

低アスペクト比スナップフィットファスナーの設計に関する研究

Design for Low Aspect Ratio Snap-fit Fastener

精密工学専攻 38号 長島 和史
Kazufumi Nagashima

1. はじめに

本研究の全体概念を Fig.1 に示す。スナップフィットファスナーは、薄板プラスチック材の弾性変形能を利用する締結・組立機構(Fig.1 (a))であり、自動組立性に優れる。その種類も片持はり型、パヨネット型、リング型など多種多様(Fig.1 (b))であるが、本研究ではもっとも応用例の多い片持はり型スナップフィットファスナー（以下、本論文では単に「スナップフィットファスナー」と略称する）を対象としている。本研究で扱うスナップフィットファスナーの基本的形状は、Fig.1 (c)に示すように、片持はり先端部にファスナーとしての変形力を発生し、締結を行うための突起（丘）を設けている。はり部の形状特性を表すパラメータとしてアスペクト比（はり長さ L /はり高さ h ）がある。

近年、携帯電話などの小型軽量モバイル機器でアスペクト比が非常に小さいスナップフィットファスナーの設計を要請されるようになった結果(Fig.1 (d))、根元部での折損トラブルが発生している。本研究の目的は低アスペクト比スナップフィットファスナーを対象とした新たな設計手法を導くことである。

本論文の概要を Fig.1 (e)に示す。最初にアスペクト比の大きなスナップフィットファスナー設計で従来用いられてきた応力基準理論について述べ、これをアスペクト比が小さい領域での設計理論とした場合の問題点をプラスチック材料特性などの観点から指摘する。続いてアスペクト比が小さな領域でのスナップフィットファスナー設計でひずみ基準理論を用いることを提案するとともに、総合的な低アスペクト比スナップフィットファスナー設計の考え方を述べる。更に以上を実験によって検証するため、スナップフィットファスナー総合試験装置を試作し、その実験結果からスナップフィットファスナーの強度設計と締結設計について考察する。

2. 低アスペクト比スナップ

フィットファスナーの設計理論

2.1 スナップフィットファスナーのパラメータ

スナップフィットファスナーのパラメータを Fig.2 に定義する。

b : はり幅 L : はり長さ h : はり高さ
 a : アスペクト比 (L/h) z : 丘高さ θ : 変位
 α : 組立傾斜角度 β : 分解傾斜角度 F_{in} : 組立力
 F_{out} : 分解力 P : スナップ力 E_s : 割線弾性係数
 μ : 部品間の摩擦係数 σ_{max} : 最大応力 ϵ_{max} : 最大ひずみ

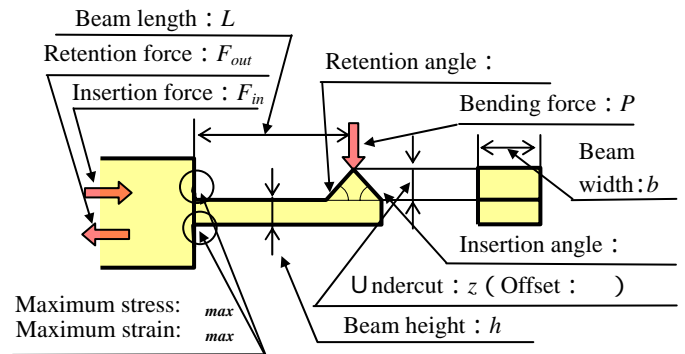


Fig.2 Definition of cantilever snap-fit fastener

はり部の形状特性を表すパラメータはアスペクト比（はり長さ L /はり高さ h ）であり、このうちはり高さ h は筐体板厚等から既定となるため、はり長さ L を小さくすることが要請されると必然的にアスペクト比は小さくなる。また、締結機構としての役割を担うものとして、組立力 F_{in} 、分解力

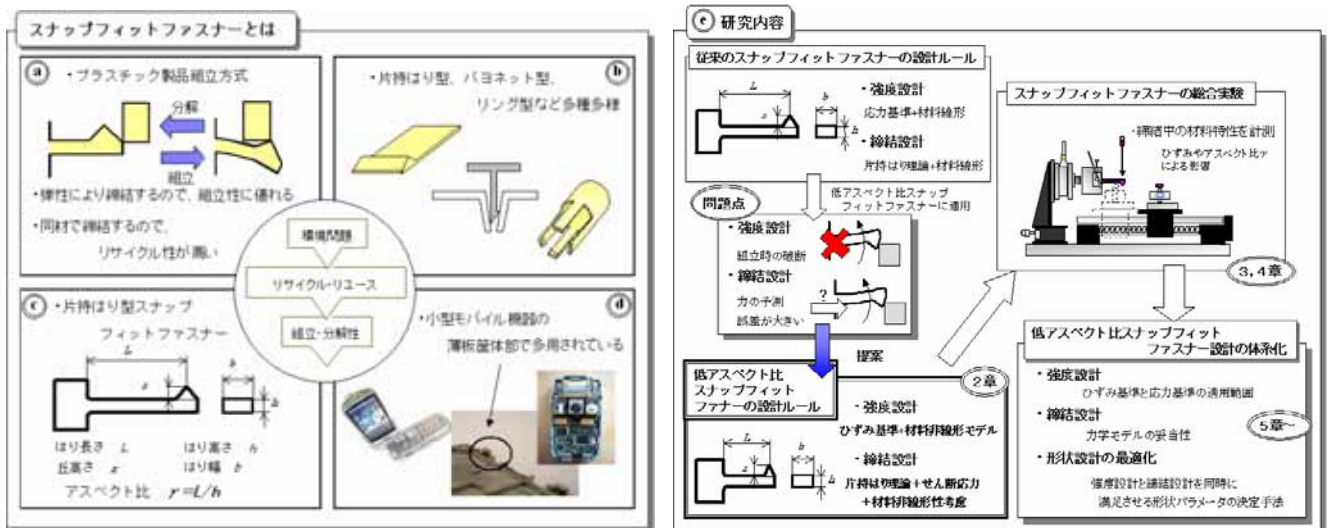


Fig.1 Research concept of low aspect cantilever snap-fit fastener

F_{out} があり、丘部分にかかるスナップ力 P の分力として求められる。さらに、設計で用いる材料パラメータとして、最大応力 σ_{max} や最大ひずみ ε_{max} 、縦弾性係数 E 、摩擦係数 μ がある。特に縦弾性係数 E はひずみ依存性を考慮した場合、割線弾性係数 E_s を用いる必要がある。

2.2 強度設計

スナップフィットファスナーの基本的構造は片持ちはりであるため、次式に示すように、締結時の変形による最大応力 σ_{max} および最大ひずみ ε_{max} は根元部に発生する。

$$\sigma_{max} = \frac{1.5zE}{L\gamma} \quad (1)$$

$$\varepsilon_{max} = \frac{1.5z}{L\gamma} \quad (2)$$

はり長さ L が短くなるに従って、また丘高さ z が高くなるにつれて上式の最大値は大きくなるので、根元部での破壊を防止するための強度設計では許容値以下の応力、ひずみになるよう設計すべきである。

プラスチック材の縦弾性係数 E はひずみに対して非線形性を有し、「ひずみ軟化」する⁽¹⁾。従って、上式(1)での弾性係数 E はひずみ依存の割線弾性係数 E_s を設計に用いるのが現実的である。このためひずみが大きくなるほど、すなわちはり長さ L が短くなりアスペクト比 γ が小さくなるほど割線弾性係数 E_s は小さな値となる。

一般的なプラスチック製品の強度設計においては、ひずみが極めて小さい場合、式(1)の応力を用いた破壊予測が十分に良い精度を持つとされている⁽²⁾。しかし、ひずみが大きくなると、式(2)のひずみを用いた強度予測の採用が推奨されている⁽³⁾。従って、アスペクト比 γ が小さい領域のスナップフィットファスナーの強度設計では、従来の式(1)の応力基準設計に代えて式(2)のひずみ基準設計の有効性が高くなると考えるべきである。

2.3 締結設計

スナップフィットファスナーは締結機構として一定値以上の組立力 F_{in} 、分解力 F_{out} が確保できるように設計される。以下の本文では組立力 F_{in} についてのみ考察する。

スナップフィットファスナーを単純な片持ちりとして近似した場合、組立力 f_{in} は丘の幾何学的形状から、スナップ力 P の分力として次式のように導かれる。

$$f_{in} = \frac{Eb}{4\gamma^3} z \tan(\alpha + \theta + \tan^{-1} \mu) \quad (3)$$

$$\text{ここで } \theta = \frac{3z}{2L}$$

上式はアスペクト比 γ が十分大きい場合は有効と考えられるが、アスペクト比 γ が小さくなりせん断応力の影響⁽⁴⁾を考慮してはりを近似した場合の組立力 F_{in} は次式のように導ける。

$$F_{in} = \frac{E_s b}{\gamma(3.9 + 4(\gamma)^2)} z \tan(\alpha + \theta + \tan^{-1} \mu) \quad (4)$$

式(3)および式(4)では、アスペクト比 γ が小さくなるにつれて、組立力は急激に増大する。ただし、アスペクト比 γ が組立力増加に及ぼす影響は式(4)の方が式(3)より小さい。また、先述したように、式(4)の割線弾性係数 E_s は、アスペクト比 γ が小さくなりひずみが大きくなるほど小さな値となるので、式(4)の組立力 F_{in} を小さくする効果がある。

式(3)あるいは式(4)から、組立力は丘高さ z 、はり幅 b に比例して増加する。このうち、はり幅 b は、式(1)および式(2)で明らかな様に強度設計に無関係のパラメータである。一方、丘高さ z はスナップフィットファスナーの組立精度および筐体変形を考慮して締結が外れないようにするため、一定値以上として組立構造の信頼性を高めておかなければならない。

2.4 形状設計

低アスペクト比が要求される場合の強度設計および締結設計の考え方にたつて Fig.2 で示したスナップフィットファスナーの設計パラメータをどのように決定すべきかについて以下で考察する。

式(2)より、丘高さ z を小さくできるほど強度設計での安全率は大きくなる。しかし、2.3節で述べたように、締結信頼性確保の必要上、許容最小丘高さ z_{min} が拘束値となる。

締結強度の信頼性の観点から、組立力 F_{in} 、分解力 F_{out} の最小値は設計条件として与えられる。この最小締結力が満足されるならばはり幅 b は自由に決定できる。最小締結力が不足する場合には、はり幅 b を大きく取れば良い。

以下の実験では、具体的なプラスチック材料特性により前記の設計概念の検証を行う。

3. 実験方法

3.1 供試材料

プラスチック材料のうち非結晶性材料の代表例として ABS を、結晶性材料の代表例として高強度のポリアセタール (POM) と低強度のポリプロピレン (PP) を選定した。これらの平均的な機械的特性値を Table 1 に示す。

Table 1 Material property カタログ値による

Material	ABS	POM	PP
	Amorphous	Crystalline	
Bending strength b [MPa]	70	90	53
Young's modulus E [MPa]	1800 ~ 2500	2000 ~ 3000	1000 ~ 2000

3.2 実験装置

供試材の一般的な材料特性値は JIS K7171 法に準拠して万能材料試験装置により求めた。

一方、スナップフィットファスナーの締結動作中の材料特性値および締結力を計測するために Fig.3 の総合試験装置を試作した。同装置において電動スライダを左右に駆動させることによりロードセル 1 で組立力 F_{in} および分解力 F_{out} を実測し、オフセット値は変位センサを用いて実測した。さらに組立および分解中のスナップ力 P をロードセル 2 により計測し、割線弾性係数 E_s および摩擦係数 μ を求めた。

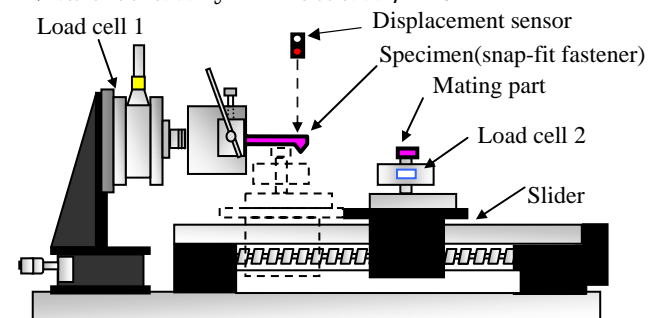


Fig.3 Integrated snap-fit fastener test apparatus

3.3 実験条件

実験で使用したスナップフィットファスナーは、はり高さ h が 1.5[mm]、はり幅 b が 5[mm]、丘高さ z が 0.6[mm] で全て一定とし、他方、はり長さ L は 4.5~18[mm] の範囲でアスペクト比 が 3~12 になるように決定した。

4. 実験結果

4.1 材料特性実験

Fig.4 はABSの片持ち根元部での最大応力と最大ひずみの関係についてアスペクト比 をパラメータとして示す。応力 ひずみ曲線は極大値を示すまで傾きが次第に緩やかになる。従って、弾性係数はひずみ軟化による非線形性を考慮した割線弾性係数 E_s として定義する必要がある。

Fig.4 の応力 ひずみ線図における極大応力近傍では降伏現象が次第に発生している曲線形状を示しているものの、金属材料などとは異なり、明確な変曲点を持つ降伏現象を示していない。極大値に達するひずみの値（極大点ひずみ）はアスペクト比 が小さくなるほど大きくなっている。このような傾向は POM や PP においても見られた。

Fig.5 は極大点ひずみとアスペクト比 の関係を材種別に示したものである。アスペクト比 が大きな領域では、全材種で極大点ひずみはアスペクト比 に対してほぼ一定値である。しかし、アスペクト比 が小さくなっていくと極大点ひずみは次第に大きくなり、材種別の差も顕著に現れるようになった。また、極大点ひずみは結晶性である POM、PP の方が非結晶性の ABS より大きくなった。

Fig.6 はABSの片持ち根元部での割線弾性係数 E_s とひずみの関係についてアスペクト比 をパラメータとして示す。ひずみ領域が 0.01 以上ではひずみに対し直線的減小傾向にある。また、低アスペクト比になるほど割線弾性係数 E_s は小さな値をとる。この傾向は POM、PP においても見られた。

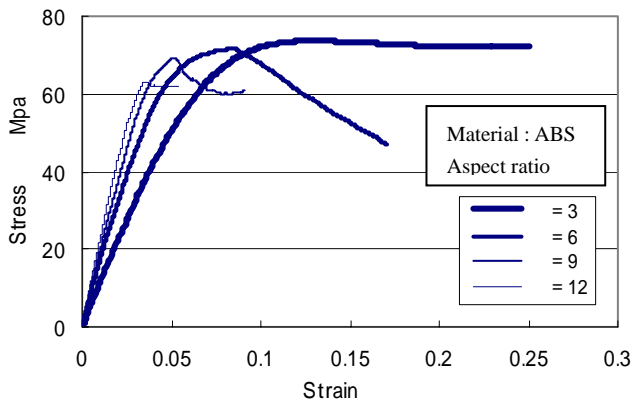


Fig. 4 Stress-strain curve

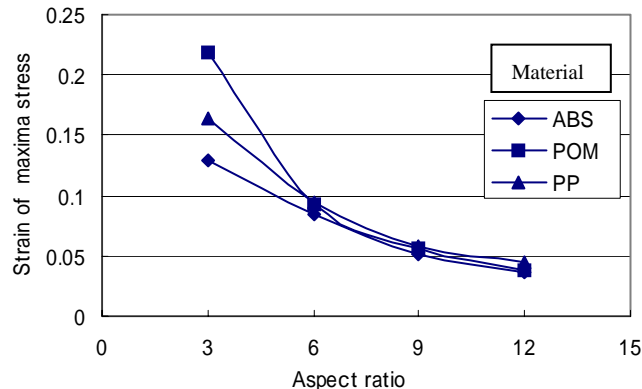


Fig. 5 Influence of aspect ratio on strain of maxima stress

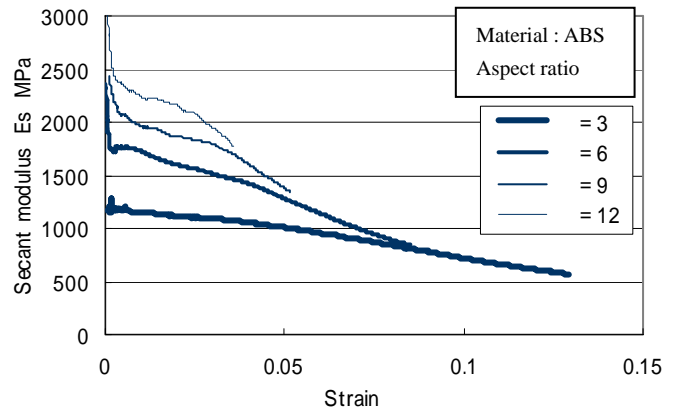


Fig. 6 Influence of strain on secant modulus

4.2 締結特性実験

Fig.7 にABSのアスペクト比 と実測組立力 F_{in} の関係および式(3)で導かれる理論組立力値 f_{in} との比較を示す。アスペクト比 が小さくなるに従って実測値は大きくなるが、理論式(3)のようにアスペクト比 の3乗に反比例して増加せず、緩やかに増加していることがわかる。この傾向は分解力についても同様であり、また他のPOMやPPにおいても同様であった。

Fig.8 に組立力 F_{in} と割線弾性係数 E_s の関係についてアスペクト比 をパラメータとして材種別に示す。割線弾性係数 E_s が決定できれば、式(4)によって同一の割線弾性係数に対して同一の組立力 F_{in} になるはずである。しかしFig.8 の結果によれば、ABSとPPは一致しているものの、POMはより大きな値となった。

Fig.9 に材種別の組立力 F_{in} とはり幅 b の関係を示す。組立力 F_{in} は実験に用いたABS、POM、PP全ての材質において、はり幅 b の増加につれて直線的に増加する。

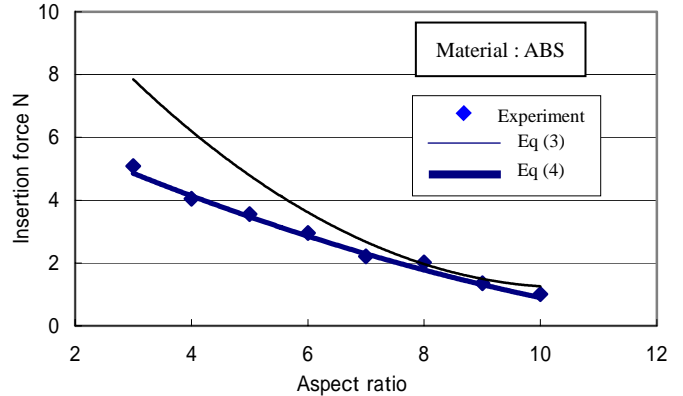


Fig. 7 Influence of aspect ratio on insertion force

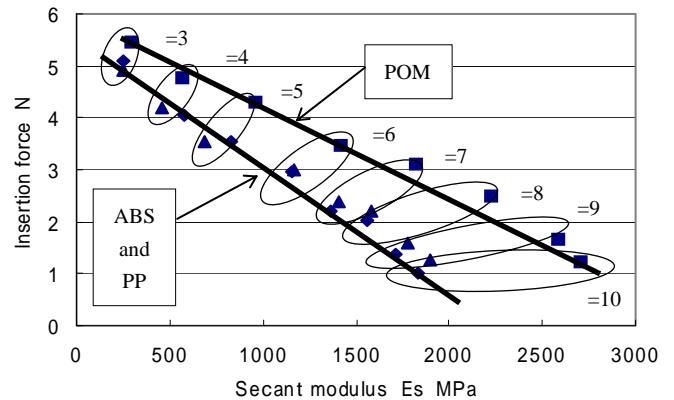


Fig. 8 Influence of secant modulus on insertion force

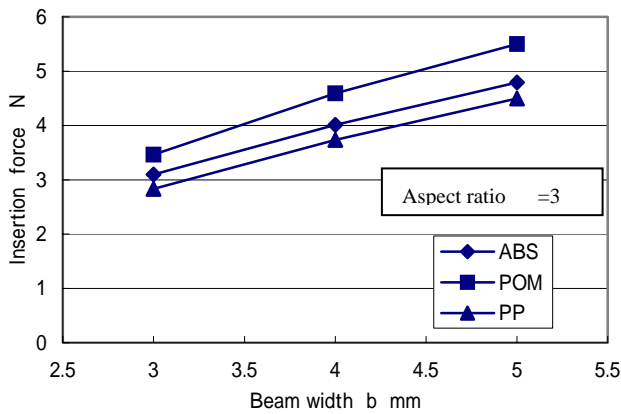


Fig. 10 Influence of beam width on insertion force

5. 考察

5.1 強度設計

スナップフィットファスナーは締結機構であることにより、全使用条件域を想定した安全設計を行う必要がある。とりわけ、材料の視点からプラスチックのひずみ依存特性に配慮することが重要となる。

プラスチック材の応力-ひずみ線図は、Fig.4 の実験例で示したように、アスペクト比の影響を強く受けてひずみ軟化し、降伏現象も不明確化する。従って、強度設計において、一定許容応力値によってスナップフィットファスナーの強度設計を行うと（応力基準設計）、アスペクト比を変化させた場合のひずみ依存による許容応力低下が無視できなくなる。一方、許容ひずみを想定して全設計条件下でその許容値を超えないように設計を行うことにより（ひずみ基準設計）、ひずみ依存性の強いプラスチックの安全設計が可能となる。

Fig.5の結果によれば、アスペクト比が10~12以上になるとアスペクト比と無関係にひずみは一定値(0.05)となり、降伏現象も比較的明確に出現する。一方、アスペクト比が小さくなると、降伏現象が不明確化、すなわち弾性変形と塑性変形が混在し⁽⁵⁾、極大点応力に達するまでのひずみが大きくなっていく。本実験条件の場合、ひずみ基準による強度設計の視点からは、アスペクト比が小さくなくても許容ひずみを0.05以下になるように形状設計する必要がある。

以上をモデル化して応力-ひずみ線図で示すとFig.11のようになる。ひずみ基準設計では、アスペクト比が大きい条件域で一定値に収束したひずみ ϵ_a を設計基準値として、低アスペクト比領域での設計に使用する。明確な降伏点を示さない材料の極大応力点では永久ひずみ(塑性変形)が発生してしまうからである。低アスペクト比スナップフィットファスナーにおけるひずみ基準の適用は明確な降伏点を持たないプラスチック材料を前提とした設計で有効となる。

5.2 締結設計

従来設計で一般的に使用されている式(3)および本研究で提案した式(4)でそれぞれ組立力を計算し、低アスペクト比領域での組立力を実測値と比較した。

実測値に対する誤差率を比較すると、従来の式(3)の片持はり理論では5~45パーセントとなり、本研究で提案した式(4)ではほとんどが10パーセント以内であった。これは分解力およびPOMやPPにおいても同様であった。

以上から、低アスペクト比スナップフィットファスナーに

おいて、せん断応力の影響およびひずみ軟化による材料非線形性を考慮することで、組立力および分解力の予測精度を向上できることが検証された。

5.3 形状設計

ひずみ基準における低アスペクト比スナップフィットファスナーの設計では、非常に低い許容応力を想定して設計しなければならない。具体的な形状設計法として、スナップフィットファスナーのはり部にテーパを付けて平等ばりのように応力をはり全体に分散させたり、R部を大きくとることで応力集中を緩和させることなどが考えられる。締結強度を向上させるにははり幅 b を大きくすれば良い。

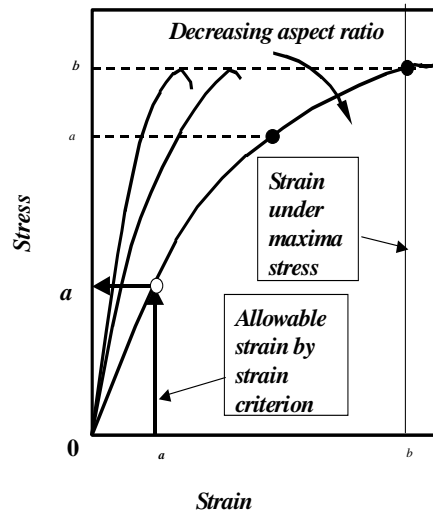


Fig. 11 Design concept for low aspect ratio snap-fit fastener

6. まとめ

本研究は低アスペクト比スナップフィットファスナーの設計手法提案を目的に行い、以下のようにまとめられる。

- (1) 低アスペクト比スナップフィットファスナーの強度設計にプラスチックのひずみ依存特性を考慮した基準を提案し、その概念の妥当性を実験により検証した。
- (2) 低アスペクト比スナップフィットファスナーの締結設計においてせん断応力の影響および材料非線形性を考慮することによって、予測精度が向上することを示した。
- (3) 低アスペクト比スナップフィットファスナーの締結力向上のための、はり幅効果を実験的に明らかにした。

今後はさらに多くの材料を用いてひずみ基準の適用範囲の検討や、FEMを用いてはり部のテーパ有無、はり根元R部の効果、クリープ効果などが強度設計および締結設計へどのような影響を及ぼすか検討することが課題と考えられる。

参考文献

- (1) 青木 正義, 現場で役立つプラスチック成型技術, 工業調査会 (2003) pp. 25-34.
- (2) 冠木 公明, プラスチック成形品の信頼性設計, 工業調査会, (2002) pp. 72-81.
- (3) General assembly technology "The best assembly techniques - Part I", Dupont 社技術資料 (2000)
- (4) 中原 一郎, 材料力学 上巻, 養賢堂, (1993) pp. 185-193.
- (5) 成澤 郁夫, プラスチックの機械的性質, シグマ出版 (1994) pp. 78-93.