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[†]

酒井 信介* 泉 聡志*
横山 喬** 牧野 俊昭***

Application of Risk Assessment to Design of Interior Modules of Rolling Stocks

by

Shinsuke SAKAI*, Satoshi IZUMI*, Takashi YOKOYAMA** and Toshiaki MAKINO***

In the design of railroad train, main interests have been placed on stiffness, mass and strength. Therefore, great improvement has been achieved in functional point of view. For further development, however, it is necessary to provide a procedure for the decision-making in design process. For example, if design change such as geometry variation or material replacement occurs, it is required to evaluate the validity of the action. For this purpose, a rational procedure to assist the decision-making is needed. However, the research from this point of view has not been done sufficiently so far.

In this paper, we attach importance to the decision-making performance in risk assessment. Though conventional risk assessment is used in the operational stage such as maintenance or inspection, it is investigated to apply the risk assessment in the design stage of railroad train. Specifically, the design of ceiling-shelf module is considered. By introducing the risk evaluation, not only the evaluation of function of single part but also the total performance for safety can easily be treated. Besides, uncertainty property is also able to be included in the assessment. After the formulation of risk assessment is stated, the application for several decision-making in ceiling-shelf module will be shown.

Key words: Risk assessment, Interior module, Sleeve-caulking fastening method, Decision-making, Design optimization

1 緒 言

これまで、鉄道車両の設計にあたり、主に剛性、質量、強度などの因子を主たる要素として、改善が積み重ねられてきた。¹⁾このため、機能的に見たときには大幅な改善が行われたものと考えられるが、今後、さらなる改善を進めるためには、個別部品の構造変化や配置、材料変更などが派生して必要となるものと考えられる。その際、最終的な決断をするにあたっての意思決定のための合理的手段が必要である。ところが、このような観点からの研究は必ずしも十分に行われているとは言えない。

一方で、近年主に機械構造物の保守・検査においてリスク評価が意思決定手段のための手法として活用されることが期待されており、ASME（米国機械学会）やAPI（米国石油学会）においては検査規格の策定が進行中である。²⁾この場合、検査間隔や検査範囲の合理的決定、新規部品の交換に伴う妥当性の検証などにリスク評価が活用されている。いずれも、機械製品が運用段階に入ってから、合理化のためのリスク評価の活用ということがいえる。従来の Stress-Strength モデルによる評価の場合には、評価対象が破損確率であったのに対して、リスク評価の場合にはこれに加えて破損時の影響度をも合わせ

て検討することに特徴がある。これにより、発生確率が高く、なおかつ影響の大きな因子を抽出することが可能となる。

本報においては、リスク評価の意思決定手段の機能を重視し、鉄道車両の合理化への導入を検討する。ただし、通常リスク評価が運用段階で適用されるのに対して、ここでは設計段階での活用可能性を検討する。対象とする構造は側天井・荷棚モジュールであり、締結部の設計の合理化を主題とする。荷棚モジュールは、製造工程の短縮のためにはモジュール長の増大が望まれているものの、安全面から見た妥当性について検討が必要である。また、旧来のボルト締結に代わる新規締結方式（スリーブかしめ締結）を導入した場合に、構造物全体にどのような効果をもたらすか、などの評価も求められる。このような評価を総合的に行うためには、締結部単体の機能評価や、単純な応力解析のみでは不十分である。特に、締結部の締結力に代表されるようにはばらつきなどの不確定性もとりにれた上で安全性評価を十分に行うことが困難である。

リスク評価の場合、各締結部ごとに、その破損が全体にどの程度の影響を与えるかの評価が可能であるため、

[†] 原稿受理 平成 14 年 4 月 10 日 Received Apr. 10, 2002

* 正会員 東京大学大学院工学系研究科機械工学専攻 〒113-8656 東京都文京区本郷, Dept. of Mech., the Univ. of Tokyo, Bunkyo-ku, Tokyo, 113-8656

** 学生会員 東京大学大学院 〒113-8656 東京都文京区本郷, Graduate Student, the Univ. of Tokyo, Bunkyo-ku, Tokyo, 113-8656

*** 日立製作所 〒744-8601 下松市大字東豊井, Hitachi, Ltd., Oaza Higasitoyoi, Kudamatu, 744-8601

締結部に一対一に対応したリスクのランク付けが可能となる。しかも、破損確率の評価を用いるために、強度と荷重のばらつきを指標の中に反映できる。従って、安全性を最適化するための、構造形状や締結部配置の意思決定に活用できることが期待できる。本報では、車両の中の側天井・荷棚モジュールについて、リスク定義を行い、確率的有限要素法の併用によってリスク評価を行い、構造形状や締結部配置の意思決定手段にリスクを活用することの妥当性を検証する。

2 解析対象

2・1 側天井・荷棚モジュール

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。¹⁾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 (Fig. 1)、各々を外部で組み立てた後構体に取り付けられる。構体には、長手方向に一樣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. 1) を対象とし、その締結部のリスクを評価する。

2・2 スリーブかしめ締結³⁾

従来、鉄道車両の内装や機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としてスリーブかしめ締結が開発され採用されつつある。¹⁾スリーブかしめの構成を Fig. 2 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。従って、ボルト・ナット締結と比較すると、大きな初期締結力を得られることおよ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。しかし、これらの効果は必ずしも明確に定量的には示されていない。そこで、ここでは新たにリスクを指標とした評価を試みる。

3 リスクに基づく内装モジュール設計

3・1 問題の設定

本研究では、設計時点において側天井・荷棚モジュールの締結部に関してリスクを指標とした評価を行い、意思決定手段に利用することの有効性を検証する。第一に、内装モジュール技術の導入に伴って採用されたスリーブかしめ締結の有効性の評価である。スリーブかしめ締結は従来のボルト・ナット締結と比較して締結力の平均値が大きく、それにもかかわらず締結力のばらつきが小さいという特徴を持っている。そこで、この2種類の締結形式におけるそれらの違いがリスクの大きさに及ぼす影響を検討する。第二に、現行のモジュールについて算出したリスクを基準として、パネル長を現行の倍にした場合の妥当性の検討と、締結部配置の最適化について検討する。

3・2 リスク定義

通常、荷棚モジュールのような部品の締結部に関する取り扱い、締結部単体の機能改善が検討されるとともに、締結部の配置は作業工程の容易さや見栄えなどが主たる要因で決定されている。しかし、設計段階において、締結部配置やパネル長について意思決定が求められるとき、構造物の中における各締結部が担う役割を的確に評価することが求められる。その場合、強度のばらつきや、締結力のばらつきなどの不確定性因子についても配慮する必要がある。これまででは、このような観点からの検討は必ずしも十分に行われているとは言えない。そこで、ここでは新たにリスク概念を導入することとし、各締結部のリスク値の評価により意思決定と結びつけることを提案する。このためには、まず妥当性のあるリスクを定義しておく必要がある。

工学リスクは一般的に、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。²⁾本研究においては、モジュールにおける1箇所の締結部の破損がモジュール全体の故障に至る可能性を評価する。そこで、モジュールにおけるある締結部の破損が他の締結部に及ぼす影響を考えるために、締結部 i の破損確率を P_i 、締結部 i の破損が締結部 j ($j \neq i$) に及ぼす影響度

Fig. 1. Interior Module.

Fig. 2. Sleeve-Caulking Fastening Method.³⁾

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.

$$R_{ij} = P_i \times C_{ij} \quad (1)$$

$$R_i = \max_j R_{ij} \quad (2)$$

以下で, 上式における破損確率 P_i および影響度 C_{ij} を求める手順を示す.

3・2・1 破損確率 締結部 i の破損確率 P_i を求めるにあたり, 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慮した上で, 主たる要因として以下の3つの故障モードを考える.⁴⁾

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

3つの故障モードは独立で, 同時に発生することはないものと仮定する. すると, システムの信頼度は, 3つの破損モードの直列系で表現されるため,

$$1 - P_i = (1 - P_b)(1 - P_f)(1 - P_s) \quad (3)$$

であるが, $P_b, P_f, P_s \ll 1$ の場合, 近似式として P_i は次式で与えられる.

$$P_i \approx P_b + P_f + P_s \quad (4)$$

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) を求める.⁵⁾ そして, 出力値 (応力等) の確率密度関数 $f_s(x)$ と強度の確率密度関数 $f_R(x)$ とから以下の式を用いて, 出力値 (応力) > 強度となる確率すなわち故障確率を求める.⁶⁾

$$P = \int_0^\infty \left\{ \int_0^x f_R(\xi) d\xi \right\} f_s(x) dx \quad (5)$$

材料値や構造形状等, 入力値について設定した確率分布を Table I に示す. 確率分布は測定データが得られていないためすべて正規分布とし, 変動係数 C. O. V. は安全を見て大きめの値を設定した. ただし, 2種類の初期締結力分布は実験値に基づいて設定した. 有限要素解析の

繰り返し数は1000回とした. この計算に CPU 速度 1.7GHz, メモリー 512MB の計算機を使用して, 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分を要する. 以下で, 各故障モード生起確率の計算方法を説明する.

(1) 過大荷重による締結部の破壊 (破損確率 P_b)

繰り返し有限要素解析を行った結果得られる, 締結物を表現したビーム要素に発生する最大引張応力の確率分布と, 締結物強度分布との相対的位置関係から破損確率 P_b を求める.

(2) 繰り返し荷重による締結部の疲労破壊 (破損確率 P_f)

疲労損傷を評価するためには締結物に発生する引張応力の応力振幅が必要であるが, 車両構造の場合, 応力振幅が明確に求められていない場合が多い. そこで, (1) で用いた締結物に発生する最大引張応力から応力振幅を推定する方法が経験的に用いられている. この応力振幅の確率分布と, 締結物疲労強度分布との相対的位置関係から破損確率 P_f を求める.

(3) 締結物の回転緩み (破損確率 P_s)

回転緩みは被締結物が締結部座面に対して滑ることにより生ずると考える. そこで, 回転緩みの生起確率 P_s を, 被締結物が締結部座面に対して滑ろうとする力 W の確率分布と, 座面間摩擦力の確率分布とから求める.

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他の締結部 j の故障確率の差で定義する. つまり,

$$C_{ij} = P_{ij} - P_j \quad (6)$$

故障前後の比ではなく差とすることで, P_{ij} および P_j の値の絶対量を考慮することができる. 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 項で説明した方法を実行した.

3・3 リスクに基づく意思決定法

上記定義に基づいて, 各締結部ごとにリスク値を評価する. 次に, リスク値の増減, リスクの適切配分などの観点から妥当性を検討し, 意思決定を行う.

4 解析モデル

以下で, 解析モデルとリスク計算手法を説明する.

4・1 解析モデル

Fig. 1 に相当する現行の側天井・荷棚モジュールの解析モデルを Fig. 3 に示す. 解析コードは ANSYS5.7 を用いる. このモデルは, シェル要素とビーム要素により構成されている. 寸法を Fig. 4 に示す. 解析モデルの自由度拘束条件について以下で説明する.

- 上下パネル受け (Fig. 3 (b) 部) の構体と接する部分は, 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 (d) 部) 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.
- モジュールを構体に固定する締結物 (Fig. 3 (e) 部) はすべてビーム要素で表現し, 構体側の節点を全自由度拘束する. モジュール側の節点はパネル受けを表現する

Table I. Scatter variable of Input Values. (Normal Distribution)

Scatter Variables	C.O.V.	Lower/Upper Boundary
Young's Modulus	5%	-
Thickness of Panels	5%	-
Density	5%	99%/101%
Initial Fastening Force		
Bolt/Nut(mean=2.7kN)	13.0%	-
Sleeve/Caulking(mean=3.3kN)	2.7%	-
Coefficient of Static Friction between Fastener Head and Panel	5%	-
Tensile Strength of Fastener	5%	-
Fatigue Strength of Fastener	5%	-

Fig. 3. An Analysis Model of Real Model (①～⑥ are Fastener Numbers, () are x-coordinate of fastener).

Fig. 4. Dimension of an Analysis Model.

シェル要素の節点との共通節点としている。

次に荷重条件について説明する。

- 実物実験時の条件に従って、荷棚先端に 1.96kN/m (3.14kN/1.6m) 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に合わせて、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。

- 締結部を表現したビーム要素と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。

- 重力加速度を作用させた。

4・2 評価対象モデル

計算に用いたモデルの一覧を Table II に示す。各モデルの締結位置に関しては評価を行う節で示す。モデル 1 は Fig. 3 に示す現行のモデルである。長さ 1600mm で上下 3 箇所ずつのスリーブかしめ締結部を持つ。モデル

Table II. Models that are assessed in this study.

Model	Length [mm]	Fastening Type	Fastener Upper/Lower
1	1600	S/C	3/3
2	1600	B/N	3/3
3	3200	S/C	3/6
4	1600	B/N	2/4
5	1600	B/N	2/4
6	3200	S/C	3/6

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。モデル 3 は、新しいモジュールとして実用化が検討されている、Fig. 5 に示す長さ 3200mm のモデルである。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 4、5 は 1600mm のモデルにおいて締結位置の違いによるリスクの変化を調べるために作成したモデルである。長さ 1600mm で上側 2 箇所、下側 4 箇所の締結部を持つ。モデル 4 と 5 では、下側締結部の締結間隔を異なるものとしている。モデル 6 は 3200mm のモデルにおいて締結位置最適化を行った結果得られたモデルである。

5 解析結果

5・1 実用化モジュールのリスク

モデル 1 について評価を行った結果を Table III に示す。Table III (a) は各締結部のリスク R_i である。これより、上側締結部 (①～③) ではリスク 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 (④～⑥) が負担していることが分かった。特にモジュール両端の締結部④⑥のリスクが $R_i = 2.59 \times 10^{-8}$ 、モジュール中央の締結部⑤のリスクが $R_i = 6.56 \times 10^{-4}$ 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。また、Table III (b) はモデル 1 において締結部の故障がない状態で、3・2・1 項に示す各故障モードの破損確率を示したものである。故障モードの番号は 3・2・1 項に示したものに対応する。これより、最も生起確率の高い故障モ

Fig. 5. A 3200mm Model with 9 Fasteners (Model 3).

Table III. Result of the assessment of Model 1. (S/C : Sleeve/Caulking Fastening)

(a) Risk of Fasteners					
Model	Length [mm]	Fastening Type	Risk of Fasteners		
			①②③	④⑥	⑤
1	1600	S/C	~0	2.59E-08	6.56E-04

(b) Failure Probability of Model 1						
Model	Length [mm]	Fastening Type	Failure mode	Failure Probability		
				①②③	④⑥	⑤
1	1600	S/C	(1)	~0	~0	~0
			(2)	~0	~0	~0
			(3)	~0	1.12E-01	4.94E-01

ードは (3) 締結物の回転緩みであることが分かる。1箇所の締結物が故障した状態で解析を行った結果も同様の傾向を示したことから、リスク R_i に対して最も大きな寄与をするのは締結部の回転ゆるみである。

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ことが実証されている。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。

5・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 IVに示すモデル2の結果をTable IIIのモデル1の結果と比較すると、上側締結部 (①~③) 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 (④~⑥) に関してはリスク R_i は 10^{-1} 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。

5・3 モジュール長さ 3200mm のモジュール

モデル3の形状をFig. 5に示す。Table Vに示す結果より、下側締結部に関して両端の締結部④⑨と中央の締結部⑥⑦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 6.56×10^{-4} 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 1.38×10^{-3} 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。

6 考 察

リスク的取り扱いにより、リスク低減効果に対する感度分析や締結部配置の最適化が可能であるので、意思決定のための副次的情報を得ることができる。

6・1 スリーブかしめ締結の効果

5・2節の結果よりスリーブかしめ締結を採用することに対する効果をリスク評価により定量的に示し得ることを明らかにしたが、さらに、この効果が何に起因するのかを明らかにできれば、意思決定を補強するための有用な情報となることが考えられる。ここでは、リスク削減

Table IV. Risks of 1600mm Bolt/Nut Fastening (B/N) Model.

Model	Length [mm]	Fastening Type	Risk of Fasteners		
			①②③	④⑥	⑤
2	1600	B/N	~0	1.69E-01	4.35E-01

Table V. Risks of a 3200mm Model. (Model 3)

Model	Length [mm]	Fastening Type	Risk of Fasteners			
			①②③	④⑨	⑤⑧	⑥⑦
3	3200	S/C	~0	~0	2.33E-05	1.38E-03

効果に対して分布の平均値と変動係数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のモデルの下側締結部について感度解析を行った。⁷⁾まず、因子Aを平均値、因子Bを変動係数として、Table VI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。水準数は有意な結果が得られる程度の数を選び、水準値はできる限り等間隔になるように設定した。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った。その結果をTable VIIに示す。締結部④⑥と締結部⑤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。また、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すべて完全に固定されている。それ故、他にリスクを変動させる因子はないので、Table VIIの残差eは因子Aと因子Bの相互作用を表現することになる。よって、Table VIIに示した寄与率はすべて有意な値であると考えられる。

6・2 締結位置によるリスク変化

6・2・1 解析結果 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; Fig. 6) について評価を行った。モデル5はモデル4と比較して締結部④⑤をモジュール中央寄りとした。Table VIIIに示すモデル4の結果では、最大リスクは 10^{-2} オーダーとなっているのに対し、モデル5の結果では、最大リスクは 10^{-3} 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、

Table VI. Two Levels of Two Factors.

Factor A		Factor B	
Mean of Fastening Force		C.O.V. of Fastening Force	
Level	Value[kN]	Level	Value[%]
A1	2.7(B/N mean)	B1	13.0(B/N C.O.V.)
A2	3.0	B2	10.5
A3	3.3(S/C mean)	B3	8.1
		B4	5.4
		B5	2.7(S/C C.O.V.)

Table VII. Contribution rate of mean and C.O.V. of the fastening force to risk.

(a)Fastener④⑥		(b)Fastener⑤	
Factor	Contribution	Factor	Contribution
Factor A	25.7%	Factor A	62.8%
Factor B	54.7%	Factor B	9.8%
Residual e	19.6%	Residual e	27.4%

Fig. 6. Two Models Different in Lower Fastening Positions.

Table VIII. Difference in Risks by the Fastening Positions with Non-Optimized and Optimized Fastening Position.

Model	Length [mm]	Fastening Type	Risk of Fasteners		
			①②	③⑥	④⑤
4	1600	B/N	~0	2.39E-03	1.55E-02
5			~0	6.92E-03	5.30E-03

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しめ締結としたモデルについても評価を行ったところ、同様にモデル5の締結位置でのリスク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。

6・2・2 リスクに影響を及ぼすパラメータ 5・1節において述べたように、本研究において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、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の生起確率であった。ここで、回転緩みの生起確率の計算に用いる2つのパラメータ（被締結物並進力 W 、座面間摩擦係数 F_f ）のうちどちらの分布がリスクに対して大きな影響を及ぼすのかを考える。モデル4、5について、 W 、 F_f の平均値とC. O. V.およびリスク R_i を表にしたものをTable IXに示す。これより、リスク R_i 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と予測できる。 W の平均値は、すべての入力パラメータをその平均値に固定して静解析を1回行った結果得られる W の値にほぼ

等しい。従って、この場合、静解析を1回行った結果得られる被締結物並進力 W をパラメータとしてリスク R_i を最適化することができると考えられる。

6・3 締結位置によるリスク変化 (3200mm)

6・3・1 締結位置最適化 5・3節の結果より、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いうことが分かった。しかし、6・2節において、1600mmのモデルに関して適切な締結位置を選択すること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。

ここでは、6・2・2項の考察に基づいて、静解析を1回行った結果得られる被締結物並進力 W をパラメータとしてリスク最適化を行い、最適な締結位置を設定する。本来、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、最適値の探索段階でリスク解析を行うことは、膨大な計算時間を要し、実用的でない。そこで、リスクと相関のある W に着目して、おおよそ最適化した後に、リスクによる詳細な検討を行うこととする。

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単位で変化させて静解析を行った (Fig. 7)。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。その結果、被締結物並進力 W 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6) についてリスク計算を行った。Table Xに示すリスク R_i をモデル3のリスク R_i (Table V)と比較するとリスク均等化を達成できたことが分かる。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。

Table IX. The Relation between Risk and the Parameters that relates to Failure Probability of Failure Mode (3).

(a) The Case of Model 4

Fastener	F_f mean [N]	F_f C.O.V. [%]	W mean [N]	W C.O.V. [%]	Risk
③⑥	402	14	243	1	2.39E-03
④⑤	410	14	295	1	1.55E-02

(b) The Case of Model 5

Fastener	F_f mean [N]	F_f C.O.V. [%]	W mean [N]	W C.O.V. [%]	Risk
③⑥	404	14	277	1	6.92E-03
④⑤	409	14	262	1	5.30E-03

Fig. 7. The Condition of Optimizing Fastening Positions.

Table X. Risks of Optimized 3200mm Model.

Model	Length [mm]	Fastening Type	Risk of Fasteners			
			①②③	④⑨	⑤⑧	⑥⑦
6	3200	S/C	~0	9.27E-06	2.14E-06	8.58E-07

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。

6・3・2 最適化の検証 6・3・1項においては、2箇所の締結位置を100mm単位で変化させ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。ここで、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。⁷⁾ 2箇所の締結部中点座標 $(x_1 + x_2)/2$ 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。各因子の水準を Table XI のように設定した。感度解析を行った結果を Table XII に示す。また、下側締結部における被締結物並進力 W の差に対する因子 A、B の区間推定を Fig. 8 に示す。Table XII に結果を示す通り、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が、Fig. 8 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. 8 の因子 A の結果より、締結部の x 座標の平均値が1100mm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、1100mm 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。

7 結 言

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) 旧来のボルト・ナット締結に対して、スリーブかしめ締結がリスクの観点から合理的であることを明らかにした。リスク削減効果には、締結力の平均値と分散が

Table XI. Settings of Level Values of Two Factors.

Factor A		Factor B	
Level	Value[mm]	Level	Value[mm]
A1	950	B1	200
A2	1050	B2	400
A3	1150	B3	600
A4	1250		

Table XII. Contributions of Fastening Positions to Risk.

Factor	Contribution
Factor A	88.5%
Factor B	10.2%
Residual e	1.3%

(a) Factor A

(b) Factor B

Fig. 8. Interval Estimation of W to Two Factors.

影響するが、その効果は締結位置によって異なることを実験計画法を用いて明らかにした。

(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、リスクと関連の強いことが分かった被締結物並進力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1/2、締結数で1/4削減可能となることを明らかにした。

(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、リスクを低減させるための最適配置の決定に応用できることを示した。

以上のように、車両の設計段階にリスク的取り扱いを導入することにより、新工法の妥当性評価や、形状変更の影響の見積もり、締結部配置など、重要な意思決定に活用できることを示した。

参 考 文 献

- 1) 奥野澄生, 高井英夫, 戸取征二郎, 川崎 健, 機械の研究, **53**, 144 (2001).
- 2) 小林英男, 材料科学, **37**, 171 (2000).
- 3) 小川達也, 谷川 修, 加藤 亨, 自動車技術, **50**(12), 49 (1996).
- 4) 吉本 勇, "JIS 使い方シリーズ ねじ締結体設計のポイント", p.119 (1992) 日本規格協会.
- 5) ㈱アンシスジャパン, ANSYS Conference in Japan 2001 会議資料, 109 (2001).
- 6) 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", p.143 (1987) 養賢堂.
- 7) 中村義作, "よく分かる実験計画法", p.19 (1997) 近代科学社.