

卒業論文

鉄道車両の内装モジュール設計に 対するリスク評価の応用

1p ~ 54p 完

平成 14 年 2 月 8 日 提出

指導教官 酒井 信介 教授

00268 横山 喬

目次

第1章	序論	5
1.1	研究の背景	5
1.2	本研究の目的	6
1.3	本論文の構成	6
第2章	基礎理論	7
2.1	リスク	8
2.2	内装モジュール	9
2.3	スリーブかしめ締結	10
2.4	確率論的有限要素法	11
2.5	応力 - 強度モデル	12
2.6	実験計画法	13
第3章	解析手法	14
3.1	解析モデル	15
3.2	リスク計算	20
3.2.1	故障確率	21
3.2.2	影響度	24
3.3	評価対象モデル	25
第4章	解析結果	26
4.1	実用化モジュールのリスク	27
4.2	スリーブかしめ締結の効果	27
4.3	モジュール長さ 3200mm のモデル	27
第5章	考察	31
5.1	スリーブかしめ締結の効果	32
5.2	締結位置によるリスク変化	34
5.3	締結位置によるリスク変化 (3200mm)	37
5.3.1	締結位置最適化	37
5.3.2	実験計画法による検討	41

第 6 章 結論	45
付 録 A モーダル解析	46
A.1 解析結果	46
A.2 実物実験結果との比較	47
付 録 B APDL	48
B.1 ANSYS におけるコマンド言語 APDL	48
B.2 APDL による確率論的有限要素解析	50

目 次

2.1	Risk matrix	8
2.2	The system of module interior[4]	9
2.3	Interior modules[4]	9
2.4	Ceiling-shelf module[4]	9
2.5	Sleeve-Caulking Fastening Method[5]	11
2.6	Stress-strength model	12
3.1	An analysis model of real module	15
3.2	dimension of an analysis model	15
3.3	Constraints of DOF (1)	18
3.4	Constraints of DOF (2) (Zoom-in of circle area of Fig.3.3)	18
3.5	Constraints of DOF (3)	18
3.6	Constraints of DOF (4) (Zoom-in of circle area of Fig.3.5)	18
3.7	Modeling of fastener	19
3.8	Loads on the shelf panel	19
3.9	Transformation of beam elements modeling fastener	22
3.10	bending load working at the head of fastener	22
3.11	Load making plate detach from fastener head surface	23
3.12	A 3200mm model with 9 fasteners (model 3)	25
5.1	The condition of fastening positions	38
5.2	区間推定 (締結部 x 座標の和が (偶数 x 100)mm の場合)	44
5.3	区間推定 (締結部 x 座標の和が (奇数 x 100)mm の場合)	44
A.1	Mode forms of model 1	47
B.1	An example of FEM analysis using APDL	48
B.2	Histogram of output parameter	51

表 目 次

2.1	自立型モジュールインテリアの技術課題 [4]	10
2.2	水準設定の例	13
2.3	二元配置の例	13
3.1	モデル諸元	16
3.2	入力値の確率分布	21
3.3	評価対象モデル	25
4.1	モデル1 リスク計算結果	28
4.2	モデル2 リスク計算結果	29
4.3	モデル3 リスク計算結果	30
5.1	2 因子の水準	32
5.2	リスク R_i 計算結果	33
5.3	締結力平均値と標準偏差に関する分散分析表	33
5.4	締結位置の異なる 2 種類のモデル	34
5.5	モデル4 リスク計算結果	35
5.6	モデル5 リスク計算結果	36
5.7	モデル6、7 リスク計算結果	36
5.8	下側締結部における被締結物並進力 W の差	39
5.9	締結位置最適化を行った 3200mm モデル	40
5.10	モデル8 リスク計算結果	40
5.11	実験計画法による締結位置の検討 (締結部 $\times$ 座標の和が (偶数 $\times$ 100)mm の場合)	42
5.12	実験計画法による締結位置の検討 (締結部 $\times$ 座標の和が (奇数 $\times$ 100)mm の場合)	42
5.13	締結位置に関する分散分析表 (締結部 $\times$ 座標の和が (偶数 $\times$ 100)mm の場合)	43
5.14	締結位置に関する分散分析表 (締結部 $\times$ 座標の和が (奇数 $\times$ 100)mm の場合)	43
A.1	モーダル解析結果	46
A.2	ハンマリングによる実験結果 [4]	47
B.1	入力確率変数の設定	50

第1章 序論

1.1 研究の背景

複数の種類の鉄道車両について評価比較を行う場合、比較項目について合理的な説明がなされなければならない。例えば、これまでアルミニウム合金車とステンレス車の比較を行う場合、剛性、質量、強度などに着目されてきた。これに加えて、今後は快適性や安全性、さらにはコストまで含めて評価することが求められる。このような場合の意思決定の手段として用いられているのがリスク評価である。リスク評価は原子力発電所や化学プラントなど、そこで発生する事故が周囲に大きな影響を与える可能性のある大規模システムの安全性評価及び様々な不具合事象を想定したコスト算出に用いられてきた [1]。ASME(米国機械学会) や API(米国石油学会) ではリスクベース検査規格が制定されている [2]。また現在では、他の多くの産業においても機器の信頼性と低コストの両立を目標として、リスク評価が広く導入されつつある。従来、リスク評価は既存のシステムに対して行われ、その危険予測やメンテナンス計画の決定の指標としてリスクが用いられてきた。しかし、システムや機械の設計の段階にリスク評価を導入し、設計時の意思決定の指標とすることができれば、性能面だけでなく事故時の被害等を含めたトータル量の最適化を早い段階で実現でき、コスト削減にもより大いに貢献することができると考えられる。

1.2 本研究の目的

本研究ではリスク評価を用いた設計手法を提案し、最新型鉄道車両に導入されている内装モジュールの設計に適用することを考える。この最新型車両は、アルミダブルスキンと呼ばれるアルミ合金中空押出型材で構体全体を構成しており、その中に組立済みのアルミ合金製内装モジュールが取り付けられる。内装を構体から自立させることにより、メンテナンスが容易であることや改良を加えやすいといったメリットが生まれるが、この内装モジュールはまだ新しい技術であるため改善の余地は大きい。鉄道車両会社ではモジュールを構成する部品の点数や締結部の数を削減することにより、組立工数やコストを大幅に削減することを目指している。

本研究では、内装モジュールを構成する一要素である側天井・荷棚モジュールの締結部に注目する。締結部にはボルト・ナット締結と比較して優れた締結性能を持つスリーブかしめ締結を採用するものとする。この2種類の締結形式の間には特に初期締結力の大きさとばらつきに大きな差が見られるため、初期締結力分布の違いがリスクの大きさに及ぼす影響を検討する。また、現在導入されているモジュールに対して算出したリスクとの比較から、適切な締結位置の選択により締結数を削減することができることを示す。

1.3 本論文の構成

第1章では、従来の鉄道車両設計及びリスク評価について述べ、本研究の目的を示した。

第2章では、本研究の基礎理論及び解析対象について述べる。

第3章では、本研究において用いるリスク計算手法について述べる。

第4章では、第3章の手法を用いて3種類のモデルについてリスク評価を行った結果を述べる。

第5章では、第4章の結果から、スリーブかしめ締結の有効性及び締結位置によるリスクの変化について考察する。

第6章では、本研究の結論を述べる。

第2章 基礎理論

本章では、本研究の対象及び本研究において用いる理論に関して、以下の事柄について説明する。

- リスク
- 内装モジュール
- スリーブかしめ締結
- 確率論的有限要素法
- 応力 - 強度モデル
- 実験計画法

2.1 リスク

リスク R は特定の危険事象の起こりやすさ P とその影響度 C の積として定義される。

$$R = P \times C \quad (2.1)$$

危険事象の起こりやすさは純粋に工学 / 技術の問題であるが、影響度は社会 / 経済にも関連する問題となる [2]。危険事象の起こりやすさは頻度あるいは確率によって定量化される。頻度は、一定期間にある事象が出現する回数で、1 年あたりの出現回数として / 年という単位をつけて表わされることが多い。確率は、N 回の試行に対するある事象の出現回数を n 回としたとき $\frac{n}{N}$ として表わされ、0 と 1 の間の無次元数（単位を持たない数）となる。一方、事象が発生したときの影響度に関しては、評価の目的に応じて、例えば石油プラントの場合では放射熱や爆風圧などの物理的作用が被害を及ぼす範囲の大きさ、死者数や負傷者数などの人的被害、あるいは損害額などの経済的損失が用いられる [3]。

リスク評価を行った結果は、しばしば Fig.2.1 に示すリスクマトリクスで提示される。リスクマトリクスは横軸に危険事象の起こりやすさ、縦軸に影響度を取り、それぞれを数段階に設定したものである。このリスクマトリクス上にリスク評価結果をプロットし、リスクが許容限度内であるかを判断する。

上述のように定義したリスクを用いて、確率論的リスク評価 (Probabilistic Risk Analysis ; PRA) が様々な分野で導入されている。原子力関連、化学プラント、航空宇宙産業等では PRA は規格の一部に採用されており、他の分野においても、PRA は安全性の証明や改善の必要性を示し、意思決定手段の一つとして用いられている。

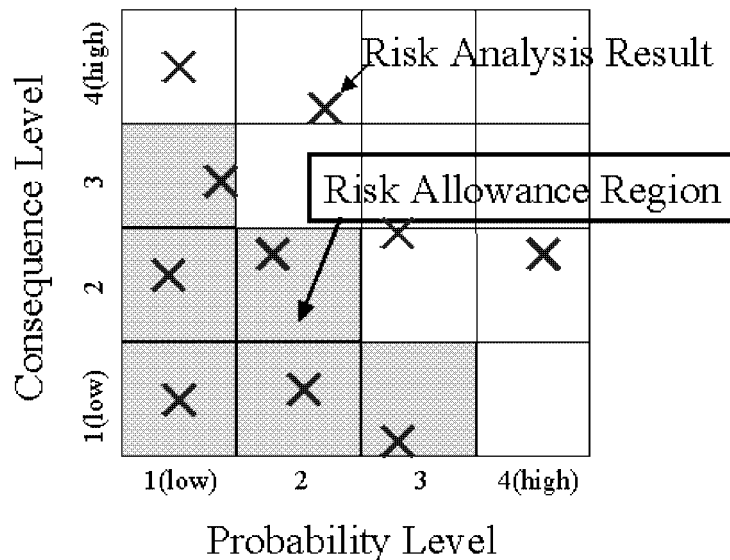


Fig. 2.1: Risk matrix

2.2 内装モジュール

従来、鉄道車両の内装は部品単位で構体に取り付けられていたが、リサイクル、リユースの観点から部品点数削減、容易な着脱、リサイクル容易な材料の使用が求められるようになった。この要求に応えるものの一つとして、内装の構造・機能・デザインの自立化を目的としたアルミ合金製の内装モジュールが開発された。内装モジュールは天井パネル、側天井・荷棚モジュール、側面パネルなどからなり、それぞれを外部で組み立てた後構体に取り付けられる (Fig.2.2、Fig.2.3)。構体には、長手方向に一様な断面を持つ内装モジュール取り付け用レールが形成されており、ボルト等で内装モジュールが取り付けられる。本研究では内装モジュールの一要素である側天井・荷棚モジュール (Fig.2.4) を対象とする。

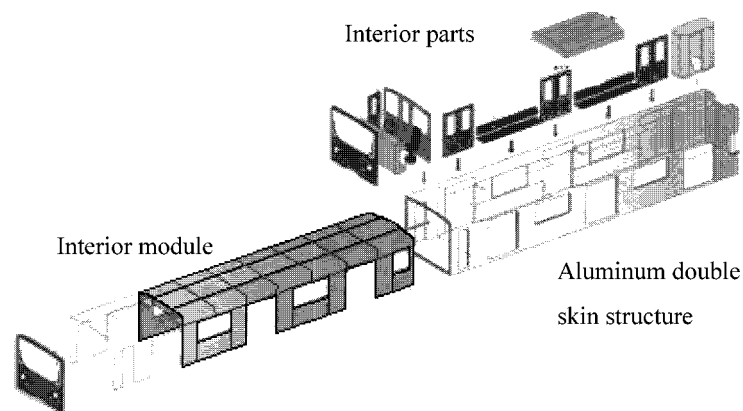


Fig. 2.2: The system of module interior[4]

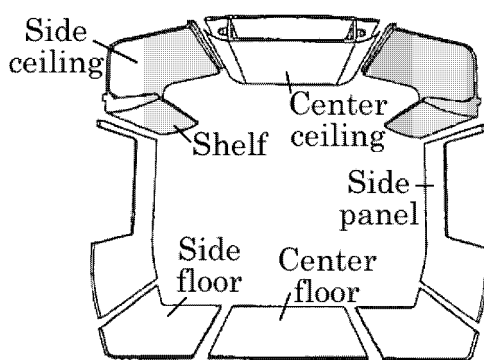


Fig. 2.3: Interior modules[4]

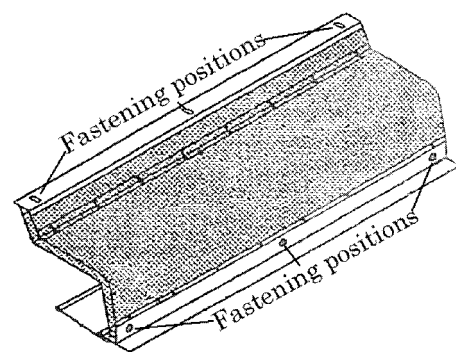


Fig. 2.4: Ceiling-shelf module[4]

第1章で述べたように、内装モジュールを採用することにより多くのメリットが生まれるが、まだ改善の余地は大きく、鉄道車両メーカーでは Table 2.1 に示す開発目標を掲げ

ている [4]。

Table 2.1: 自立型モジュールインテリアの技術課題 [4]

	技術課題	開発内容	開発目標
モジュール内装	・低コスト化 ・部品数最小化 ・構造/性能の自立化	・大型化による部品点数削減 ・材料/構造/製造の検討 ・断熱/遮音/強度検討	・部品点数 50 %減 ・組立工数 30 %減 ・モジュール長さ 3m ・車材不燃性
新締結	・締結数削減 ・締結品質向上 ・小ねじレス	・スリーブかしめ締結法の確立	・締結工数 30 %減 ・締結ピッチ 3 倍 ・軸力 1.5 倍 ・300 万回加振後 緩みなし

2.3 スリーブかしめ締結

従来、鉄道車両の内装や艤装の固定には小ねじによる締結やボルト・ナット締結が広く用いられてきたが、締結信頼性の向上、締結作業性の向上、メンテナンス容易等の要求から、従来の締結形式に代わる新締結の開発が課題となっていた (Table 2.1)。内装モジュールの締結部には、これらの要求を満たすスリーブかしめ締結が採用される。スリーブかしめの構成を Fig.2.5 に示す。クリンプのついたボルトと雌ねじのないナット状のスリーブで構成されており、専用の工具を用いて締結する。締結工法は、ボルトを直接工具で引っ張り、その反力で雌ねじのないスリーブにボルトをかしめ、ボルトねじ山に食いつかせて雌ねじを成型し締結する工法である。この工法ではボルトを一定荷重で破断させて締結するため、工具の出力制御が不要となり安定した締結力を得ることができる。また、従来のボルト・ナット締結と異なり、ねじ山間に隙間がなく塑性加工による残存応力が作用しているため、高い軸力を得ることができる [5]。従って、ボルト・ナット締結と比較すると、大きな初期締結力が得られること及び締結力のばらつきを小さく抑えられることに特徴がある。

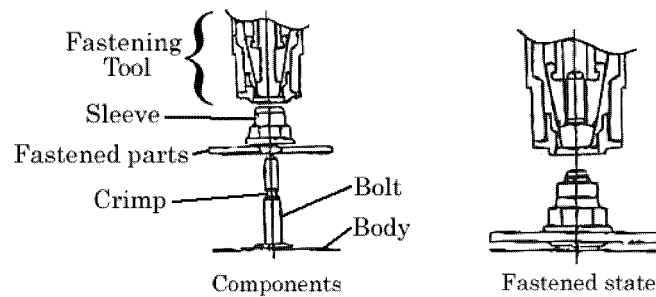


Fig. 2.5: Sleeve-Caulking Fastening Method[5]

2.4 確率論的有限要素法

材料値や寸法等は本来ばらつきを持った値であると考えられる。従って、有限要素解析においてもそれらのばらつきを考慮に入れることによって、より現実に近い解析結果が得られると考えられる。確率論的有限要素法では、材料値、寸法等の入力パラメータを確率分布として与え、モンテカルロ法により繰り返し有限要素解析を行い、応力等の出力パラメータを確率分布として求めることができる。そして、入出力パラメータ間の相関から現実的な最適設計を導くことができる。ある入力パラメータのばらつきが設計上重要な出力パラメータに対して感度が高いと評価された場合、その入力パラメータは設計上重要であることが分かる。また、入力パラメータのばらつきの影響による出力パラメータのばらつきがどの程度であり、設計基準を満たさない確率がどの程度であるのかといった、設計における実現性と信頼性の評価を行うことができる。従って、確率論的有限要素解析結果より製品の信頼性と品質に大きな影響を及ぼす入力パラメータを見つけ出し、効果的にコストを配分することができる。逆に、製品の信頼性が十分であるという結果が得られた場合、製品の信頼性にとって重要でない入力パラメータに対しては、許容範囲内でより低コストの製造プロセスを適用することができると考えられる [6]。

本研究で使用する有限要素解析コード ANSYS のコマンドラインプログラムによる確率論的有限要素解析の簡単な例を付録 B.2 に示す。

2.5 応力 - 強度模型

破壊の条件は一般に、応力 > 強度という形で表すことができるが、応力、強度ともに確定値ではなくばらつきを持つ確率変数である。従って、応力、強度はそれぞれ確率密度関数 $f_S(x)$ 、 $f_R(x)$ を用いて、Fig.2.6 のように表すことができる。ここで、応力分布 $f_S(x)$ の平均値が強度分布 $f_R(x)$ 以下であっても、 $f_S(x)$ の裾野と $f_R(x)$ の裾野で重なりが生じ、そこでは応力が強度を超えて破壊が起きる。このとき、破壊確率は次式で表される。

$$P_f = \int_0^{\infty} F_R(x) f_S(x) dx \quad (2.2)$$

ここで、 $F_R(x)$ は強度の累積分布関数で、

$$F_R(x) = \int_0^x f_R(\xi) d\xi \quad (2.3)$$

と表される。実際には、 $f_S(x)$ と $f_R(x)$ の分布の形によっては式を解析的に解くことは難しいが、 $f_S(x)$ 、 $f_R(x)$ がともに工学上重要である正規分布である場合には P_f を容易に求めることができる。応力が正規分布 $N(\mu_S, \sigma_S^2)$ 、強度が正規分布 $N(\mu_R, \sigma_R^2)$ であるとき、破壊確率 P_f は

$$P_f = \Phi\left(-\frac{\mu_R - \mu_S}{\sqrt{\sigma_R^2 + \sigma_S^2}}\right) = 1 - \Phi\left(\frac{\mu_R - \mu_S}{\sqrt{\sigma_R^2 + \sigma_S^2}}\right) \quad (2.4)$$

より求められる。ここで、

$$\Phi(u) = \int_{-\infty}^u \phi(x) dx \quad (2.5)$$

であるが、この積分の値は数表から求めることができる [7]。

本研究では、確率有限要素法によって得られた応力等の分布と締結物の強度分布とから上述した方法により締結物の故障確率を求める。

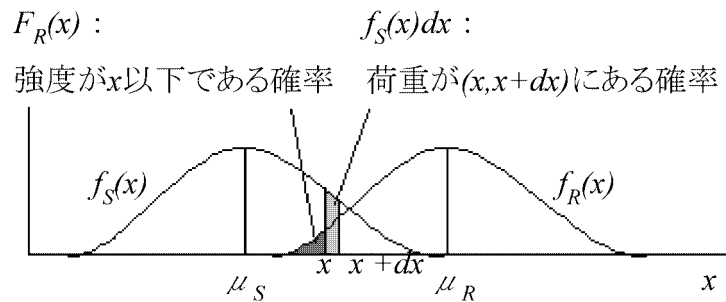


Fig. 2.6: Stress-strength model

2.6 実験計画法

実験計画法は実験的な研究を効率よく進めるために開発された技術であり、特性値に対する要因の影響度を効率よく解析する方法として品質管理を中心に広く用いられている [8]。例えば、ある特性値に対するある 1 つの要因の影響度を調べる場合、古典的な方法ではそれ以外の要因を全て固定して注目する要因のみを変化させて実験を繰り返す。しかし、一般に特性値に対する要因の数は多く、他の要因との組み合わせによる効果も生ずるため、実験数は膨大な回数となる。また、注目する要因以外の条件を固定したつもりであっても、実験において完全に条件を固定することは不可能であり、実験誤差は必ず混入する。これに対して、実験計画法では特性値に影響を及ぼす要因を全て同時に取り上げる。その代わり、各要因の値は代表的な数個の値のみとする。そのため、特性値に対する各要因の厳密な影響度を知ることはできない。しかし、的確な値を設定することにより、わずかな実験回数で多くの要因を調査することができる。また、実験誤差を考慮に入れた解析も可能になる [9]。

本研究ではある特性値に対して 2 つの因子（要因）に注目する場合の方法を用いる。例えば、化学実験において、最適化したい特性値を物質の収率、因子を反応温度と触媒量として、特性値（収率）に対して因子 A（反応温度）を 5 水準、因子 B（触媒量）を 4 水準 Table 2.2 のように設定したとき、各水準の組み合わせ ($A_1B_1 \sim A_5B_4$) について実験を行う。その結果を Table 2.3 のような二元配置表にまとめ、これを元にして分散分析を行い、特性値に対する各因子の寄与率と特性値を最適化する水準を求める。

Table 2.2: 水準設定の例 (収率に対して注目する因子 (A : 反応温度 (), B : 触媒量 (%)))

	水準値		水準値
A_1	200	B_1	0.2%
A_2	225	B_2	0.4%
A_3	250	B_3	0.6%
A_4	275	B_4	0.8%
A_5	300		

Table 2.3: 二元配置の例 (各水準の組み合わせに対する収率 (単位 : %))

	B_1	B_2	B_3	B_4
A_1	64	65	76	64
A_2	67	81	82	91
A_3	76	81	88	90
A_4	76	84	83	92
A_5	73	80	84	91

第3章 解析手法

本章では以下の事柄について説明する。

- 本研究の対象である側天井荷棚モジュールの有限要素モデル
- 確率論的有限要素解析結果を用いたリスク解析手法
- 現在用いられている 1 6 0 0 mm モジュールの解析モデルと締結形式によるリスクの違いを調べるための比較モデル、及び実用化が期待されている 3 2 0 0 mm のモデル

3.1 解析モデル

現在導入されている、Fig.2.4 に相当する側天井・荷棚モジュールの解析モデルを Fig.3.1 に示す。解析コードは ANSYS5.7 を用いる。このモデルは、資料に基づいてシェル要素とビーム要素を用いて作成した。寸法、諸元を Fig.3.2、Table 3.1 に示す。

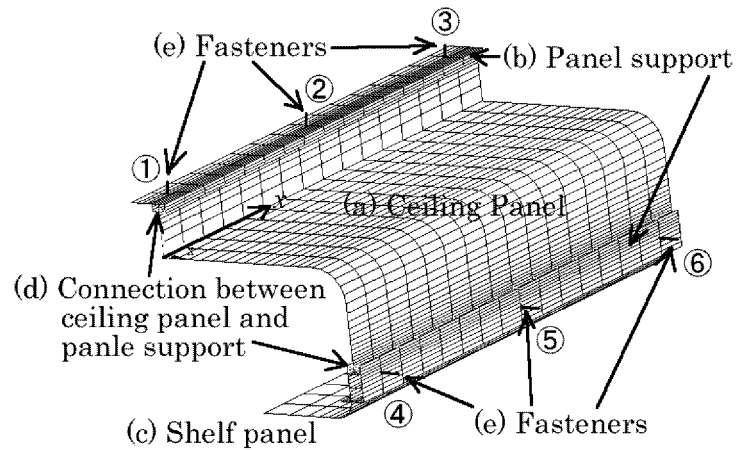


Fig. 3.1: An analysis model of real module (~ are fastener numbers)

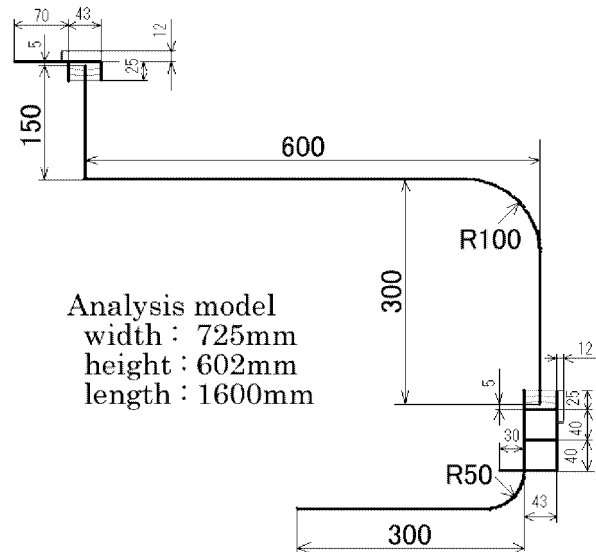


Fig. 3.2: dimension of an analysis model

Table 3.1: モデル諸元 (確率変数に関しては平均値を示した)

	(a) 側天井パネル	(b) パネル受け	(c) 荷棚パネル	(d) パネルとパネル 受けの接続	(e) 締結物
材料	アルミロールコア サンドイッチ パネル	アルミニウム	アルミニウム	---	鋼
要素	4 節点弾性シエル	4 節点弾性シエル	4 節点弾性シエル	三次元ビーム	三次元ビーム
リアルコン スタント	厚さ:40mm	厚さ:3mm	厚さ:10mm	断面:一辺 5mm 正方形 断面積:25mm ² 断面二次モーメント: 52.1mm ⁴	断面:一辺 6mm 円 断面積:28.3mm ² 断面二次モーメント: 63.6mm ⁴
材料特性	$E_x = 4934\text{MPa}$ $E_y = 5603\text{MPa}$ $G_{xy} = 1871\text{MPa}$ $G_{yz} = 54.1\text{MPa}$ $G_{zx} = 36.3\text{MPa}$ $\nu_{xy} = 0.3$ $\nu_{yz} = \nu_{zx} = 0$ $\rho = 145\text{kg/m}^3$	$E = 71\text{GPa}$ $\nu = 0.3$ $\rho = 2680\text{kg/m}^3$	$E = 71\text{GPa}$ $\nu = 0.3$ $\rho = 2680\text{kg/m}^3$	$E = 10^6\text{GPa}$ $\rho = 7860\text{kg/m}^3$	$E = 210\text{GPa}$ $\rho = 7860\text{kg/m}^3$
要素数	720	832	208	204	12

解析モデルの自由度拘束条件について Fig.3.3 から Fig.3.6 に示し、以下で説明する。

- 上側パネル受けの構体と接する部分 (Fig.3.3(a)) に関しては、構体側の 3 本のラインにおいて長手方向軸周りの回転を拘束している。下側パネル受けの構体と接する部分 (Fig.3.5(b)) に関しても同様に、構体側の 4 本のラインにおいて長手方向軸周りの回転を拘束している。
- 側天井パネルとパネル受けの接続部 (Fig.3.4(c)、Fig.3.6(d)) は長手方向の全節点間をビーム要素で結合し、カップリング拘束を用いている。上側の接続部 (Fig.3.4(c)) においては側天井パネルの節点自由度を独立自由度 (M) とし、パネル受けの節点自由度を従属自由度 (S) としている。下側の接続部 (Fig.3.6(d)) においてはパネル受け構体側の節点自由度を独立自由度 (M) とし、パネル受け荷棚側の節点と側天井パネルの節点の自由度を従属自由度 (S) としている。
- モジュールを内装モジュール取り付け用レールに固定する締結物はすべてビーム要素で表現されている (Fig.3.4、Fig.3.6(e))。締結物は Fig.3.7 に示すように、3 節点 2 要素からなり、内装モジュール取り付けレール側の節点 (Fig.3.7) を全自由度拘束し、パネル受け側の節点 (Fig.3.7) はパネル受けを表現するシェル要素の節点との共通節点としており、全自由度拘束していない。また中間の節点 (Fig.3.7) に関しても全自由度拘束していない。

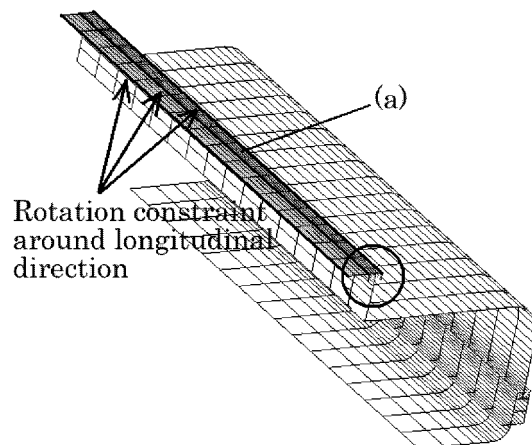


Fig. 3.3: Constraints of DOF (1)

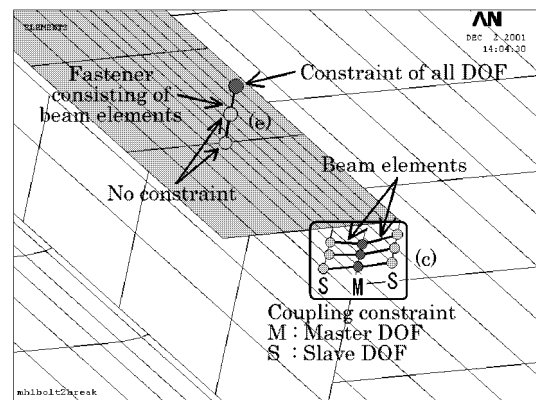


Fig. 3.4: Constraints of DOF (2)
(Zoom-in of circle area of Fig.3.3)

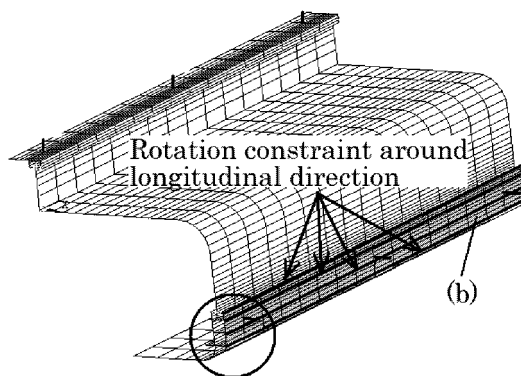


Fig. 3.5: Constraints of DOF (3)

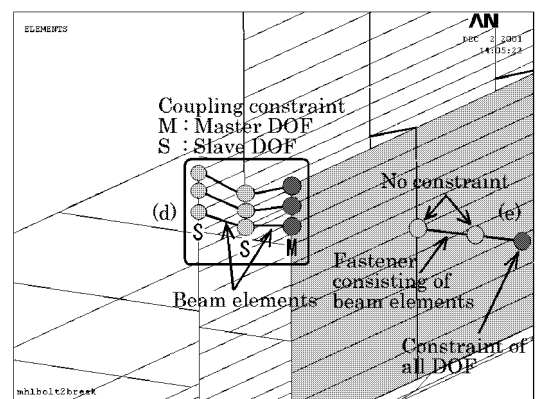


Fig. 3.6: Constraints of DOF (4)
(Zoom-in of circle area of Fig.3.5)

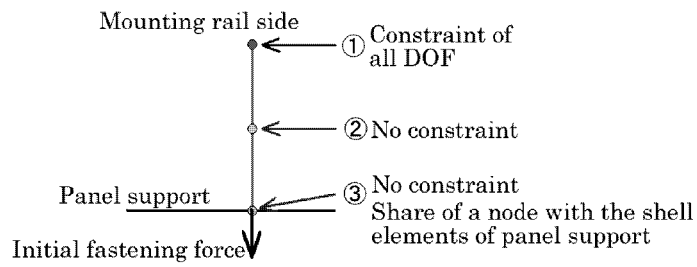


Fig. 3.7: Modeling of fastener

次に荷重条件について説明する。

- 鉄道車両メーカーにおいて行われた実物実験時の条件に基づいて、荷棚先端ラインに 1.96kN/m ($3.14\text{kN}/1.6\text{m}$) の等分布荷重を作用させた。荷重を作用させる位置に関しても実験時の条件と同様に、両端 2 箇所 に 392N 、中央 3 箇所 に 784N の集中荷重を作用させた。(Fig.3.8)
- 締結部を表現したビーム要素とパネル受けを表現したシェル要素の共通節点には初期締結力に相当する引張荷重を作用させた。(Fig.3.7)
- 重力加速度を作用させた。

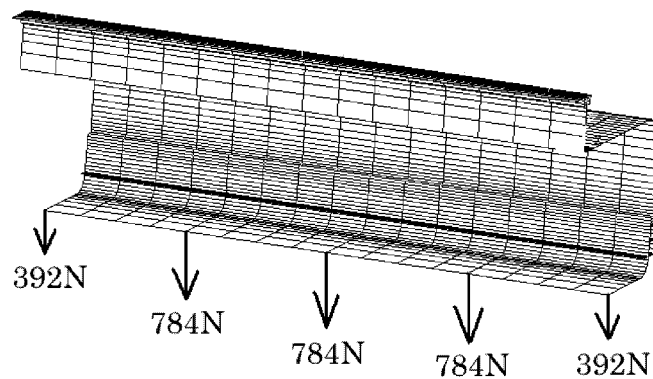


Fig. 3.8: Loads on the shelf panel

3.2 リスク計算

2.1 で説明したように、リスクは一般的に、機械やシステムの故障確率とその故障による被害の大きさの積として定義される。本研究においては、モジュールにおける 1 箇所の締結部の故障がモジュール全体の故障に至る可能性を評価する必要がある。そこで、モジュールにおけるある締結部の故障が他の締結部に及ぼす影響を考えるために、締結部 i の故障確率を P_i 、締結部 i の故障が締結部 j ($\in i$) に及ぼす影響度を C_{ij} として、締結部 i が締結部 j に対して負うリスク R_{ij} 、そして締結部 i のリスク R_i を以下のように定義する。

$$R_{ij} = P_i \times C_{ij} \quad (3.1)$$

$$R_i = \max_j R_{ij} \quad (3.2)$$

以下で、式における故障確率 P_i 及び影響度 C_i を求める手順を示す。

3.2.1 故障確率

締結部 i の故障確率 P_i を求めるにあたり、以下の3つの故障モードを考える。

- (1) 過大荷重による締結部の破壊 (生起確率 P_b)
- (2) 繰り返し荷重による締結部の疲労破壊 (生起確率 P_f)
- (3) 締結物の回転緩み (生起確率 P_s)

他にも締結部の非回転緩み等の故障モードが考えられるが、側天井荷棚モジュールにおける荷重条件や周囲の環境を考えると、上述した3つの故障モードが支配的であると考えられる [10]。従って、故障確率 P_i を3つの故障モードの生起確率の平均とする。

$$P_i = \frac{1}{3}(P_b + P_f + P_s) \quad (3.3)$$

上述した故障モードに関係する材料値や締結力はばらつきを持っているため、確率分布として考える必要がある。本研究では、材料値、締結力等の入力値を確率分布として与え、ラテン方格サンプリングを用いたモンテカルロ法により確率論的有限要素解析を行い、故障モードの生起確率に関する出力値 (応力等) と強度の確率分布曲線の相対的位置関係から故障確率を求める。材料値や構造形状等、入力値の確率分布は現実に近いと考えられる分布を仮定する。入力値について設定した確率分布を Table 3.2 に示す。ただし、ボルトナット締結とスリーブかしめ締結の初期締結力分布に関しては実験値に基づいて設定した。また、本研究で用いる確率密度関数は全て正規分布とした。有限要素解析の繰り返し数は1000回とした。計算にはCPU速度1.7GHz、メモリー512MBの計算機を使用し、1回の繰り返し計算には1600mmのモデルで約1時間、3200mmのモデルで約2時間30分を要した。以下で、各故障モード生起確率の計算方法を説明する。

Table 3.2: 入力値の確率分布 (分布形状は全て正規分布)

	平均値 μ	標準偏差 σ	範囲
弾性係数	表 3.1 に示す	0.05μ	— — —
板厚	表 3.1 に示す	0.05μ	$[0.99\mu, 1.01\mu]$
密度	表 3.1 に示す	0.05μ	— — —
初期締結力			— — —
ボルト・ナット	2.7kN	0.13μ	— — —
スリーブかしめ	3.3kN	0.027μ	— — —
座面間静摩擦係数	0.15	0.05μ	— — —
締結物引張強さ	358MPa	0.05μ	— — —
締結物疲労強さ	124MPa	0.05μ	— — —

(1) 過大荷重による締結部の破壊 (生起確率 P_b)

- 締結部変位から締結部に作用する力を求める

有限要素解析から得られる締結部における変位の様子を Fig.3.9 に示す。座標系はこの要素に対してのみ用いられる要素座標系である。 u_x は締結部におけるビーム要素とシェル要素の共通節点におけるビーム要素軸方向 (x 方向) 変位、 u_z はビーム要素軸方向に垂直な方向 (z 方向) の変位である。ここで、有限要素解析から得られた u_z は締結部の実際の変位を表してはいない。というのも、有限要素解析では、ビーム要素先端に作用する z 方向の力 W が u_z を発生させたと考えられるが、実際には Fig.3.10 に示すように、締結物の曲げを引き起こすは $\frac{W}{2}$ だけであると考えられるからである。すなわち、 W は z 方向の被締結物の並進力であり、 $W_b = \frac{W}{2}$ が締結物の曲げを発生させると考えられる。従って、被締結物の並進力 W 及び締結物の曲げ力 W_b は、締結物の縦弾性係数 E 、締結物の断面 2 次モーメント I_z 、締結部座面間距離 l を用いて次式のように表される。

$$W = \frac{3EI_z}{l^3}u_z \quad (3.4)$$

$$W_b = \frac{W}{2} \quad (3.5)$$

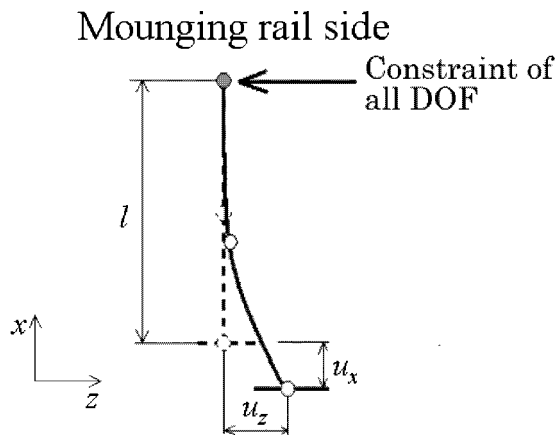


Fig. 3.9: Transformation of beam elements modeling fastener

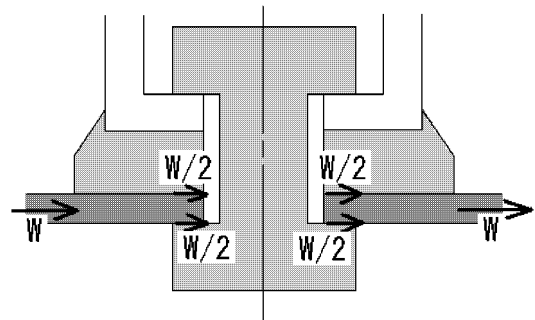


Fig. 3.10: bending load working at the head of fastener

- 被締結物が締結物座面から遊離するか否かを判定する

締結部の座面を引き離す力 F が被締結物に作用した Fig.3.11 の状態のとき、被締結物が締結物座面から遊離すると被締結物は荷重を負担しなくなり、締結部に作用する荷重を全て締結物が負担するようになる。従って、締結物が負担する荷重を求める前に、被締結物が遊離するか否かを知る必要がある。締結部座面から被締結物を遊離させる力 F が作用しているとき、被締結物の圧縮力 P は、締結物の初期締結力 P_t 、締結物の内力係数 ϕ を用いて次式のように表される。

$$P = P_t - (1 - \phi)F \quad (3.6)$$

このとき $P < 0$ となると被締結物は遊離し、締結物が負担する荷重が増加する。

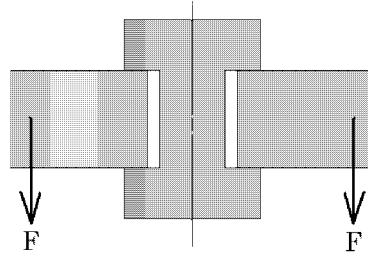


Fig. 3.11: Load making plate detach from fastener head surface

- 締結物に発生する引張応力を求める

締結物に発生する引張応力は軸応力と曲げ応力の和である。締結物に発生する軸応力 s は、

$$s = \begin{cases} \frac{P_t + F}{A} & : \text{締結物が遊離している場合} \\ \frac{P_t + \phi F}{A} & : \text{被締結物が遊離している場合} \end{cases} \quad (3.7)$$

となり、曲げ応力 s_b は

$$s_b = \frac{M_x}{I_z} \frac{d}{2} = \frac{W_b l}{I_z} \frac{d}{2} \quad (3.8)$$

となる。従って、締結物に発生する引張応力は

$$\sigma = s + s_b \quad (3.9)$$

となる。

以上の計算を繰り返し行った結果得られる引張応力分布と締結物強度分布との相対的位置関係から、過大荷重により締結部が破壊する確率 P_b を求める。

(2) 繰り返し荷重による締結部の疲労破壊 (生起確率 P_f)

- 締結部に発生する応力の疲労成分を求める

資料より、締結部に発生する応力の疲労成分 σ_f を (1) で求めた締結部に発生する引張応力の 0.2 倍とする [4]。

$$\sigma_f = 0.2\sigma \quad (3.10)$$

以上の計算を繰り返し行った結果得られる締結部に発生する応力の疲労成分の確率分布と締結物疲労強度分布との相対的位置関係から、繰り返し荷重により締結部が疲労破壊する確率 P_f を求める。

(3) 締結物の回転緩み (生起確率 P_s)

- 締結物座面と被締結物の間の摩擦力を求める

(1) で求めた被締結物の並進力 W に抗する摩擦力 F_f は、座面間の静摩擦係数 μ と (1) で求めた被締結物の圧縮力 P を用いて、

$$F_f = \mu \times P \quad (3.11)$$

となる。

以上の計算を繰り返し行った結果得られる座面間摩擦力分布と被締結物の並進力分布との相対的位置関係から、締結物の回転緩みが発生する確率 P_s を求める。

3.2.2 影響度

影響度 C_{ij} は、締結部 i が故障する前後での締結部 j の故障確率の差とする。

$$C_{ij} = P_{ij} - P_j \quad (3.12)$$

締結部 i 故障後の締結部 j の故障確率 P_{ij} を求めるためには締結部 i のビーム要素を省略したモデルを用いて 3.2.1 で説明した方法を実行した。

3.3 評価対象モデル

次章において以下のモデルについて検討を加えることにする。各モデルに用いる締結について Table 3.3 に示す。まず、現在導入されている 1600mm のモデルについて、スリーブかしめ締結の効果を含めて解析を行う。モデル 1 は Fig.3.1 に示すモデルで、スリーブかしめ締結部を上下 3 箇所ずつとした。モデル 2 は締結形式によるリスクの違いを調べるための比較モデルで、モデル 1 において締結部をボルト・ナット締結とした。次に新しいモジュールとして実用化が検討されている、Fig.3.12 に示す長さ 3200mm のケースについて検討する。締結位置は 1600mm の場合の延長とし、スリーブかしめ締結部を上側 3 箇所、下側 6 箇所 (等間隔) としたモデル 3 を用いる。

Table 3.3: 評価対象モデル

モデル	モジュール長さ [mm]	締結形式	締結数・位置 (x 座標 [mm])
1	1600	スリーブかしめ	上側 (100, 800, 1500) 下側 (100, 800, 1500)
2	1600	ボルト・ナット	上側 (100, 800, 1500) 下側 (100, 800, 1500)
3	3200	スリーブかしめ	上側 (100, 800, 1500) 下側 (100, 700, 1300 1900, 2500, 3100)

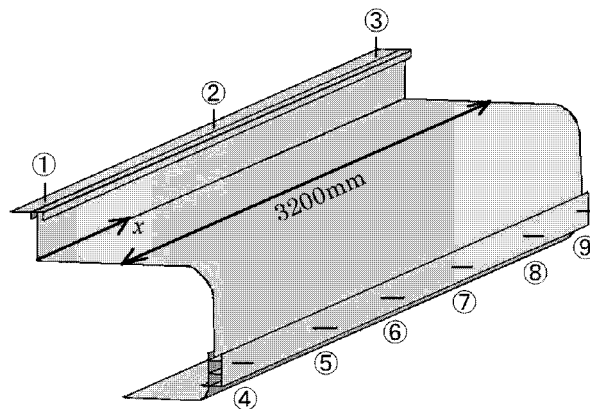


Fig. 3.12: A 3200mm model with 9 fasteners (model 3)

第4章 解析結果

本章では前章において説明した評価対象モデルについてリスク評価を行った結果を示す

- 現在導入されているモジュールについて解析を行い本研究におけるリスク基準値を設定する。
- ボルト・ナット締結とスリーブかしめ締結の2種類の締結形式を用いて解析を行いスリーブかしめ締結の効果を確認する。
- 導入が期待されている3200mmのモデルに関して、1600mmのモデルと同様に等間隔に締結位置を設定したモデルについて評価を行う。

4.1 実用化モジュールのリスク

スリーブかしめ締結を用いた長さ 1600mm のモデル 1 について評価を行った結果を Table 4.1 に示す。評価結果より、上側締結部 (~) に関しては故障確率 P_i 、影響度 C_{ij} とともにほぼ 0 となっているため、リスク R_{ij} 、 R_i はほぼ 0 となり、作用する荷重の大部分は下側締結部 (~) が負担していることが分かった。特にリスク R_i の表より、モジュール両端の締結部 のリスクが $R_i = 2.82 \times 10^{-9}$ 、モジュール中央の締結部 のリスクが $R_i = 7.29 \times 10^{-5}$ となっており、下側中央締結部が大きなリスクを負っていることが分かった。

鉄道車両メーカーで行われた実物試験では、このモジュールを用いることにより十分な安全が得られると評価された。従って、以後、モデル 1 のリスク R_i を基準として考えることにする。

4.2 スリーブかしめ締結の効果

ボルトナット締結を用いた場合と比較して、スリーブかしめ締結を用いることによりリスクをどの程度削減することができたのかを調べるために、モデル 1 において締結部をボルト・ナット締結としたモデル 2 について評価を行った。Table 4.2 に示す結果をスリーブかしめ締結を用いたモデル 1 の結果 (Table 4.1) と比較すると、上側締結部 (~) に関してはリスク R_i はほぼ 0 に抑えられているが、下側締結部 (~) に関してはリスク R_i は 10^{-2} オーダーと非常に大きな値となっている。従って、スリーブかしめ締結を用いることによるリスク R_i 削減効果は大きいと考えられる。

4.3 モジュール長さ 3200mm のモデル

部品点数削減の要求から、モジュール長さを 1600mm から延長することが望まれている。そこで Fig.3.12 に示すモデル 3 について評価を行った。Table 4.3 に示す結果より、下側締結部に関して両端の締結部 と中央の締結部 の間でリスク R_i に大きな差が見られる。また、下側締結間隔が 700mm であるモデル 1 の最大リスクが 7.29×10^{-5} である一方で、下側締結間隔 600mm であるモデル 3 の最大リスクが 1.54×10^{-4} であることから、モデル 3 はモデル 1 よりも締結間隔が小さいにもかかわらず最大リスクは大きくなっている。従って、モデル 3 に関しては下側各締結部間でのリスク R_i の差が小さくなるように、締結位置の改善が必要であると考えられる。

Table 4.1: モデル1 リスク計算結果 (~ は締結部番号)
正常状態での締結部故障確率 P_i

≈ 0	≈ 0	≈ 0	4.23E-9	2.30E-4	4.23E-9

締結部 i が故障した状態での締結部 j の故障確率 P_{ij}

$\downarrow i \quad j \rightarrow$						
		≈ 0	≈ 0	4.63E-9	2.20E-4	2.69E-9
	≈ 0		≈ 0	3.43E-9	4.33E-4	2.42E-9
	≈ 0	≈ 0		2.69E-9	2.20E-4	4.63E-9
	≈ 0	≈ 0	≈ 0		6.67E-1	≈ 0
	≈ 0	≈ 0	≈ 0	3.17E-1		3.17E-1
	≈ 0	≈ 0	≈ 0	≈ 0	6.67E-1	

締結部 j に対する締結部 i の影響度 $C_{ij} = P_{ij} - P_j$

$\downarrow i \quad j \rightarrow$						
		≈ 0	≈ 0	4.00E-10	9.33E-6	1.53E-9
	≈ 0		≈ 0	8.00E-10	2.04E-5	1.80E-9
	≈ 0	≈ 0		1.53E-9	9.33E-6	4.00E-10
	≈ 0	≈ 0	≈ 0		6.67E-1	4.33E-9
	≈ 0	≈ 0	≈ 0	3.17E-1		3.17E-1
	≈ 0	≈ 0	≈ 0	4.33E-9	6.67E-1	

締結部 j に対する締結部 i のリスク $R_{ij} = P_i \times C_{ij}$

$\downarrow i \quad j \rightarrow$						
		≈ 0	≈ 0	≈ 0	≈ 0	≈ 0
	≈ 0		≈ 0	≈ 0	≈ 0	≈ 0
	≈ 0	≈ 0		≈ 0	≈ 0	≈ 0
	≈ 0	≈ 0	≈ 0		2.82E-9	≈ 0
	≈ 0	≈ 0	≈ 0	7.29E-5		7.29E-5
	≈ 0	≈ 0	≈ 0	≈ 0	2.82E-9	

締結部 i のリスク $R_i = \max_j R_{ij}$

≈ 0	≈ 0	≈ 0	2.82E-9	7.29E-5	2.82E-9

Table 4.2: モデル2 リスク計算結果 (~ は締結部番号)
正常状態での締結部故障確率 P_i

≈ 0	≈ 0	≈ 0	3.73E-2	1.65E-1	3.73E-2

締結部 i が故障した状態での締結部 j の故障確率 P_{ij}

$\downarrow i \quad j \rightarrow$						
		≈ 0	≈ 0	3.70E-2	1.64E-1	3.60E-2
	≈ 0		≈ 0	3.80E-2	1.70E-1	3.80E-2
	≈ 0	≈ 0		3.60E-2	1.64E-1	3.70E-2
	≈ 0	≈ 0	≈ 0		6.67E-1	9.00E-8
	≈ 0	≈ 0	≈ 0	3.31E-1		3.31E-1
	≈ 0	≈ 0	≈ 0	9.00E-8	6.67E-1	

締結部 j に対する締結部 i の影響度 $C_{ij} = P_{ij} - P_j$

$\downarrow i \quad j \rightarrow$						
		≈ 0	≈ 0	3.33E-4	6.67E-4	1.66E-3
	≈ 0		≈ 0	6.67E-4	5.00E-3	6.67E-4
	≈ 0	≈ 0		1.66E-3	6.67E-4	3.33E-4
	≈ 0	≈ 0	≈ 0		5.02E-1	3.80E-2
	≈ 0	≈ 0	≈ 0	2.94E-1		2.94E-1
	≈ 0	≈ 0	≈ 0	3.80E-2	5.02E-1	

締結部 j に対する締結部 i のリスク $R_{ij} = P_i \times C_{ij}$

$\downarrow i \quad j \rightarrow$						
		≈ 0	≈ 0	≈ 0	≈ 0	≈ 0
	≈ 0		≈ 0	≈ 0	≈ 0	≈ 0
	≈ 0	≈ 0		≈ 0	≈ 0	≈ 0
	≈ 0	≈ 0	≈ 0		1.87E-2	4.26E-3
	≈ 0	≈ 0	≈ 0	4.84E-2		4.84E-2
	≈ 0	≈ 0	≈ 0	4.26E-3	1.87E-2	

締結部 i のリスク $R_i = \max_j R_{ij}$

≈ 0	≈ 0	≈ 0	1.87E-2	4.84E-2	1.87E-2

Table 4.3: モデル3リスク計算結果 (~ は締結部番号。対称性より一部の結果を省略した。)

正常状態での締結部故障確率 P_i

≈0	≈0	≈0	≈0	7.83E-6	4.63E-4	4.63E-4	7.83E-6	≈0	

締結部 i が故障した状態での締結部 j の故障確率 P_{ij}

↓ i j →									
		≈0	≈0	≈0	9.07E-6	4.40E-4	3.60E-4	8.20E-6	≈0
	≈0		≈0	≈0	1.61E-5	9.63E-4	9.63E-4	1.61E-5	≈0
	≈0	≈0	≈0		3.77E-1	3.50E-2	8.10E-6	1.34E-8	≈0
	≈0	≈0	≈0	9.77E-2		3.32E-1	3.31E-2	1.25E-5	≈0
	≈0	≈0	≈0	≈0	3.22E-1		3.32E-1	4.13E-3	≈0

締結部 j に対する締結部 i の影響度 $C_{ij} = P_{ij} - P_j$

↓ i j →									
		≈0	≈0	≈0	1.23E-6	2.33E-5	1.03E-4	3.67E-7	≈0
	≈0		≈0	≈0	8.27E-6	5.00E-4	5.00E-4	8.27E-6	≈0
	≈0	≈0	≈0		3.77E-1	3.45E-2	4.57E-4	7.67E-6	≈0
	≈0	≈0	≈0	9.77E-2		3.31E-1	3.27E-2	4.70E-6	≈0
	≈0	≈0	≈0	≈0	3.22E-1		3.32E-1	4.13E-3	≈0

締結部 j に対する締結部 i のリスク $R_{ij} = P_i \times C_{ij}$

↓ i j →									
		≈0	≈0	≈0	≈0	≈0	≈0	≈0	≈0
	≈0		≈0	≈0	≈0	≈0	≈0	≈0	≈0
	≈0	≈0	≈0		≈0	≈0	≈0	≈0	≈0
	≈0	≈0	≈0	7.66E-7		2.59E-6	2.56E-7	≈0	≈0
	≈0	≈0	≈0	≈0	1.49E-4		1.54E-4	1.91E-6	≈0

締結部 i のリスク $R_i = \max_j R_{ij}$

≈0	≈0	≈0	≈0	2.59E-6	1.54E-4	1.54E-4	2.59E-6	≈0	

第5章 考察

本章では前章の結果に基づいて以下の事柄について検討する。

- ボルト・ナット締結と比較して大幅にリスクを削減することができることが分かったスリーブかしめ締結の効果について実験計画法を用いて検討する。
- 前章において、締結位置を等間隔に設定した場合には下側中央締結部が大きなリスクを負っていることが明らかとなったが、締結位置を変更することによって、下側各締結部のリスクを均等化することができることを示す。
- 3200mm のモデルの下側締結位置に関して実験計画法を用いて検討を行い、最適な締結位置を求める。

5.1 スリーブかしめ締結の効果

前章の結果よりスリーブかしめ締結を用いることにより、リスクを大幅に削減できることが分かった。本研究ではボルト・ナット締結とスリーブかしめ締結の2種類の締結形式を扱ったが、これらの2種類の締結力分布に関して、リスク削減に対して分布の平均値と標準偏差のどちらの違いによる影響が大きいのかを調べるために、Fig.3.1のモデルの下側締結部について、実験計画法を用いて感度解析を行った。まず、因子Aを平均値、因子Bを標準偏差として、Table 5.1に示すように因子Aを3水準、因子Bを5水準設定し、各組み合わせについてリスク計算を行った。下側各締結部のリスク R_i を Table 5.2 に示す。次に得られた結果を用いてリスク R_i に対する2因子の感度解析を行う。Table 5.2 に示したリスク R_i の値を用いて感度解析を行うことは可能ではあるが、非常に幅広い値となっているため、ここでは Table 5.2 の各値の対数をとった値について感度解析を行うことにした。その結果を Table 5.3 の分散分析表に示す。締結部 と締結部 とでは、リスク削減に対する影響が大きい因子が異なることが分かる。Table 5.2(b) に示すように締結部 に関しては、水準 A_1 の場合、標準偏差が小さくなるにつれてわずかながらリスクが大きくなるという結果となった。これは、標準偏差が小さくなるにつれて締結部 i の故障確率 P_i は小さくなっていったが、それ以上に影響度 C_{ij} が大きくなっていったことによる。また、水準 A_2 、 A_3 の場合にも締結部 の場合と比較して標準偏差の変化に対するリスクの変化は大きくなかった。そのため、締結部 については締結部 の場合とは逆に因子A(平均値)の変化の方がリスク削減の対する影響が大きいという結果となった。また、言うまでもないことだが今回行ったのは実験ではなく解析であるため、締結力の平均値と標準偏差以外のパラメータは全て完全に固定されている。従って、Table 5.3 に示す残差 e は交互作用 $A \times B$ に相当するものであると考えられる。よって、Table 5.3 に示した寄与率は全て有意な値であると考えられる。

Table 5.1: 2 因子の水準
因子 A 締結力分布平均値

	水準値
A_1	2.7kN(ボルト・ナット締結平均値)
A_2	3.0kN
A_3	3.3kN(スリーブかしめ締結平均値)

因子 B 締結力分布標準偏差

	水準値
B_1	13%(ボルト・ナット締結標準偏差)
B_2	10.5%
B_3	8.1%
B_4	5.4%
B_5	2.7%(スリーブかしめ締結標準偏差)

Table 5.2: リスク R_i 計算結果

(a) 締結部

	B_1	B_2	B_3	B_4	B_5
A_1	1.69E-1	1.19E-1	4.80E-2	1.66E-2	2.50E-3
A_2	6.42E-2	3.02E-2	7.08E-3	6.93E-4	6.28E-6
A_3	2.28E-2	5.76E-3	9.31E-4	1.35E-5	2.54E-8

(b) 締結部

	B_1	B_2	B_3	B_4	B_5
A_1	4.35E-1	4.52E-1	4.74E-1	4.82E-1	4.83E-1
A_2	2.10E-1	1.80E-1	1.39E-1	8.58E-2	3.79E-2
A_3	7.41E-2	4.73E-2	2.23E-2	6.11E-3	6.56E-4

Table 5.3: 締結力平均値と標準偏差に関する分散分析表

(a) 締結部

要因	変動 SS	自由度 f	分散 V	寄与率
平均 M	1.54E5	1	1.54E5	— —
因子 A	1.43E7	2	7.15E6	25.7%
因子 B	3.02E7	4	7.55E6	54.7%
残差 e	5.61E6	8	7.01E5	19.6%

(b) 締結部

要因	変動 SS	自由度 f	分散 V	寄与率
平均 M	2.12E4	1	2.12E4	— —
因子 A	6.23E6	2	3.11E6	62.8%
因子 B	1.64E6	4	4.10E5	9.8%
残差 e	1.44E6	8	1.81E5	27.4%

5.2 締結位置によるリスク変化

モデル1、2では下側中央の締結部にリスクが集中しているため、その部分に対策を施すことで、下側締結部のリスクを均等化することができるものと考えられる。同時に、リスクの小さい上側に関しては締結数の削減が可能であると考えられる。ここで、締結部を増加させる位置によるリスク削減効果の違いを調べるために、長さ1600mmのモジュールにおいてボルトナット締結部を上側2本、下側4本とした締結間隔の異なる2種類のモデル(モデル4、5)について評価を行った。それぞれのモデルの締結についてTable 5.4に示す。モデル5はモデル4と比較して締結部をモジュール中央寄りとした。モデル4の結果(Table 5.5)では、最大リスクは 10^{-3} オーダーとなっているのに対し、モデル5の結果(Table 5.6)では、最大リスクは 10^{-4} オーダーとなっており、下側締結部間のリスク R_i 差も小さく抑えられている。従って、締結数を据え置いても、下側中央部に締結部を集中させることにより、効果的にリスクを小さくできることが分かった。また、モデル4、5において締結部をスリーブかきめ締結としたモデル6、7についても評価を行った。Table 5.7に示す結果より、モデル5と同じ締結位置であるモデル7のリスク R_i の方が小さいという結果となったが、どちらの締結位置においてもリスクは 10^{-10} 以下となり、モデル1と比較するとはるかに安全であるという結果となった。

Table 5.4: 締結位置の異なる2種類のモデル

モデル	モジュール長さ [mm]	締結形式	締結数・位置 (x 座標 [mm])
4	1600	ボルト・ナット	上側 (100, 1500)
			下側 (100, 500, 1100, 1500)
5	1600	ボルト・ナット	上側 (100, 1500)
			下側 (100, 700, 900, 1500)

Table 5.5: モデル4 リスク計算結果 (~ は締結部番号。対称性より一部の結果を省略した。)

正常状態での締結部故障確率 P_i

≈ 0	≈ 0	8.17E-4	7.97E-3	7.97E-3	8.17E-4

締結部 i が故障した状態での締結部 j の故障確率 P_{ij}

$\downarrow i \quad j \rightarrow$						
		≈ 0	1.01E-3	8.10E-3	8.37E-3	7.87E-4
	≈ 0	≈ 0		3.33E-1	2.23E-2	≈ 0
	≈ 0	≈ 0	2.16E-1		1.31E-1	2.00E-3

締結部 j に対する締結部 i の影響度 $C_{ij} = P_{ij} - P_j$

$\downarrow i \quad j \rightarrow$						
		≈ 0	1.97E-4	1.33E-4	7.67E-4	6.67E-6
	≈ 0	≈ 0		3.25E-1	1.47E-2	7.93E-4
	≈ 0	≈ 0	2.16E-1		1.23E-1	1.21E-3

締結部 j に対する締結部 i のリスク $R_{ij} = P_i \times C_{ij}$

$\downarrow i \quad j \rightarrow$						
		≈ 0	≈ 0	≈ 0	≈ 0	≈ 0
	≈ 0	≈ 0		2.66E-4	1.20E-5	6.44E-7
	≈ 0	≈ 0	1.72E-4		9.80E-4	9.61E-6

締結部 i のリスク $R_i = \max_j R_{ij}$

≈ 0	≈ 0	2.66E-4	1.72E-3	1.72E-3	2.66E-4

Table 5.6: モデル5 リスク計算結果 (~ は締結部番号。対称性より一部の結果を省略した。)

正常状態での締結部故障確率 P_i						
≈0	≈0	2.33E-3	3.67E-3	3.67E-3	2.33E-3	

締結部 i が故障した状態での締結部 j の故障確率 P_{ij}						
↓ i j →						
		≈0	2.33E-3	4.00E-3	4.67E-3	2.33E-3
	≈0	≈0		3.33E-1	1.90E-1	≈0
	≈0	≈0	8.00E-2		1.64E-1	1.37E-2

締結部 j に対する締結部 i の影響度 $C_{ij} = P_{ij} - P_j$						
↓ i j →						
		≈0	≈0	3.33E-4	1.00E-3	≈0
	≈0	≈0		3.29E-1	1.86E-1	2.33E-3
	≈0	≈0	7.77E-2		1.61E-1	1.14E-2

締結部 j に対する締結部 i のリスク $R_{ij} = P_i \times C_{ij}$						
↓ i j →						
		≈0	≈0	≈0	≈0	≈0
	≈0	≈0		7.68E-4	4.34E-4	5.44E-6
	≈0	≈0	2.85E-4		5.89E-4	4.18E-5

締結部 i のリスク $R_i = \max_j R_{ij}$						
≈0	≈0	7.68E-4	5.89E-4	5.89E-4	7.68E-4	

Table 5.7: モデル4、5の締結形式をスリーブかしめ締結としたモデル6、7のリスク計算結果 (~ は締結部番号)

締結部 i のリスク R_i						
モデル						
6	≈0	≈0	≈0	3.10E-15	3.10E-15	≈0
7	≈0	≈0	≈0	9.82E-18	9.82E-18	≈0

5.3 締結位置によるリスク変化 (3200mm)

5.3.1 締結位置最適化

前章の結果より、3200mm のモデルにおいて 1600mm のモデルと同様に締結位置を等間隔に設定したのでは各締結部間でのリスク差が大きくなってしまったことが分かった。しかし、前節において、1600mm のモデルに関して締結位置によってリスクを抑えることができることが分かった。従って、3200mm のモデルにおいても適切な締結位置を選ぶことにより、リスクを抑えることができると考えられる。

ところで、本研究においてこれまでに行った解析結果において、考慮に入れる 3 つの故障モードのうち、生起確率が最も高く、リスクに最も大きな影響を及ぼすのは締結部の回転緩みであった。さらに結果を詳しく検証してみると、回転緩みの生起確率の計算に用いるパラメータ (被締結物並進力 W 、座面間摩擦力 F_f) のうち、その確率値に対して最も大きな影響を及ぼすパラメータは被締結物並進力 W の平均値であることが分かった。すなわち、被締結物の並進力 W の平均値とリスクは正の相関関係にあることが分かった。確率論的解析を行った結果得られる各出力パラメータの平均値は、各入力パラメータを確率論的解析における平均値に設定して静解析を 1 回行った結果得られる出力パラメータの値に一致すると考えられる。従って、静解析を 1 回行った結果得られる被締結物並進力 W について最適化を行うことにより、リスクを最適化できると考えられる。本来は締結位置の設定を行うにあたっては、リスクについて最適化を行うべきであると考えられるが、はるかに少ない計算時間で最適化を行うことができるこの方法をここでは用いることにする。

そこで、3200mm のモデルの下側締結部に注目し、1 回の静解析を行った結果得られる被締結物並進力 W について、下側各締結部においてその最大値と最小値の差を最小化することを考える。3200mm のモデルについて両端の締結位置は固定し、締結位置の対称性を保った上でその他の締結位置を 100mm 単位で変化させ、様々な締結位置を設定して静解析を行った (Fig.5.1)。条件より、変化させるパラメータは 2 箇所の締結位置 ($x = x_1, x_2$) である。様々な締結位置を設定したときの下側締結部における被締結物並進力 W の差を Table 5.8 に示す。Table 5.8 より、被締結物並進力の差が最も小さくなるのは $x_1=1100\text{mm}$ 、 $x_2=1200\text{mm}$ としたときであった。そこで、この締結位置を設定したモデル (モデル 8; Table 5.9) についてリスク計算を行った。Table 5.10 に示すリスク R_i をモデル 3 のリスク R_i (Table 4.3) と比較すると、被締結物並進力 W の差に基づいて締結位置を設定することでリスク均等化を達成できた。しかし、依然として下側締結部が荷棚荷重の大部分を負担している状態である。上側締結部にも下側締結部と同様に荷重を負担させることができれば、下側締結本数をさらに減少させることができるはずである。それには締結本数や位置の変更だけでは不可能であり、構造上の変更が必要であると考えられる。

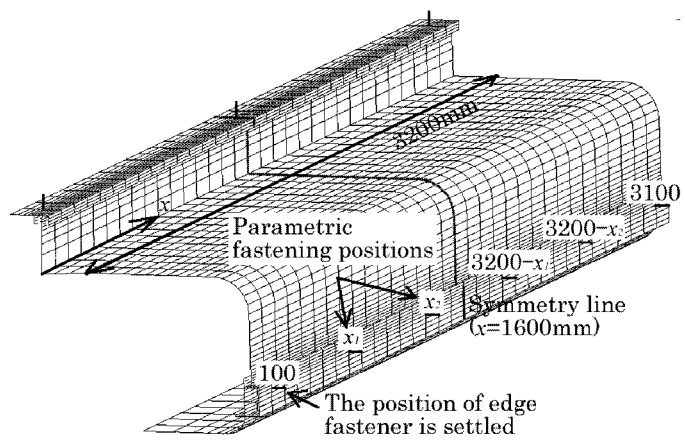


Fig. 5.1: The condition of fastening positions

Table 5.8: 下側締結部における被締結物並進力 W の差 (単位 : N)

	300	400	500	600	700	800	900	1000	1100	1200	1300	1400	1500
200	419	513	549	547	525	493	457	422	388	356	329	306	290
300	—	456	502	508	490	461	427	393	360	329	303	281	266
400	—	—	431	447	437	413	382	350	318	289	264	243	228
500	—	—	—	375	373	356	330	301	271	242	218	197	182
600	—	—	—	—	305	294	273	247	220	193	169	149	134
700	—	—	—	—	—	233	216	194	168	143	120	100	102
800	—	—	—	—	—	—	162	143	120	95	72	72	79
900	—	—	—	—	—	—	—	99	76	52	45	47	60
1000	—	—	—	—	—	—	—	—	40	23	25	47	71
1100	—	—	—	—	—	—	—	—	—	12	37	59	77
1200	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	57	82	102
1300	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	95	118
1400	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	124

Table 5.9: 締結位置最適化を行った 3200mm モデル

モデル	モジュール長さ [mm]	締結形式	締結数・位置 (x 座標 [mm])
8	3200	スリーブかしめ	上側 (100, 3100) 下側 (100, 1100, 1200) 2000, 2100, 3100)

Table 5.10: モデル 8 リスク計算結果 (~ は締結部番号。対称性より一部の結果を省略した。)

正常状態での締結部故障確率 P_i

≈0	≈0	≈0	2.84E-6	7.27E-7	2.86E-7	2.86E-7	7.27E-7	2.84E-6	

締結部 i が故障した状態での締結部 j の故障確率 P_{ij}

↓ i j →									
		≈0	≈0	2.17E-6	6.87E-7	2.23E-7	4.23E-7	5.67E-7	2.80E-6
	≈0		≈0	1.27E-6	1.76E-6	6.73E-7	6.73E-7	1.76E-6	1.27E-6
	≈0	≈0	≈0		3.63E-1	3.33E-1	≈0	≈0	≈0
	≈0	≈0	≈0	1.61E-2		3.27E-1	5.27E-4	3.29E-4	2.02E-7
	≈0	≈0	≈0	1.84E-4	3.26E-1		3.33E-1	3.33E-1	3.40E-7

締結部 j に対する締結部 i の影響度 $C_{ij} = P_{ij} - P_j$

↓ i j →									
		≈0	≈0	6.67E-7	4.00E-8	6.33E-8	1.37E-7	1.60E-7	4.33E-8
	≈0		≈0	1.57E-6	1.04E-6	3.87E-7	3.87E-7	1.04E-6	1.57E-6
	≈0	≈0	≈0		3.63E-1	3.33E-1	2.87E-7	7.33E-7	2.83E-6
	≈0	≈0	≈0	1.61E-2		3.27E-1	5.27E-4	3.28E-4	2.63E-6
	≈0	≈0	≈0	1.83E-3	3.26E-1		3.33E-1	3.33E-1	2.50E-6

締結部 j に対する締結部 i のリスク $R_{ij} = P_i \times C_{ij}$

↓ i j →									
		≈0	≈0	≈0	≈0	≈0	≈0	≈0	≈0
	≈0		≈0	≈0	≈0	≈0	≈0	≈0	≈0
	≈0	≈0	≈0		1.03E-6	9.48E-7	≈0	≈0	≈0
	≈0	≈0	≈0	1.17E-8		2.38E-7	≈0	≈0	≈0
	≈0	≈0	≈0	≈0	9.32E-8		9.53E-8	9.53E-8	≈0

締結部 i のリスク $R_i = \max_j R_{ij}$

≈0	≈0	≈0	1.03E-6	2.38E-7	9.53E-8	9.53E-8	2.38E-7	1.03E-6	

5.3.2 実験計画法による検討

前節においては、2箇所の締結位置を100mm単位で様々に設定し繰り返し静解析を行うことによってリスク均等化を図った。Table 5.8より、締結位置の変化による下側締結部における被締結物並進力 W の差の変化の傾向は大まかには分かるが、ここで、前節で最適な位置として設定した位置 ($x_1=1100\text{mm}$ 、 $x_2=1200\text{mm}$) の周辺について、変化の傾向と最適位置に関して、実験計画法を用いて調べる。2箇所の締結部の x 座標の平均値 $\frac{x_1+x_2}{2}$ (締結部の中点座標) を因子 A、2箇所の締結部の間隔 $x_2 - x_1$ を因子 B として、リスク R_i に対する2因子の感度解析を行う。各因子の水準は、前節において最適な位置として設定した位置の周辺に設定するが、締結部の x 座標の和が (偶数 $\times$ 100)mm であるか、(奇数 $\times$ 100)mm であるかによって設定の仕方が異なる。締結部の x 座標の和が (偶数 $\times$ 100)mm 場合、各因子の水準を Table 5.11(a) のように設定し、二元配置は Table 5.11(b) のようになる。締結部の x 座標の和が (奇数 $\times$ 100)mm の場合、各因子の水準を Table 5.12(a) のように設定し、二元配置は Table 5.12(b) のようになる。この2種類の場合について感度解析を行った結果をそれぞれ Table 5.13、Table 5.14 の分散分析表に示す。また、それぞれの場合について、下側締結部における被締結物並進力の差に対する因子 A、B の区間推定を Fig.5.2、Fig.5.3 に示す。Table 5.13、Table 5.14 に示す分散分析結果より、設定した2つの因子のうち、因子 A (締結部の x 座標の平均値) がリスクに対して感度が高いことが分かった。また、締結部の間隔はリスクに対して感度が低い、Fig.5.2、Fig.5.3 に示す区間推定結果より締結部の間隔が小さい方がリスクが小さくなることが分かる。さらに、Fig.5.2、Fig.5.3 の因子 A の結果より、締結部の x 座標の平均値が 1100 mm 付近であるとき下側締結部における被締結物並進力 W の差は最小になることが分かる。ここで、1100 mm という値は両端の締結部間を3等分した位置である。従って、下側締結部を6箇所設定する場合、モジュール両端に1箇所ずつとその3等分点に2箇所ずつ設定するのが望ましいことが分かる。これは、荷棚パネルに等分布荷重を設定する場合、パネル両端には他の部分の $\frac{1}{2}$ の大きさの荷重を設定することから予測できる結果である。

Table 5.11: 実験計画法による締結位置の検討 (締結部 x 座標の和が (偶数 × 100)mm の場合)

(a) 水準値の設定 (単位 : mm)

	水準値		水準値
A ₁	900	B ₁	200
A ₂	1000	B ₂	400
A ₃	1100	B ₃	600
A ₄	1200		

(b) 二元配置 (単位 : N)

	B ₁	B ₂	B ₃
A ₁	143	168	193
A ₂	76	95	120
A ₃	23	45	72
A ₄	37	47	60

Table 5.12: 実験計画法による締結位置の検討 (締結部 x 座標の和が (奇数 × 100)mm の場合)

(a) 水準値の設定 (単位 : mm)

	水準値		水準値
A ₁	950	B ₁	100
A ₂	1050	B ₂	300
A ₃	1150	B ₃	500
A ₄	1250		

(b) 二元配置 (単位 : N)

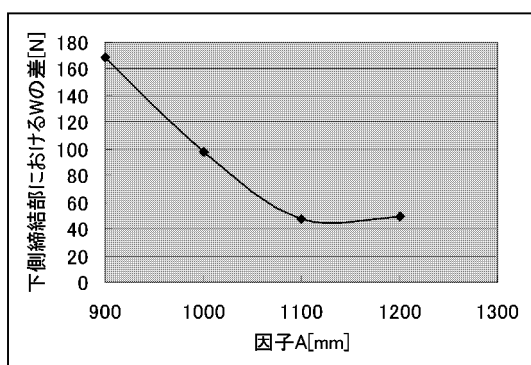
	B ₁	B ₂	B ₃
A ₁	99	120	143
A ₂	40	52	72
A ₃	12	25	47
A ₄	57	59	71

Table 5.13: 締結位置に関する分散分析表 (締結部 x 座標の和が (偶数 x 100)mm の場合)

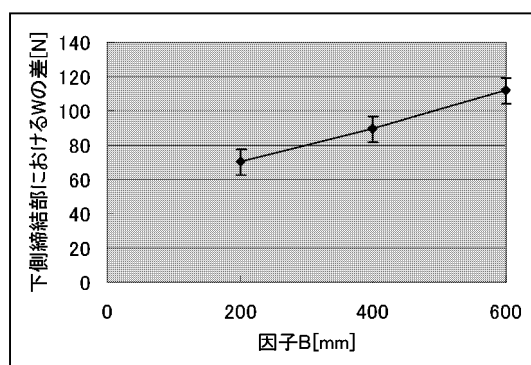
要因	変動 SS	自由度 f	分散 V	寄与率
平均 M	1.60E5	1	1.60E5	— —
因子 A	1.36E10	3	4.55E9	85.2%
因子 B	2.00E9	2	1.00E9	12.1%
残差 e	2.35E8	6	3.92E7	2.7%

Table 5.14: 締結位置に関する分散分析表 (締結部 x 座標の和が (奇数 x 100)mm の場合)

要因	変動 SS	自由度 f	分散 V	寄与率
平均 M	2.97E6	1	2.97E6	— —
因子 A	2.93E10	3	9.76E9	88.5%
因子 B	3.45E9	2	1.72E9	10.2%
残差 e	2.35E8	6	3.91E7	1.3%

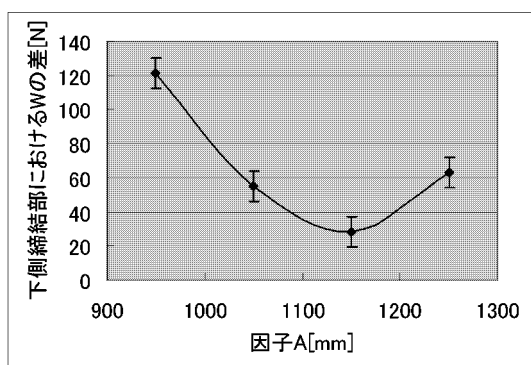


因子 A

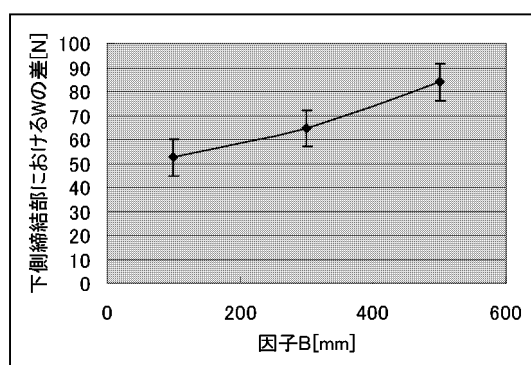


因子 B

Fig. 5.2: 区間推定 (締結部 x 座標の和が (偶数 × 100)mm の場合)



因子 A



因子 B

Fig. 5.3: 区間推定 (締結部 x 座標の和が (奇数 × 100)mm の場合)

第6章 結論

設計時にリスク評価を導入することにより、合理化が達成できることの見通しを得た。以下に結論を要約する。

- (1) スリーブかしめ締結を用いることにより、ボルト・ナット締結を用いた場合と比較して大幅にリスクを削減できることを確認した。リスク削減に対する締結力分布の平均値による寄与率と標準偏差による寄与率の割合は締結位置によって異なる。1600mmのモデルの下側締結部について実験計画法を用いて検討を行った結果、両端の締結部では平均値の寄与率が25.7%、標準偏差の寄与率が54.7%、両方による交互作用が19.6%となった。その一方で、中央締結部では平均値の寄与率が62.8%を占め、標準偏差の寄与率が9.8%、両方による交互作用が27.4%となった。
- (2) 適切な締結位置を設定することにより、リスクを抑えることができる。3200mmのモデルについて、リスクと相関の強いことが分かったパラメータについて最適化を行ったところ、リスクの均等化を達成することができ、現在用いられているモジュールよりも低いリスクに抑えることができた。その結果モジュール点数で $\frac{1}{2}$ 、締結数で $\frac{1}{4}$ 削減可能となることが分かった
- (3) 3200mmのモデルの最適な締結位置について実験計画法を用いて検討を行った。その結果、下側締結部を6箇所設定するとき、モジュール両端に1箇所ずつ、両端の締結部間の3等分点に2箇所ずつ締結部を設定するべきであることが分かった。この結果は、等分布荷重を作用させる場合にパネル両端にはその他の部分の $\frac{1}{2}$ の荷重を作用させることから予測される結果に一致する。

付 録 A モーダル解析

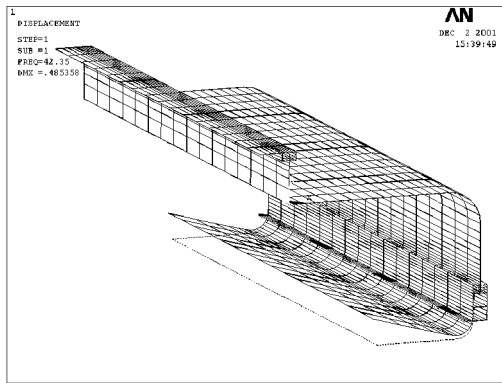
A.1 解析結果

モジュールの固有振動数が構体の弾性振動数 (20Hz 付近) に一致すると、モジュールは共振し危険な状態となる。そこで、これまでに用いた各モデルについてモーダル解析を行い、固有振動数を調べる。モーダル解析では力荷重は考慮に入れないため締結力の違いは無視される。各モデルについてモーダル解析を行った結果を Table A.1 に示す。また、モデル 1(2) についてモード形状を Fig.A.1 に示す。他のモデルについても Fig.A.1 に示した 4 次までのモード形状に関しては一致した。Table A.1 に示す結果より、全てのモジュールについて 1 次振動数は構体の弾性振動数より十分大きく、振動は問題にならないことが分かった。しかし、1600mm のモジュールに比べて 3200mm のモジュールの 2 次以降の固有振動数は非常に小さくなっており、これ以上モジュールを長くすることは危険であると考えられる。また、1600mm、3200mm の各モデル間では固有振動数は近い値となっていることから、モジュールの固有振動数はモジュール長さのみに依存し、締結本数や位置にはほとんど依存しないと考えられる。これは、Fig.A.1 のモード形状より、振動モードはほぼ荷棚パネルにおいてのみ発生していることから明らかである。従って、1600mm、3200mm のモジュールの締結数や位置を設定するにあたって、安全面に関しては本研究で定義したリスクのみに注目すればよいと考えられる。

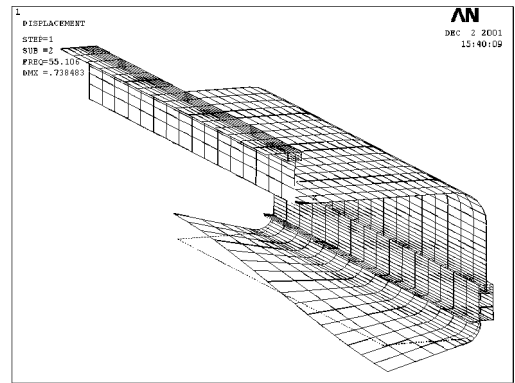
Table A.1: 本研究で用いた各モデルに対するモーダル解析結果 (単位 : Hz)

1600mm モデル				
モデル	1 次	2 次	3 次	4 次
1(2)	42.483	55.291	108.21	153.87
4(6)	42.393	55.142	107.28	154.93
5(7)	42.394	55.110	108.36	153.93

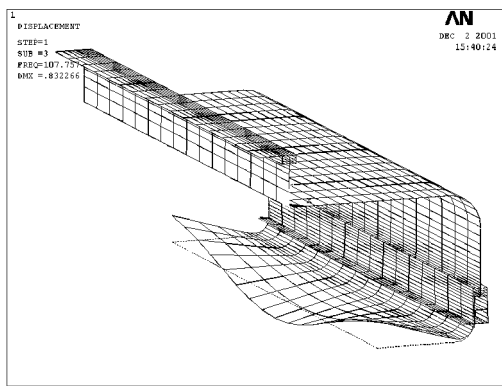
3200mm モデル				
モデル	1 次	2 次	3 次	4 次
3	42.376	45.935	67.984	88.899
8	42.360	45.888	67.888	89.595



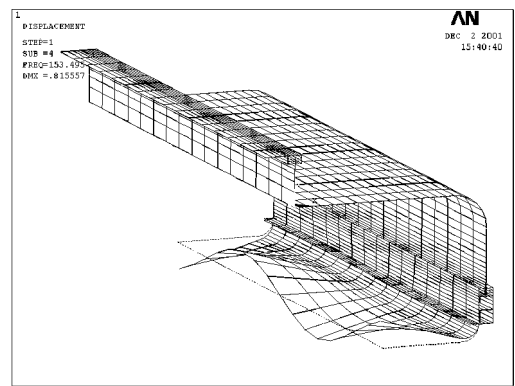
1st mode



2nd mode



3rd mode



4th mode

Fig. A.1: Mode forms of model 1

A.2 実物実験結果との比較

鉄道車両メーカーにおいて、モデル1(2)の実モジュールについて行われたハンマリングによる振動測定結果を Table A.2 示す [4]。実験は荷棚パネル中央部をハンマリングし、その応答スペクトルを測定した。Table A.1 に示すモデル1(2)の解析結果と比較すると、2次振動数は異なるが他の振動数に関しては近い結果が得られており、解析結果は信頼できるものであると言える。

Table A.2: ハンマリングによる振動スペクトル測定から得られたピーク振動数 (単位 : Hz)[4]

モデル	1次	2次	3次	4次
1(2) 相当実物	45	83	113	152

付 録 B APDL

B.1 ANSYSにおけるコマンド言語 APDL

本研究で使用した有限要素解析コード ANSYS は基本的にコマンドベースで動作するプログラムで、ある ANSYS コマンドラインをキーボードから入力すると、ANSYS は入力されたコマンドを理解して必要な動作を行う。またマウスで GUI のボタンをクリックした場合も、コマンドに変換されて実行される。しかし、一連のコマンドラインをファイルに納めておき、このファイルを読ませて解析を実行することも可能である [11]。このとき用いるコマンド言語は APDL (Ansys Parametric Design Language) と呼ばれる。APDL ではパラメータを用いることが可能であるため、GUI では手間のかかる作業であった設計変更を容易に行うことができる。本研究で行った確率論的有限要素法では、モンテカルロ法によりパラメータに値を代入し繰り返し解析を行った。

ここで、APDL を用いた解析例を示す [11]。Fig.B.1 に示す中央部に荷重が作用する平板の荷重作用点での変位を求める。APDL によるプログラムを次ページに示す。このプログラムでは縦弾性係数、板厚、密度、寸法等をパラメータとしており、これらの値を容易に変更することが可能となっている。

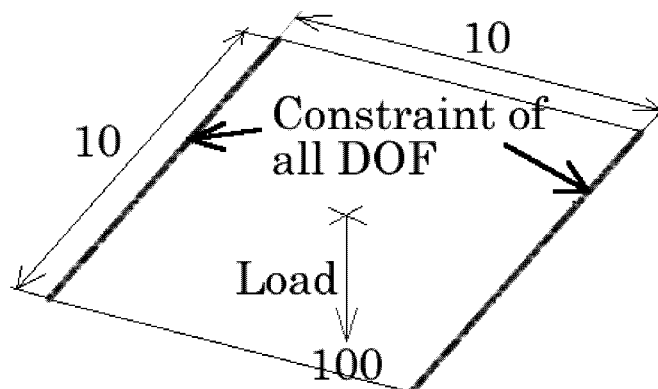


Fig. B.1: An example of FEM analysis using APDL (a loaded thin plate)

APDL による解析プログラムを示す。(model.txt)

```
young = 30e6
thicknes = 0.1
density = 0.00075
side = 10

/prep7 !総合プリプロセッサに入る
/tit, Model demonstrating PDS capabilities !メインタイトル

mp,ex,1,young !線形の材料特性を定義する, ヤング率
mp,nuxy,1,0.3 ! , 小ポアソン比
mp,dens,1,density ! , 質量密度

et,1,181 ! 4 noded shell !要素タイプを定義する
r,1,thicknes,thicknes,thicknes,thicknes, , , !要素のリアルコンスタントを定義する

rect,,side,,side !長方形エリアを定義する
lesize,all,,,12 !要素分割されていないラインに分割数と間隔割合を指定する

amesh,all !エリア内に節点と面要素を生成する
finish

/solu !ソリューションプロセッサに入る
lsel,s,line,,2,4,2 !ラインのサブセットを選択する,
nsls,s,1 !選択されたラインに基づいて節点を選択する
d,all,all !選択された節点において自由度拘束を設定する
lsel,all
nsl,all

fnode=node(side/2,side/2,0) ! fnode is node at center of plate !節点座標
f,fnode,fz,-100 !節点荷重を設定する

solve !解析を実行する
finish

/post1 !総合ポストプロセッサに入る
plnsol,u,z,0,1 !コンタ図として解析結果を表示する
deflec=-uz(fnode) !節点変位をパラメータに代入する
finish
```

B.2 APDL による確率論的有限要素解析

前節のプログラムで設定したパラメータを確率変数としてモンテカルロ法を用いて繰り返し解析を行うことにより確率評価を行うことが可能となる。入力確率変数を Table B.1 のように設定し、ラテン方格サンプリングによるモンテカルロ法を用いた確率論的解析プログラムを示す。この解析により得られた荷重負荷節点における変位のヒストグラムを Fig.B.2 に示す。このようにして入力変数のばらつきによる出力変数のばらつきを評価することができる。

Table B.1: 入力確率変数の設定

確率パラメータ	確率論的解析	決定論的解析
縦弾性係数	正規分布 平均値=30E6 標準偏差=7E6	30E6
密度	一様分布 最小値=0.08 最大値=0.12	0.1
板厚	一様分布 最小値=6.5E-4 最大値=8.5E-4	7.5E-4

確率論的解析プログラムを示す。

```
*get,start,active,,time,cpu

/input,'model','txt',' ',0 !パラメータの初期化
/pds
pdnal,'model','txt',' ' !繰り返し解析ファイルの読み込み

pdvar,young,30e6,7e6 !入力確率変数
pdvar,thicknes,unif,0.08,0.12,0,0
pdvar,density,unif,0.00065,0.00085,0,0

pdvar,deflec,resp !出力確率変数

pdmeth,mcs,lhs !mcs=モンテカルロ法
pdllhs,50,2,rand, 'all', , ,cont !50 × 2 回の繰り返し
pdexe,test,ser,0,del, !解析ラベル

*get,end,active,,time,cpu
caltime=end-start

finish
```

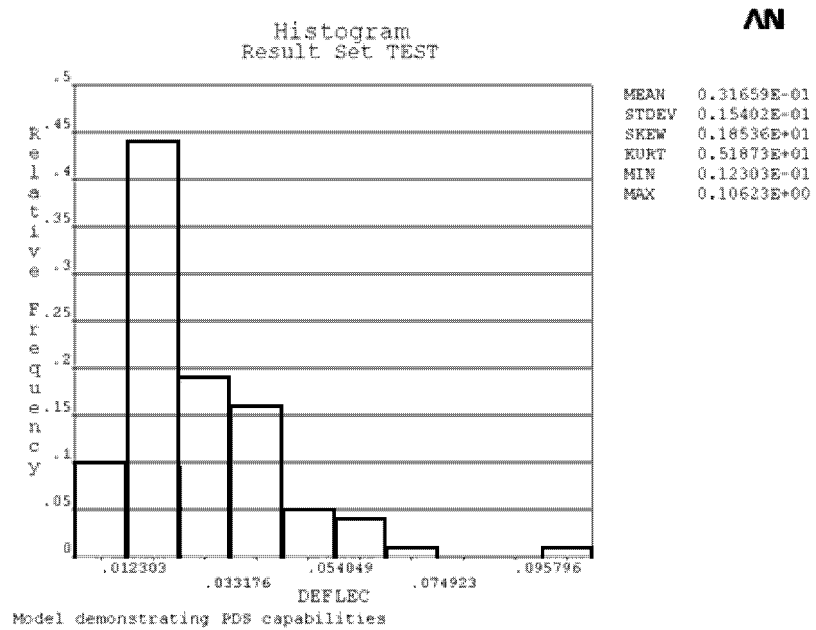


Fig. B.2: Histogram of output parameter ("deflec" : deflection of the loaded point)

あとがき

謝辞

本研究を進めるにあたり、酒井信介教授、泉聡志助手、(株)日立製作所笠戸事業所の牧野俊昭様、そして酒井研究室の皆様には多大な御支援をしていただき大変感謝しております。

酒井教授、泉助手には、試行錯誤を繰り返し遅々として進まない私の研究に対して、深遠なる知識に基づく多くの適切な助言をいただき、私の研究の大きな駆動力となりました。また、研究の最先端におられる諸先生方が参加されるワークショップ等にも同行させていただき、大きな知識を得ることができました。

牧野様には本研究においてなくてはならない多くの技術資料を提供していただきました。鉄道車両に関して全くの素人である私の研究に対して、多くの貴重な時間を割いて鉄道車両の専門家の立場から貴重な助言をいただきました。そして、度々遠方から研究室にお越しいただき直接議論をしていただいて大変感謝しております。

そして、酒井研究室の皆様とは多くの楽しい時間を過ごすことができ、充実した研究生生活を送ることができました。

以上、簡単ではありますが、私からの謝辞とさせていただきます。一年間本当にどうもありがとうございました。今後とも指導の程宜しく願いいたします。

参考文献

- [1] M.G.Stewart, R.E.Melchers, "Probabilistic risk assessment of engineering systems", Chapman & Hall, 1997
- [2] 小林英男, "リスクベースの工学 / 技術", 材料科学, 37(4), 171 - 177, 2000
- [3] 山瀬敏郎, "石油コンビナートの防災アセスメント", 消防科学と情報, 61, 26 - 32, 2000
- [4] (株) 日立製作所内部資料
- [5] 小川達也ほか, "スリーブかしめ締結工法の開発と実用化", 自動車技術, 50(12), 49 - 53, 1996
- [6] (株) アンシスジャパン, "確率論的な設計のための FEM 解析システム", ANSYS Conference in Japan 2001 会議資料, 109 - 130, 2001
- [7] 日本材料学会編, "機械・構造系技術者のための実用信頼性工学", 養賢堂, 143 - 146, 1987
- [8] 柏村孝義ほか, "実験計画法による非線形問題の最適化 -統計的設計支援システム-", 朝倉書店, 1998
- [9] 中村義作, "よくわかる実験計画法", 近代科学社, 1997
- [10] 吉本勇, "JIS 使い方シリーズ ねじ締結体設計のポイント", 日本規格協会, 1992
- [11] ANSYS ホームページ <http://www.cybernet.co.jp/ansys/>

以上

1～ 54 ページ 完

卒業論文

平成14年 2月 8日 提出

00268 横山 喬