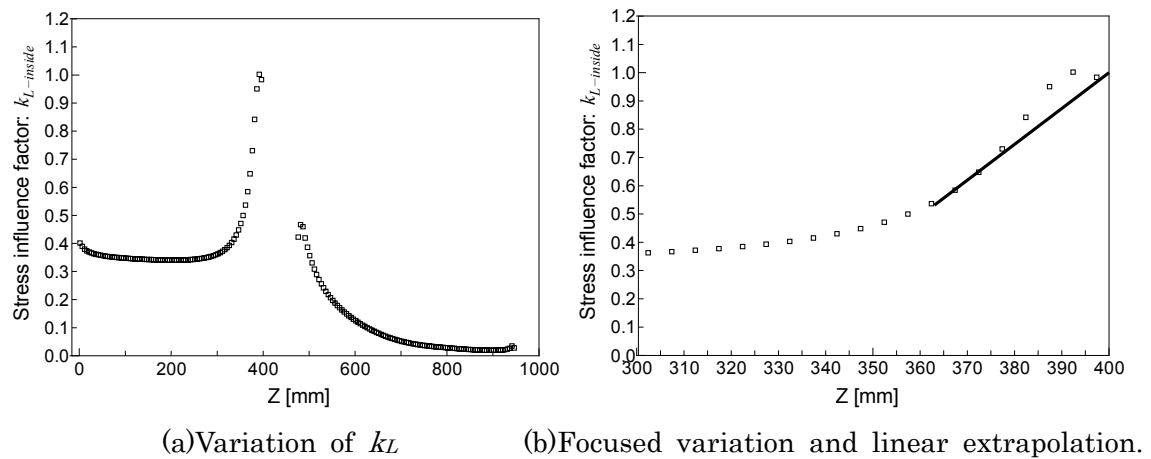


Fig. 7.8 Basic value of k for Mp2, Mp2a, Ma2, Mk2 model. ($d=0$ / Load case A)

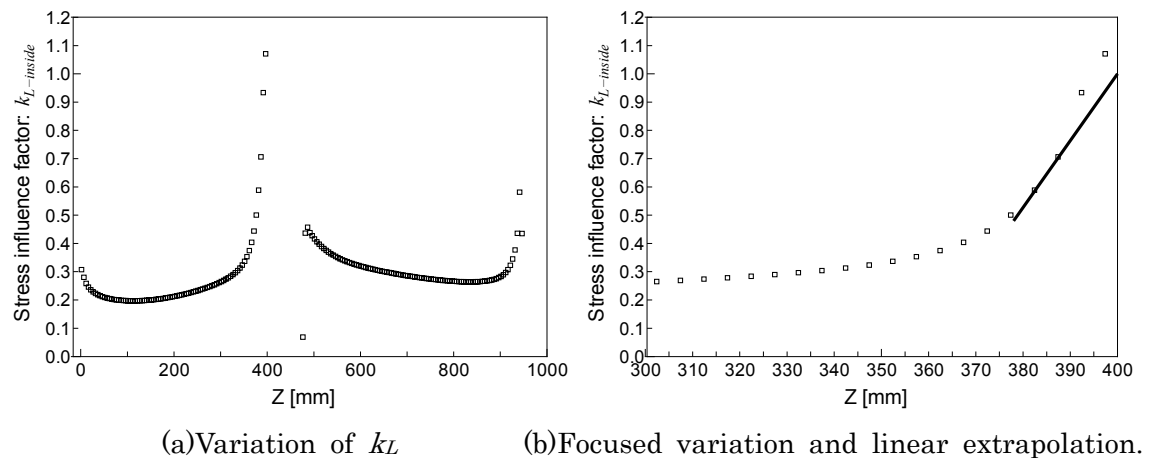


Fig. 7.9 Basic value of k for Mp2, Mp2a, Ma2, Mk2 model. ($d=0$ / Load case B)

Fig. 7.8 に Load case A, $d=0$ の時の k_L , Fig. 7.9 に Load case B, $d=0$ の時の k_L を示す. 基準応力は, (2.1)式の定義より $d=0$ の場合の最大応力である. 両方の荷重様式共に, $Z=400\text{mm}$ 付近にて最大応力が発生しているため, それぞれの図の(b)に示すように外挿を実施し, 基準応力を求めた. そのため Fig. 7.8 と Fig. 7.9 では, $Z=400\text{mm}$ にて $k_L=1.0$ になっている. 以降の Mp2, Mp2a, Ma2, Mk2 モデルの評価において, これらの基準応力を使用する.

7.4.2 実構造モデル中の平行不連続構造の評価

本節では, Mp2 モデルの解析結果を用いて, Upper part, Lower part の応力集中部における応力影響係数 k の変化を評価する. また, Middle part は Mp1 モデルの結果を用いて, 他の part との比較検討も行う.

1) 平行不連続構造の構造的応力集中部の評価 (Load case A)

軸力作用時 (Load case A) の実構造モデル解析結果を k_L と k_T に分け, Fig. 7.10 と Fig. 7.11 に示す. まず k_L においては, 基準となる $k_L=1.0$ を超えているのは Upper part である. Lower part の値は, 不連続量が増加しても基準値以下を保っている. Upper part の値は, $d=200\text{mm}$ 程度まで急激に上昇しその後ほぼ一定となっており, $\beta=1.7$ 以上では基準値以下となることが判明した. 次に k_T においても, 基準を超えているのは Upper part となっており, $\beta=1.3$ 以上は全て基準値以下となっている.

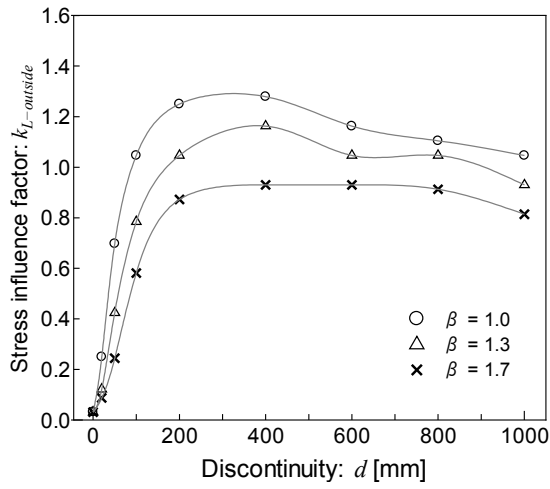
以上より Load case A において, 不連続発生時の応力を不連続無しの場合の応力以下とするためには, $\beta > 1.7$ の条件を満足することが必要となる.

2) 平行不連続構造の構造的応力集中部の評価 (Load case B)

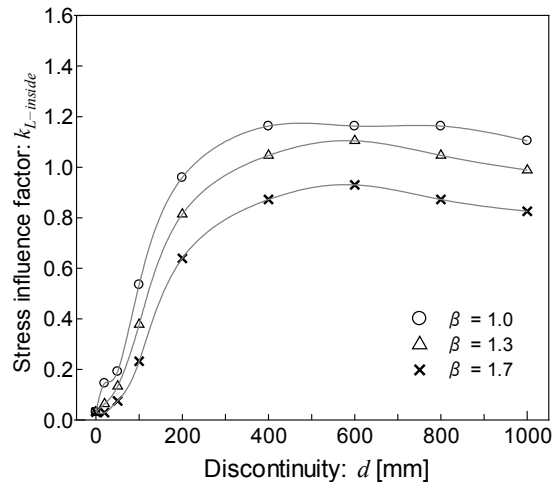
水圧作用時 (Load case B) の実構造モデル解析結果を, Fig. 7.12 と Fig. 7.13 に示す. まず k_L について考察する. 基準となる $k_L=1.0$ を超過するのは Upper part の値で, 不連続量が増加しても減少することなく, また β の変化で基準値以下に収まる様子も見られない. したがって水圧作用時に不連続量が大きい場合には, 応力を基準値以下にすることはできない.

次に, k_T については Upper part, Lower part 共に基準を超過している. Upper part においては, k_L と同様に値が基準値以下となることは無い. Lower part については, $\beta > 1.7$ で基準値以下となっている. $\beta > 1.3$ では $d=600\text{mm}$ で 30% 応力増となることが確認できる.

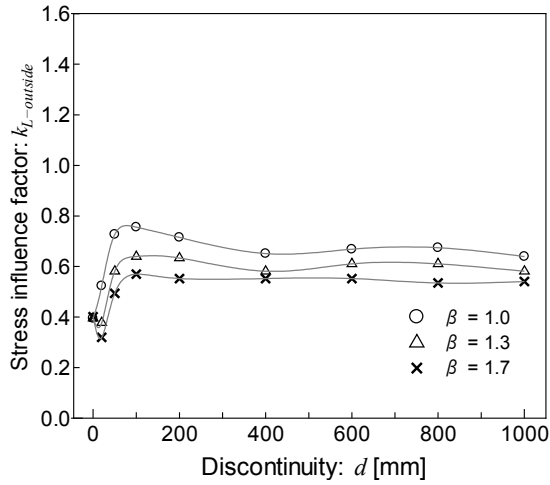
以上より Load case B の場合には, 不連続量が大きい場合には応力増加を考慮する必要があることが判明した.



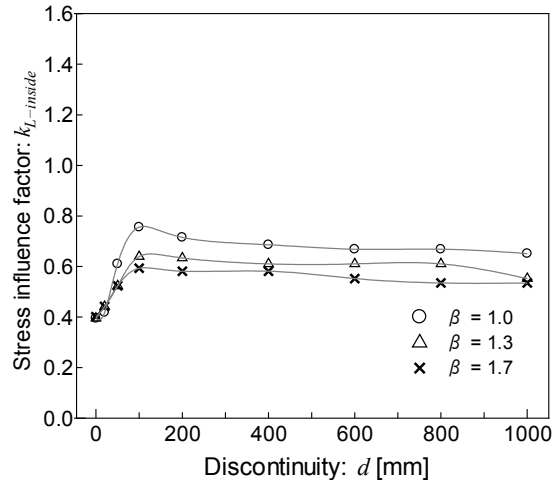
(a) $k_{L-outside}$ / upper part



(b) $k_{L-inside}$ / upper part

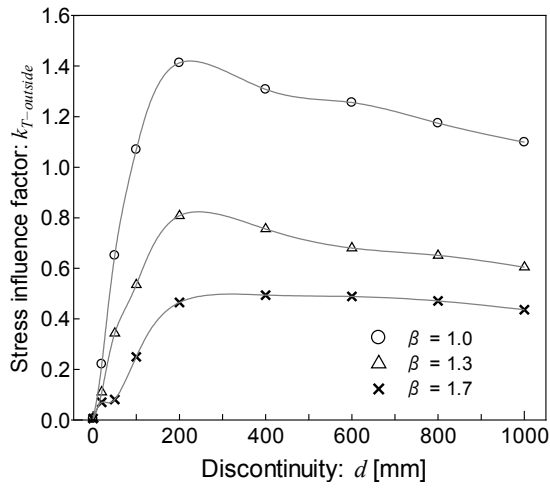


(c) $k_{L-outside}$ / lower part

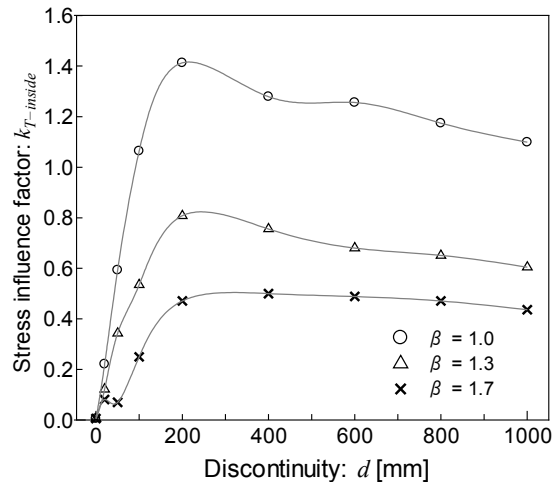


(b) $k_{L-inside}$ / lower part

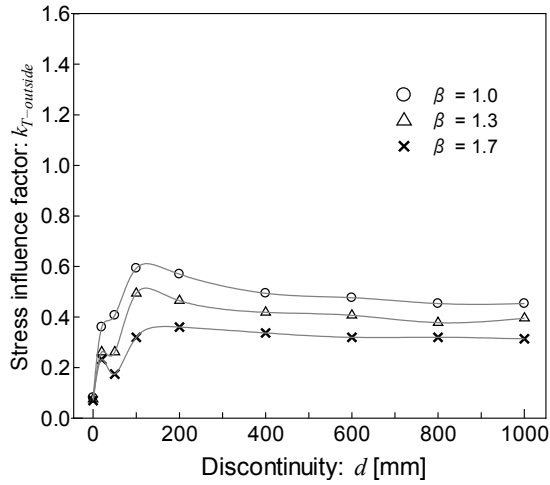
Fig. 7.10 Variation of stress influence factor due to discontinuity in Longi of upper and lower parts of Mp2 model. (Load case A)



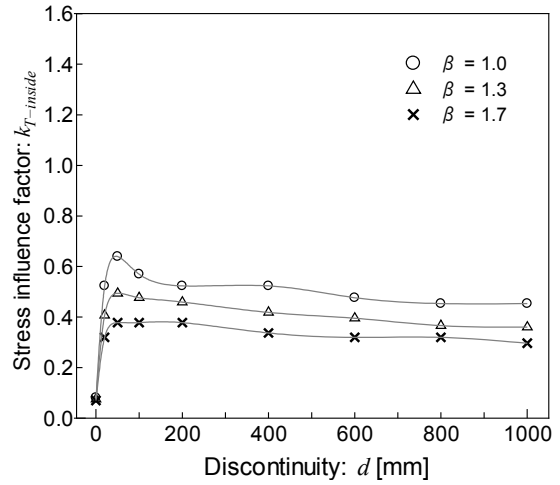
(a) $k_{T-ousside}$ / upper part



(b) $k_{T-inside}$ / upper part

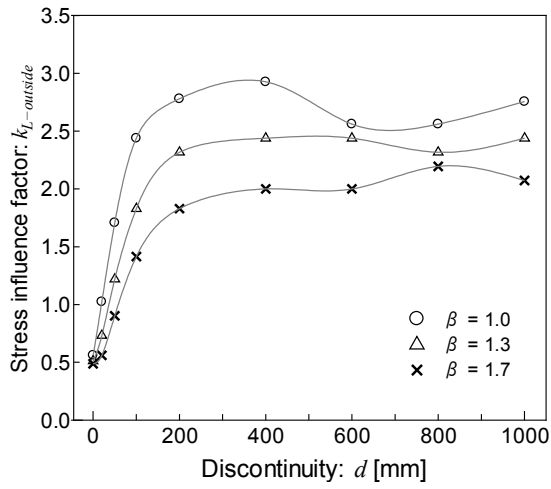


(c) $k_{T-ousside}$ / lower part

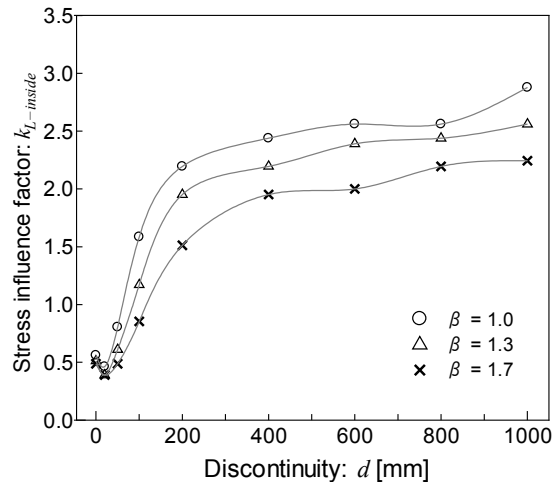


(b) $k_{T-inside}$ / lower part

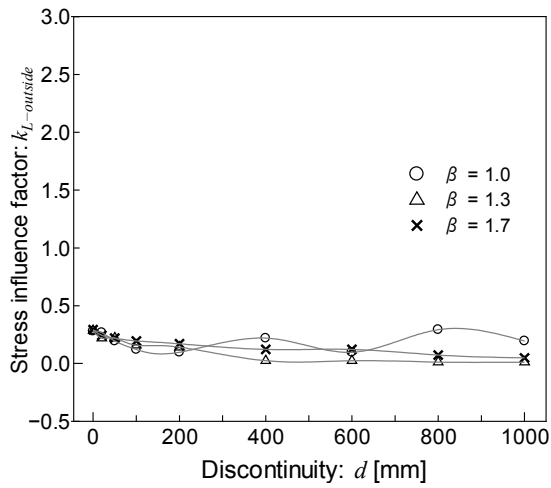
Fig. 7.11 Variation of stress influence factor due to discontinuity in Trans of upper and lower parts of Mp2 model. (Load case A)



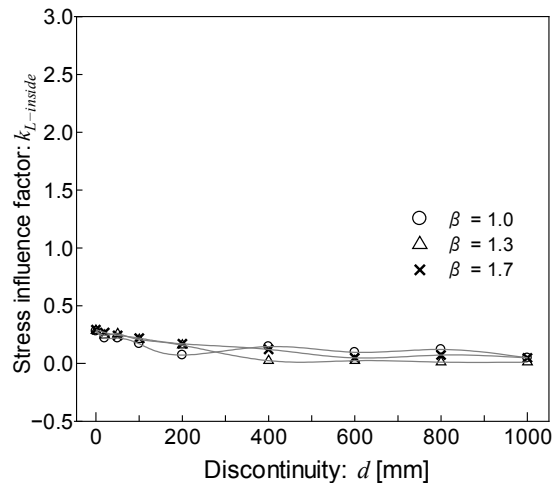
(a) $k_{L-outside}$ / upper part



(b) $k_{L-inside}$ / upper part

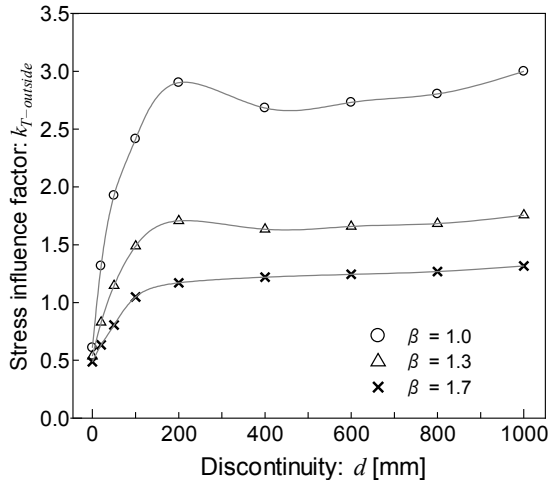


(c) $k_{L-outside}$ / lower part

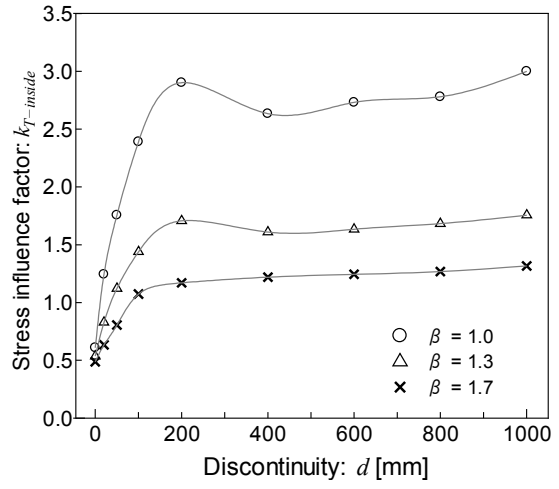


(b) $k_{L-inside}$ / lower part

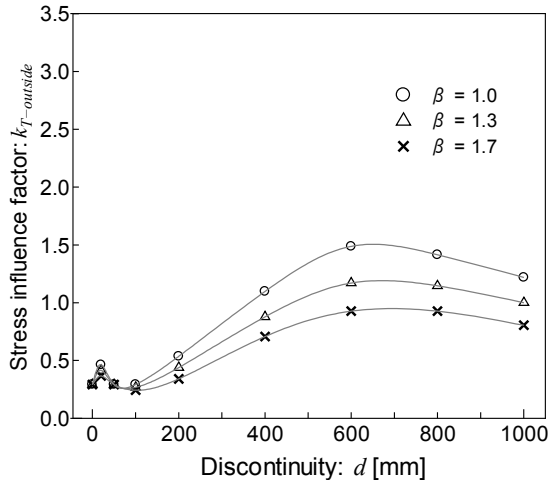
Fig. 7.12 Variation of stress influence factor due to discontinuity in Longi of upper and lower parts of Mp2 model. (Load case B)



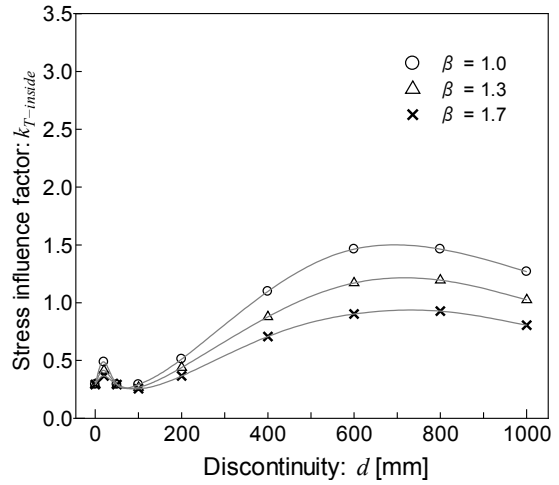
(a) $k_{T-outside}$ / upper part



(b) $k_{T-inside}$ / upper part



(c) $k_{T-outside}$ / lower part



(b) $k_{T-inside}$ / lower part

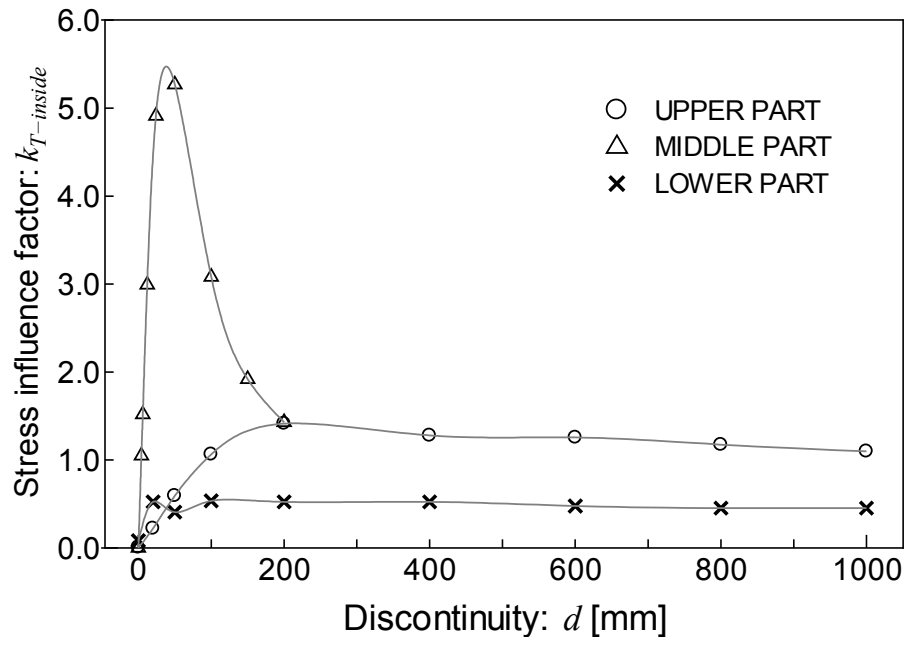
Fig. 7.13 Variation of stress influence factor due to discontinuity in Trans of upper and lower parts of Mp2 model. (Load case B)

3) 実構造モデルでの平行不連続構造の評価

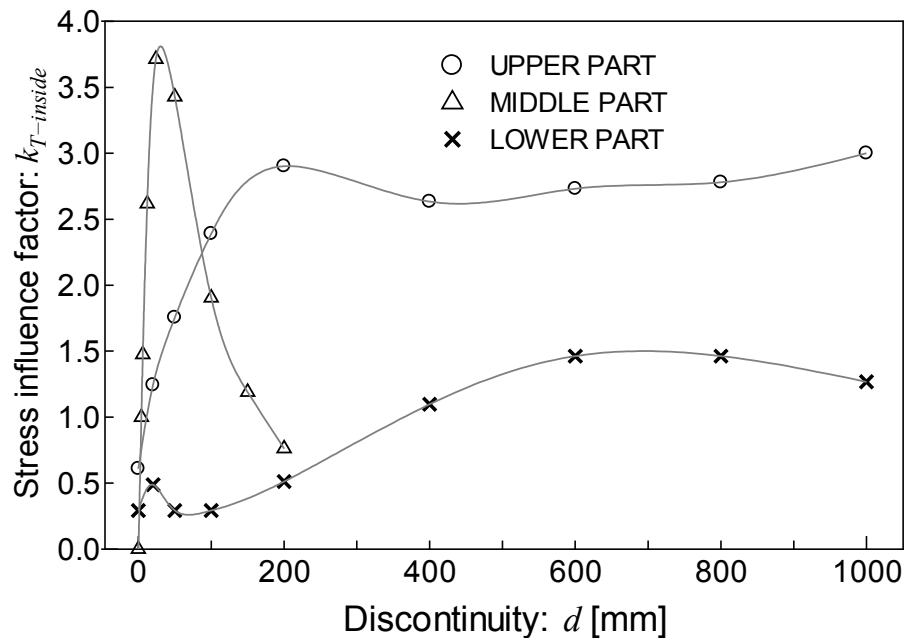
ここまで、ブラケット上端等の構造的応力集中部の評価を Upper part と Lower part の解析結果を用いて行った。第 3 章では、不連続構造ベースモデルの解析結果を評価したが、それらの結果は本章で定義した Middle part の応力影響係数 k に当てはまる。したがって、本章及び第 3 章の結果を用いて、平行不連続構造全体の評価を行う。なお、不連続構造ベースモデルの結果は 7.3.2 節で述べたように、モデル化範囲の影響により安全側の結果を与えることは既に確認している。

Fig. 7.14 に Upper part, Middle part, Lower part の比較結果を荷重様式毎に示す。 $\beta = 1.0$ で、それぞれの荷重様式で最も値の大きい k_{T_inside} を示している。Middle part は $d < 200$ mm の範囲しか解析を行っていないが、Load case A では $d=200$ mm 付近で Upper part と Middle part の値が交差し、Load case B では $d=100$ mm 付近で両者が交差する。各荷重様式共に、交差前は Middle part の値が大きく、交差後は Upper part の値が大きいと見なすことができる。その他の β や k_{L_inside} では交差が無い場合もあるが、同程度の不連続量の前後に Middle part と Upper part のピークが存在する傾向は同様であることを確認している。したがって、この交差点の不連続量の前後で注意すべき part が入れ替わることになる。また、交差点はロンジスペース等のモデル寸法の影響を受けると予想される。

そこで Fig. 7.15 にこの傾向を表すイメージ図を示す。既述の交差点は横軸 Y に存在する。また、横軸 X は第 1 章で述べた目違いと不連続の境を表した。X の値は明確に述べることはできないが、発生原因が施工現場の精度誤差か、もしくは設計条件かで分けることができる。ここでは、 $0 < d < X$ の範囲を目違い範囲、 $X < d < Y$ の範囲を不連続範囲、 $Y < d$ の範囲を構造的応力集中範囲と呼び、今後の構造設計、現場施工で注意すべき範囲として定義する。



(a) $k_{T-inside} / \beta = 1.0$ / Load case A



(b) $k_{T-inside} / \beta = 1.0$ / Load case B

Fig. 7.14 k_T values in upper, middle and lower part of parallel discontinuity model.

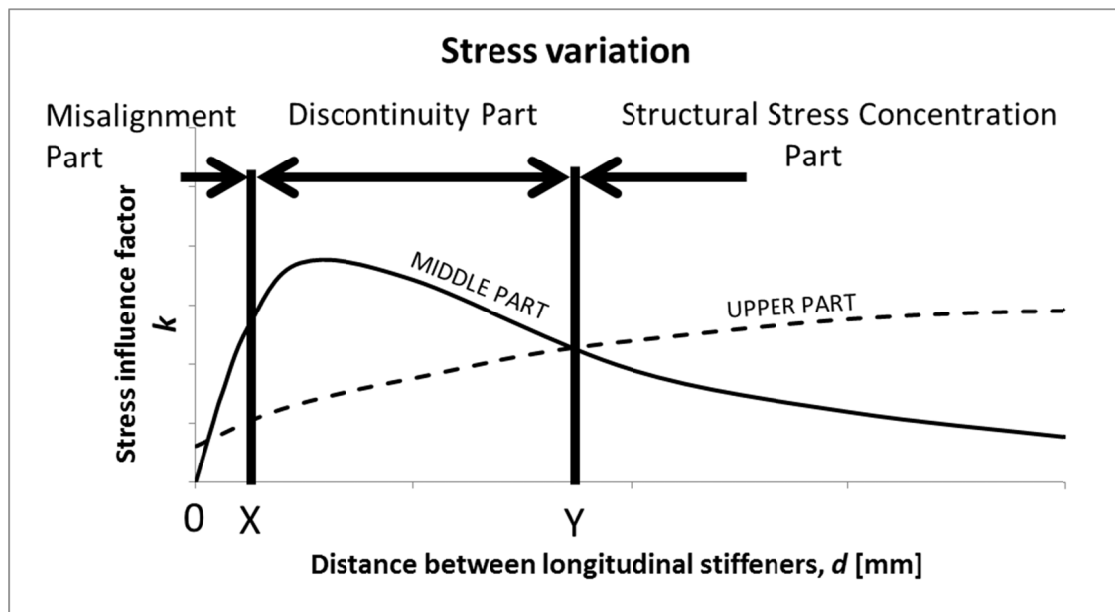


Fig. 7.15 Connection of stress variation and distance between longitudinal stiffeners.

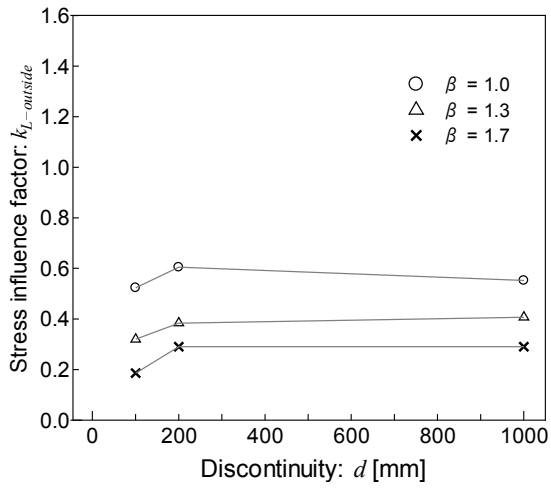
4) 不連続による高応力対策検討

ここでは、高応力が発生した Upper part において、高応力回避対策で構造変更したモデルを用いて解析を実施する。

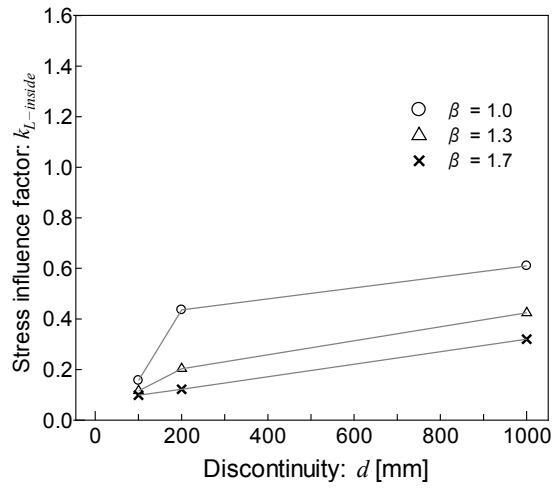
Upper part の高応力対策として、ブラケット先端をソフト形状に変更し、解析を実行する (Mp2a モデル)。ソフト形状は、CSR-T 編付録 C 疲労強度評価²⁶⁾にて推奨の形状を参考に決定し、Fig. 7.1(f)に示す。解析ケースは $d=100\text{mm}$, 200mm , 1000mm の 3 ケースであるが、応力影響係数 k の傾向が変わる点を考慮して選択した。Fig. 7.16 に Load case A, Fig. 7.17 に Load case B の時の解析結果を示す。

まず Load case A の場合は、 $d=200\text{ mm}$ の k_T が若干基準値を超えているものの ($k_{T_outside}=1.047$)、ほぼ基準値以下に抑えられていることが確認できる。したがって Load case A の場合には、ブラケット形状をソフトにすることで Upper part の高応力は回避できると言える。

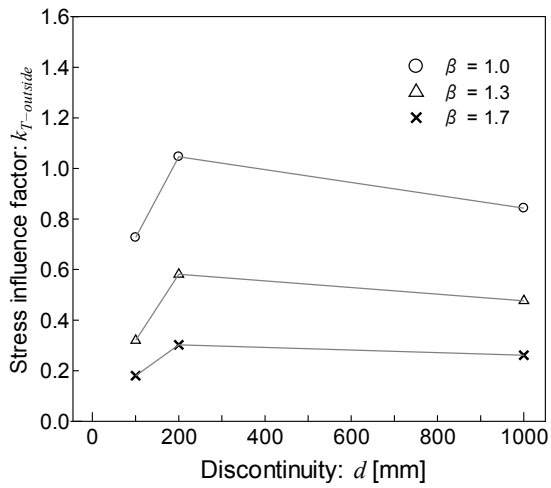
次に Load case B の場合は、 k_L , k_T 共に基準値を下回っているのは $\beta=1.7$ の結果のみである。すなわち、Load case B ではソフト形状でも板厚を考慮しなければ、不連続による高応力は無視できないことになる。いずれにしても、ソフト形状でない結果と比較すれば効率的に応力上昇が抑えられており、有効な対策であると考えられる。



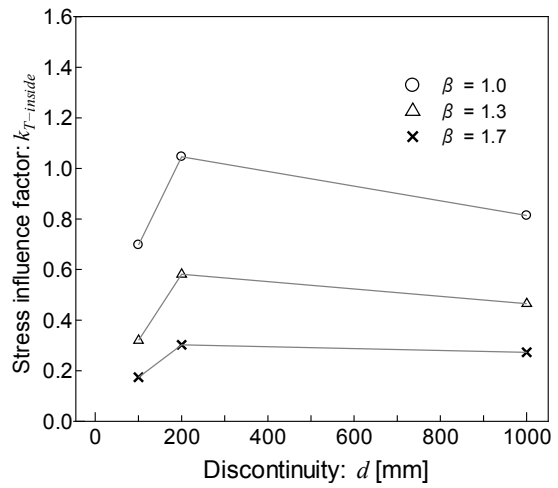
(a) $k_{L-outside}$ / upper part



(b) $k_{L-inside}$ / upper part

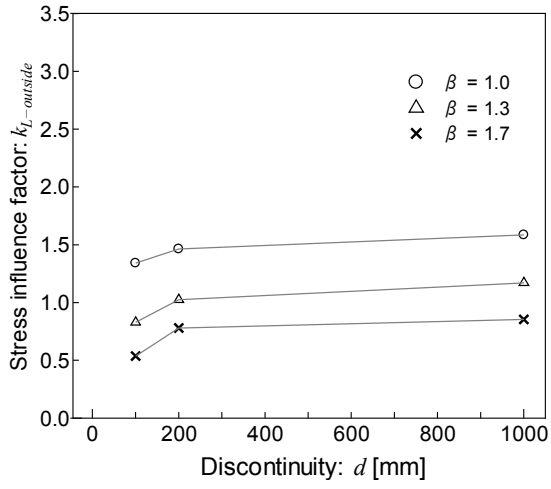


(c) $k_{T-outside}$ / upper part

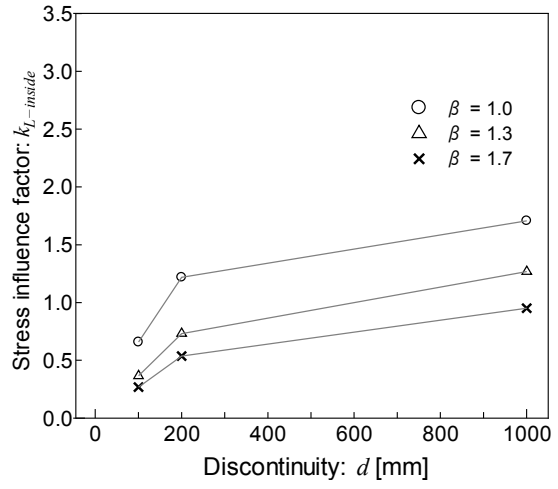


(d) $k_{T-inside}$ / upper part

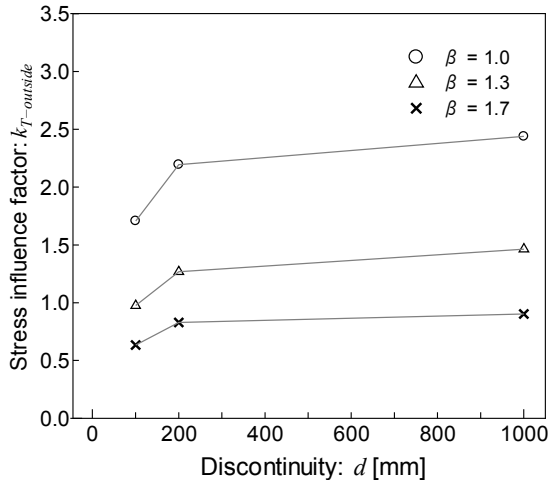
Fig. 7.16 Variation of stress influence factor due to discontinuity in upper part of Mp2b model. (Load case A)



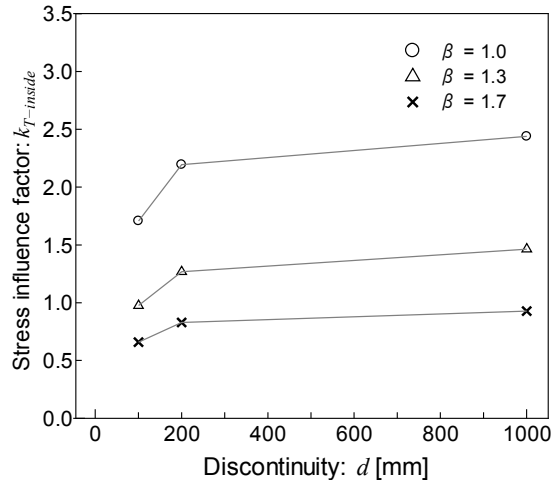
(a) $k_{L-outside}$ / upper part



(b) $k_{L-inside}$ / upper part



(c) $k_{T-outside}$ / upper part



(d) $k_{T-inside}$ / upper part

Fig. 7.17 Variation of stress influence factor due to discontinuity in upper part of Mp2b model. (Load case B)

7.4.3 実構造モデル中の角度不連続構造の評価

実構造モデル中での平行不連続構造の結果から、構造的な応力集中部の取り扱いに注意が必要であることが明らかになった。そこで本節では、角度不連続構造に対しても応力集中部の評価を実施する。また、ブラケット先端のソフト形状が有効であることが判明しているので、Ma2 モデルはソフト形状を採用したモデルであり、 $\theta=20$ deg.である。

Fig. 7.18 には、Ma2 モデルの解析結果を示す。Load case A においては、ブラケット上端やロンジ下端の過度な応力集中で基準を超えるような値は見受けられない。Z=50 mm 付近の応力上昇は、Ma1 モデルでも確認され構造的な応力集中部とは見なされず、第 4 章で評価を行っている。Load case A の場合には構造的応力集中部の影響は無視できる。Load case B においては、ブラケット上端に応力集中が確認され、その値は基準値を超えている。ブラケット上端では、平行不連続部の結果から判断し、 θ が増加するに従い k も増加すると考えられる。 k の変化は今後解析数を増やして検討する必要があるが、 $\theta<20$ deg.では、応力影響係数は最大でも $k=2.0$ と評価しておけば安全側の構造強度評価となると考えられる。

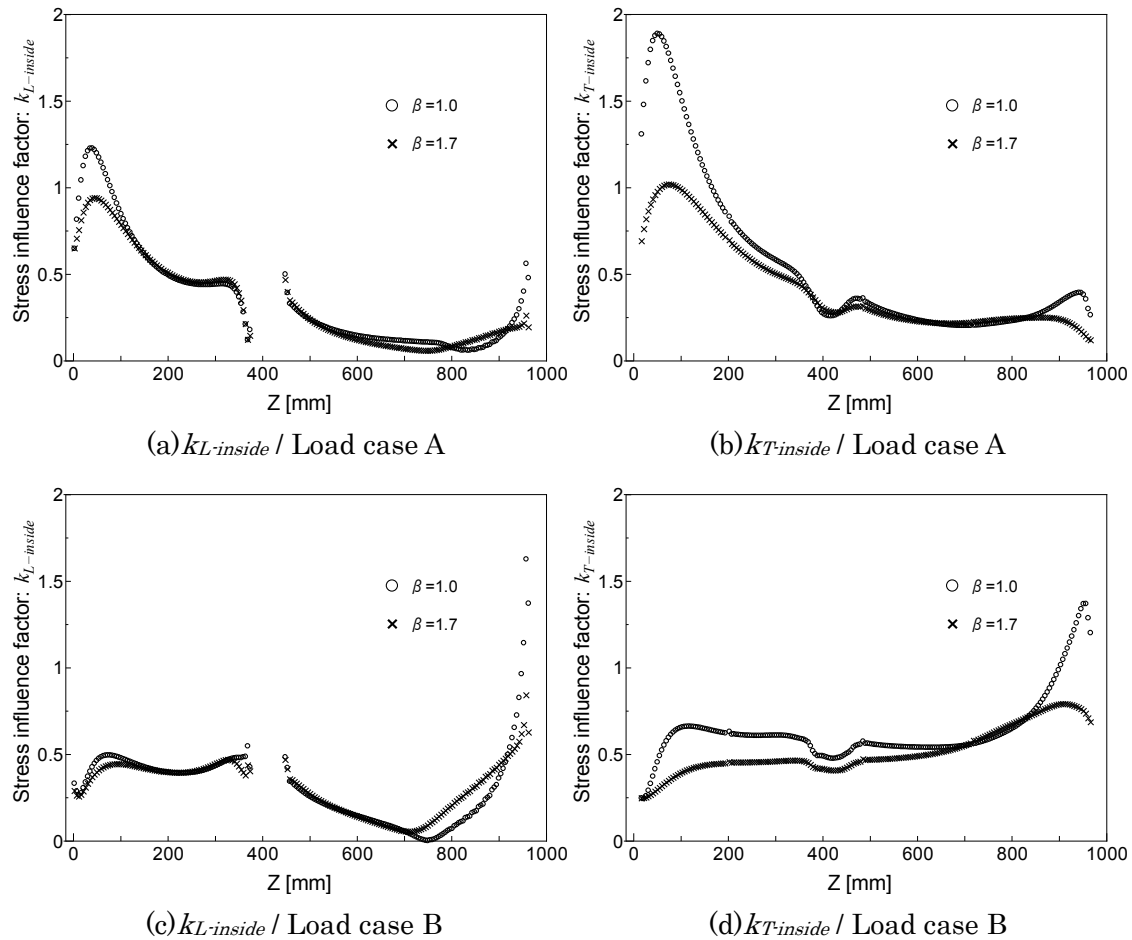


Fig. 7.18 Variation of stress influence factor in Ma2 model.

7.4.4 実構造モデル中のナックル構造の評価

本節では、実構造中のナックル構造である Mk2 モデルの解析結果を評価する。Fig. 7.19 に応力コンター図を示すが、Mk2 モデルでは Mk1 モデルで評価した 3 か所の応力評価位置に加え、スティフナの自由端も評価する。Mk2 モデルは $\theta=20$ deg., $h=400$ mm, $L/h=1.0$ となっている。

Fig. 7.20 と Fig. 7.21 は Load case A 及び Load case B の場合の 4 つの評価線上の応力影響係数の分布である。それぞれのグラフの横軸は Mk2 モデルの Y 軸もしくは Z 軸である。Fig. 7.20 (a)の $Z=400$ mm 付近、(b)の $Y=-400$ mm 付近はスティフナ端部が存在する箇所、構造的な応力集中部となっている。(c)の $Z=370$ mm 付近はロンジのナックル線の終点 (Mk1 モデルの B 点) であり高応力が発生している。(d)に示すスティフナ自由端の値は基準値以下となっている。Fig. 7.21 から、Load case B においても Load case A と同様な傾向となっていることが確認できるが、値は Load case A よりも大きく、4 つの線上全てで基準値を超えている。

$\theta=20$ deg., $L/h=1.0$ の Mk2 モデルでは、Load case A で $k=2.0$, Load case B で $k=2.5$ とすれば最大の k を満足することが確認された。他の幾何形状の場合の値は追加解析が必要であるが、第 5 章の結果から判断し、Mk2 モデルより θ が小さい、もしくは L/h が大きいモデルでは k の値は減少すると予想される。

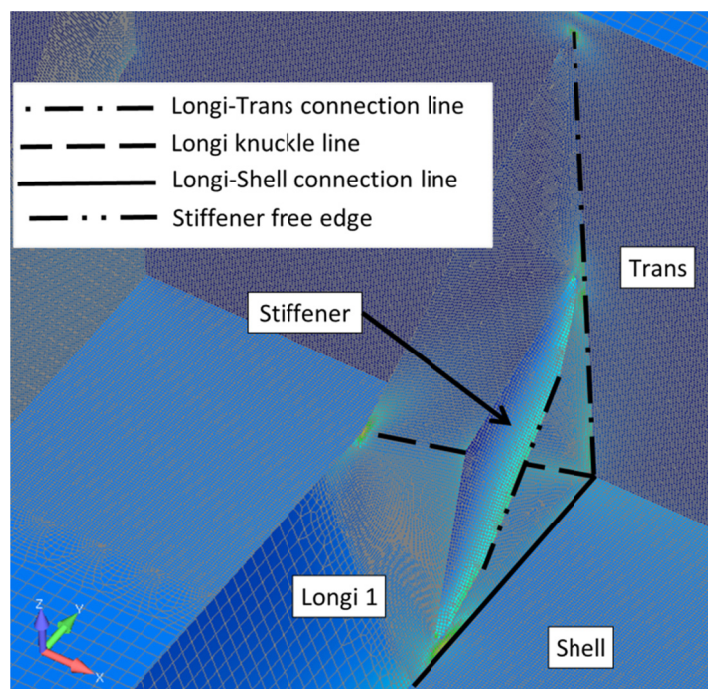
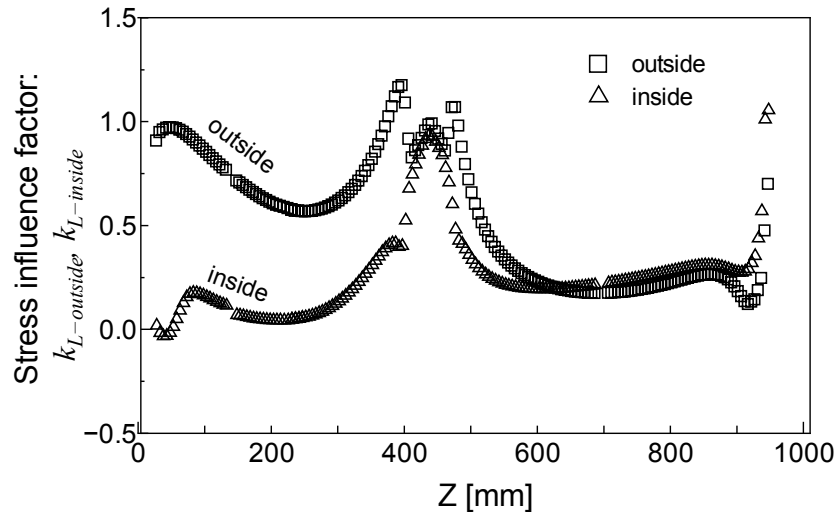
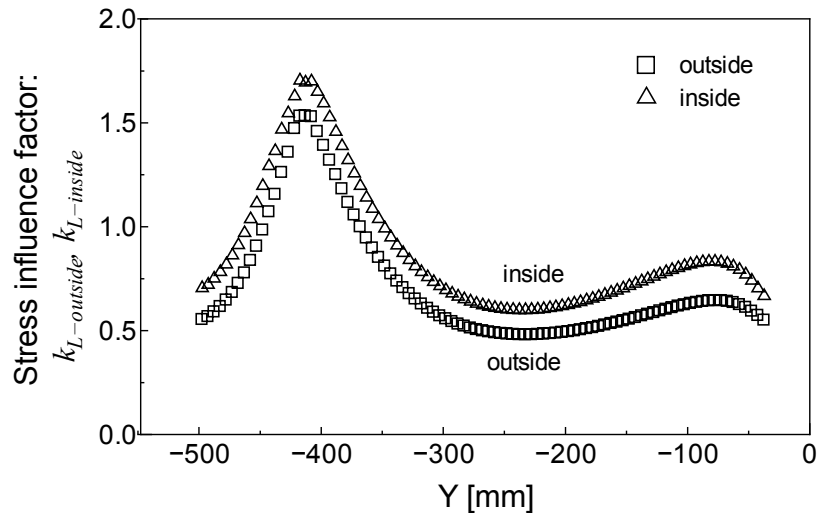


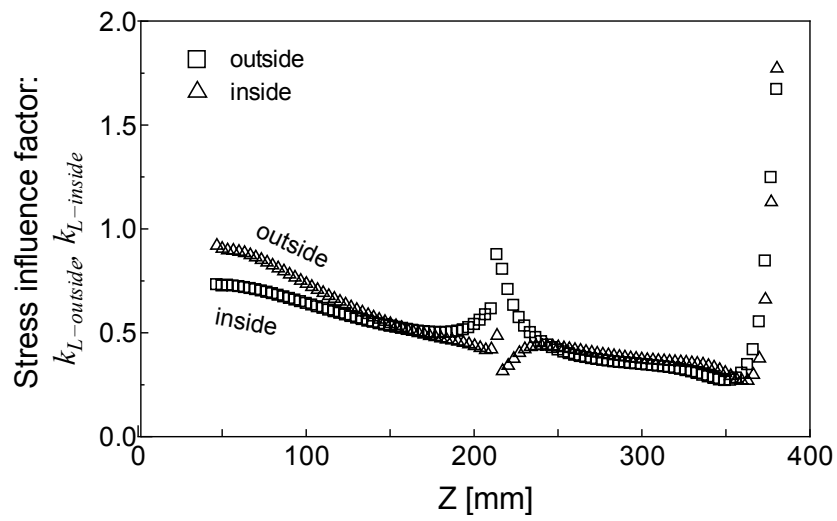
Fig. 7.19 Stress contour of Mk2 model.



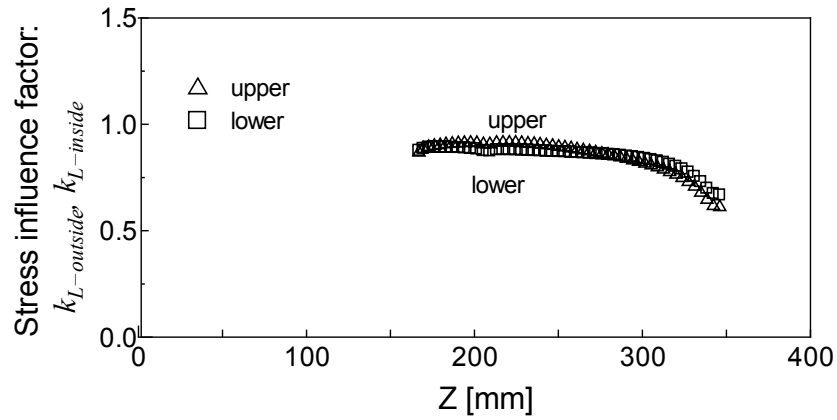
(a) Longi-Trans connecting line



(b) Longi-Shell connecting lin

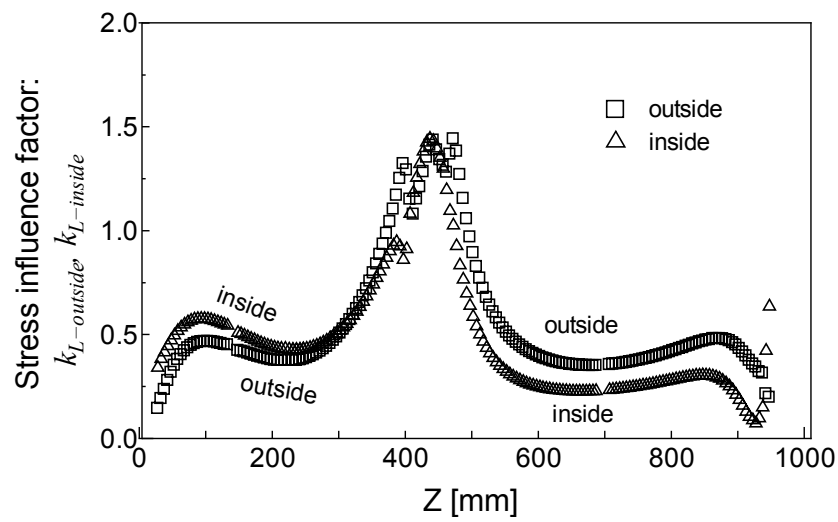


(c) Longi-Knuckle line

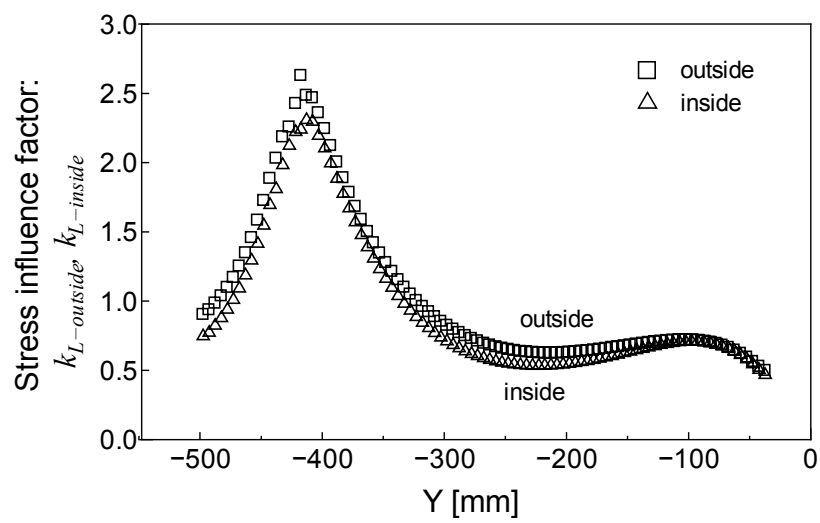


(d) Stiffener free edge

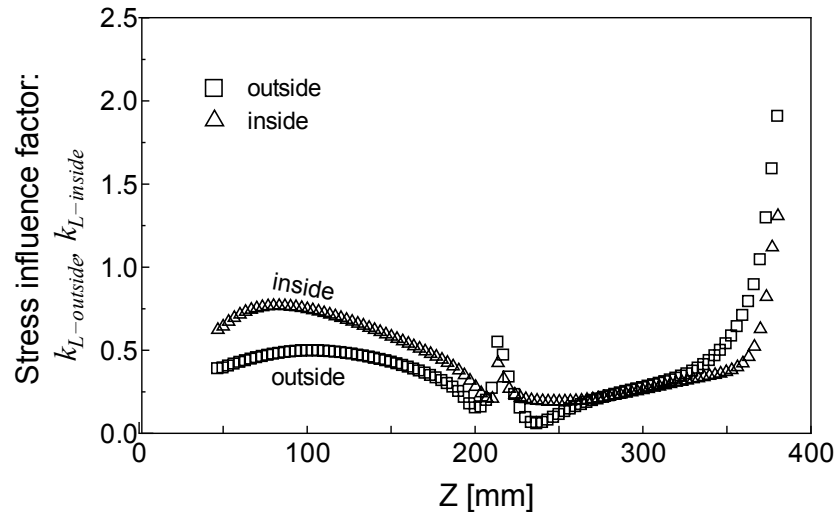
Fig. 7.20 Stress influence factor of Mk2 model. (Load case A.)



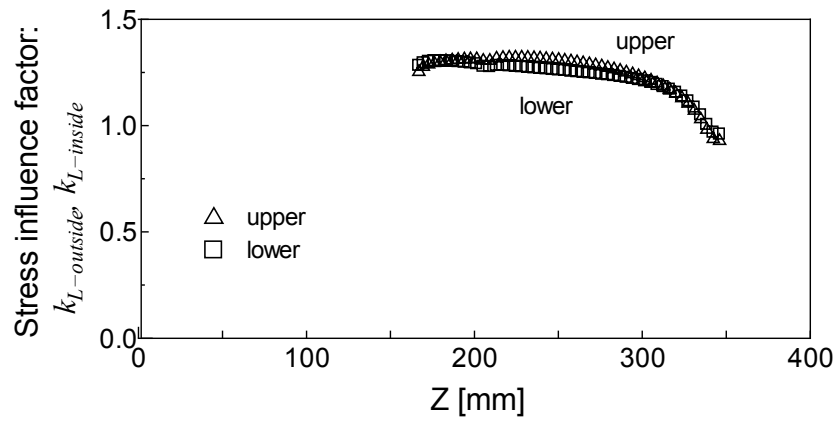
(a) Longi-Trans connecting line



(b) Longi-Shell connecting line



(c) Longi-Knuckle line



(d) Stiffener free edge

Fig. 7.21 Stress influence factor of Mk2 model. (Load case B.)

7.5 結言

実構造中の平行不連続構造，角度不連続構造，ナックル構造を模擬したモデルにて FE 解析を実施し，応力影響係数の評価を行った．また，高応力発生を回避する対策を検討した．得られた結論は以下の通りである．

- 1) 不連続構造のモデルにおいて，モデル範囲が小さい方が高い応力が発生することが判明した．すなわち，第 3 章から第 6 章まで実施した解析は安全側の結果をもたらすことが示された．
- 2) 不連続が複数並列するモデルでは，不連続が単独の場合に比べ応力影響係数が大きくなる傾向にあるが，その差は僅かであると考えられる．
- 3) 平行不連続構造における構造的応力集中部の応力影響係数は，軸力作用時は $\beta > 1.7$ で基準値以下，水圧作用時は $\beta > 1.7$ でも 2.5 程度となることが確認された．
- 4) ブラケット端の構造的応力集中には端部のソフト形状化が有効であることを確認した．平行不連続構造では，ソフト形状化によって軸力作用時は基準値以下，水圧作用時は $\beta > 1.7$ で基準値以下まで低下することを確認した．
- 5) 平行不連続構造において，不連続量によって不連続部の付加的な曲げ応力による高応力が支配的な範囲と，ブラケット端等の構造的応力集中部が支配的な範囲に分けられることを確認した．
- 6) $\theta = 20 \text{ deg.}$ の角度不連続構造における構造的応力集中部を含んだ中から算出した応力影響係数は，軸力作用時は全ての範囲で基準値以下，水圧作用時は最大 2.0 となることが確認され， $\theta < 20 \text{ deg.}$ の応力影響係数はそれ以下になると推測される．
- 7) $\theta = 20 \text{ deg.}$ ， $L/h = 1.0$ のナックル構造における構造的応力集中部の応力影響係数は，軸力作用時は最大 2.0，水圧作用時は最大 2.5 となることが確認された．

第8章

結論

船体構造設計において最も重要な強度は船体縦強度である。縦強度部材は強度の連続性が要求されるため、船体構造設計者にとって連続性の維持は縦強度部材であるかどうかを問わず重要視する傾向にある。船体構造の中には諸事情により連続性の維持が困難な箇所があるが、そのような不連続部は強度上認められるか否かの判断が必要であろう。しかし、実際の設計・工作現場においては、これらの判断を経験に頼っていることが多いのが実情である。経験則は、基本的には非常に有効な判断基準であることに疑いは無いが、昨今の厳しい造船業界におけるコスト削減で要求される構造変更や、顧客に対して船体構造が十分な強度を保っているかを技術的に説明する場合においては、不十分なものと成り得る。

本研究は、造船所で多用されるいくつかの不連続構造に関する経験則に対して、技術的根拠を与えることを目的に検討を実施した。以下に得られた結論をまとめる。

- 第1章では、平行不連続構造において、類似構造の目違い構造との違いを示した。目違い構造は工作現場の精度誤差が原因で発生し、不連続構造は設計条件で決まるものである。両者のずれ量に明確な線引きはできないが、目違いは板厚の数倍程度まで、不連続はそれ以上であると結論付けた。また、目違い構造に関しては様々な基準や応力上昇率の推定式が公表されていることを示した。
- 第2章では材料力学モデルにて不連続範囲まで対象とする応力上昇率の推定式を提案した。次に、第3章にて得られたFE解析結果から、不連続量が増加すると付加的な応力の影響で上昇していた応力がピークを迎え、その後減少することが判明した。これは不連続を構成するロンジの荷重の一部が板部材へ流れることが原因であることを明らかにした。これらの解析結果は、船殻構造設計における経験則として広く知られている、「やむを得ず不連続構造を採用せざるを得ない場合には、不連続量を100mm程度以上とすることが望ましい」という指針の妥当性を支持する根拠となり得ると考えられる。
- 船首尾部の外板ロンジ等は、トランスとの取り付け部で角度の不連続が生じるため、通常はナックルやねじり加工を実施し連続性を保つが、造船所により角度のある不連

続構造を採用する場合もある。しかし、構造強度健全性の観点から許容される角度不連続量に関する文献は、調査の結果から判断し公表されていないと考えられる。そこで、第 4 章にて角度不連続構造の FE 解析を実施した。その結果、角度不連続量の増加につれ応力は上昇しやがて収束すること、荷重伝達率は減少することが明らかになった。第 5 章ではナックル構造の FE 解析結果より、付加応力の上昇を抑えるためにはナックル加工を施す距離を大きくすることが有効であることが判明した。また材料力学モデルにて応力上昇の推定式を提案し、ナックルする角度が大きくなると軸力と直角方向の反力が増加することが付加応力の上昇の原因であることを明らかにした。第 6 章ではねじり構造の FE 解析を行い、角度不連続構造とナックル構造の結果と比較検討を行った。その結果、応力上昇を抑える観点から考慮すると、軸力作用時はねじり構造が最も有効で角度不連続構造とナックル構造はトランス板厚により優劣が変化すること、水圧作用時には 3 つの構造の優劣は付けられないことが判明した。両荷重様式が同時に作用する場合を考慮すれば、どの構造を採用してもある程度の応力上昇を想定した設計が必要であると考えられる。

- 平行不連続構造や角度不連続構造では、トランスを挟んでブラケット先端の裏に構造が存在しない。このため過度な応力集中が懸念される。第 7 章では、ブラケットやフェイスを模擬した実構造モデル解析を実施し、これらの構造的応力集中部の評価を行った。結果として、やはり大きな応力上昇が発生する場合もあるが、不連続量やトランス板厚、荷重条件によっては応力集中部以外の箇所の応力、つまり第 2 章から第 6 章までで評価した応力の方が大きい場合もあることが示された。したがって、これらの構造の採用の可能性も十分にあると考えられる。また、これらの構造的応力集中部においては、ブラケット先端のソフト形状化が有効であることも示した。加えて、モデル化範囲が応力影響係数に及ぼす影響も検討し、第 2 章から第 6 章までのモデル範囲による解析は安全側の結果を与えることを確認した。

以上より、経験則に対する技術的データを基に、設計・工作現場で使用可能な、強度的根拠が明確な基準の策定が可能となると考える。本研究の結果として、不連続に起因する付加的な応力の誘起により、不連続が無い構造における値の数倍の応力が生じる場合もあり得ることを示した。しかし、これは基準応力に対する相対値であるので、基準応力が小さい場合には定量的には許容範囲となる場合もある。また、様々な条件が大きく影響することも判明したので、過度に安全側の観点に立脚して使用条件の少ない基準を作成すると、船体重量増につながる懸念もある。したがって、強度的な安全性とコスト面、環境面のバランスのとれた基準作成が、造船所内外から期待されるであろう。

謝辞

本研究は，九州大学大学院工学研究院海洋システム工学部門准教授 後藤浩二 博士の御指導の下に行われたものである，研究遂行に際し，終始懇切な御指導と御鞭撻を与えられた先生に対して，心より深甚の謝意を表します．

本論文の審査にあたり，有益なる御助言と御討論を賜りました九州大学大学院工学研究院社会基盤部門教授 園田佳巨 博士，九州大学大学院工学研究院海洋システム工学部門教授 新開明二 博士，九州大学大学院工学研究院海洋システム工学部門教授 吉川孝男 博士に厚く御礼申し上げます．

株式会社 名村造船所 船舶海洋事業部 顧問 森俊哲氏，笹島洋博士には，本研究の遂行に関して終始懇切丁寧な御指導を頂き，常に叱咤激励し続けていただきました．ここに謹んで感謝の意を表します．

今回の学位取得の機会を与えて頂き，本研究と業務上の調整等に細やかに御配慮頂きました株式会社 名村造船所 副事業部長 山崎知幸氏，同船舶海洋事業部 技師長 国広晴生氏，同設計本部 基本設計部長 津上由紀夫氏，同船殻設計課長 高橋克明氏，同企画開発部 開発課 計画係長 池田亮博士（研究開始当時，同基本設計部 船殻設計課長），同船殻計画係長 中森隆一博士に心より御礼申し上げます．

同生産管理部 生産計画課 有松征太郎氏には，九州大学工学部地球環境工学科船舶海洋システム工学コース生産システム工学研究室在学当時，数多くの解析を実施され，本研究の礎を築いていただきました．厚く御礼申し上げます．

同生産設計部 船殻生産設計課 線図一品係 高橋一成氏には，第 5 章で三次元設計ツールを用いてナックル角を求めていただきました．厚く御礼申し上げます．

本研究の遂行にあたって，株式会社 名村造船所の皆様，特に同船舶海洋事業部 設計本部 基本設計部 船殻設計課の皆様には，多大な協力と激励を頂きました．ここに深く御礼申し上げます．

最後に，私の研究生生活を暖かく見守ってくれた家族に心から感謝致します．

参考文献

- 1) 古野弘志：構造初期計画における船体構造の総合的最適化システムの構築，広島大学大学院 学位論文，2003
- 2) 中森隆一：船舶のプロダクトモデルを用いた構造初期計画システムの構築に関する研究，広島大学大学院 学位論文，2010
- 3) 池田亮：船体構造部材が受ける動的応答応力の簡易評価法に関する研究，九州大学大学院 学位論文，2005
- 4) M. Toyosada, K. Gotoh and T. Niwa: Fatigue crack propagation for a through thickness crack: a crack propagation law considering cyclic plasticity near the crack tip, International Journal of Fatigue, Vol.26, No.9, pp.983-992, 2004
- 5) M. Toyosada, K. Gotoh and T. Niwa: Fatigue life assessment for welded structures without initial defects: an algorithm for predicting fatigue crack growth from a sound site, International Journal of Fatigue, Vol.26, No.9, pp.993-1002, 2004
- 6) 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，pp.97-129
- 7) 藤久保昌彦，吉川孝男，深沢塔一，大沢直樹，鈴木英之：船舶海洋工学シリーズ⑥ 船体構造 構造編，成山堂書店，2012，pp.71-116
- 8) 一般財団法人 日本海事協会：鋼船規則，C 編，15 章 縦強度，2012，pp.93-102
- 9) 公益社団法人 日本船舶海洋工学会 工作分野研究企画部会：日本鋼船工作法精度標準 (JSQS) 船殻関係，2010，pp.23
- 10) International Association of Classification Societies：Common Structural Rules for Bulk Carriers, Chapter 11, 2012, pp.399
- 11) International Association of Classification Societies：Rec.47 Shipbuilding and Repair Quality Standard (Rev.7), 2013, pp.21
- 12) International Institute of Welding：Recommendation for fatigue design of welded joints and components, 2008, pp.60, pp.137
- 13) Lloyd's Register：Construction Monitoring Procedure, Ship Right Design and Construction, 2004, pp.17
- 14) DET NORSKE VERITAS：Offshore standard DNV-OS-C401, Fabrication and testing of offshore structures, 2013, pp.46

- 15) DET NORSKE VERITAS : CLASSIFICATION NOTES No.30.7, Appendix A, 2010, pp.60
- 16) Bureau Veritas : Fatigue strength of welded ship structures, NI 393 DSM R01 E, 1993, pp.56
- 17) Y. Okumoto, Y. Takeda, M. Mano, T. Okada : Design of Ship Hull Structures, Springer, 2008, pp.332
- 18) Stephen J. Maddox, Status Review on Fatigue Performance of Fillet Welds, Journal of Offshore Mechanics and Arctic Engineering, Vol. 130 / 031006-1, 2008
- 19) 公益社団法人 日本船舶海洋工学会 工作分野研究企画部会 : 日本鋼船工作法精度標準 (JSQS) 船殻関係 (解説), 2010, pp.45-46
- 20) 藤田譲, 萩原孝一, 藤野宏, 橋本博之 : 目違いのある隅肉溶接構造物の強度 (その 1), 日本造船学会論文集, 第 130 号, 1971, pp.297
- 21) エムエスシーソフトウェア株式会社ホームページ : MSC Nastran 2011, <http://www.mscsoftware.co.jp/>, 14 December, 2013
- 22) Berge S, Myhre H: Fatigue strength of misaligned cruciform and butt joints, Norwegian Maritime Research, Volume 5, 1977.
- 23) シーメンス PLM ソフトウェアホームページ : Femap with NX Nastran, http://www.plm.automation.siemens.com/ja_ip/, 14 December, 2013
- 24) Class NK: Guidance for the Survey and Construction of Steel Ships, 2012, Part C C30, pp.163
- 25) AVEVA: Vantage Marine 11.6, <http://www.aveva.com/>, 14 December, 2013
- 26) International Association of Classification Societies : Common Structural Rules for Tankers, 2011, Appendix C Fatigue strength assessment, pp.498

付録 A.

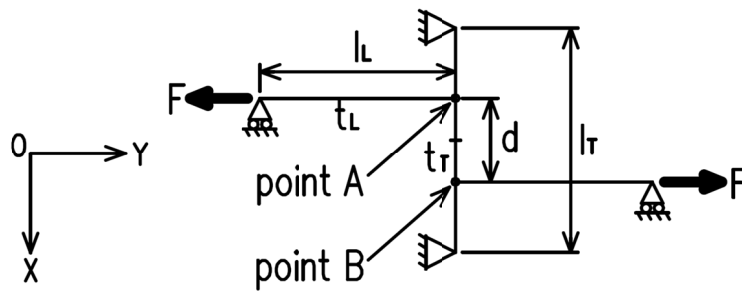
記号表

A	断面積 [mm ²]
d	不連続量 [mm]
e	目違い量 [mm]
E	ヤング率 [N/mm ²]
h	ロンジ高さ [mm]
I	断面二次モーメント [mm ⁴]
k	応力影響係数で(2.1)式に定義する
k_L	ロンジの応力影響係数
k_T	トランスの応力影響係数
$k_{outside}$	Fig.2.2 に示す outside の応力影響係数
k_{inside}	Fig.2.2 に示す inside の応力影響係数
$k_{membrane}$	応力影響係数の膜応力成分
$k_{bending}$	応力影響係数の曲げ応力成分
k_m	目違いに関する応力上昇率で IIW 等の複数の機関から提案されている
k'	$k_{L_membrane}$ の減少率で(3.6)式に定義する
L	Fig.5.1(c)に示すナックル距離
Mp	平行不連続構造モデル
Ma	角度不連続構造モデル

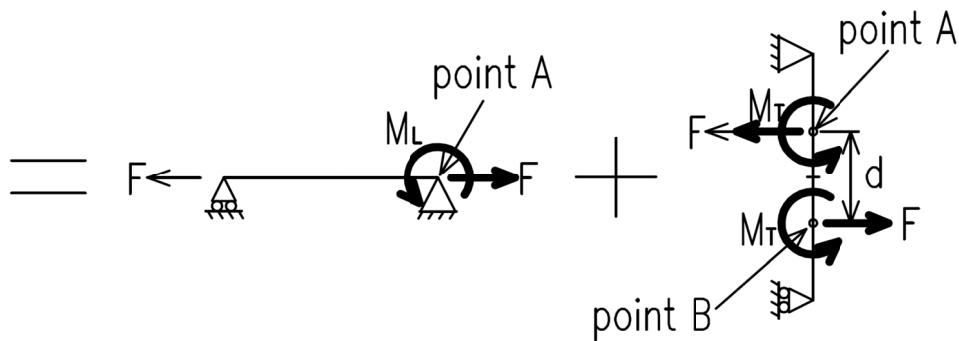
M_k	ナックル構造モデル
M_t	ねじり構造モデル
R	荷重伝達率で(3.2)式に定義する
s	Fig.5.1(c)に示すナックル辺長
t_L	ロンジ板厚 [mm]
t_T	トランス板厚 [mm]
t_S	シェル板厚 [mm]
X	各不連続モデルの原点を中心とした軸の X 座標 [mm]
Y	各不連続モデルの原点を中心とした軸の Y 座標 [mm]
Z	各不連続モデルの原点を中心とした軸の Z 座標 [mm]
Z_L	ロンジの断面係数 [mm ³]
Z_T	トランスの断面係数 [mm ³]
α	Fig.5.1(c)に示す Mk1 モデルのナックル角 [deg.]
α'	Fig.5.1(a)に示す Mk0 モデルのナックル角 [deg.]
β	ロンジ板厚に対するトランス板厚の比で(3.1)式に定義する
θ	Fig.4.1, Fig.5.1(b), Fig.6.1 に示す角度不連続量 [deg.]
λ	IIW が提案する応力上昇率のパラメータで、境界条件に依存する係数
σ_L	ロンジ応力 [N/mm ²]
σ_T	トランス応力 [N/mm ²]
ϕ	Fig.5.1(a)に示す Mk0 モデルのナックル角に依存する角 [deg.]

付録 B. 材料力学的アプローチによる平行不連続構造の応力影響係数の導出

Fig. B.1 (0)に示す平行不連続モデルにおいて、A 点の応力影響係数を導出する．A 点の応力影響係数は、Fig. B.2 に示す通り、 $k_{L-outside}$, $k_{L-inside}$, $k_{T-outside}$, $k_{T-inside}$ の 4 つが存在する．



(0) Discontinuity model



(1) Longi model

(2) Trans model

Fig. B.1 Superposition of discontinuity model

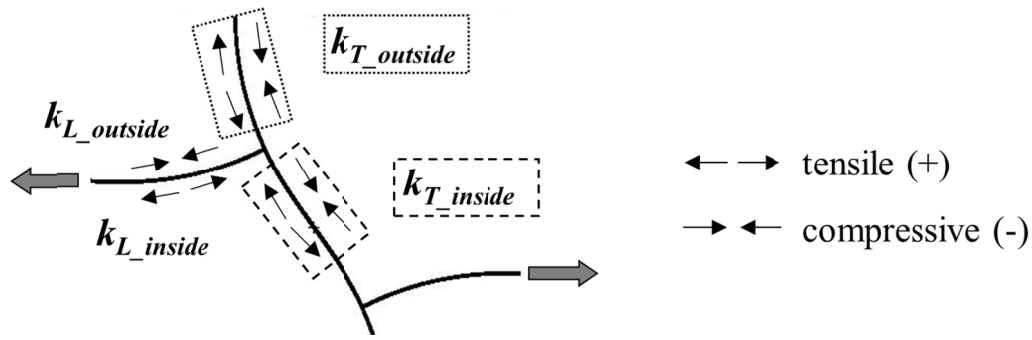


Fig. B.2 Schematic explanation of the k values.

ロンジとトランスの断面積 A ，断面二次モーメント I ，断面係数 Z を以下のようにしておく．

$$A_L = t_L \quad (\text{B.1})$$

$$I_L = \frac{t_L^3}{12} \quad (\text{B.2})$$

$$Z_L = \frac{t_L^2}{6} \quad (\text{B.3})$$

$$A_T = t_T \quad (\text{B.4})$$

$$I_T = \frac{t_T^3}{12} \quad (\text{B.5})$$

$$Z_T = \frac{t_T^2}{6} \quad (\text{B.6})$$

A.1 カのモーメントの導出

A 点に発生する力のモーメント M_L と M_T を求める． Fig. B.1 (0) は不連続モデルであり，重ね合わせの原理から (1) ロンジモデルと (2) トランスモデルに分けることが可能である．まずロンジモデルの A 点において，モーメント M_L による回転角 θ_L は (B. 7) 式で与えられる．回転角は時計回りを正とする．

$$\theta_L = -\frac{l_L M_L}{3EI_L} \quad (\text{B.7})$$

次に、トランスモデルの A 点における回転角 θ_T を求める。 Fig. B.1 (2) では力のモーメントと軸力が作用しているので、それぞれの力による回転角を求め、重ね合わせを実施する。初めに力のモーメント M_T による回転角を求める。

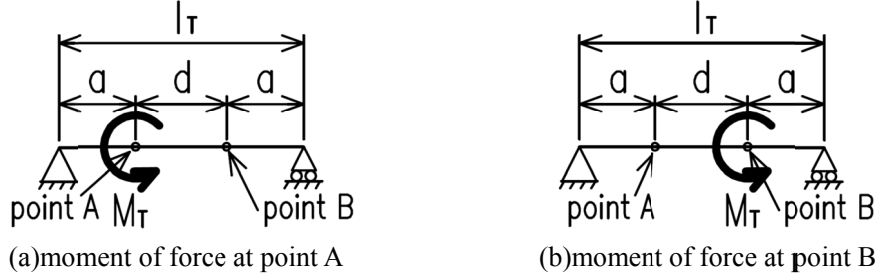


Fig. B.3 Schematic illustration of moment of force in Trans.

Fig. B.3(a)において、A 点に働く力のモーメントによる撓みは(B.8)式で表され、撓みを x で微分すると回転角は(B.9)式で与えられる。

$$y = \frac{M_T l_T x}{6EI_T} \left\{ 1 - \frac{3(d+a)^2}{l_T^2} - \frac{x^2}{l_T^2} \right\} \quad (\text{B.8})$$

$$\dot{y} = \theta = \frac{M_T l_T}{6EI_T} \left\{ 1 - \frac{3(d+a)^2}{l_T^2} - \frac{3x^2}{l_T^2} \right\} \quad (\text{B.9})$$

同様に、Fig. B.3(b)において、B 点に働く力のモーメントによる撓みと回転角は(B.10), (B.11) 式で与えられる。

$$y = \frac{M_T l_T x}{6EI_T} \left\{ 1 - \frac{3a^2}{l_T^2} - \frac{x^2}{l_T^2} \right\} \quad (\text{B.10})$$

$$\dot{y} = \theta = \frac{M_T l_T}{6EI_T} \left\{ 1 - \frac{3a^2}{l_T^2} - \frac{3x^2}{l_T^2} \right\} \quad (\text{B.11})$$

(B.9)式と(B.11)式を足して、 $x=a$ を代入し、(B.12)式から a を置き換えると、力のモーメントによる A 点の回転角が(B.13)式で与えられる。

$$a = \frac{l_T - d}{2} \quad (\text{B.12})$$

$$\theta_{M_T} = \frac{-l_T^2 + 3l_T d - 3d^2}{6EI_T l_T} M_T \quad (\text{B.13})$$

次に、軸力 F による回転角を求める。

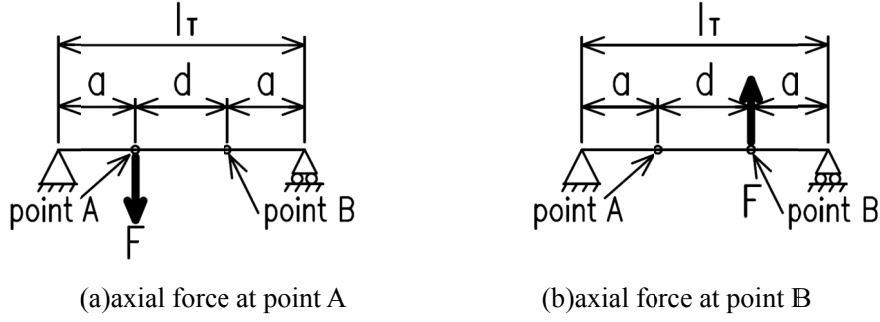


Fig. B.4 Schematic illustration of axial force in Trans.

Fig. B.4(a)において、A 点に働く軸力による撓みと回転角は(B.14), (B.15)式で与えられる.

$$y = \frac{Fl_T(d+a)x}{6EI_T} \left\{ 1 - \frac{(d+a)^2}{l_T^2} - \frac{x^2}{l_T^2} \right\} \quad (\text{B.14})$$

$$\dot{y} = \theta = \frac{Fl_T(d+a)}{6EI_T} \left\{ 1 - \frac{(d+a)^2}{l_T^2} - \frac{3x^2}{l_T^2} \right\} \quad (\text{B.15})$$

同様に、Fig. B.4(b)において、B 点に働く軸力による撓みと回転角は(B.16), (B.17)式で与えられる.

$$y = \frac{-Fl_T ax}{6EI_T} \left(1 - \frac{a^2}{l_T^2} - \frac{x^2}{l_T^2} \right) \quad (\text{B.16})$$

$$\dot{y} = \theta = \frac{-Fl_T a}{6EI_T} \left(1 - \frac{a^2}{l_T^2} - \frac{3x^2}{l_T^2} \right) \quad (\text{B.17})$$

(B.15)式と(B.17)式を足して、 $x=a$ を代入し、(B.12)式から a を置き換えると、軸力による A 点の回転角が(B.18)式で与えられる.

$$\theta_F = \frac{-l_T^2 d + 3l_T d^2 - 2d^3}{12EI_T l_T} F \quad (\text{B.18})$$

(B.19)式のように、力のモーメントによる回転角と軸力による回転角を足すことで、A 点におけるトランスの回転角 θ_T は(B.20)式で与えられる.

$$\theta_T = \theta_{M_T} + \theta_F \quad (\text{B.19})$$

$$\theta_T = \frac{(-l_T^2 d + 3l_T d^2 - 2d^3)F + 2(-l_T^2 + 3l_T d - 3d^2)M_T}{12EI_T l_T} \quad (\text{B.20})$$

A 点における連続性より $\theta_L = \theta_T$ と $M_L = -M_T$ という条件が成立する必要があるので、(B.7)式と(B.20)式より、A 点に働く力のモーメント M_L と $-M_T$ は(B.21)式で与えられる。

$$M_L = -M_T = \frac{(l_T^2 d - 3l_T d^2 + 2d^3)F}{4l_L l_T \left(\frac{I_T}{I_L} \right) - (-2l_T^2 + 6l_T d - 6d^2)} \quad (\text{B.21})$$

A.2 ロンジ・トランス接合部におけるロンジの応力影響係数の導出

ロンジモデル Fig. B.1(1)の A 点における曲げモーメントを M_{bL} とすると、ロンジに生じる最大・最小応力は(B.22)式となる。

$$\sigma_L = \frac{F}{A_L} \pm \frac{M_{bL}}{Z_L} \quad (\text{B.22})$$

応力影響係数の定義より、 $k_L = \sigma_L / (F/A_L)$ であるので、

$$k_L = 1 \pm \frac{A_L M_{bL}}{F Z_L} \quad (\text{B.23})$$

ロンジモデルでは $M_{bL} = M_L$ となるので、(B.21)式を(B.23)式に代入し、断面積 A 、断面二次モーメント I 、断面係数 Z を置き換えると、ロンジの応力影響係数が(B.24)～(B.26)式の様になる。 $k_{L_outside}$ の第 2 項の符号が(-)である理由は、曲げ応力が圧縮側(-)であるためであり、 k_{L_inside} はその逆となるので符号は(+)となっている。

$$k_{L_outside} = 1 - 3 \frac{d}{t_L} C_p \quad (\text{B.24})$$

$$k_{L_inside} = 1 + 3 \frac{d}{t_L} C_p \quad (\text{B.25})$$

$$C_p = \left(1 + \frac{2 \left(\frac{l_L}{l_T} \right) \left(\frac{t_T}{t_L} \right)^3 + \left(\frac{d}{l_T} \right)^2}{2 \left(\frac{d}{l_T} \right)^2 - 3 \left(\frac{d}{l_T} \right) + 1} \right)^{-1} \quad (\text{B.26})$$

A.3 ロンジ・トランス接合部におけるトランスの応力影響係数の導出

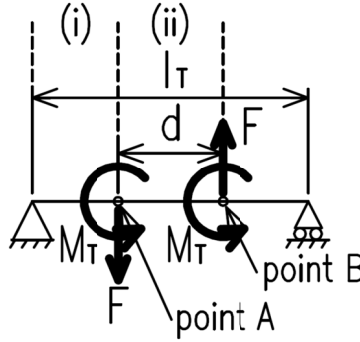


Fig. B.5 Moment of force and concentrated load in Trans.

トランスモデル Fig. B.1(2)の A 点における曲げモーメントを求めるために, Fig. B.5 に示す 2 つの範囲毎に式を導出する.

まず(i)の範囲において, 曲げモーメントに影響を及ぼすのは A 点における力のモーメント M_T と集中荷重 $-F$, B 点に作用する力のモーメント M_T , 集中荷重 F の 4 つなので, (B.27) 式に示すように曲げモーメントは 4 つの項から成立する.

$$M_i = -\frac{M_T x}{l_T} - \frac{(l_T + d)F}{2l_T} x - \frac{M_T x}{l_T} + \frac{(l_T - d)F}{2l_T} x \quad (\text{B.27})$$

A 点の座標として $x = (l_T - d) / 2$ を代入して整理すると, A 点におけるトランスの(i)の範囲の曲げモーメント $M_{bT_outside}$ は(B.28)式で与えられる.

$$M_i = M_{bT_outside} = -\frac{(l_T - d)(Fd + 2M_T)}{2l_T} \quad (\text{B.28})$$

次に, (ii)の範囲においても同様に曲げモーメントは(B.29)式で与えられる.

$$M_{ii} = M_T \left(1 - \frac{x}{l_T} \right) - \frac{(l_T - d)(l_T - x)}{2l_T} F - \frac{M_T x}{l_T} + \frac{(l_T - d)F}{2l_T} x \quad (\text{B.29})$$

A 点の座標として $x = (l_T - d) / 2$ を代入して整理すると, A 点におけるトランスの(ii)の範囲の曲げモーメント M_{bT_inside} は(B.30)式で与えられる.

$$M_{ii} = M_{bT_inside} = \frac{2dM_T - dl_T F + Fd^2}{2l_T} \quad (\text{B.30})$$

以上より, トランスにおける A 点の曲げモーメントが求まった.

次に, トランス応力は(B.31)式となる.

$$\sigma_T = \pm \frac{M_{bT}}{Z_T} \quad (\text{B.31})$$

応力影響係数の定義より， $k_T = \sigma_T / (F/A_L)$ であるので，

$$k_T = \pm \frac{A_L M_{bT}}{F Z_T} \quad (\text{B.32})$$

M_{bT} に(B.28)，(B.30)式を代入すると，トランスの応力影響係数が(B.33)～(B.34)式のように求まる．

$$k_{T_outside} = \pm \frac{3t_L d \left\{ (1 - C_p) \frac{d}{l_T} - 1 + C_p \right\}}{t_T^2} \quad (\text{B.33})$$

$$k_{T_inside} = \pm \frac{3t_L d \left\{ (1 - C_p) \frac{d}{l_T} - 1 \right\}}{t_T^2} \quad (\text{B.34})$$

付録 C.

ナックル角 α 算出式の導出

Fig. C.1 に示すナックルモデルにおいて、ナックル角 α を算出する式の導出を行う。

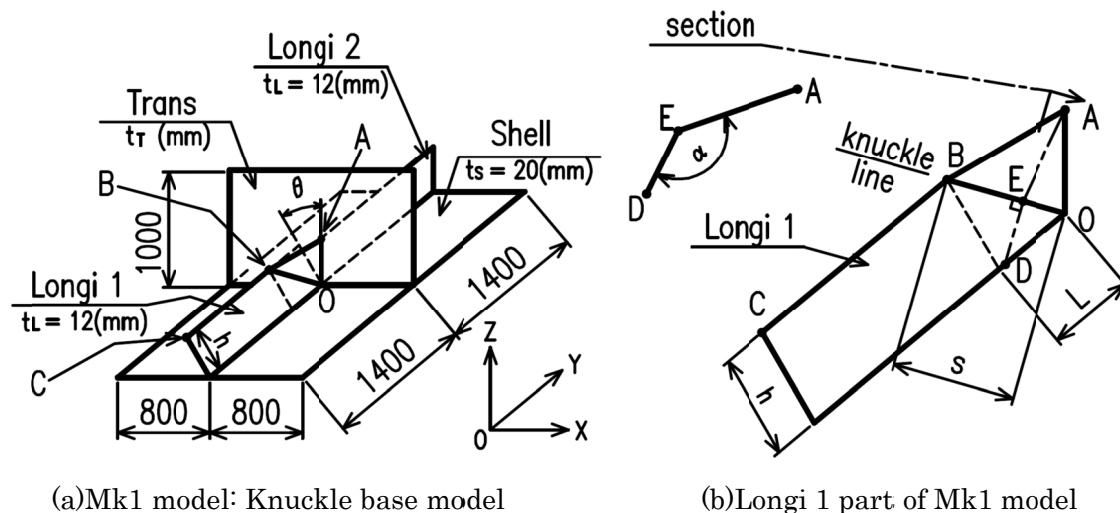
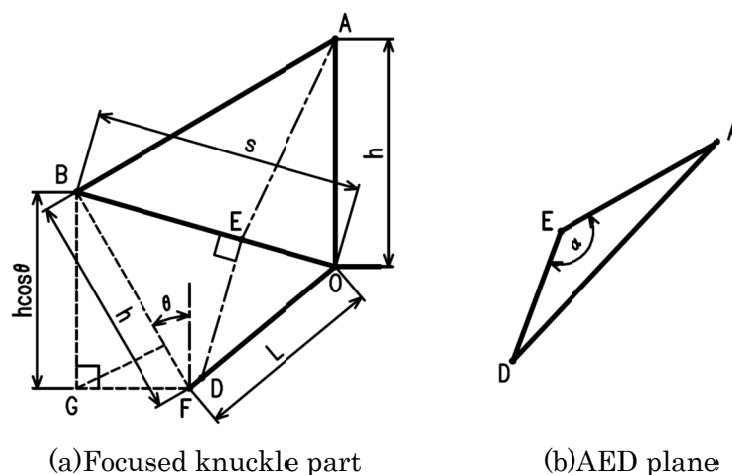


Fig. C.1 Mk1 model: Knuckle model.

ナックル部の拡大図と，ナックル角を含む平面，ナックル構造を構成する 2 つの平面と
 そのもう一つの平面を Fig. C.2 に示す.

算出式導出の流れは、初めに Fig. C.2(c)~(e)から各辺の長さを求めた後、Fig. C.2(b)において余弦定理を用いてナックル角 α を求める



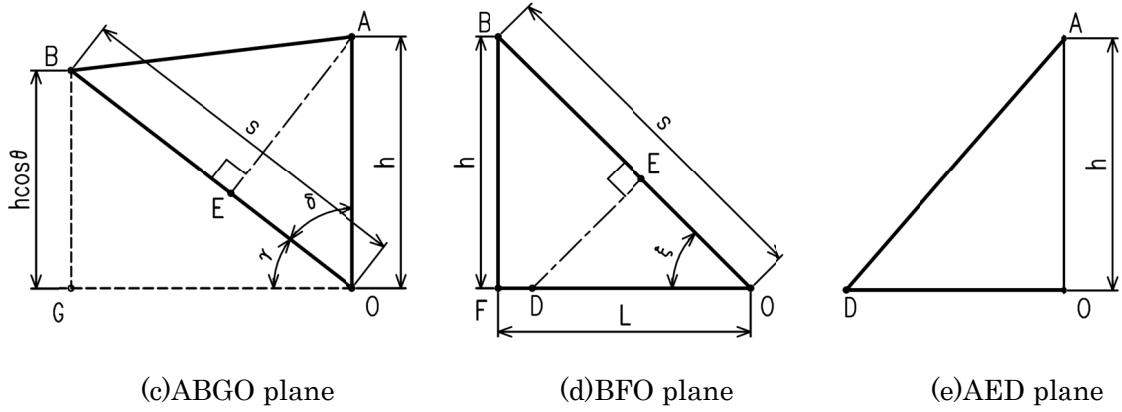


Fig. C.2 Knuckle part of Mk1 model.

A.1.1 AE の長さ

AE の長さを求める． Fig. C.2(c)にて， $\sin \gamma$ は次式で与えられる．

$$\sin \gamma = \frac{h \cos \theta}{s} \quad (\text{C.1})$$

Fig. C.2(d)より OB の長さは，

$$s = \sqrt{h^2 + L^2} \quad (\text{C.2})$$

したがって，次式が与えられる．

$$\gamma = \sin^{-1} \frac{h \cos \theta}{\sqrt{h^2 + L^2}} \quad (\text{C.3})$$

次に $\angle BOG$ は，次式で表されるので，

$$\delta = \frac{\pi}{2} - \gamma \quad (\text{C.4})$$

(C.3)式を代入して，

$$\delta = \frac{\pi}{2} - \sin^{-1} \frac{h \cos \theta}{\sqrt{h^2 + L^2}} \quad (\text{C.5})$$

したがって，AE の長さは次式で与えられる．

$$\overline{AE} = h \sin \delta \quad (\text{C.6})$$

また，OE の長さは

$$\overline{OE} = h \cos \delta \quad (\text{C.7})$$

A.1.2 DE の長さ

次に，DE の長さを求める．Fig. C.2(d)にて， $\tan \xi$ は次式で与えられる．

$$\tan \xi = \frac{\overline{DE}}{\overline{OE}} \quad (\text{C.8})$$

したがって，

$$\overline{DE} = \overline{OE} \tan \xi \quad (\text{C.9})$$

(C.7)式を代入して，DE の長さが次式で与えられる．

$$\overline{DE} = h \cos \delta \tan \xi \quad (\text{C.10})$$

また，OD の長さは，

$$\overline{OD} = \frac{\overline{OE}}{\cos \xi} \quad (\text{C.11})$$

(C.7)式を代入して，

$$\overline{OD} = \frac{h \cos \delta}{\cos \xi} \quad (\text{C.12})$$

また， $\angle BOF$ は次式で表される．

$$\xi = \tan^{-1} \frac{h}{L} \quad (\text{C.13})$$

A.1.3 AD の長さ

最後に，AD の長さを求める．Fig. C.2(e)にて，

$$\overline{AD} = \sqrt{h^2 + \overline{OD}^2} \quad (\text{C.14})$$

(C.12)式を代入して整理すると，AD の長さは次式で与えられる．

$$\overline{AD} = h \sqrt{1 + \frac{\cos^2 \delta}{\cos^2 \xi}} \quad (\text{C.15})$$

A.1.4 ナックル角 α

以上より，Fig. C.2(b)の各辺の長さが求められたので，余弦定理より，

$$\overline{AD}^2 = \overline{AE}^2 + \overline{DE}^2 - 2\overline{AE}\overline{DE}\cos\alpha \quad (\text{C.16})$$

各辺の長さを代入して展開すると，ナックル角 α は(C.17)式で与えられる．

$$\alpha = \cos^{-1} \left(- \frac{1 + \frac{\cos^2 \delta}{\cos^2 \xi} - \sin^2 \delta - \cos^2 \delta \tan^2 \xi}{2 \sin \delta \cos \delta \tan \xi} \right) \quad (\text{C.17})$$

(C.13)式と(C.5)式より，

$$\xi = \tan^{-1} \frac{h}{L} \quad (\text{C.18})$$

$$\delta = \frac{\pi}{2} - \sin^{-1} \left(\frac{h \cos \theta}{\sqrt{h^2 + L^2}} \right) \quad (\text{C.19})$$