

卒業論文

高張力鋼を適応した
移動式クレーンの座屈強度設計
p.1~p.55 完

平成 24 年 2 月 3 日提出
指導教員 酒井 信介 教授
100188 小林 裕之

目次

第 1 章	序論	7
1.1.	研究の背景および目的	7
1.2.	本論文の構成	8
第 2 章	構造規格の検討	9
2.1	緒 言	9
2.2	許容座屈応力	10
2.2.1.	細長比の定義 ^[6]	10
2.2.2.	座屈係数 ω の導入 ^{[6], [7]}	10
2.2.3.	構造規格における許容座屈応力の算出方法 ^[7]	12
2.3.	弾性座屈	14
2.3.1.	オイラー座屈 ^{[8], [9]}	14
2.4.	弾塑性座屈	15
2.4.1.	jezek の理論解 ^[10]	15
2.4.2.	構造規格における弾塑性座屈応力の算出方法 ^{[7], [10], [11]}	17
2.4.3.	各種断面における弾塑性座屈応力	21
2.4.4.	ボックス型断面における板厚と弾塑性座屈応力	25
第 3 章	有限要素法による座屈解析	28
3.1	緒 言	28
3.2	壁面座屈	29
3.2.1	カルマンの薄板理論 ^{[8], [9]}	30
3.3	板厚均等ボックス型断面ブームの固有値座屈解析	32
3.3.1	解析モデル, 解析条件	32
3.3.2	解析結果	33
3.3.3.	拘束条件の検討	34
3.3.4	弾性座屈に関する考察	36
3.3.5	壁面座屈に関する考察	37
3.3.6	構造規格との比較	39
3.4	板厚を変化させたブームの固有値座屈解析	41
3.4.1	下面の板厚を変化させたブームの固有値座屈解析	41
3.4.2	下面と上面の板厚を変化させたブームの固有値座屈解析	44
3.4.3	考察	47
3.5	補剛材を用いたブームの固有値座屈解析	48

3.5.1 解析モデル, 解析条件.....	48
3.5.2 解析結果.....	50
第4章 結論	52
4.1 本研究における結論.....	52
4.2 今後の課題.....	52
参考文献.....	53
謝辞.....	54

図目次

図 2.1	柱のたわみのモデル.	15
図 2.2	柱の断面図.	16
図 2.3	構造規格で想定されている T 型断面図.	18
図 2.4	塑性域が内円に達する場合の円筒断面図.	19
図 2.5	塑性域が内円に達しない場合の円筒断面図.	19
図 2.6	板厚均等ボックス型断面図.	22
図 2.7	細長比 50 の場合における各種断面の弾塑性応力値.	24
図 2.8	細長比 100 の場合における各種断面の弾塑性応力値.	24
図 2.9	板厚均等でないボックス型断面図.	26
図 2.10	圧縮側と引張側の板厚を変えた際の弾塑性座屈応力.	27
図 3.1	壁面座屈の変形図.	29
図 3.2	壁面座屈における腹の断面図.	30
図 3.3	解析モデル(節点数 9680).	32
図 3.4	$b=500\text{ mm}$, $t=10\text{ mm}$ のブームにおける座屈荷重値.	33
図 3.5	オイラー座屈の変形図.	34
図 3.6	拘束条件①の図.	35
図 3.7	拘束条件②の図.	35
図 3.8	$b=500\text{ mm}$, $t=10\text{ mm}$ のブームで拘束条件を変化させた際の座屈荷重.	36
図 3.9	オイラー座屈の理論値と解析値.	37
図 3.10	壁面座屈の理論値と解析値.	38
図 3.11	断面の 1 辺の長さを変化させた際の壁面座屈荷重値.	39
図 3.12	$b=500\text{ mm}$, $t=10\text{ mm}$ のブームにおける構造規格の値と解析値.	40
図 3.13	$b=500\text{ mm}$, $t=10\text{ mm}$, $t_1=10\text{ mm}$, $t_2=12\text{ mm}$ のブームにおける座屈荷重 値.	41
図 3.14	$b=500\text{ mm}$, $t=10\text{ mm}$, $t_1=10\text{ mm}$, $t_2=12\text{ mm}$ のブームの変形を横から見 た図.	42
図 3.15	下面板厚を変化させたボックス型断面の図.	43
図 3.16	下面板厚を変えた場合の壁面座屈荷重値.	43
図 3.17	$b=500\text{ mm}$, $t=10\text{ mm}$, $t_1=8\text{ mm}$, $t_2=12\text{ mm}$ のブームにおける座屈荷重値.	44
図 3.18	$b=500\text{ mm}$, $t=10\text{ mm}$, $t_1=8\text{ mm}$, $t_2=12\text{ mm}$ のブームの変形を横から見た	

図.		45
図 3.19	下面と上面板厚を変化させたボックス型断面の図.	46
図 3.20	下面と上面の板厚を変えた際の壁面座屈荷重値.	46
図 3.21	補剛材を用いたブームモデルの断面図.	48
図 3.22	解析モデル(節点数 50544).	49
図 3.23	$s=u$ の補剛材を用いたブームモデルにおける座屈荷重値.	50
図 3.24	断面積 200mm^2 の補剛材を使用したブームモデルにおける座屈荷重値.	51

表目次

表 2-1	ω 表の一例.	11
表 2-2	ω 表に使用される材料定数.	12
表 2-3	HT100 の材料定数 ^[12] .	25
表 3-1	解析条件表.	33
表 3-2	解析条件表.	49

第1章 序論

1.1. 研究の背景および目的

近年、移動式クレーンのブーム部分における鋼材として高張力鋼（ハイテン材）が多く用いられるようになってきた。しかし、クレーン構造規格制定当時はブームにおいて高張力鋼がそれほど使用されていなかった。そのため、高張力鋼の使用が想定されていない構造規格が作成された。実際の設計では構造規格はほとんど利用されておらず、各社が独自のノウハウによって設計を行っている。最終的な製品は構造規格に適合していなければならないが、ここで使用されている構造規格では高張力鋼の使用が想定されていないという問題がある。

高張力鋼とは、鋼に微量の合金元素を添加するか熱処理を行うことで良好な溶接性を有し、かつ延性やじん性の低下を防ぎながら耐力および引張強さを高めた鋼材であり、一般に降伏強さ(耐力)約 294MPa(30kgf/mm²)以上、引張強さ約 490MPa(50kgf/mm²)以上で、溶接性、低温じん性、耐候性ならびに加工性に優れた鋼の総称である^[1]。高張力鋼は 1930 年ころから諸外国で開発されるようになり、我が国でも 1951 年に 50 キロ鋼の研究が始まった^[2]。

現在、産業の様々な分野で高張力鋼が使用されている。自動車の分野では、近年ボディにおける高張力鋼の使用率が増加している^{[3],[4],[5]}。高張力鋼の使用によって車体の軽量化が進み燃費向上、環境負荷低減等のメリットがある一方で、コストや腐食、遅れ破壊、成形性の低下等の問題も存在している^{[3],[4],[5]}。

クレーンの分野では、ブーム部分に高張力鋼を適応することで、ブームは弾塑性座屈に対して強くなり、板厚を薄くし、軽量化が可能になった。一方で、板厚を薄くすることにより、分厚いブームではそれほど問題とならなかった壁面座屈(局部座屈の一種)が起こるようになった。しかし、現在の構造規格ではこの壁面座屈に対する記述がないため、構造規格における許容応力が過小評価されている可能性がある。したがって、局部座屈によってクレーン事故が生じる危険性がある。

本研究では、ボックス型断面形状である移動式クレーンのブームに高張力鋼を適応した際の座屈強度設計を行う。まず、現在のクレーン構造規格の調査・検討をおこなうことで構造規格の問題点を浮き彫りにする。その後、有限要素法による解析を通して、高張力鋼を適応したボックス型断面のブームに圧縮荷重をかけた際の座屈現象について理解する。

1.2. 本論文の構成

第 1 章では本研究の背景と目的を述べた.

第 2 章ではクレーン構造規格の調査・検討を行い, ブームに高張力鋼を用いた場合の問題点を整理する.

第 3 章では有限要素法により座屈解析を行い, 各種パラメータ(板厚やブーム長等)を変化させた場合における座屈現象を理解する.

最後に, 第 4 章として本研究のまとめを行った.

第2章 構造規格の検討

2.1 緒 言

クレーン構造規格^[7]について調査・検討を行い，ボックス型断面形状である移動式クレーンのブームに高張力鋼を適応した場合における問題点を整理する．

本章では，構造規格の中でも許容座屈応力の算出方法の部分に焦点を当てる．その中で出てくる弾性座屈および弾塑性座屈について調査・検討を行う．

弾塑性座屈応力を求める際に用いる **jezek** の理論解について順を追って説明する．その後，様々な断面について **jezek** の理論解により弾塑性座屈応力の計算を行い，考察を行う．

2.2 許容座屈応力

クレーンのブームにおける許容座屈応力は、断面形状や材料定数などによって規定されている。そこで重要になる細長比・座屈係数という定数の説明を行った後、構造規格における許容座屈応力の算出方法を述べる。

2.2.1. 細長比の定義^[6]

クレーンのブームにおける座屈現象を論じる際に、細長比という無次元数が重要になる。細長比とは、部材がどれだけ細長いかを示す値であり、部材が細長いほど、細長比は大きくなる。細長比は次の式によって定義される。

$$\lambda = \frac{l_k}{k} \quad (2.1)$$

ここで、 λ は細長比、 l_k は有効座屈長さ、 k は座屈軸についての最小回転半径である。有効座屈長さは、一般に端部の拘束条件によって異なるが、ボックス型クレーンを扱う際には部材長として計算する。また、座屈軸についての最小回転半径とは、ボックス型クレーンを扱う際には断面 2 次半径と同義であり、次式によって定義される。

$$k = \sqrt{\frac{I}{A}} \quad (2.2)$$

ここで、 I は断面 2 次モーメントであり、 A は断面積である。

2.2.2. 座屈係数 ω の導入^{[6], [7]}

現在のクレーン構造規格では細長比が 20 以上のブームを考える際に、圧縮材の細長比による抵抗力の減少を座屈係数 ω として表し、圧縮力を割り増して計算を行っている(詳細については 2.2.3 で述べる)。この ω は計算でも求めることができるが煩雑である。そのため、一般には構造規格に規定された ω 表を用いる。表 2.1 に ω 表の一例を示す。

表 2-1 ω 表の一例^[6].

(降伏点又は耐力が, 575 N/mm²を超え 620 N/mm²以下の鋼材に適用)

λ	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
20	1.01	1.01	1.02	1.03	1.03	1.04	1.05	1.06	1.06	1.07
	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.01
30	1.08	1.09	1.10	1.11	1.12	1.13	1.14	1.16	1.17	1.18
	1.01	1.02	1.03	1.04	1.04	1.05	1.06	1.07	1.08	1.09
40	1.20	1.21	1.22	1.24	1.26	1.27	1.29	1.31	1.33	1.35
	1.10	1.11	1.12	1.14	1.15	1.16	1.18	1.19	1.21	1.23
50	1.37	1.39	1.41	1.43	1.46	1.48	1.51	1.53	1.56	1.59
	1.24	1.26	1.28	1.30	1.32	1.34	1.39	1.44	1.49	1.54
60	1.61	1.64	1.70	1.75	1.81	1.87	1.93	1.98	2.04	2.10
	1.59									
70	2.17	2.23	2.29	2.36	2.42	2.49	2.55	2.62	2.69	2.76
80	2.83	2.90	2.97	3.04	3.12	3.19	3.27	3.35	3.42	3.50
90	3.58	3.66	3.74	3.82	3.91	3.99	4.07	4.16	4.24	4.33
100	4.42	4.51	4.60	4.69	4.78	4.87	4.97	5.06	5.15	5.25
110	5.35	5.45	5.54	5.64	5.74	5.84	5.95	6.05	6.15	6.26
120	6.36	6.47	6.58	6.69	6.80	6.91	7.02	7.13	7.24	7.35
130	7.47	7.58	7.70	7.82	7.94	8.05	8.17	8.30	8.42	8.54
140	8.66	8.79	8.91	9.04	9.16	9.29	9.42	9.55	9.68	9.81
150	9.94	10.08	10.21	10.35	10.48	10.62	10.76	10.89	11.03	11.17
160	11.31	11.46	11.60	11.74	11.89	12.03	12.18	12.33	12.47	12.62
170	12.77	12.92	13.07	13.23	13.38	13.53	13.69	13.85	14.00	14.16
180	14.32	14.48	14.64	14.80	14.96	15.13	15.29	15.45	15.62	15.79
190	15.95	16.12	16.29	16.46	16.63	16.81	16.98	17.15	17.33	17.50
200	17.68									

備考 上下 2 段に示されている場合, 下段の数値は直径と板厚との比が 6 以下の円筒材の座屈係数を, 上段の数値はそれ以外の鋼材の座屈係数を表す。

構造規格では鋼材の降伏点によって表 2.1 のような 7 つの ω 表が規定されている. 降伏点の範囲, ω 表の計算に用いた値, 想定される主要部材をまとめると表 2.2 になる.

表 2-2 ω 表に使用される材料定数^[6].

対象とする鋼材の 降伏点の範囲	ω 表の計算に用いた値		想定される主要な鋼材
	降伏点	引張強さ	
$\sigma_Y \leq 245$	245	400	SS400, SM400, STK400, STKM13A
$245 < \sigma_Y \leq 325$	325	490	SM490, STKM13B, STKM18A
$325 < \sigma_Y \leq 365$	365	520	SM520
$365 < \sigma_Y \leq 460$	460	570	SM570
$460 < \sigma_Y \leq 575$	575	690	690 N/mm ² 級高張力鋼
$575 < \sigma_Y \leq 620$	620	745	
$620 < \sigma_Y \leq 685$	685	780	780 N/mm ² 級高張力鋼

表 2.2 から分かるように、鋼材の降伏点が 685MPa を超える高張力鋼に対しては ω 表が存在しない。そのため、細長比が 20 以上のブームを設計する際に許容座屈応力の計算が煩雑になる。

2.2.3. 構造規格における許容座屈応力の算出方法^[7]

構造規格における許容座屈応力は材料定数、断面形状、細長比によって決まる。その算出方法は、細長比が 20 未満の場合と、20 以上の場合で異なる。細長比が 20 未満の場合は座屈の影響を考慮しないような規格になっているが、細長比が 20 以上の場合は座屈の影響を考慮した規格となっている。細長比が 20 未満の場合の許容座屈応力の式は次のようになる。

$$\sigma_k = \frac{\text{MIN}\left(\frac{\sigma_Y}{1.5}, \frac{\sigma_B}{1.8}\right)}{1.15} \quad (2.3)$$

ここで、 σ_k は許容座屈応力、 σ_Y は材料の降伏点、 σ_B は材料の引張強さであり、1.5, 1.8, 1.15 という数字は安全係数である。この式から分かるように、細長比が 20 未満の場合の許容座屈応力は鋼材の材料定数のみで規定されている。一方、細長比が 20 以上の場合の許容座屈応力の式は次のようになる。

$$\sigma_k = \text{MIN}\left(\frac{\sigma_{ki}}{2.5}, \frac{\sigma_{kr}}{1.5}\right) = \frac{\text{MIN}\left(\frac{\sigma_Y}{1.5}, \frac{\sigma_B}{1.8}\right)}{1.15\omega} \quad (2.4)$$

ここで、 σ_{ki} は弾性座屈応力、 σ_{kr} は弾塑性座屈応力であり、この 2 つの座屈応力より許容座屈応力が規定されている。しかし、弾塑性座屈応力を求める際の計算式が煩雑であるため、式(2.3)における許容座屈応力を 2.2.2 節で述べた座屈係数 ω で除した値が許容座屈応力として規定されている。したがって、式(2.4)より座屈係数 ω は次のように記述できる。

$$\omega = \frac{\text{MIN}\left(\frac{\sigma_Y}{1.5}, \frac{\sigma_B}{1.8}\right)}{1.15 \text{MIN}\left(\frac{\sigma_{ki}}{2.5}, \frac{\sigma_{kr}}{1.5}\right)} \quad (2.5)$$

この式によって求められた ω が構造規格の中で ω 表として規定される。しかし、先述したように鋼材の降伏点が **685MPa** を超える高張力鋼に対しては ω 表が存在しない。したがって、煩雑な計算により弾塑性座屈応力を求めなければならない。

2.3. 弾性座屈

2.2 節で示したように，クレーンにおけるブームの許容座屈係数は弾性座屈応力と弾塑性座屈応力によって規定される．ここでは弾性座屈応力について説明する．弾性座屈応力とはオイラー座屈における座屈応力であり，細長比とヤング率によって算出される．

2.3.1. オイラー座屈^{[8], [9]}

細長比の大きな柱に圧縮力を加えていくと柱は一様に縮む変形をするが，ある荷重に達すると急激に不安定になり大きなたわみが生じる．このときの荷重は曲げの基礎方程式から導くことができ，以下に示すオイラーの理論公式といわれる．

$$\sigma_{ki} = \frac{n^2 \pi^2 E}{\lambda^2} \quad (2.6)$$

ここで， n^2 は末端条件係数と呼ばれ，両端支持の場合は $n^2=1$ ，両端固定の場合は $n^2=4$ となる．クレーン構造規格ではブームの拘束条件は両端支持とされているため $n^2=1$ として計算されている．したがって，弾性座屈応力は次式で計算される．

$$\sigma_{ki} = \frac{\pi^2 E}{\lambda^2} \quad (2.7)$$

2.4. 弾塑性座屈

クレーンにおけるブームの許容座屈係数は弾性座屈応力と弾塑性座屈応力によって規定されており，2.3 節では弾性座屈応力について説明した．ここでは他方の弾塑性座屈応力について説明する．弾塑性座屈応力は **jezek** の理論解によって計算されるが，その導出過程は煩雑であり，順を追って説明する．

次に，構造規格における弾塑性座屈応力の算出方法を述べ，さらに円筒断面・T 型断面・ボックス型断面における弾塑性座屈応力を **jezek** の理論解より算出し，考察を行う．

2.4.1. jezek の理論解^[10]

一定断面の柱に作用点が柱の中心軸より偏心している圧縮力をかけていくと，柱の中央が降伏して圧縮側の断面の一部分に塑性域が出現する．**Jezek** の理論解によりその弾塑性座屈荷重を求めることができる．前提として，柱の材料は弾完全塑性体とし，圧柱のたわみ曲線(座屈形状)は正弦曲線とする．

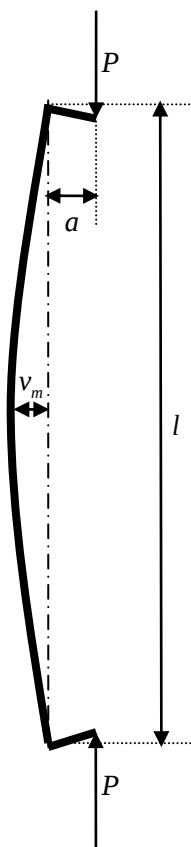


図 2.1 柱のたわみのモデル．

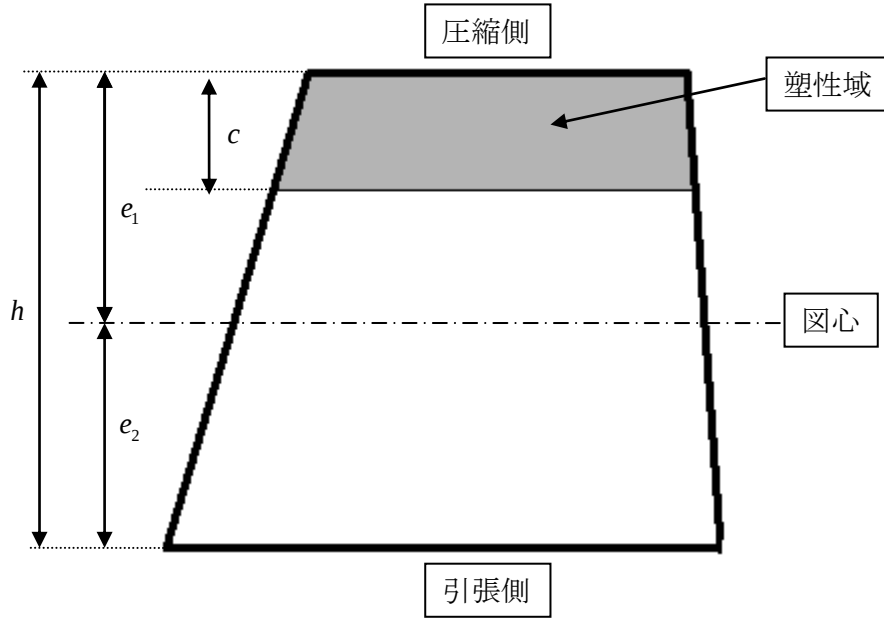


図 2.2 柱の断面図.

ここで、 P は圧縮力、 l は柱の長さ、 a は荷重の偏心量、 v_m は柱の中央のたわみ、 e_1 は図心から圧縮側最外部までの距離、 e_2 は図心から引張側最外部までの距離、 h は圧縮側最外部から引張側最外部までの距離、 c は塑性域の幅である。

柱の中央における曲率半径とひずみの関係式、圧縮力のつり合い式、モーメントのつり合い式は次のようになる。

$$\frac{1}{\rho_m} = -v_m \frac{\pi^2}{l^2} = -\frac{\varepsilon_e}{\mu} = -\frac{\sigma_e}{E\mu} \quad (2.8)$$

$$P = \int_A \sigma dA = A\sigma_e - \int_{A_2} \sigma_x dA \quad (2.9)$$

$$M_m + Pe_2 = \sigma_e Ae_2 - \frac{\sigma_e}{\mu} \int_{A_2} (h - c - x) dA \quad (2.10)$$

ここで x は弾・塑性の境界線から断面内の位置までの距離、 ρ_m は中心線の柱の中央における曲率半径、 ε_e は降伏ひずみ、 σ_e は降伏点、 σ_x は降伏点と位置 x における応力の差、 μ は中立軸から弾・塑性の境界線までの距離、 M_m は柱の中央における曲げモーメント、 A は全断面(あるいはその面積)、 A_2 は断面のうちの弾性部分である。式(2.8)(2.9)(2.10)より、次の式を導くことができる。

$$\lambda^2 = \frac{\pi^2 E}{I \sigma_m} \left[I - I_1 - \frac{m Z_1 \sigma_m}{\sigma_e - \sigma_m} (e_1 - c) - S_1 \left\{ e_1 - c + \frac{m Z_1 \sigma_m}{A(\sigma_e - \sigma_m)} \right\} \right] \quad (2.11)$$

ここで I は全断面の断面 2 次モーメント, σ_m は断面全体の平均圧縮応力 ($\sigma_m = P/A$), I_1 は塑性部分の, 弾・塑性の境界線まわりの断面 2 次モーメント, S_1 は塑性部分の, 弾・塑性の境界線まわりの断面 1 次モーメント, m は荷重の偏心量 a と図心から核までの距離 k_z の比, $m = a/k_z = aA/Z_1$, である.

また, 座屈限界では塑性域の範囲 c が不定になるので, λ^2 が c に対して極値をとるときに座屈が起こる. このときの式は次のようになる.

$$\frac{\pi^2 E}{I \sigma_m} \left\{ -\frac{\partial I_1}{\partial c} + \frac{m Z_1 \sigma_m}{\sigma_e - \sigma_m} - \frac{\partial S_1}{\partial c} (e_1 - c) + S_1 - \frac{m Z_1 \sigma_m}{A(\sigma_e - \sigma_m)} \frac{\partial S_1}{\partial c} \right\} = 0 \quad (2.12)$$

式(2.11), (2.12)より, 様々な断面の弾塑性座屈応力を求めることができる.

2.4.2. 構造規格における弾塑性座屈応力の算出方法^{[7], [10], [11]}

クレーン構造規格では, jezek の理論解によって導かれる T 型断面・円筒断面の方程式を解くことで弾塑性座屈応力を求めている. 当該規格において, 薄肉円筒(管厚が外形の 1/6 以下)以外には T 型断面の方程式が適応され, 薄肉円筒(管厚が外形の 1/6 以下)には円筒断面の方程式が適応されている.

薄肉円筒(管厚が外形の 1/6 以下)以外における方程式は次のようになる.

$$\lambda^2 = \frac{\pi^2 E}{\sigma_{kr}} \left[1 - \frac{m \sigma_{kr}}{\sigma_Y - \sigma_{kr}} + 0.25 \left(\frac{m \sigma_{kr}}{\sigma_Y - \sigma_{kr}} \right)^2 - 0.005 \left(\frac{m \sigma_{kr}}{\sigma_Y - \sigma_{kr}} \right)^3 \right] \quad (2.13)$$

$$m = 2.317 \left(0.05 + \frac{\lambda}{500} \right) \quad (2.14)$$

ここで, σ_{kr} は弾塑性座屈応力であり, σ_Y は材料の降伏点である. この連立方程式を解くことによって弾塑性座屈応力を求めることができる. 式(2.13), (2.14)には図 2.3 に示す断面形状が使用されている.

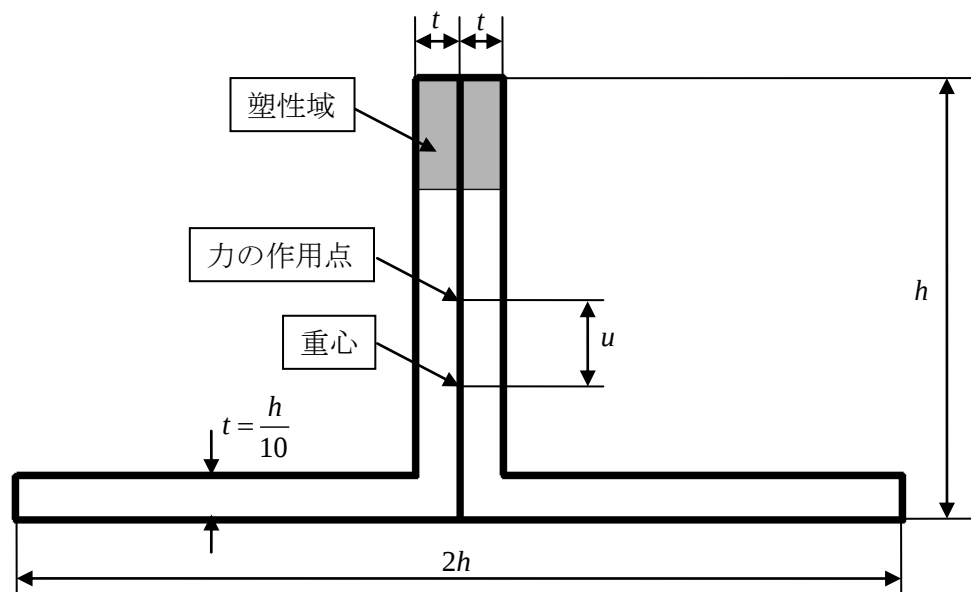


図 2.3 構造規格で想定されている T 型断面図.

ここで， u は力の作用点の偏心量であり，次の関係を前提としている．

$$\frac{u}{i} = 0.05 + \frac{\lambda}{500} \quad (2.15)$$

ここで， i は断面の回転半径である．

次に，薄肉円筒(管厚が外形の $1/6$ 以下)における方程式は塑性域の範囲によって異なり，図 2.4 および図 2.5 のように場合分けされている．

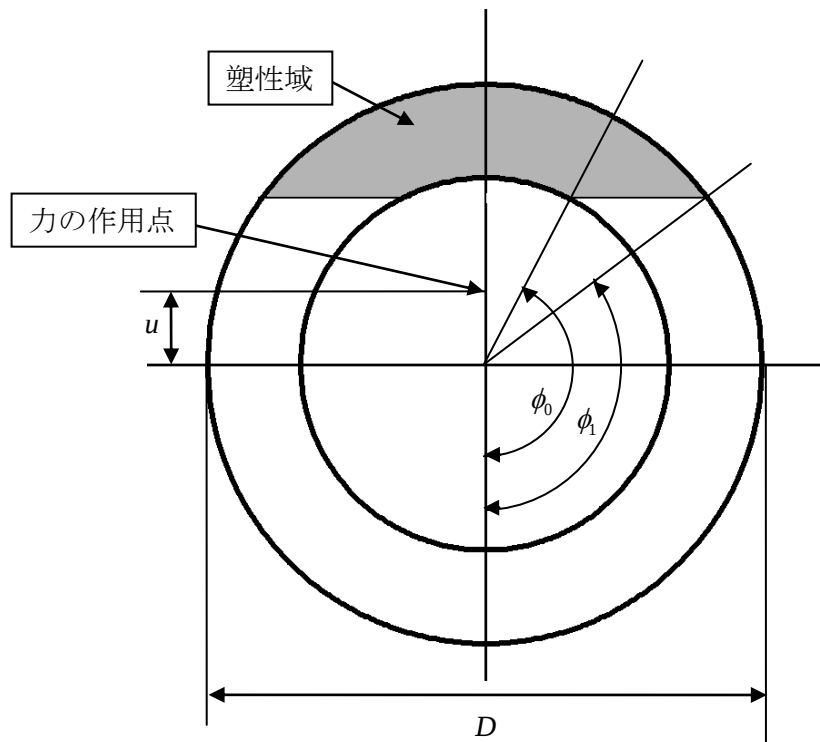


図 2.4 塑性域が内円に達する場合の円筒断面図.

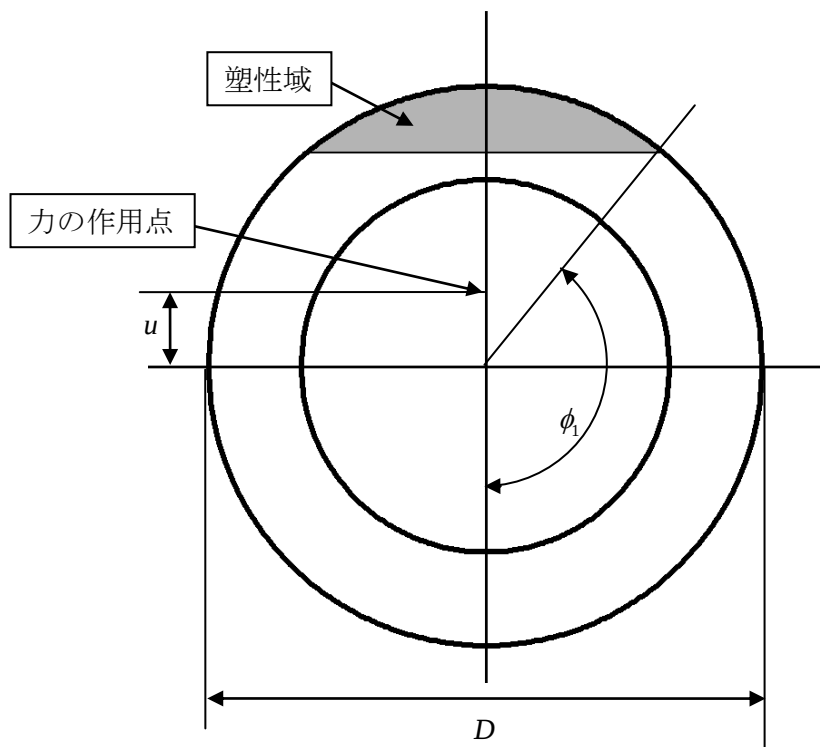


図 2.5 塑性域が内円に達しない場合の円筒断面図.

ここで、 D は外径の直径、 ϕ_0 は塑性範囲が断面の内径に達する点を見込む角度の 2 分の 1、 ϕ_1 は塑性範囲が断面の外形に達する点を見込む角度の 2 分の 1 である。また、力の作用点の偏心量 u は T 型断面のときと同じように式(2.15)を前提としている。

塑性範囲が図 2.4 のようになるとき、弾塑性座屈応力を求める連立方程式は次の式で規定されている。

$$n \frac{\sigma_{kr}}{\sigma_Y - \sigma_{kr}} = \frac{2}{3} \cdot \frac{r^3 \sin^3 \phi_1 - \sin^3 \phi_0}{r^2 (\phi_1 - \cos \phi_1 \sin \phi_1) - (\phi_0 - \cos \phi_0 \sin \phi_0)} \quad (2.16)$$

$$\lambda^2 = \frac{\pi E}{\sigma_{kr} (r^4 - 1)} \left[\begin{aligned} & r^4 \left(\phi_1 - \sin \phi_1 \cos \phi_1 - \frac{2}{3} \cos \phi_1 \sin^3 \phi_1 \right) \\ & - \left(\phi_0 - \sin \phi_0 \cos \phi_0 - \frac{2}{3} \cos \phi_0 \sin^3 \phi_0 \right) \\ & + \frac{4n\sigma_{kr}}{\sigma_Y - \sigma_{kr}} \left\{ r^3 \left(\phi_1 \cos \phi_1 - \sin \phi_1 + \frac{1}{3} \sin^3 \phi_1 \right) \right. \\ & \quad \left. - \left(\phi_0 \cos \phi_0 - \sin \phi_0 + \frac{1}{3} \sin^3 \phi_0 \right) \right\} \end{aligned} \right] \quad (2.17)$$

$$n = \frac{\sqrt{3.25}}{2} \left(0.05 + \frac{\lambda}{500} \right) \quad (2.18)$$

$$\cos \phi_0 = r \cos \phi_1 \quad (2.19)$$

ここで、 r は円筒断面の外形と内径の比であり、1.5 と規定されている。これは弾塑性座屈応力は r が大きいほど小さく求められるので、安全側の値がとられている。

一方、塑性範囲が図 2.5 のようになるとき、弾塑性座屈応力を求める連立方程式は次の式で規定されている。

$$n \frac{\sigma_{kr}}{\sigma_Y - \sigma_{kr}} = \frac{2}{3} \cdot \frac{r^3 \sin^3 \phi_1}{r^2 (\phi_1 - \cos \phi_1 \sin \phi_1) - \pi} \quad (2.20)$$

$$\lambda^2 = \frac{\pi E}{\sigma_{kr} (r^4 - 1)} \left[\begin{aligned} & r^4 \left(\phi_1 - \sin \phi_1 \cos \phi_1 - \frac{2}{3} \cos \phi_1 \sin^3 \phi_1 \right) - \pi \\ & + \frac{4n\sigma_{kr}}{\sigma_Y - \sigma_{kr}} \left\{ r^3 \left(\phi_1 \cos \phi_1 - \sin \phi_1 + \frac{1}{3} \sin^3 \phi_1 \right) - \pi r \cos \phi_1 \right\} \end{aligned} \right] \quad (2.21)$$

$$n = \frac{\sqrt{3.25}}{2} \left(0.05 + \frac{\lambda}{500} \right) \quad (2.22)$$

2.4.3. 各種断面における弾塑性座屈応力

クレーン構造規格において、薄肉円筒断面と T 型断面の弾塑性座屈応力について記述があるが、薄肉円筒以外の断面はすべて T 型断面として計算されている。一般に T 型断面が弾塑性座屈に対して一番不利な形状とされているため、安全サイドの計算となっている。しかし、移動式クレーンの主流であるボックス型断面形状の弾塑性座屈応力を T 型断面として計算した場合、過大評価される可能性がある。そのため、パフォーマンスの低下(具体的には作動範囲の縮小等)の要因になっていると考えられる。ここでは板厚を変化させた場合の円筒断面・T 型断面・ボックス型断面における弾塑性座屈応力を jezek の理論解より算出し考察を行う。

板厚を変化させたときの弾塑性座屈応力を調べるために、各種断面における方程式を jezek の理論解より導出した。

jezek の理論解より T 型断面の方程式を導出すると次のようになる^[10]。

$$\lambda_{kr}^2 = \frac{\pi^2 E}{\sigma_{kr}} \left\{ 1 - \frac{m\sigma_{kr}}{\sigma_Y - \sigma_{kr}} + \frac{Z_1}{4te_1^2} \left(\frac{m\sigma_{kr}}{\sigma_Y - \sigma_{kr}} \right)^2 - \frac{Z_1^2 (6te_1 - A)}{24At^4 e_1^4} \left(\frac{m\sigma_{kr}}{\sigma_Y - \sigma_{kr}} \right)^3 \right\} \quad (2.23)$$

$$m = \frac{e_1}{i} \left(0.05 + \frac{\lambda}{500} \right) \quad (2.24)$$

ただし、それぞれの定数は次のように計算される。

$$A = 2h^2 - 2(h-t)^2 \quad (2.25)$$

$$e_1 = \frac{h^3 - (h-t)^3}{2h^2 - 2(h-t)^2} \quad (2.26)$$

$$Z_1 = \frac{\frac{1}{6}h^4 - \frac{1}{6}(h-t)^4 + 2h^2 \left(e_1 - \frac{1}{2}h \right)^2 - 2(h-t)^2 \left(e_1 - \frac{h-t}{2} \right)^2}{e_1} \quad (2.27)$$

$$i = \sqrt{\frac{Z_1 e_1}{A}} \quad (2.28)$$

構造規格と同様に、 $m\sigma_{kr}/(\sigma_Y - \sigma_{kr})$ の 4 次以下の項は微小とし無視した。式(2.23)、(2.24)は、図 2.3 のように $h=10t$ とすれば、構造規格の式(2.13)、(2.14)と一致する。ま

た h, t を変数とすることで様々な板厚についての弾塑性座屈応力を求めることができる。

円筒断面については、高張力鋼の使用によって断面を薄くした場合、塑性域が図 2.4 のようになる。したがって、式(2.16)～(2.19)を用いて r の値を変化させることによって、板厚を変えた場合の弾塑性座屈応力を求めることができる。ただし、式(2.18)に関しては次のように変換する必要がある。

$$n = \frac{\sqrt{r^2 + 1}}{2} \left(0.05 + \frac{\lambda}{500} \right) \quad (2.29)$$

最後に、ボックス型断面における jezek の理論解を考える。高張力鋼の使用によって断面を薄くした場合を考え、塑性域を次のように設定する。

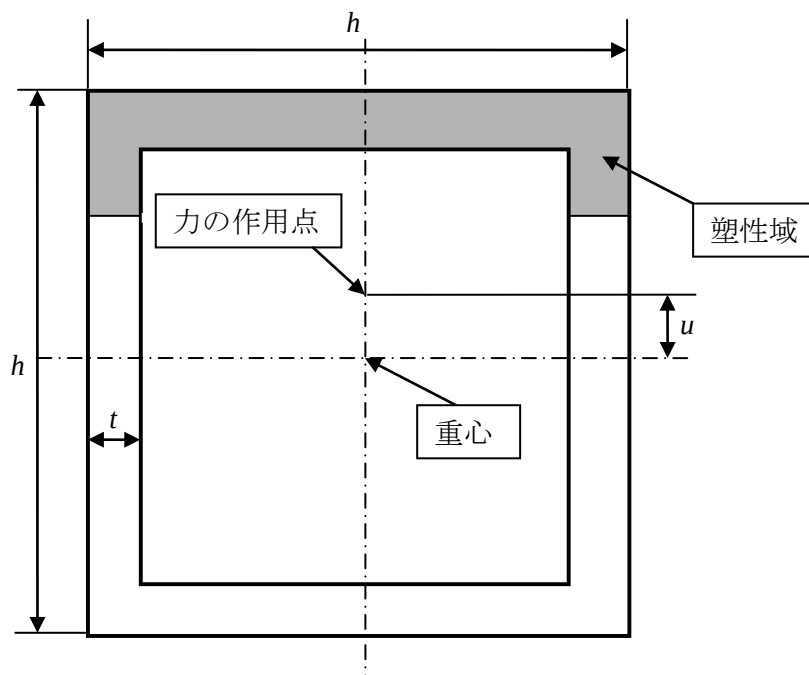


図 2.6 板厚均等ボックス型断面図。

この断面について jezek の理論解より方程式を導出すると、非常に煩雑な式となるため、これ以降は計算ソフトを用いることを前提として論じる。なお本研究では計算ソフト「maxima」を用いた。

jezek の理論解における式(2.12)を塑性域の範囲 c について解く。代入する断面定数は次式の通りである。

$$A = 4t(h - t) \quad (2.30)$$

$$I = \frac{1}{12} \{ h^4 - (h - 2t)^4 \} \quad (2.31)$$

$$Z_1 = \frac{I}{h/2} \quad (2.32)$$

$$I_1 = \frac{1}{3} hc^3 - \frac{1}{3} (h - 2t)(c - t)^2 \quad (2.33)$$

$$S_1 = \frac{1}{2} hc^2 - \frac{1}{3} (h - 2t)(c - t) \quad (2.34)$$

得られた c を式(2.11)に代入することによって σ_{kr} と λ の関係式を得ることができる。さらに、得られた式(2.11)の右辺にテイラー展開を用いて $m\sigma_{kr}/(\sigma_Y - \sigma_{kr})$ の 3 次の項まで求める。ここで、T 型断面のときと同様に 4 次以降は微小とし無視する。また、力の作用点の偏心量 u は T 型断面や円筒型断面の場合と同様に式(2.15)の関係を前提とする。このとき、定数 m は式(2.24)のように書くことができる。

以上により得られた σ_{kr} の 4 次式からボックス型断面における弾塑性座屈応力値を求めることができる。

上記の 3 種類の断面において細長比を 50 および 100 で固定して板厚を変化させた場合の弾塑性座屈応力値をグラフにすると次のようになる。

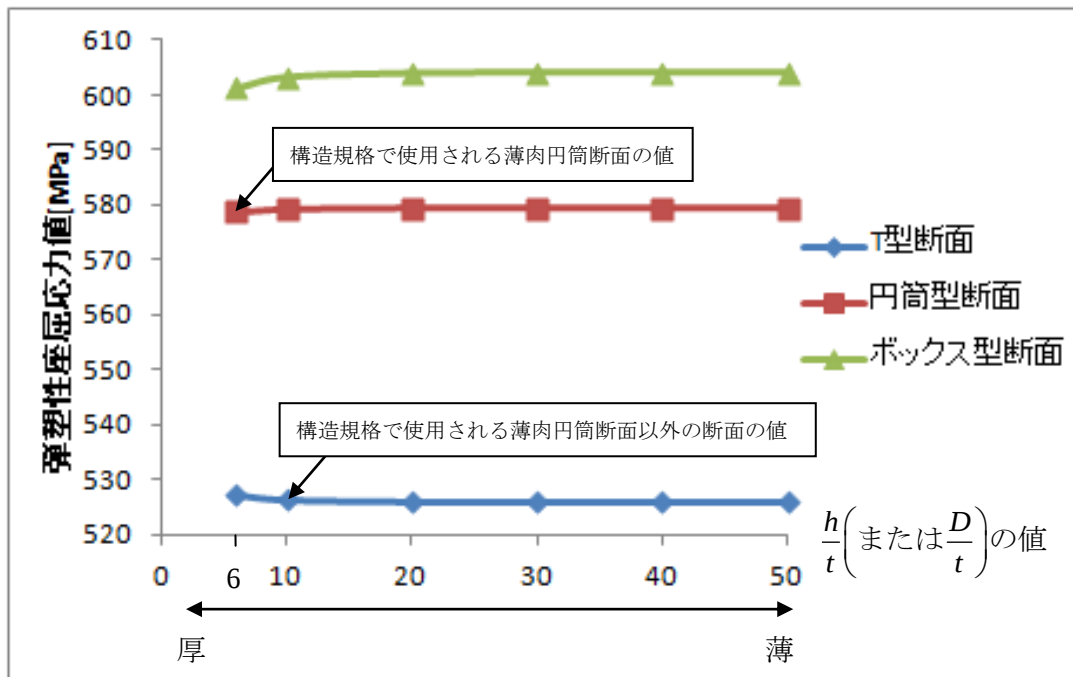


図 2.7 細長比 50 の場合における各種断面の弾塑性応力値.

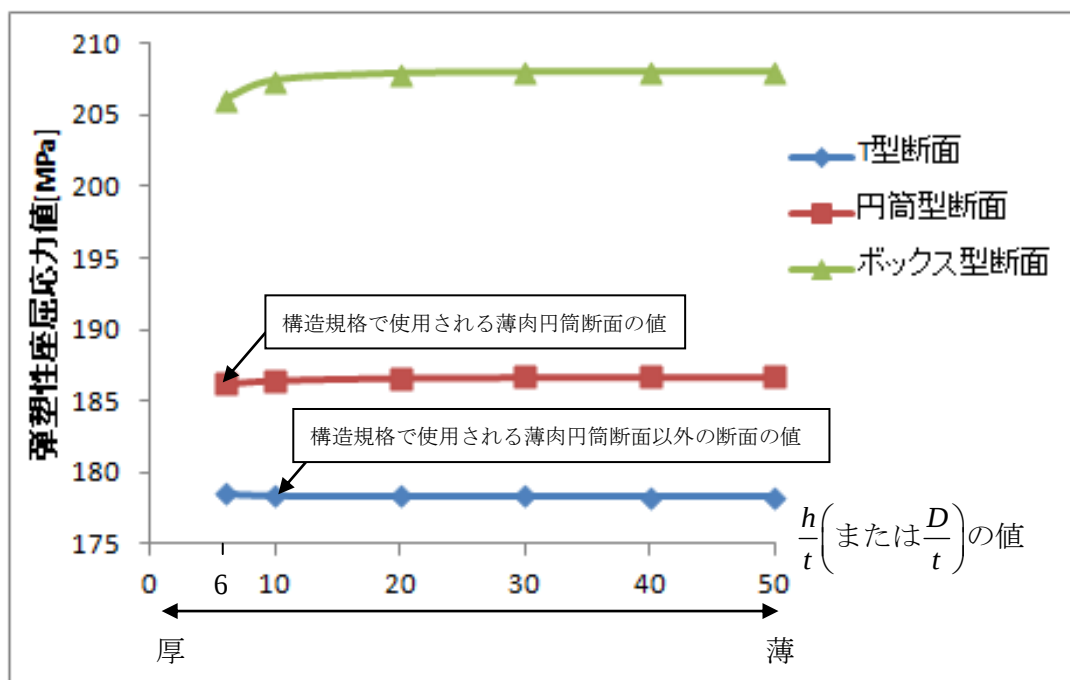


図 2.8 細長比 100 の場合における各種断面の弾塑性応力値.

表 2-3 HT100 の材料定数^[12].

ヤング率 [MPa]	206000
密度 [g/cm ³]	7.84
0.2%耐力 [MPa]	995
引張強さ [MPa]	1037
ポアソン比	0.29

ここで、各計算における使用鋼材は移動式クレーンに使用されている高張力鋼「HT100」を用いた。材料定数は表 2-3 の通りである^[12]。

図 2.7, 図 2.8 より、ボックス型断面の弾塑性座屈応力が T 型断面よりも大きくなっていることが分かる。しかし、構造規格においてボックス型断面は T 型断面として計算されている。したがって、移動式クレーンの主流であるボックス型断面は過大評価されており、パフォーマンスの低下につながっていると考えられる。また、各種断面において板厚を変化させたときの弾塑性座屈応力値はほとんど変化しないことが分かる。なお、ここでは細長比を一定としたので板厚を変化させた際にブームの長さは変化していることに注意が必要である。

2.4.4. ボックス型断面における板厚と弾塑性座屈応力

実際にボックス型断面ブームのクレーンに荷重を作用させていくと、力の作用点が偏心している影響により、初めに圧縮側に塑性域が現れると考えられる。そのため、クレーンではブームの圧縮側の板厚を引張側に比べて厚くする策が講じられている。ここでは、ボックス型断面における圧縮側と引張側の板厚を可変にした場合の jezek の理論解を検討する。図 2.9 に示すボックス型断面を考える。

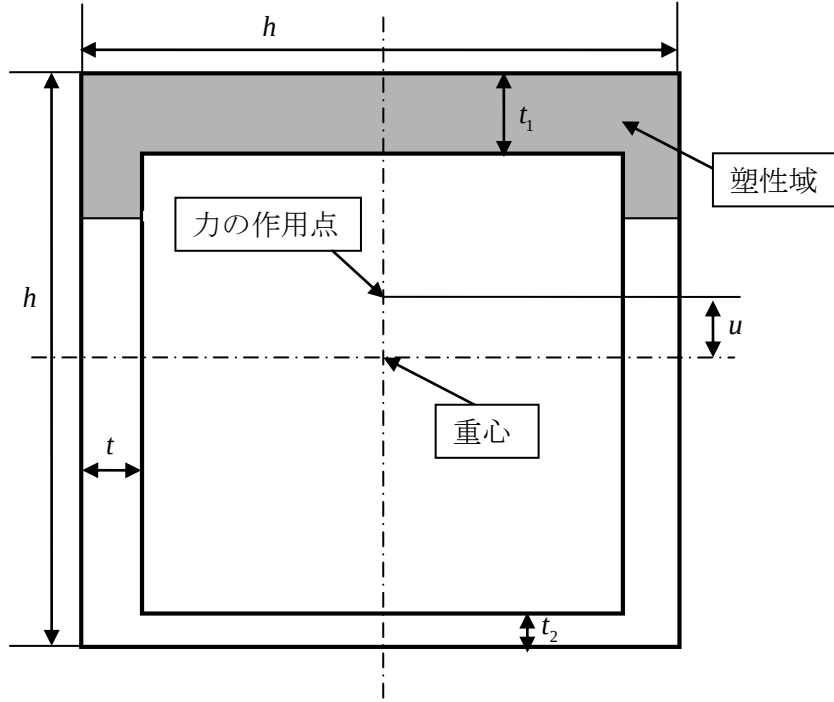


図 2.9 板厚均等でないボックス型断面図.

ここで, t_1 は圧縮側の面の板厚, t_2 は引張側の面の板厚である. この断面において jezek の理論解より方程式を導出すると, 非常に煩雑となる. したがって, 板厚均等のボックス型断面における弾塑性座屈応力を求めたときと同様の計算を行う. 使用する断面定数は以下の通りである.

$$A = h^2 - (h - t_1 - t_2)(h - 2t) \quad (2.35)$$

$$e_1 = \frac{h^3 + (A - h^2)(h + t_1 - t_2)}{2A} \quad (2.36)$$

$$I = \frac{1}{12} \{ h^4 - (h - 2t)(h - t_1 - t_2) \} + h^2 \left(\frac{h}{2} - e_1 \right)^2 - (h^2 - A) \left(\frac{h + t_1 - t_2}{2} - e_1 \right)^2 \quad (2.37)$$

$$Z_1 = \frac{I}{e_1} \quad (2.38)$$

$$I_1 = \frac{1}{3} h c^3 - \frac{1}{3} (h - 2t)(c - t_1)^2 \quad (2.39)$$

$$S_1 = \frac{1}{2} h c^2 - \frac{1}{3} (h - 2t)(c - t_1) \quad (2.40)$$

この式において $h = 500 \text{ mm}$, $t = 10 \text{ mm}$, $\lambda = 50$ と固定し, t_1, t_2 を変化させた場合の弾塑性座屈応力を計算する. 結果を図 2.10 に示す.

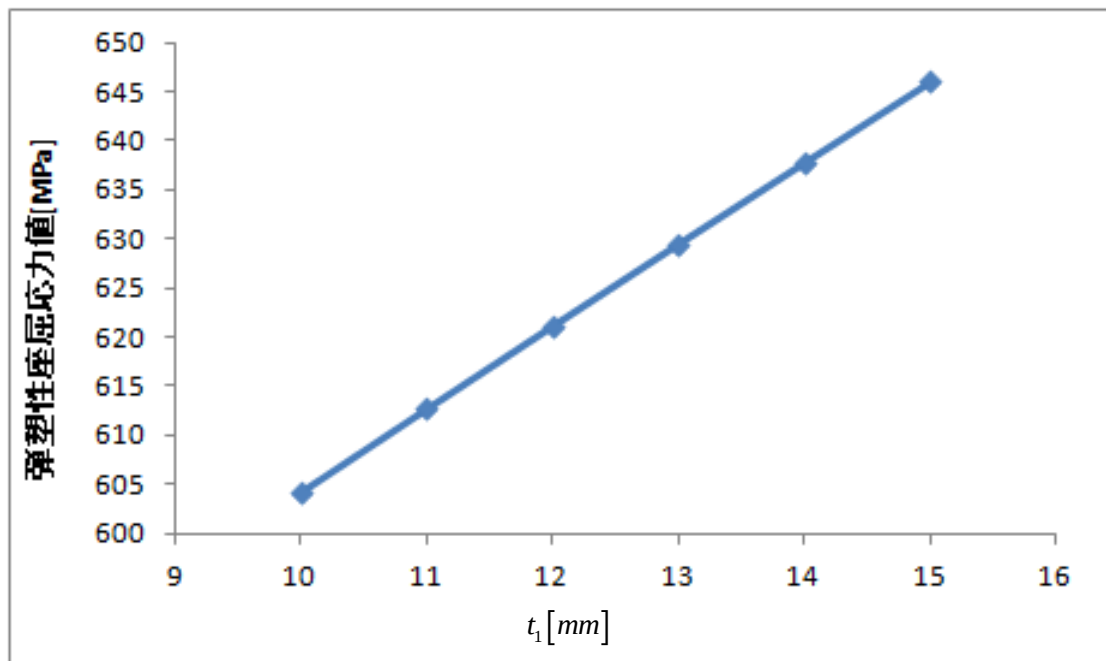


図 2.10 圧縮側と引張側の板厚を変えた際の弾塑性座屈応力.

図 2.10 より，引張側を薄くし圧縮側を厚くすると，弾塑性座屈応力値が単調増加することが分かる．したがって，圧縮側を厚くする設計は弾塑性座屈に対して有用である．しかし，引張側が薄くなることで，構造規格では考えられていない壁面座屈という座屈モードが発現する．この壁面座屈に関しては第 3 章で論じる．

第3章 有限要素法による座屈解析

3.1 緒言

第2章ではクレーン構造規格の検討を行った。その中で移動式クレーンの主流であるボックス型断面がT型断面として計算されていることを問題点として挙げた。また、高張力鋼に対する ω 表が存在しないため、高張力鋼を使用する際には煩雑な方程式を解くことより弾塑性座屈応力を求めなければならないことも問題点として挙げた。さらに、クレーン構造規格では弾性座屈応力と弾塑性座屈応力の2つの座屈モードしか考えられていない。しかし、高張力鋼の使用により板厚を薄くしていくと壁面座屈という違う座屈モードが発現する。本章では壁面座屈を論じる際に重要になってくるカルマンの薄板理論について述べた後、有限要素法解析ソフト「ANSYS」を使用し、陰解法によりブーム1本における固有値座屈解析を行う。細長比や板厚を変化させたモデルに圧縮応力を作用させることで、様々なボックス型クレーンの形状についての座屈モード・座屈応力値を求め、それを構造規格やカルマンの薄板理論と比較・検討しながら考察を行う。

3.2 壁面座屈

ボックス型断面ブームの板厚を薄くして圧縮応力を加えていくと，1次座屈モードに壁面座屈が現れる．壁面座屈とは局部座屈の一種であり，図 3.1 のような座屈モードである．図 3.1 から分かるように，壁面座屈とはボックス型断面ブームを形成する 4 つの壁面が波打つような座屈モードである．また，壁面座屈における腹の部分における断面形状を図 3.2 に示す．

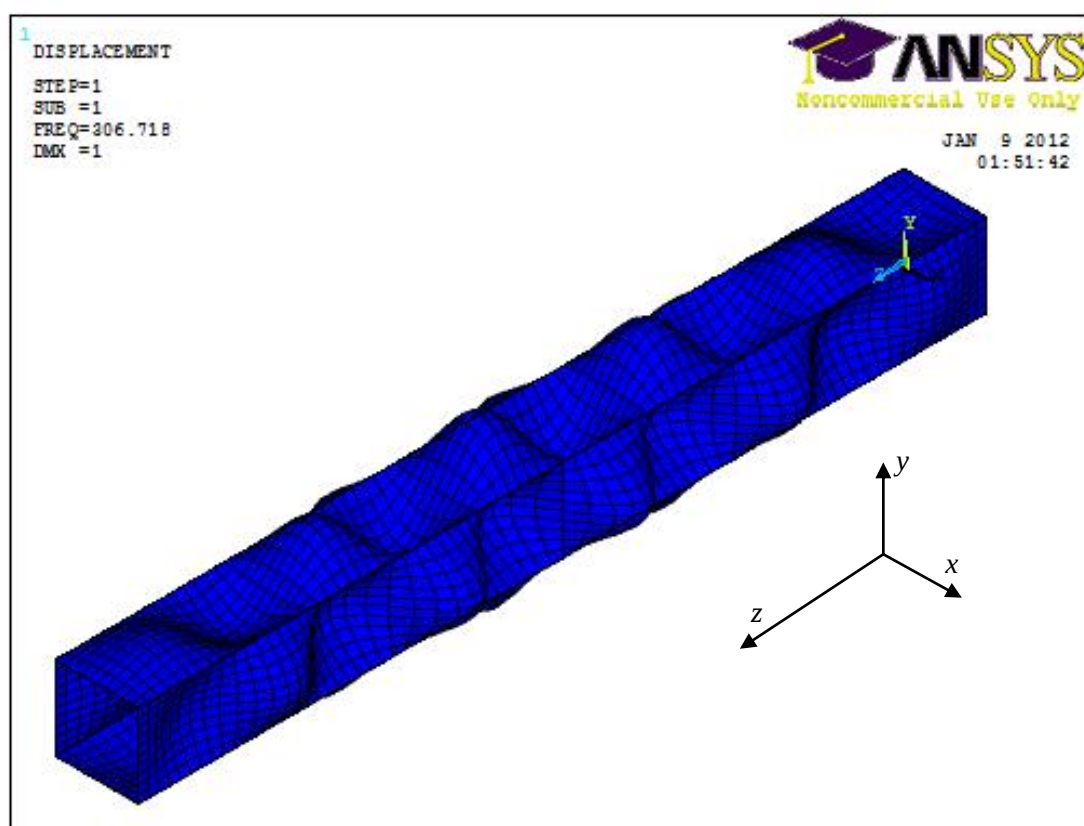


図 3.1 壁面座屈の変形図．

この壁面座屈における座屈応力値はカルマンの薄板理論より求めることができる．ここではカルマンの薄板理論について説明する．その後，カルマンの薄板理論をボックス型断面ブームに適応し，壁面座屈応力の理論値を求める．

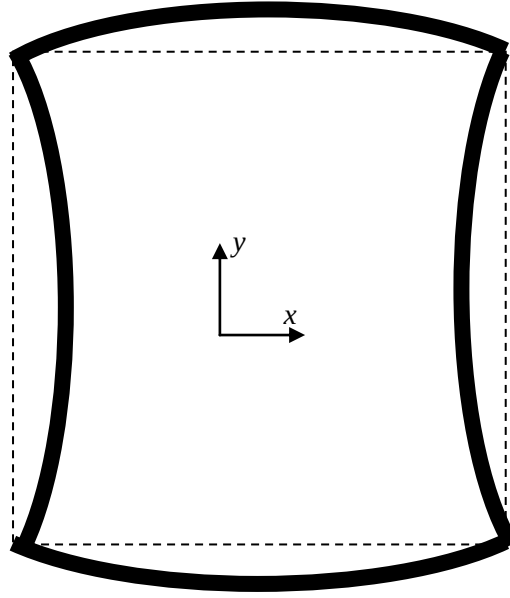


図 3.2 壁面座屈における腹の断面図.

3.2.1 カルマンの薄板理論^{[8], [9]}

長方形平板の弾性座屈の基礎方程式は次のようになる.

$$\frac{Et^3}{12(1-\nu^2)} \left(\frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + \frac{\partial^4 w}{\partial x^2 \partial y^2} + \frac{\partial^4 w}{\partial y^4} \right) + \sigma_{x0} t \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \sigma_{y0} t \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + 2\tau_{xy0} t \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} = 0 \quad (3.1)$$

ここで σ_{x0}, σ_{y0} は圧縮応力分布, τ_{xy0} はせん断応力分布, w は座屈モードである. z 軸方向に一様圧縮応力 σ_{x0} を受ける周辺単純支持平板について考える. $\sigma_{x0} = \tau_{xy0} = 0$, 縁辺での曲げモーメントを 0 とし, 座屈モードを $w = \sin(m\pi x/a) \sin(\pi y/b)$ とおくと座屈荷重は次のように求めることができる.

$$\sigma_{cr} = \min \left\{ \frac{\pi^2 E}{12(1-\nu^2)} \left(\frac{t}{b} \right)^2 \left(\frac{m}{\alpha} + \frac{\alpha}{m} \right)^2 \right\} \quad (3.2)$$

ここで, a は板の z 方向長さ, b は板の x 方向長さ, α は a/b の値, m は波数である. 式(3.2)は $m/\alpha=1$ のときに最小値をとる. したがって, 壁面座屈荷重の理論値は

$$\sigma_{cr} = 4 \cdot \frac{\pi^2 E}{12(1-\nu^2)} \left(\frac{t}{b} \right)^2 \quad (3.3)$$

となる．この式から，壁面座屈荷重はブーム長さに依存しないことが分かる．

3.3 板厚均等ボックス型断面ブームの固有値座屈解析

3.2 節では壁面座屈を論じる際に重要であるカルマンの薄板理論について述べ、板厚に依存したボックス型断面ブームの壁面座屈の理論式を導出した。本節では、有限要素法解析ソフト「ANSYS」を用いて固有値座屈解析を行う。ここでは4つの面の板厚が等しいボックス型断面ブームのモデルを作成し、圧縮応力を作用させることによって解析を行う。また断面の1辺の長さを b 、板厚を t とする。

3.3.1 解析モデル、解析条件

図 3.3 のような3次元完全モデルに両端から圧縮応力を作用させることで固有値座屈解析を行う。

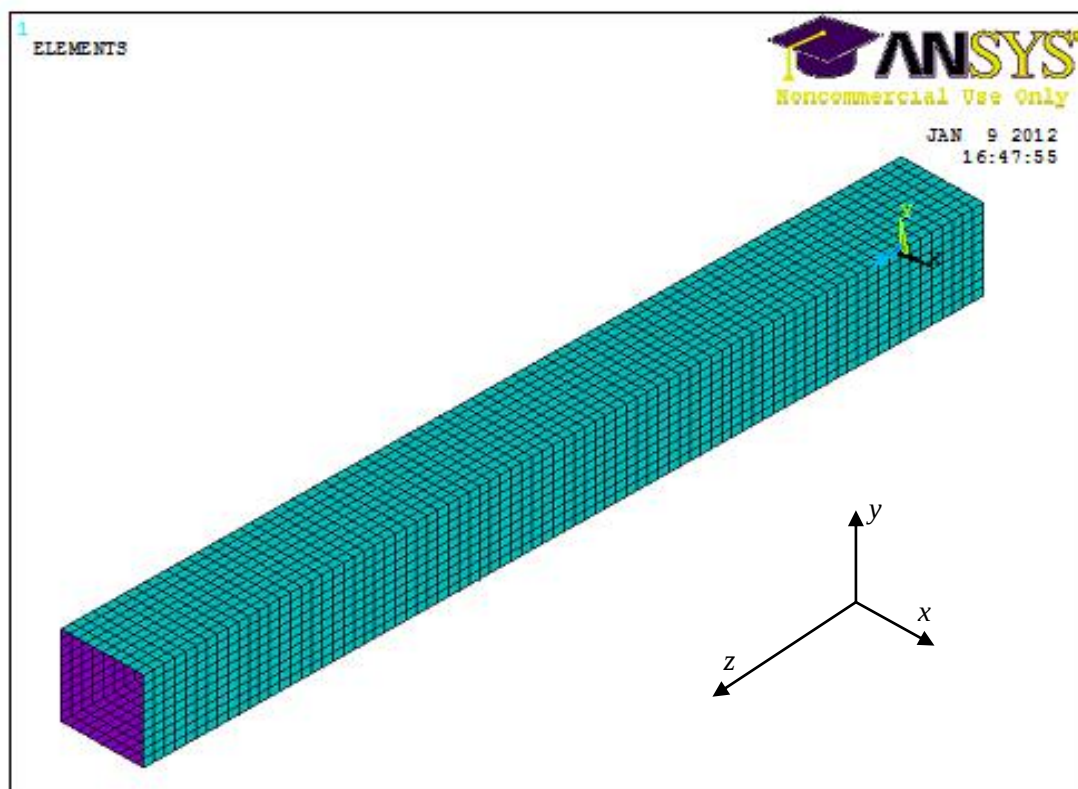


図 3.3 解析モデル(節点数 9680).

薄板の場合、ソリッド要素を用いるとアスペクト比が大きくなることで要素がつぶれてしまい解析結果に大きな影響を与えてしまう可能性があるため、シェル要素を用いた。

断面の1辺の長さは 500 mm で固定し，板厚を 5～15 mm，細長比を 20～150 で変化させた．

本解析では，両端が単純支持されているブームに圧縮力を作用させる．ボックス型の断面を単純支持に近似させるために，両端が断面内方向に変形しないものと仮定し，また X 軸に関してのみ回転自由とする．拘束条件については 3.3.3 で検討する．

表 3-1 解析条件表．

要素	3次元8節点有限ひずみシェル
境界条件	・完全モデル ・ブームの両端を X, Y 方向拘束および Y, Z 回転拘束 ・ブームの1頂点を X, Y, Z 拘束
荷重条件	ブームの両端から圧縮力を作用させる
材料物性値	高張力鋼 HT100 を使用，弾性体を仮定 (詳細は表 2.3 参照)
解析アルゴリズム	ブロックランチョス法

3.3.2 解析結果

3.3.1 で述べた解析条件を用いて， $b=500\text{mm}$, $t=10\text{mm}$ のブームについて固有値座屈解析を行った．縦軸に座屈荷重値，横軸に細長比を取ったグラフは図 3.4 のようになる．

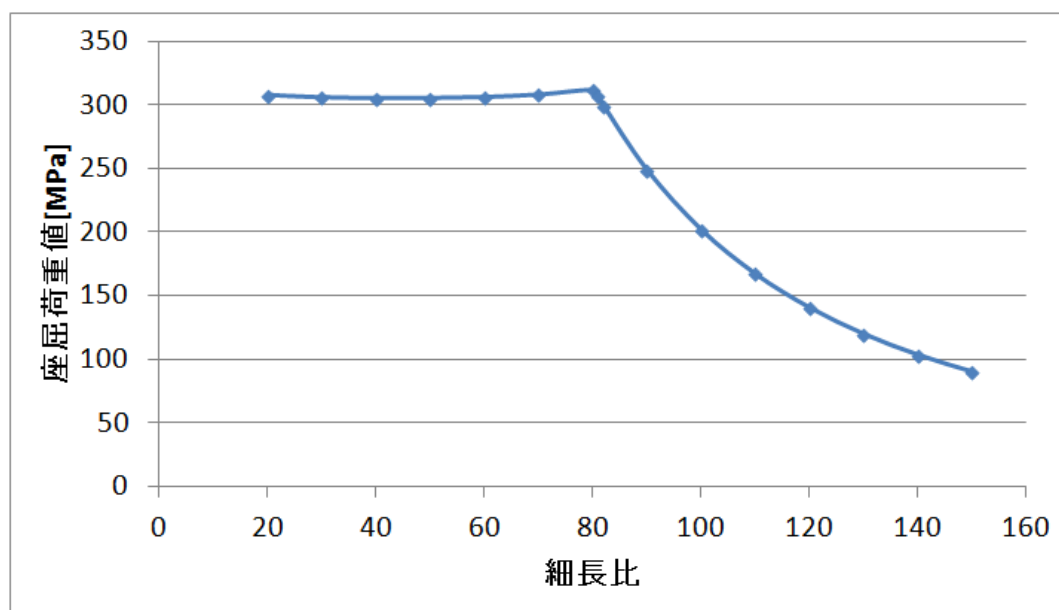


図 3.4 $b=500\text{ mm}$, $t=10\text{ mm}$ のブームにおける座屈荷重値．

1次座屈モードは細長比が80以下の領域では壁面座屈となり、細長比が81以上の領域ではオイラー座屈となった。壁面座屈が起こる領域において座屈荷重値は305~311MPa程度でほとんど変化しなかった。これはカルマンの薄板理論より導かれた壁面座屈荷重値の理論式に細長比がパラメータとして入っていないことも整合性が取れる。また、壁面座屈の変形図($\lambda=30$ の場合)は図3.1のようになり、オイラー座屈の変形図($\lambda=100$ の場合)は次のようになる。

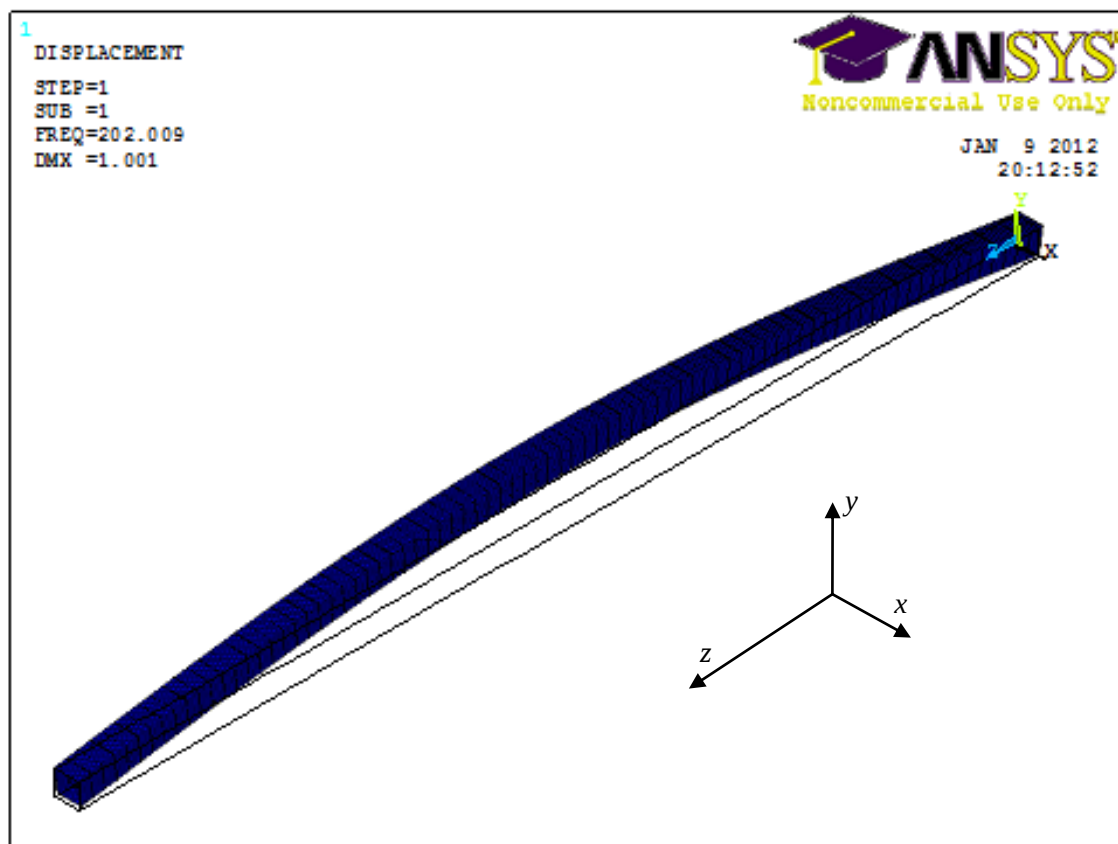


図 3.5 オイラー座屈の変形図。

3.3.3. 拘束条件の検討

3.3.1 節および 3.3.2 節で行った解析は、ブームの両端が断面内方向に変形しないものと仮定した。ここでは、断面内方向の変形を許した拘束条件を用いて拘束条件の検討を行う。

拘束条件①：ブームの両端において断面内方向の変形を許さない

拘束条件②：ブームの両端において断面内方向の変形を許す

とする．それぞれの拘束方法を図で示すと次のようになる．

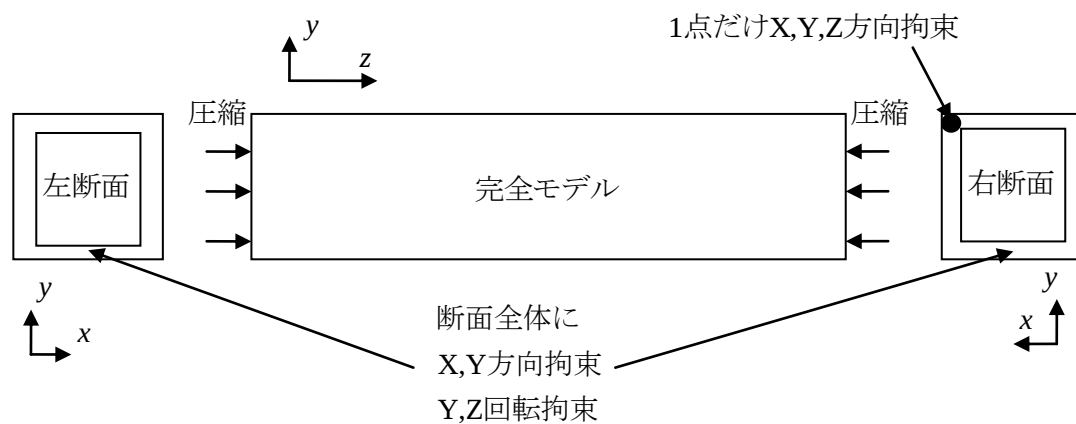


図 3.6 拘束条件①の図．

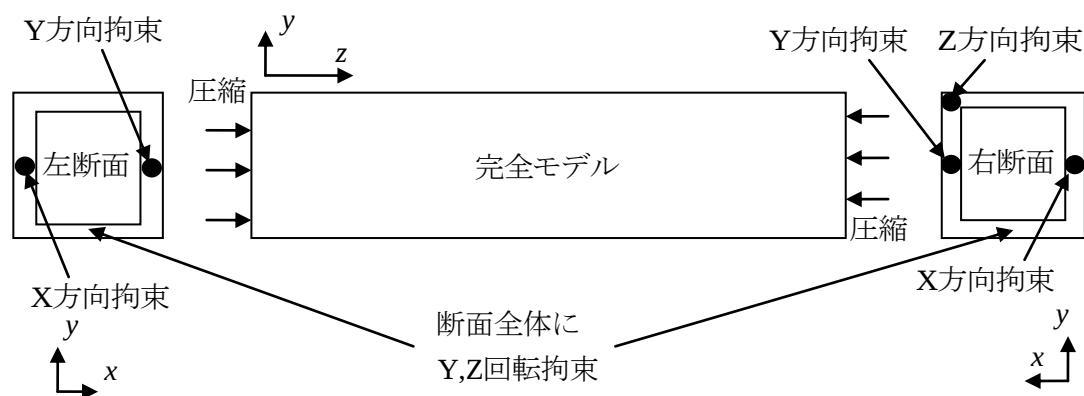


図 3.7 拘束条件②の図．

3.3.1 で述べた解析条件を用いて，それぞれの拘束条件で固有値座屈解析を行った結果を図 3.8 に示す．なお，解析モデルは 3.3.2 節と同様に $b=500\text{mm}$, $t=10\text{mm}$ のブームを用いた．

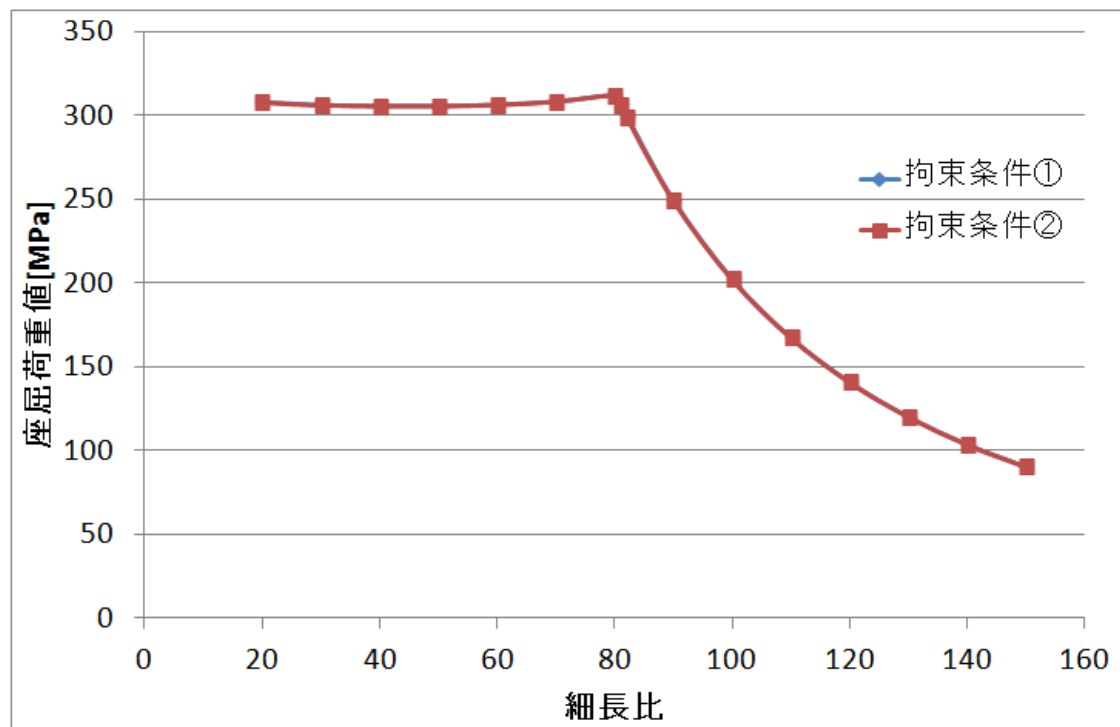


図 3.8 $b=500 \text{ mm}$, $t=10 \text{ mm}$ のブームで拘束条件を変化させた際の座屈荷重.

拘束条件①と拘束条件②において、座屈荷重値の解析値はほとんど同じとなった．誤差は最大でも 0.834MPa 程度であるため、どちらの拘束条件を用いても解析結果にほとんど影響しないことが分かった．したがって、これ以降の解析には全て拘束条件①を適応する．

3.3.4 弾性座屈に関する考察

3.3.2 節で述べたように細長比が 81 以上の領域では、オイラー座屈が起こる．ここでは 2.3.1 節で述べたオイラー座屈荷重の理論値と、ANSYS による解析結果の比較を行う．

それぞれの座屈荷重値をグラフにすると次のようになる．

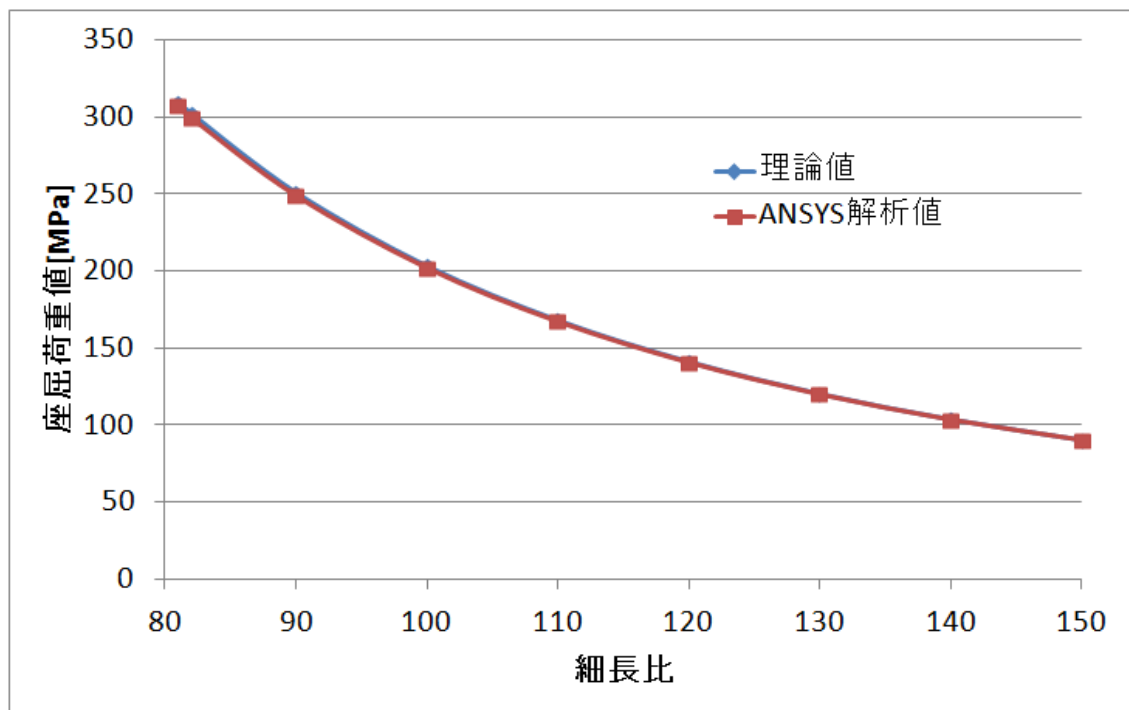


図 3.9 オイラー座屈の理論値と解析値.

図 3.9 より，理論値と解析値がよく一致していることが分かる．ここでは $b=500\text{mm}$, $t=10\text{mm}$ のモデルを用いたが， b や t を変化させて解析を行ってもオイラー座屈荷重の理論値とよく一致する結果となった．

3.3.5 壁面座屈に関する考察

3.3.2 節で述べたように細長比が 80 以下の領域では壁面座屈が起こり，その座屈荷重値はほとんど一定となる．ここでは b と t を変化させたときの壁面座屈荷重値と理論値を比較する．なお，細長比は壁面座屈が起こるように 30 で固定する．また，理論式(3.3)における b はボックス型断面の場合，板の中立面を考慮して板厚分だけ引いた値 $b-t$ を使用する．

まず， $b=500\text{mm}$ と固定し，板厚 t を変化させた場合を考える．このとき，カルマンの薄板理論より導かれた理論値と ANSYS による解析値をグラフにすると次のようになる．

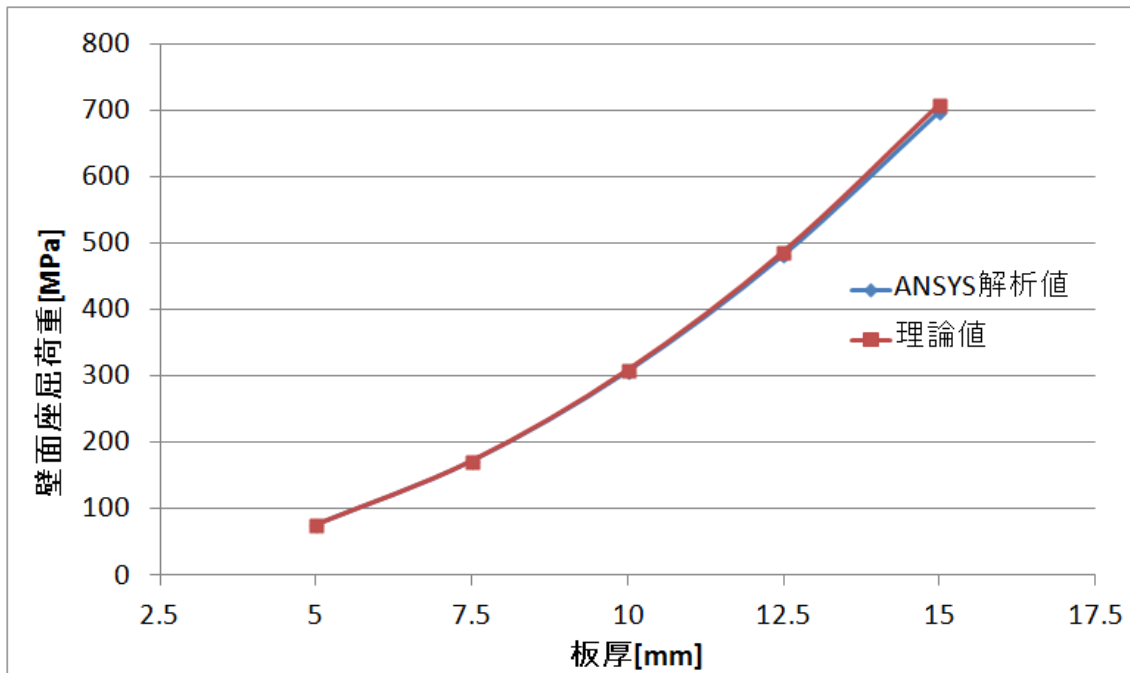


図 3.10 壁面座屈の理論値と解析値.

図 3.10 より，解析値と理論値がよく一致していることが分かる．しかし，板厚が大きくなるにつれて，カルマン理論値と ANSYS 解析値の差が大きくなる．これは，カルマンの理論が薄板を対象としているためだと考えられる．

次に， $t=10\text{mm}$ と固定し，断面の 1 辺の長さ b を変化させた場合のグラフは次のようになる．

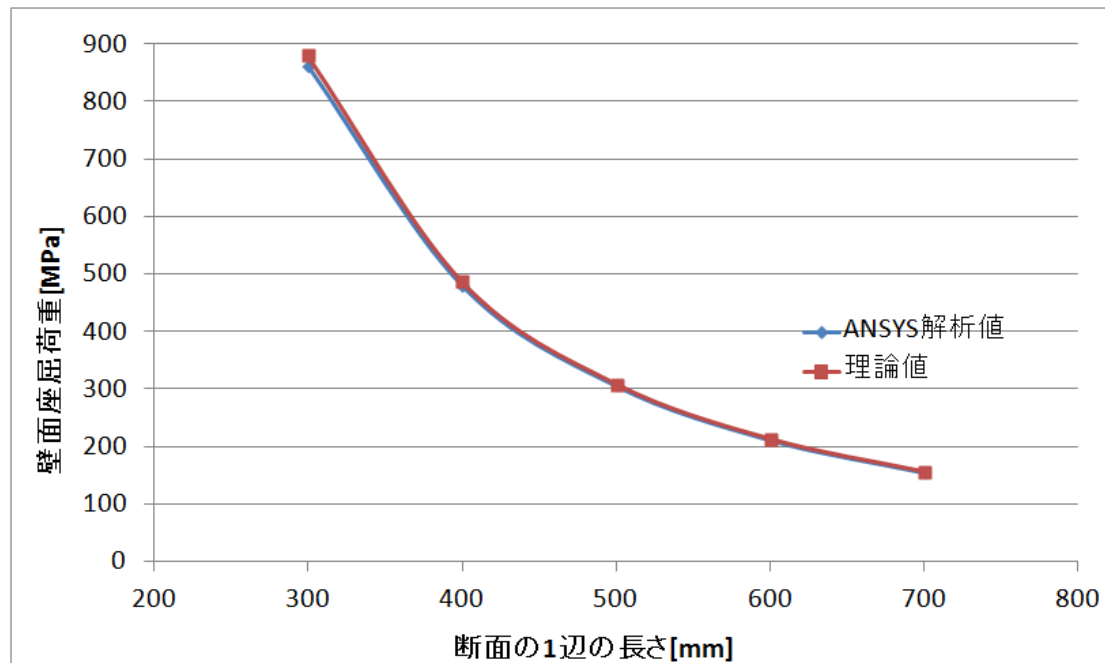


図 3.11 断面の1辺の長さを変化させた際の壁面座屈荷重値.

図 3.11 より，この場合も解析値と理論値がよく一致していることが分かる．したがって， b ， t を変化させても壁面座屈荷重の解析値は理論値とよく一致する．

3.3.6 構造規格との比較

ANSYS 解析値を用いて構造規格と比較し，考察を行う．構造規格における許容座屈応力値は式(2.4)から計算した値を使用する． $b=500\text{mm}$ ， $t=10\text{mm}$ のモデルに対しそれぞれの座屈荷重値をグラフにすると次のようになる．

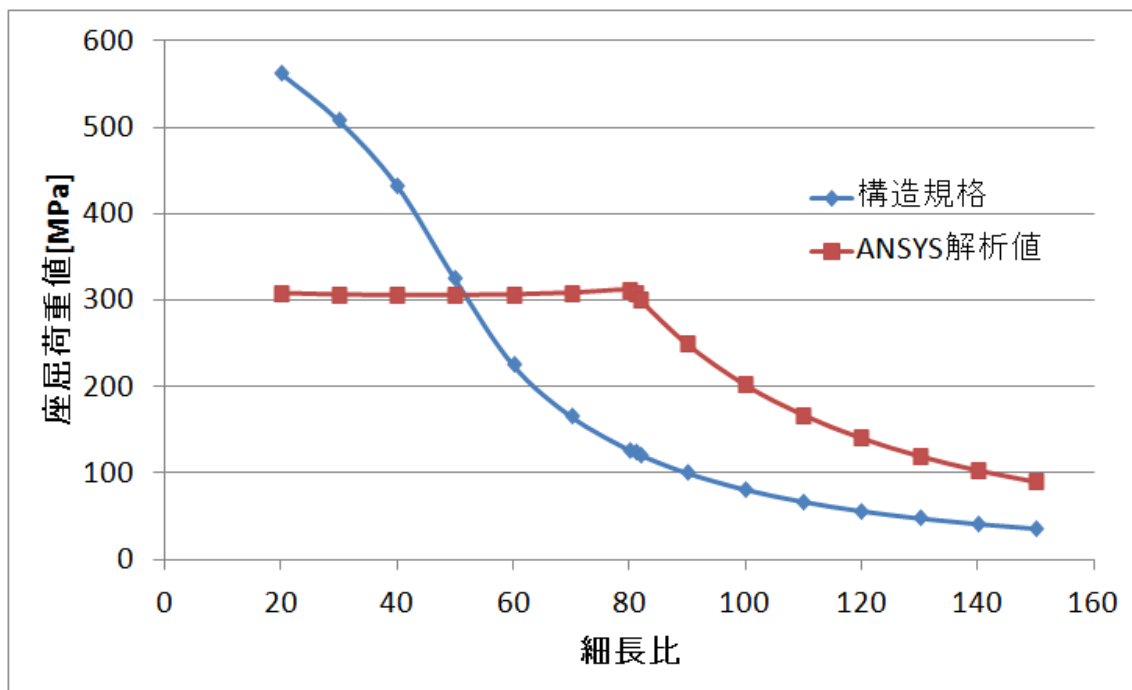


図 3.12 $b=500 \text{ mm}$, $t=10 \text{ mm}$ のブームにおける構造規格の値と解析値.

図 3.12 より, 細長比が 50 付近で構造規格の値と ANSYS 解析値が逆転していることが分かる. したがって, 細長比が 50 以下の領域で構造規格に準じた設計を行うと壁面座屈が生じて危険である. これは, 構造規格においてオイラー座屈荷重と jezek の理論解による弾塑性座屈荷重のみしか考えられていないためである. また, 3.3.5 節で述べたように板厚を小さくすると壁面座屈荷重値が小さくなるため, 構造規格との差が広がり更に危険になる.

3.4 板厚を変化させたブームの固有値座屈解析

2.4.4 節で，ボックス型断面の上面と下面の板厚を変化させることにより，弾塑性座屈応力値が大きくなることを論じた．しかし，一方の板厚を薄くすることで壁面座屈に対して弱くなることが考えられる．本節ではブームの上面と下面の板厚を変化させた場合における固有値座屈解析を行い，板厚が壁面座屈荷重に与える影響を調べる．また，断面の 1 辺の長さを b ，ブームの上面板厚を t_1 ，ブームの下面板厚を t_2 ，その他の面の板厚を t とする．

3.4.1 下面の板厚を変化させたブームの固有値座屈解析

ブームの下面板厚のみを変化させた際の固有値座屈解析を行い，板厚の変化が座屈現象に与える影響を理解する．

まず， $b=500\text{mm}$ ， $t=10\text{mm}$ ， $t_1=10\text{mm}$ ， $t_2=12\text{mm}$ のモデルを用いて，細長比を 20~150 の間で変化させた際の座屈荷重値を調べる．解析結果を図 3.13 に示す．

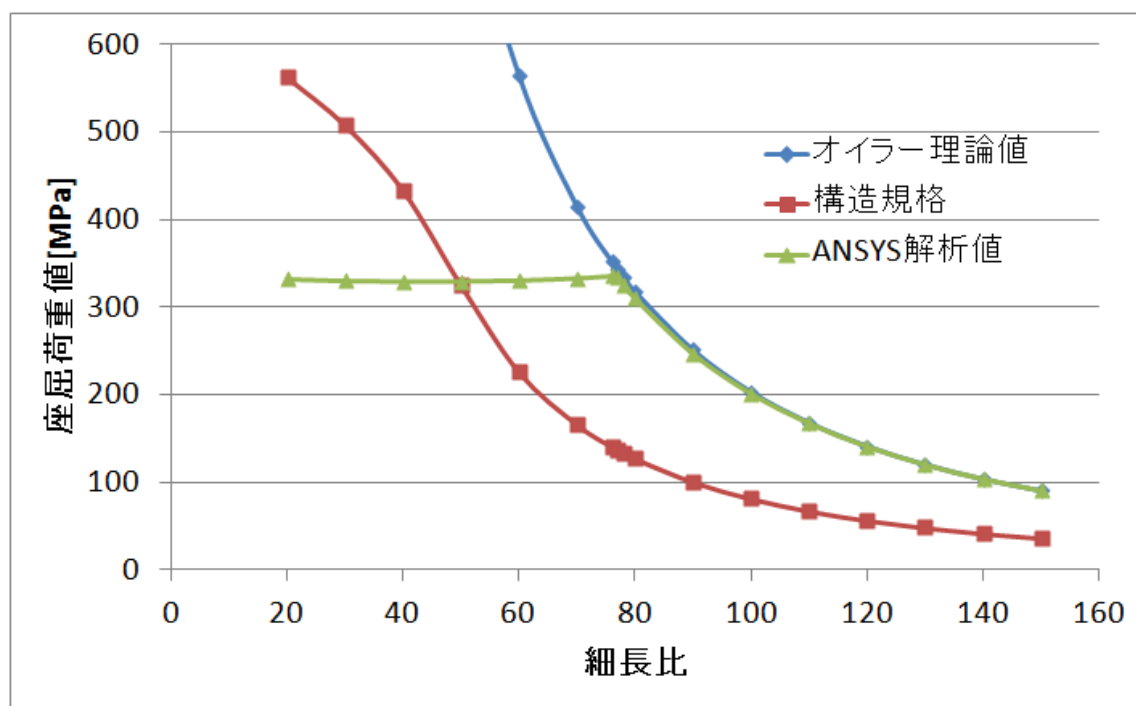


図 3.13 $b=500\text{ mm}$ ， $t=10\text{ mm}$ ， $t_1=10\text{ mm}$ ， $t_2=12\text{ mm}$ のブームにおける座屈荷重値．

1 次座屈モードは細長比が 76 以下の領域では壁面座屈，77 以上の領域ではオイラー座屈となる．図 3.13 より，オイラー座屈が起こる領域では解析値と理論値がよく一致し

ていることが分かる．また，細長比が 50 付近で構造規格の値と解析値が逆転しており危険である．壁面座屈が起こる領域では座屈荷重値は 329～335MPa 程度でほとんど変化しなかった．3.3.2 節での解析結果では壁面座屈荷重値は 305～311MPa であるため，下面板厚を少し増やすことで壁面座屈荷重値も少し増加することが分かった．細長比が 30 のときの壁面座屈モードを横からみると図 3.14 のようになる．

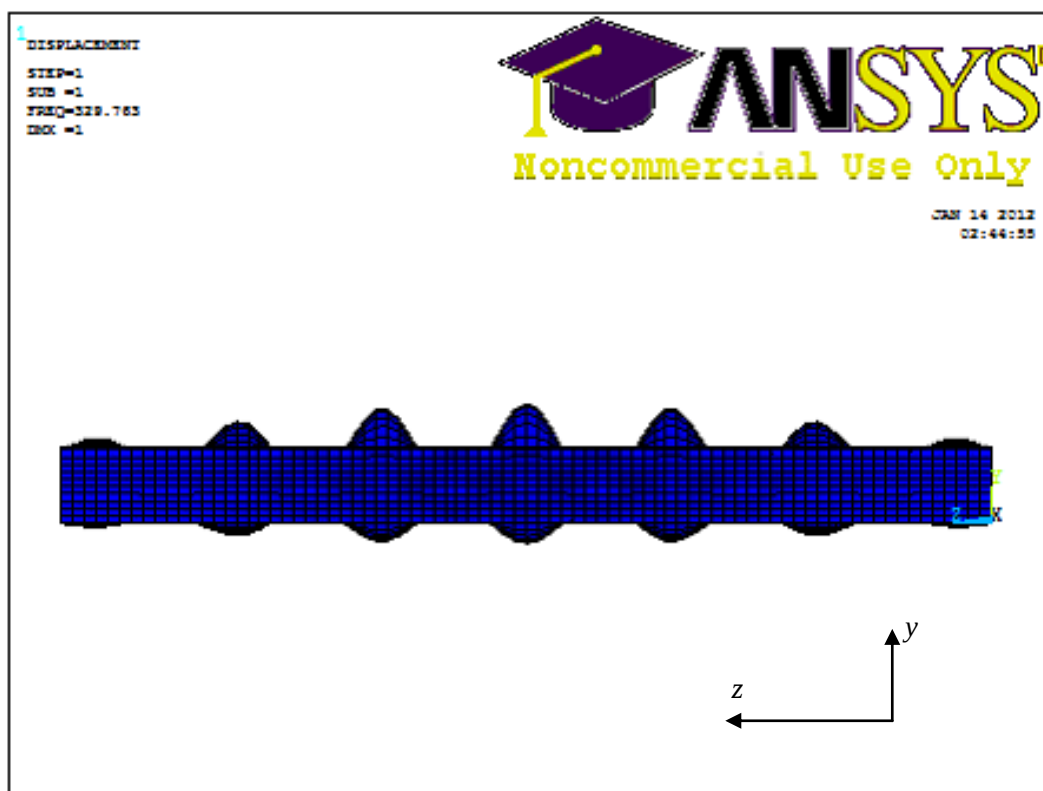


図 3.14 $b=500\text{ mm}$, $t=10\text{ mm}$, $t_1=10\text{ mm}$, $t_2=12\text{ mm}$ のブームの変形を横から見た図．

図 3.14 においてブームの上面の方が大きく変形している．上面板厚が 10mm，下面板厚が 12mm であるので，板厚の薄い面が厚い面に比べて大きく変形していることが分かる．

次に，下面板厚が壁面座屈荷重値に与える影響について考えるために，ブームの下面板厚のみを変化させた場合における固有値座屈解析を行う．ここでは， $b=500\text{ mm}$, $t=t_1=10\text{ mm}$ として t_2 を変化させたモデルを用いる．また，細長比は壁面座屈が生じるように 3.3.5 節と同じく 30 で固定した．断面図を書くと図 3.15 のようになる．また，図 3.15 の断面において t_2 を 5～15 mm で変化させた結果を図 3.16 に示す．

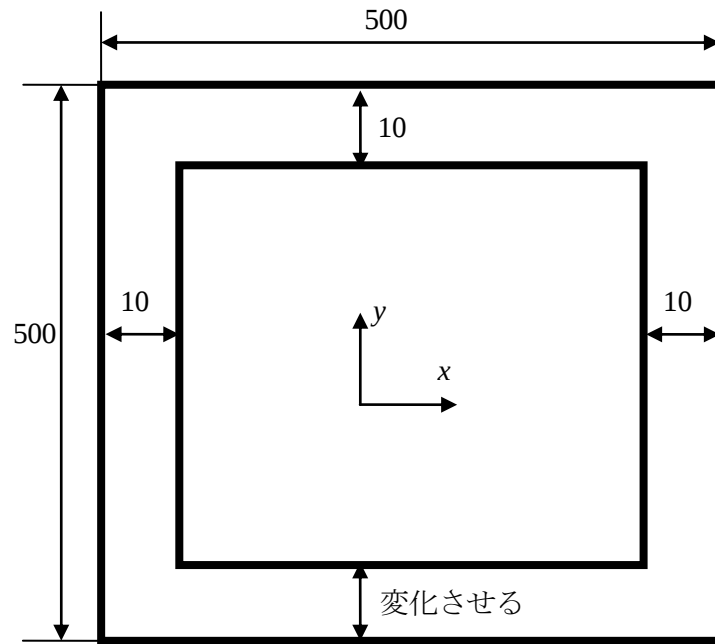


図 3.15 下面板厚を変化させたボックス型断面の図.

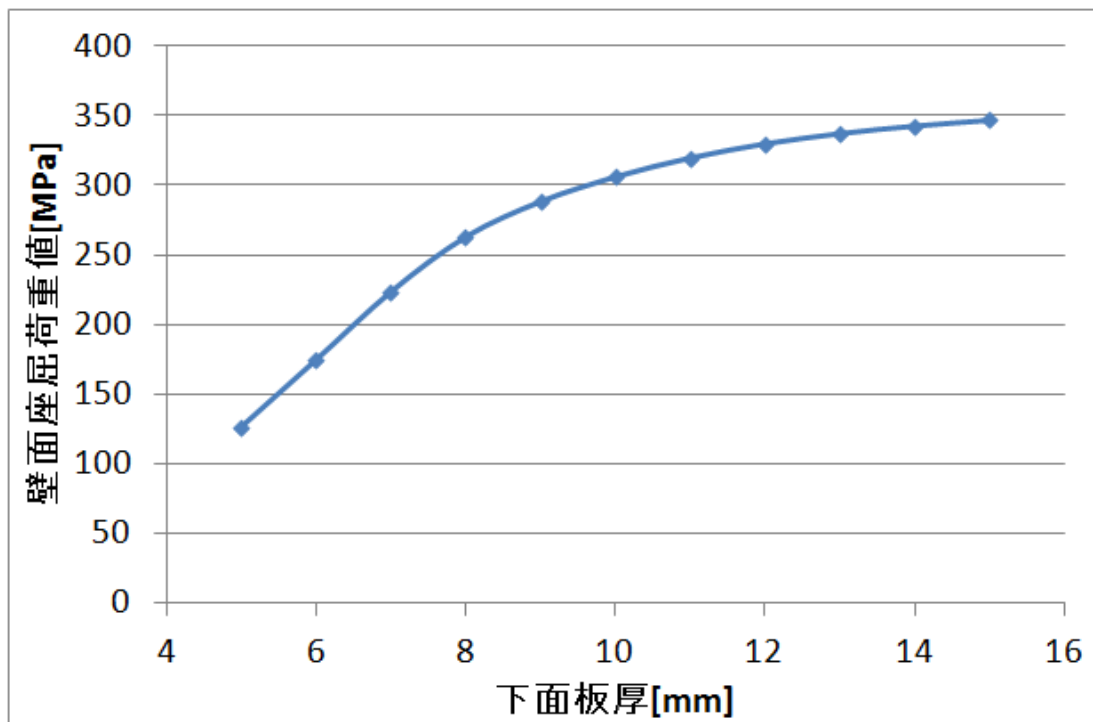


図 3.16 下面板厚を変えた場合の壁面座屈荷重値.

図 3.16 において，下面板厚が小さい領域ほどグラフの傾きが大きい．したがって，壁面座屈荷重値は一番薄い板の板厚に比較的依存することが分かる．また，下面板厚が大きい領域ではグラフの傾きが小さくなっているため，下面板厚を厚くしても壁面座屈荷重値はそれほど大きくならない．

3.4.2 下面と上面の板厚を変化させたブームの固有値座屈解析

下面と上面の板厚を変化させた固有値座屈解析を行い，板厚の変化が座屈荷重に与える影響について理解する．

まず， $b=500\text{ mm}$, $t=10\text{ mm}$, $t_1=8\text{ mm}$, $t_2=12\text{ mm}$ のモデルを用いて，細長比を 20~150 の間で変化させた際の座屈荷重値を調べる．解析結果を図 3.17 に示す．

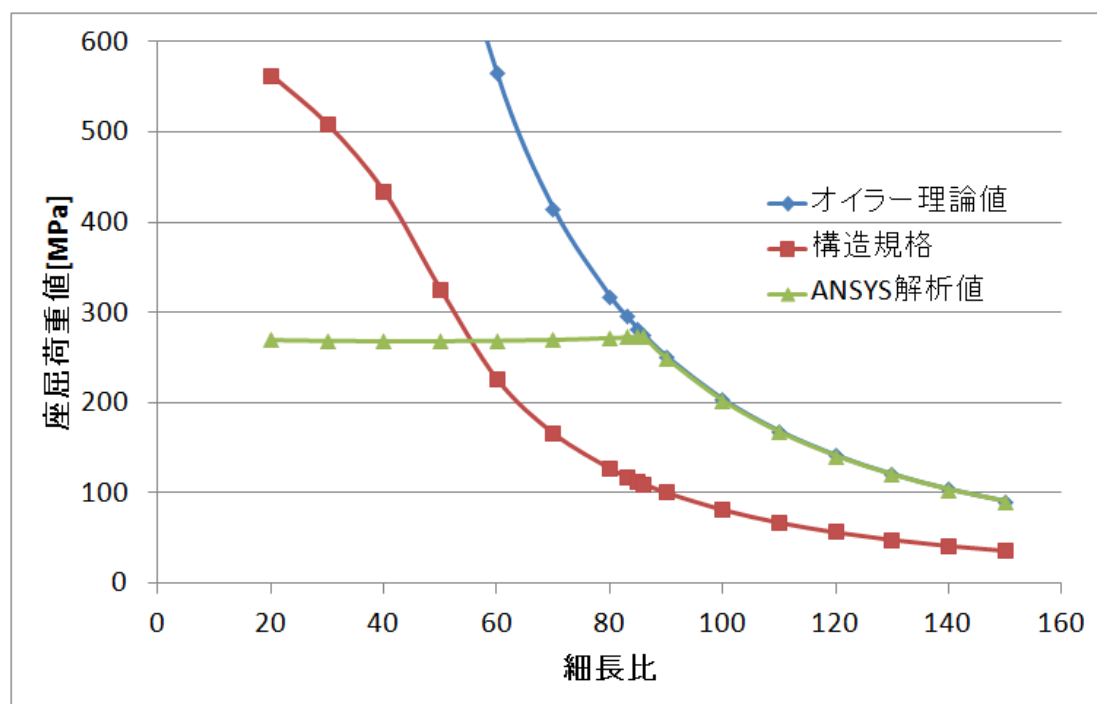


図 3.17 $b=500\text{ mm}$, $t=10\text{ mm}$, $t_1=8\text{ mm}$, $t_2=12\text{ mm}$ のブームにおける座屈荷重値．

1 次座屈モードは細長比が 85 以下の領域では壁面座屈，86 以上の領域ではオイラー座屈となる．図 3.17 より，オイラー座屈が起こる領域では解析値と理論値がよく一致していることが分かる．また，細長比が 55 付近で構造規格の値と解析値が逆転しており危険である．壁面座屈が起こる領域では座屈荷重値は 268~273MPa 程度でほとんど変化しない．3.3.2 節での解析結果では壁面座屈荷重値は 305~311MPa であるため，下面板厚を増加させ上面板厚を減少させると，壁面座屈荷重値は小さくなる．細長比が 30 のときの壁面座屈モードを横から見ると図 3.18 のようになる．

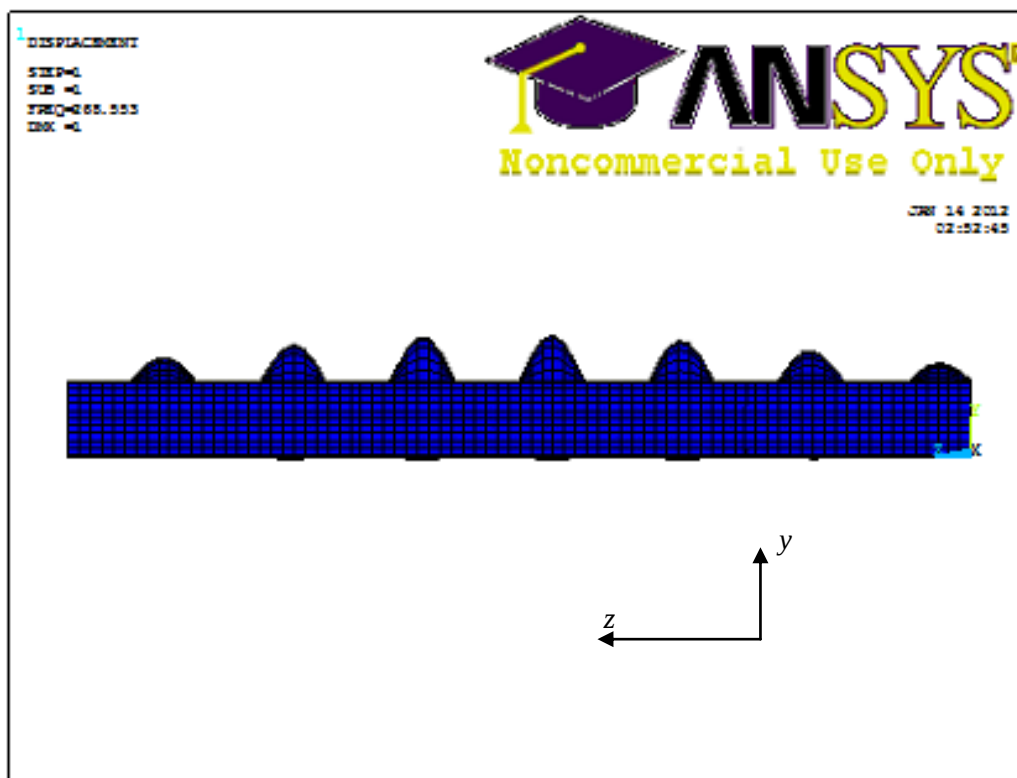


図 3.18 $b=500\text{ mm}$, $t=10\text{ mm}$, $t_1=8\text{ mm}$, $t_2=12\text{ mm}$ のブームの変形を横から見た図.

図 3.18 においてブームの上面が大きく変形し、下面はほとんど変形していないことが分かる.

次に下面板厚を増加させた分だけ上面板厚を減少させたモデルを用いて固有値座屈解析を行う. したがって, ブームの断面積は常に一定となる. ここでは, $b=500\text{ mm}$, $t=10\text{ mm}$, $t_1+t_2=20[\text{mm}]$ として t_1 と t_2 を変化させたモデルを用いる. また, 細長比は 3.3.5 節と同様に 30 で固定した. 断面図を書くと図 3.19 のようになる.

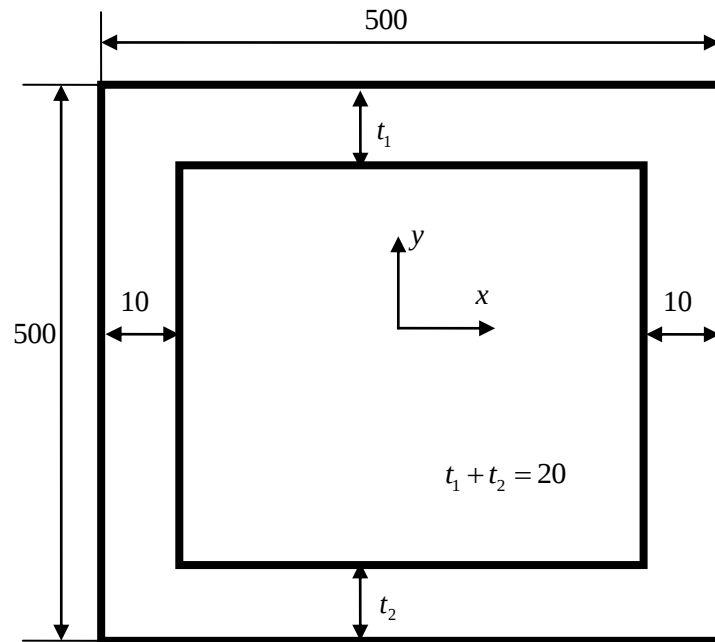


図 3.19 下面と上面板厚を変化させたボックス型断面の図.

図 3.19 の断面において t_2 を 10~15 mm で変化させた結果は次のようになった.

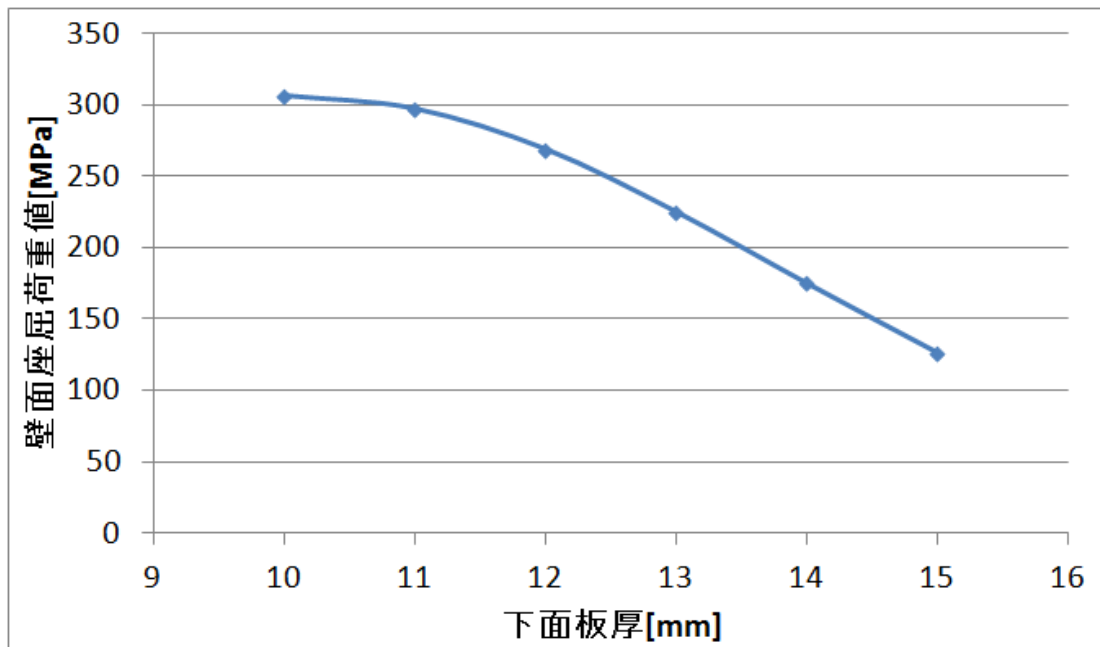


図 3.20 下面と上面の板厚を変えた際の壁面座屈荷重値.

上下の板厚が等しいときに壁面座屈荷重値は最大となり, 下面板厚と上面板厚の差が大きくなるにつれて壁面座屈荷重値は小さくなる. これは, 壁面座屈荷重値が一番薄い板

に大きく依存するため、上面板厚が小さくなったことが原因だと考えられる。

3.4.3 考察

2.4.4 節の計算で圧縮側の板厚を増加させた分だけ引張側の板厚を減少させると弾塑性座屈荷重値が大きくなることが分かった。しかし、3.4.2 節における解析で壁面座屈に対しては弱くなることが分かった。

今回の解析では、ブームの両端から一様の圧縮力を作用させた。しかし、実際のクレーンではブームが傾いているため、曲げモーメントと軸力(圧縮力)作用している。そのため上面と下面に作用している圧縮応力に差が生じている。したがって、上面に作用する圧縮荷重が側面や下面の圧縮荷重よりも小さくなることで、上面での壁面座屈が起きなくなる可能性がある。その場合、壁面座屈荷重は今回の解析値と異なると考えられる。より厳密な解析を行うためには、あらかじめ少し曲がったブームのモデルに曲げモーメントと軸力を作用させる必要がある。

3.5 補剛材を用いたブームの固有値座屈解析

ボックス型断面ブームのクレーンでは, 壁面座屈荷重を高めるために補剛材が使用される. 本節では, 4 枚の板の中央にそれぞれ一本の水平補剛材を使用したブームを用いる. モデルを作成し, 固有値座屈解析を行うことで, 補剛材が座屈荷重に与える影響について調査・検討する.

3.5.1 解析モデル, 解析条件

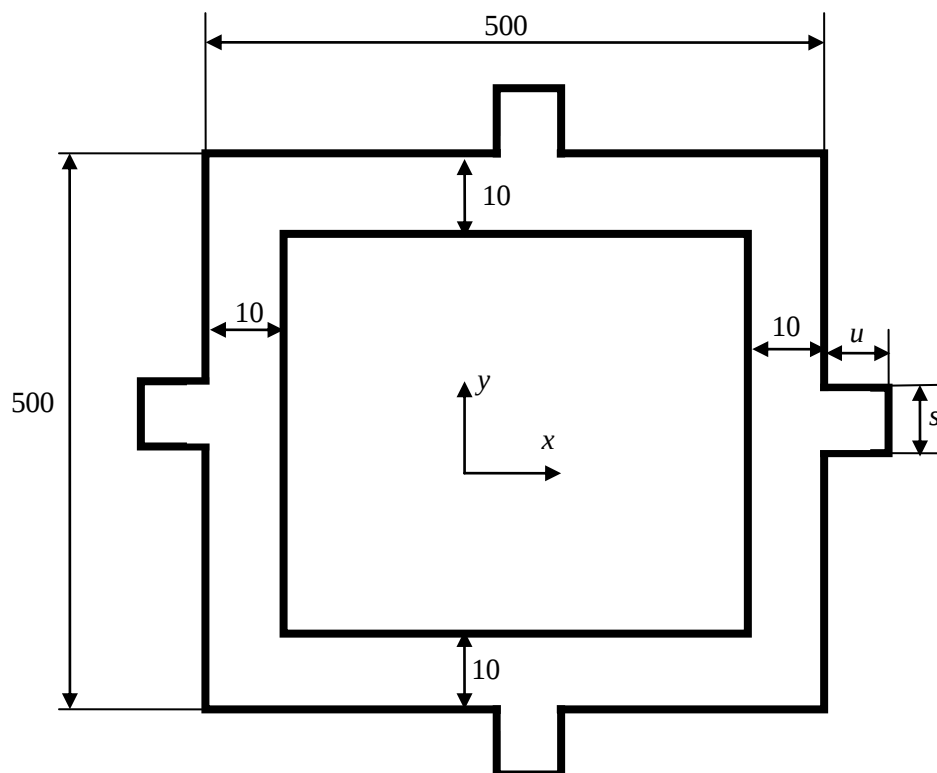


図 3.21 補剛材を用いたブームモデルの断面図.

本節で用いるブームモデルの断面形状を図 3.21 に示す. ここで, 補剛材の各辺の長さを図 3.21 のように s, u と定める. また, 断面の 1 辺の長さは 500mm, 板厚は 10mm, 細長比は 30 で固定する. モデルの 3 次元形状は図 3.22 のようになる.

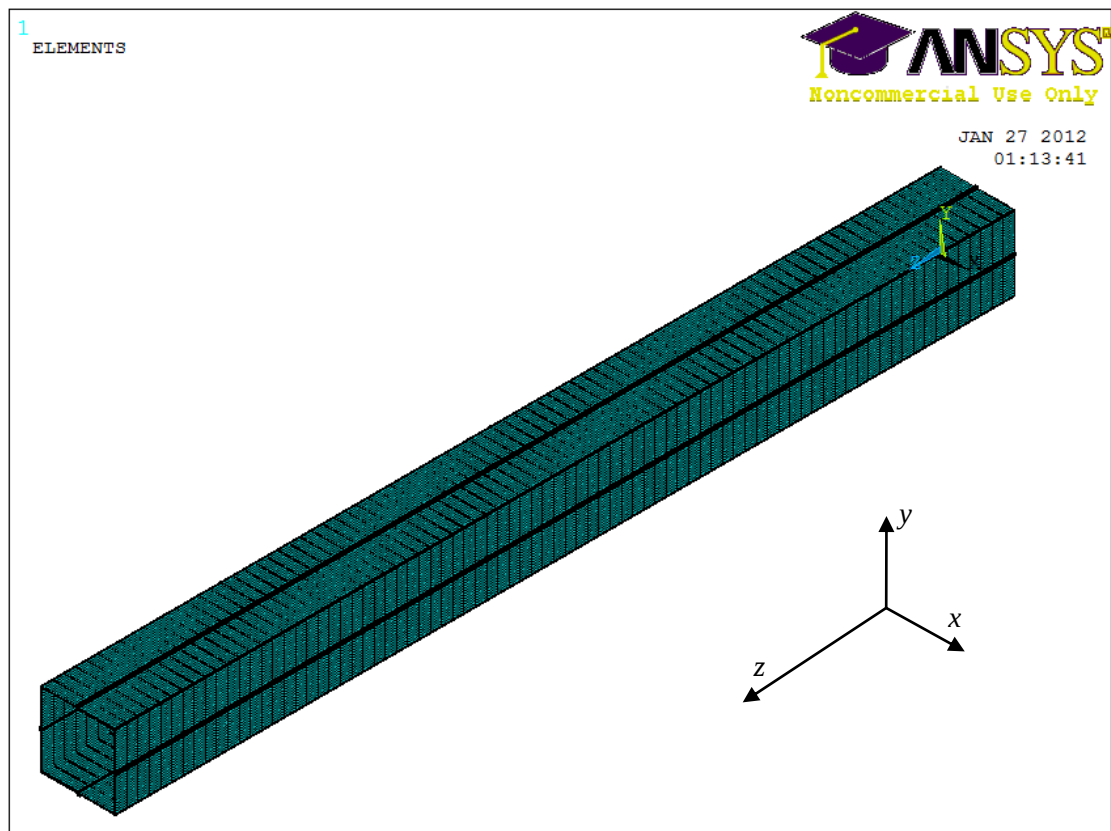


図 3.22 解析モデル(節点数 50544).

本節のモデルは 3.3.1 節のモデルのような簡単な薄板ではないため、ソリッド要素を用いる。アスペクト比が大きくなると要素がつぶれてしまい、解析結果に大きな影響を与えてしまう可能性があるため、メッシュを細かくし、アスペクト比を小さくする。解析条件は表 3-2 の通りである。

表 3-2 解析条件表.

要素	6 面体 8 節点ソリッド
境界条件	・ 完全モデル ・ ブームの両端を X, Y 方向拘束 ・ ブームの 1 頂点を X, Y, Z 拘束
荷重条件	ブームの両端から圧縮力を作用させる
材料物性値	高張力鋼 HT100 を使用, 弾性体を仮定 (詳細は表 2.3 参照)
解析アルゴリズム	ブロックランチョス法

3.5.2 解析結果

まず, 断面の 1 辺の長さ 500mm, 板厚 10mm, 細長比 30 の断面をもつブームに $s=u$ の補剛材を使用したモデルの解析を行う. s (または u) の値を 10~20mm で変化させたときの座屈荷重は図 3.23 のような結果となる.

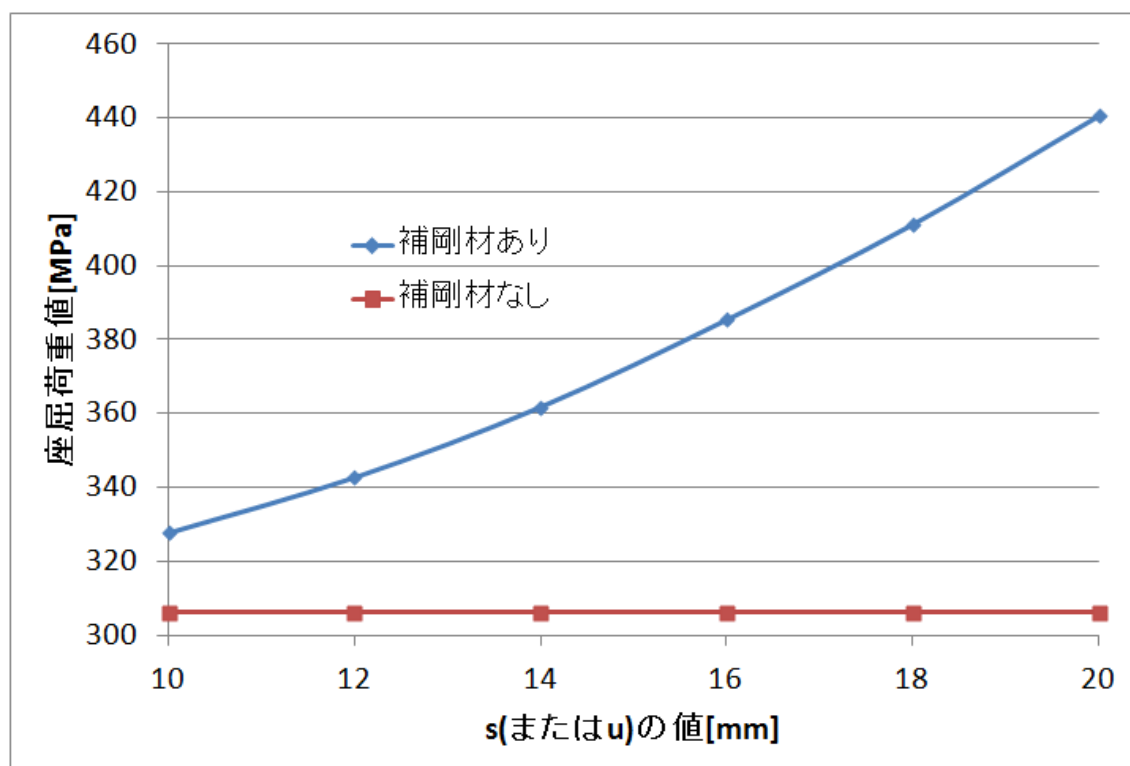


図 3.23 $s=u$ の補剛材を用いたブームモデルにおける座屈荷重値.

図 3.23 より, 補剛材を使用することによって座屈荷重値が大きくなることが分かる. また, 補剛材の断面を大きくするほど座屈荷重値も大きくなる.

次に, 補剛材の断面形状が座屈荷重値に与える影響について調べる. 1 本の補剛材の断面積を一定に保ちながら s, u を変化させたときの解析を行う. 本節では 1 本の補剛材の断面積を 200mm^2 で固定した. 解析結果は図 3.24 の通りである.

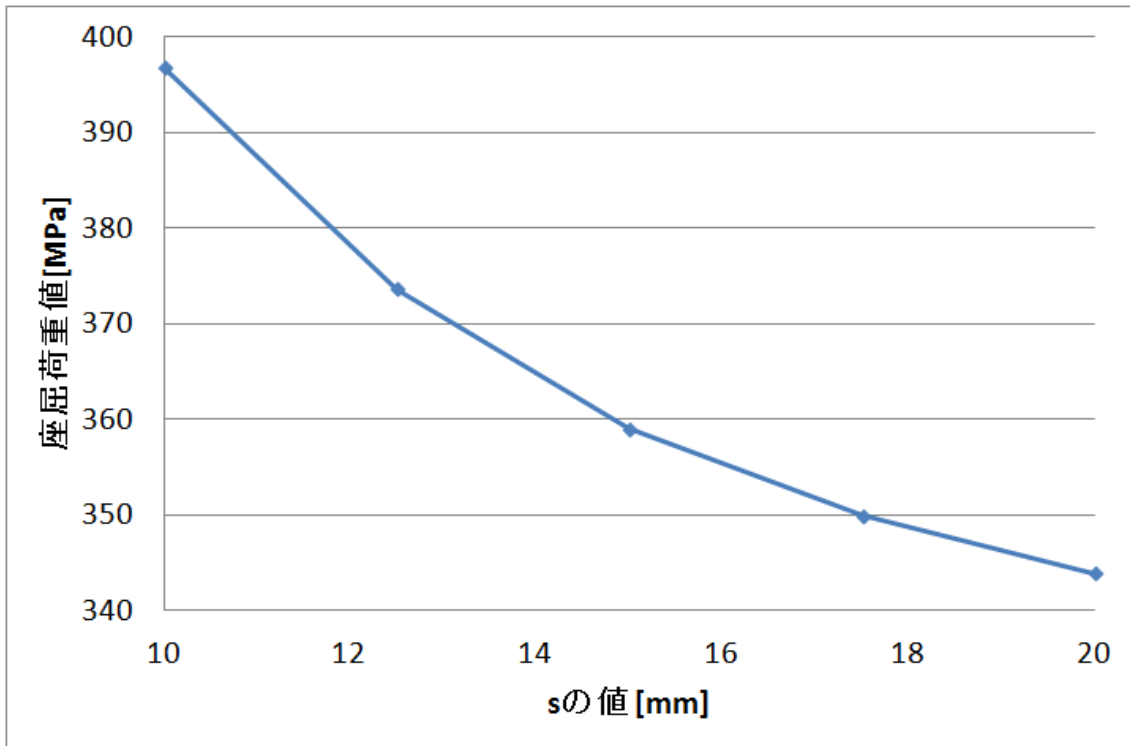


図 3.24 断面積 200mm^2 の補剛材を使用したブームモデルにおける座屈荷重値.

図 3.24 より s の値が大きいほど座屈荷重値が小さくなることが分かる. したがって, 同じ断面積でも s の小さい補剛材を使用すれば座屈荷重値を大きくすることができる. しかし, s を小さくしすぎると u が大きくなるためブームの収納ができなくなる可能性がある.

第4章 結論

4.1 本研究における結論

本研究では、クレーン構造規格の調査および検討と有限要素シミュレーションによる座屈解析を行った。

クレーン構造規格において、あらゆる種類の断面形状ブームが円筒型と T 型の 2 通りに近似して規定されている、高張力鋼についての規定がない、という 2 つの問題点を抽出した。実際に移動式クレーンで使われているブームはボックス型断面であるため、ボックス型断面ブームの弾塑性座屈応力を jezek の理論により算出した。その結果、構造規格の近似では過大評価を行っていることが分かった。

有限要素シミュレーションにおいて、ボックス型断面ブームに対して圧縮荷重を作用させた場合の座屈について弾性解析を行った。その結果、板厚を薄くすると壁面座屈という座屈モードが発現することが分かった。壁面座屈は構造規格では考慮されていない座屈モードであり、ブームの細長比が小さい領域では、構造規格が危険性を孕んでいることが分かった。壁面座屈の理論値を文献^{[8]・[9]}のよって算出した結果、解析によって得られた値とよく一致した。また、ボックス型断面の板厚を不均一にした場合について解析を行った結果、相対的に厚い板の変形は小さく、壁面座屈荷重は一番薄い板に依存することが分かった。また、水平補剛材を使用したモデルについて解析を行った。

4.2 今後の課題

本研究では、ブームに軸力(圧縮力)のみを作用させたが、実際のクレーンには軸力以外にも曲げモーメントや自重、風荷重など様々な荷重が作用しているため、それらを考慮した解析を行う必要がある。また、補剛材の適切な使用により壁面座屈荷重が大きくなると塑性域が発生すると考えられたため、塑性座屈による現象をシミュレーションによって明らかにする必要がある。これらは非線形性が強い現象であるため陽解法によるシミュレーションを行う必要がある。

シミュレーションを通じて高張力鋼の材料性能を十分に発揮させる設計法を提案し、文献^{[11]・[12]・[13]}のように信頼性工学の考えを導入することで、定量的に安全性を評価できるようにすることが最終的な目標である。

参考文献

- [1] 富士明良, 2009.4, 『工業材料入門』, P66~P67, 東京電機大学出版局
- [2] 柴田浩司, 1981, 『我が国における溶接構造用高張力鋼の発展とその特徴 —鉄鋼の歴史のトピックス(5)—』, 鉄と鋼第 67 年(1981)第 7 号, 日本鉄鋼協会
- [3] 田中靖ほか, 2007.6, 『車体軽量化技術を支える自動車用高張力鋼板製造技術に関する展望』, P1~P5, JFE 技報 No.16
- [4] 岩谷二郎ほか, 2001.4, 『自動車用ハイテンと利用技術』, 特集: 環境との共生・調和—材料編, 神戸製鋼技報 Vol.51 No.1
- [5] 小宮幸久, 2002.2, 『自動車用鉄鋼材料の現状と動向』, 自動車材料特集, 神戸製鋼技報 Vol.52 No.3
- [6] 坂倉省吾, 2004, 『JIS B 8821』 クレーン鋼構造部分の計算基準, P36~P59, P86~98, 日本規格協会
- [7] 厚生労働省労働基準局安全衛生部安全課, 2004, 『改訂 3 版 クレーン等各構造規格の解説』, 日本クレーン協会
- [8] 日本建築学会, 『鋼構造座屈設計指針』, 2010, 丸善
- [9] 土木学会, 『座屈設計ガイドライン』, 2005, 丸善
- [10] 前田豊, 1987, 『クレーン』 第 25 巻 10 号, P18~P23, 日本クレーン協会
- [11] 前田豊, 1987, 『クレーン』 第 25 巻 11 号, P22~P27, 日本クレーン協会
- [12] 日本クレーン協会, 2006, 『移動式クレーン構造規格と ISO8686-2 との比較検討調査報告書』, P141, 日本クレーン協会
- [13] 溝口孝遠, 2011, 『クレーン』 第 49 巻 5 号, P28~P32, 日本クレーン協会
- [14] 溝口孝遠, 2011, 『クレーン』 第 49 巻 6 号, P27~P32, 日本クレーン協会
- [15] 溝口孝遠, 2011, 『クレーン』 第 49 巻 7 号, P39~P45, 日本クレーン協会

謝辞

本論文作成にあたり、一年間ご指導していただき、研究の方向性等に的確な指摘やアドバイスをくださった酒井教授・泉准教授・田中展助教に深く感謝いたします。

また、クレーン業界の現況や実機の寸法等を教えてくださったコベルコ建機株式会社の溝口さんに感謝いたします。

授業や研究で忙しい中、貴重な時間を割いて私の相談に応じ、解決策を示して下さいました田矢さん、ANSYSのことを教えて下さった神谷さん、森住さん、信頼性のことを教えて下さった前田さんに深く感謝いたします。

研究室の雰囲気はいつも明るく安定していて、この上なく充実した1年間を送ることができました。研究室のメンバー、素晴らしい設備にも感謝いたします。

池田は卒論作成にあたり、僕たちに夢と希望を与えてくれました。ポクはipadを貸してくれたり、英語を教えてくれました。しかし悲しいことに僕の語学力はそれほど伸びませんでした。興石は労安研で頑張っていて尊敬しました。イケメンでした。白井は毎週のようにボルトの軸力を下げて解析を行っていて、その根気強さを見習いたいと思いました。成田は駒場で楽しそうでした。紅茶を計量カップで飲んでいましたが、その発想は僕にはありませんでした。栗山は黒かったです。こんな素晴らしい同期に恵まれてよかったです。

また、一緒に旅をしたエストレヤ、私の成長を支えてくれた御殿下記念館・桑名体育館、血となり肉となってくれたプロテイン・アミノ酸・グルタミン酸・クレアチン、そして私を動かしてくれた筋肉達に感謝いたします。

最後に、私のことをいつも気にかけて支えてくれた最愛の家族、楽しいことや辛いことを共有した友達にも感謝いたします。

以上、研究に関わった全ての人に感謝の意を表します。

以上

p.1~p.55 完
卒業論文

平成 24 年 2 月 3 日提出
100188 小林 裕之