フランジ付き円管の塑性座屈を利用した構造締結*

林 沛 征^{*1}, 小久保 邦雄^{*2}, 一之瀬 和夫^{*3}
坂 口 雅 昭^{*4}, 吉 岡 正 澄^{*4}Application of Plastic Buckling of Pipes with
Flange to a Structural Fastening SystemPeizheng LIN, Kunio KOKUBO^{*5}, Kazuo ICHINOSE,
Masaaki SAKAKUCHI and Masazumi YOSHIOKA^{*5} Department of Mechanical Engineering, Kogakuin University,
1-24-2 Nishishinjuku, Shinjuku-ku, Tokyo, 163-8677 Japan

One-sided fastening systems using plastic buckling of the thin-walled pipes with flange are studied in this paper. Plastic buckling occurs in the thin-walled pipe area of the blind nut with flange, when an axial compressive load is applied to the blind nut. As one-sided fastening is applied for the case such as the inner hollow part, estimations of buckling load and the proper displacement are important. The buckling deformation is studied by the nonlinear finite element analysis, and the numerical results are in good agreement with experimental observations for the buckling load and displacement. Effects of geometrical parameters of the thin pipe area are investigated for the buckling load and displacement by FEM. In order to evaluate the tensile strength of the fastening systems, unloading and reloading is carried out consistently by analyses. Effects of the tensile strength with the length and thickness of the thin-walled pipe area of the blind nut are also investigated.

Key Words: Computational Mechanics, Nonlinear Finite Element Analysis, Plastic Buckling, Structural Analysis, Thin-Walled Pipe, Structural Fastening System

1. 緒 言

自動車の製造分野においては、軽量化、部品点数低減および衝突強度の向上などの目的から、中空部材や複合材料が構造部材として各種部品に多く利用されている。特に中空部材ではハイドロフォームにより成形されたものが利用されるが、内部に工具を持ち込むことができないことなどの理由から、片側のみで締結が可能な締結作業が要求される。また、樹脂やFRPのような複合材料においても従来の溶接での締結ができないことから片側だけできる作業を要求される場合が生じる。このような場合には片側塑性締結ボルト、ブラインドナットなどが注目されている⁽¹⁾。

直円管が静的な軸圧縮荷重を受ける場合の座屈については、塑性関節モデルによる剛塑性理論解析^{(2)~(4)}、また数値計算により変形過程の解析を行うなど、多くの研究が行われている^{(5)~(8)}。ブラインドナットは図1

に示すように円筒の内部の一部にねじがきられ、反対側の端部にフランジを有する構造である。フランジの端面が固定され、ねじ部が引き上げられる。このときねじ部とフランジ部の間の薄肉円管部分が圧縮されることにより塑性座屈変形が生じることを利用して締結する。このようなフランジ付き円管が軸圧縮荷重を受ける場合についてはフランジ部付近で円管の座屈が生じるという実験と数値計算結果が報告されている⁽⁹⁾。しかし、塑性座屈を締結に応用するためには単純な座屈の場合と異なるため、座屈変形と荷重などに関するデータが不十分な状況である。この締結法では座屈変形の形成時の荷重と変位の関係および締結後の十分な強度が確保できるかを評価することが重要である。このため、締結過程に大きな役割を負う薄肉円管の座屈部分の変形挙動と座屈後において部材との接触挙動の解明が強く要求され、定量的な検討をする必要がある。

そこで、本研究ではブラインドナットの塑性座屈が発生するフランジ付き薄肉円管部分を研究対象として有限要素法を用いた数値計算と圧縮試験で得られた実験結果を比較することによって、塑性座屈の生成、座屈荷重と変位の関係および締結後の引張強度について検討を行う。

* 原稿受付 2003 年 8 月 20 日。

^{*1} 学生員、工学院大学大学院機械工学科(〒163-8677 東京都新宿区西新宿 1-24-2)。^{*2} 正員、工学院大学工学部。^{*3} 工学院大学工学部。^{*4} (株)フセラシ(〒577-0053 東大阪市高井田 11-74)。

E-mail: at21317@ccs.kogakuin.ac.jp

2. 締結原理

ブラインドナットの締結原理を図2に示す。まず、引張ボルトによってブラインドナットが引張られると薄肉円管部分に軸圧縮荷重が加わり、この薄肉円管部分に塑性座屈変形が生じ、座屈による変形のふくらみ部が通常のナットに相当する。これによりブラインドナットは被締結部材と締結される。締結手順を図2に示すような4段階に分けると、次の(1)～(4)までの工程に分類することができる。

- (1) ブラインドナットを被締結部材Ⅰに挿入し、引張ボルトを回転させて締結を開始する。
- (2) ブラインドナットの薄肉円管部分に座屈変形が生じるまで引張ボルトを引き上げ、被締結部材Ⅰとブラインドナットを締結する。
- (3) 引張ボルトを取り除く。
- (4) 締結用ボルトを用いて、被締結部材Ⅱを被締結部材Ⅰに締結する。

3. 薄肉円管の座屈理論解析

円管が軸荷重を受けて軸対称座屈変形が生じる場合には、軸圧縮力と座屈波長の理論式に関していくつかのものが提案されている。Alexander⁽²⁾は図3に示すように3箇所座屈変形が形成されると仮定し、円管

Fig. 1 Blind nut

Fig. 2 Procedure of fastening

の軸方向に座屈波長 l の2倍で一つのしわが発生し、順次圧潰してゆくと考えた。一つのしわが完全に形成されるときに必要な平均軸圧縮力 P によるエネルギー吸収量は三つ塑性関節が生じる仕事量と両端の二つ関節の内部が円周方向に伸張変形するときの仕事量の和である。これらを等しいとおくことにより次式が得られる。

$$P \times 2l = \frac{2\pi}{\sqrt{3}} \sigma_0 t^2 \left(\frac{\pi d}{2} + l \right) + 2\pi \sigma_0 l^2 t \quad \cdots (1)$$

ここで、 P は平均軸圧縮力、 d は内径、 σ_0 は降伏応力、 l は座屈変形の波長である。軸圧縮力 P を l により最小化することにより、次のように l を求めることができる。

$$l = \left(\frac{\pi}{2\sqrt{3}} dt \right)^{1/2} \approx 0.953 \sqrt{dt} \quad \cdots (2)$$

式(2)を式(1)を代入すると、 P は以下のように求められる。

$$P = 5.99 \sigma_0 t^{1.5} \sqrt{d} \quad \cdots (3)$$

これは塑性変形が大きい場合の軸圧縮力を与える式である。

4. 有限要素法解析

4.1 解析モデル 薄肉円管が静的あるいは動的圧縮荷重を受けて発生する塑性座屈の変形モードは軸対称変形と非軸対称変形に分類されている。これまでの実験的検討によって、円管の平均半径 r と肉厚 t との比 r/t が(40~50)より小さい場合は軸対称座屈変形が発生し、 r/t が(40~50)より大きい場合には非軸対称座屈変形が発生することが知られている。本計算モデルは薄肉円管の平均半径 r と肉厚 t との比 r/t が(40~50)以下であるため、静的圧縮荷重を加えると、発生する座屈変形は軸対称変形であると考えられるので、図4に示すようにブラインドナットと被締結部材は軸対称モデルを用いて解析することができ

る。本研究では軸圧縮によりブラインドナットに塑性座屈が生じる薄肉円管部分を研究の対象とし、ブラインドナットのねじ山部分は変形しないと仮定する。解析モデルではこの部分は直線であるとし、長さ L_1 は 14 mm、内径 D_2 は 10 mm であるとする。ブラインドナットの締結部分の外径 D_1 は 16 mm、フランジ部分の外径 D_3 は 22 mm、厚さ M は 2 mm であるとし、薄肉円管部分の肉厚 t と長さ L を組合わせて表 1 に示すようにブラインドナットの有限要素解析モデルを定義する。また、各ブラインドナット解析モデルに対する被締結部材のモデルは一定の形状で、厚さは 2 mm、外径は 28 mm、内径は 16.2 mm として定義する。

4・2 解析方法 軸圧縮力が加わるとブラインドナットの薄肉円管部分には塑性座屈が発生する。座屈が発生する荷重と変位の関係、また、座屈した後引張荷重を与えるときに生じる被締結部材と円管の接触問題も含めた締結時のひずみ分布も検討する。このとき座屈後の残留ひずみの影響を考慮できるようにこれらの工程を一貫して解析することを考える⁽¹⁰⁾。解析では図 4 に示すように軸対称体であると仮定し、有限要素は図 5 の 4 節点軸対称ソリッド要素を用いる。引き

ボルトを引き上げるときに生じる各部分の接触問題の解析では Penalty 法⁽¹¹⁾ を用いて行う。

材料非線形問題では材料の構成則である塑性の法則として等方硬化則 [Multilinear Isotropic Hardening (MISO)] として解析する。降伏判定には von Mises の降伏条件を用いる。ここで用いたブラインドナットと被締結部材の材料は炭素鋼 S 25 C であり、この材料の応力-ひずみ関係を図 6 に示す。縦弾性係数 215 GPa、ポアソン比 0.33、降伏応力 349.5 MPa、これらの材料の接触面の静摩擦係数は 0.1 であるとする。

図 4 に示すようにブラインドナットの下端面に z 軸の正方向に強制変位 u を与え圧縮解析を行う。境界条件としてはブラインドナットのフランジ部の上端面の z 軸方向変位を拘束し、このとき被締結部材については右側面の z 軸と r 軸方向の変位を拘束する。

Table 1 Dimensions of blind nut model

Model No.	t (mm)	L (mm)
A-1	0.8	6
A-2		8
A-3		10
A-4		12
B-1	1.0	6
B-2		8
B-3		10
B-4		12
C-1	1.2	6
C-2		8
C-3		10
C-4		12

Fig. 3 Collapse mode by plastic hinge

Fig. 4 Axisymmetric finite element model

Fig. 5 4-node isoparametric solid element

Fig. 6 Stress-strain relation

5. 実験概要

ブラインドナットの形状は解析モデル A-3 と同じものを使用して実験を行った。材料は炭素鋼 S 25 C であり、被締結部材の厚さは 2.0 mm、内径は 16.2 mm のもので SPCC を用いて作成した。図 7 に示すように圧縮実験ではブラインドナットの下端面から強制変位を与える。これにより荷重と変位の関係を求める。

6. 解析結果および考察

荷重-変位関係の解析と実験結果をモデル A-3 について図 8 に示す。解析による荷重-変位関係では実験結果とほぼ同様な曲線が得られ、解析結果と実験結果がよく一致していることがわかる。解析で強制変位を与えたとときの変形図を図 9 に示す。この変形図を見ると、変形によりブラインドナットの薄肉円管部分で塑性座屈が起きるため、変位 u が 0.5 mm まで荷重は増加する。その後座屈変形が進むと、荷重がゆるやかに低下し、変位が 5.5 mm のときに被締結部材の表面に座屈変形が形成され、荷重は最小値になる。さらに、変形が進み、変位が 6.5 mm になると座屈変形が完全に形成され、薄肉円管の内側同士が接触する。それ以上は変形し難くなるため再び荷重が増加し、変位が 8.0 mm のときには荷重はかなり大きくなっている。

ここでは数値計算と実験から得られる塑性座屈波長 l の結果を式 (2) による理論値と比較して表 2 に示

す。これより数値計算と実験および式 (2) による理論値はよく一致していることがわかる。また、一つの座屈変形のしわが形成されるまでは軸方向に塑性座屈波長 l の 2 倍と円管の肉厚 t の 2 倍の和の強制変位が必要となり、数値計算と実験の結果による値とも変位は約 8 mm となり、比較的良好に一致していることがわかる。

ブラインドナットの円管部分の強制変位が 8.0 mm になると発生する荷重が大きくなる。このため円管の塑性座屈部分には非常に高いひずみが生じ、き裂が発生する可能性が高くなることも考えられる。締結後には塑性座屈部分はナットに相当するため、き裂が生じると締結強度と信頼性に大きく影響する。また、このときに発生する荷重がかなり大きくなっているため、実際には引きボルトとブラインドナットのはめあいねじの回転によりブラインドナットを引き上げることで塑性座屈変形が形成される。引き上げ量が大きすぎると、ねじ山部分に与える荷重が大きくなり、ブラインドナットのねじ山部分が塑性変形することも考えられる。そのため締結用ボルトと締結するときにはめあいがうまくゆかない可能性が生じる。これらの理由により、ブラインドナットの円管の座屈部分を締結に利用するとき、ブラインドナットの円管部分に対する適切な変位を与えることが重要であることがわかる。ここで考えたモデル A-3 に対しては、 $u=6.5$ mm の強制変位を与えときに生じる塑性座屈の形状を締結に利用するのがいちばん適切であると考えられる。

Table 2 Comparison of the length

A-3	FEM	Exp.	Theory
l (mm)	3.0	2.9	3.3

Fig. 7 Fastening experiment with buckling of pipe

Fig. 8 Analysis and experiment (A-3 $t=0.8$ mm $L=10$ mm)

Fig. 9 Deformation of model A-3

ブラインドナットは中空部材の締結に利用されるが、中空部材の内部に生じる過量の引き上げによる薄肉円管の塑性座屈部分のき裂とブラインドナットのねじ山部分の塑性変形が生じることは締結作業時に目視できない場合が多い。このためブラインドナットに加える適切な変位と荷重の関係を定量的に把握しておくことが重要になる。以下では異なる薄肉円管肉厚 t と長さ L に対する塑性座屈を形成するための適切な変位と荷重について検討する。

(1) 肉厚と長さの座屈変位への影響 軸圧縮により薄肉円管の塑性座屈変形が完全に形成されるときの変位がブラインドナットの薄肉円管部分に対して適切な変位と考えられる。ここでは座屈変形が形成されるときの変位に対する肉厚 t と長さ L の影響について検討する。

長さ $L=10$ mm, 肉厚 $t=0.8$ mm, 1.0 mm, 1.2 mmの薄肉円管の場合について座屈変形が完全に生じるときの解析結果による変形を図10に示す。これにより、ほぼ同じ変位量 $u=6.5$ mmで塑性座屈が形成されるものと考えられる。ここで扱った薄肉円管肉厚の変化は小さいため、座屈を形成する変位に肉厚 t は影響しないと考えられる。また、図11には異なる長さ L について肉厚 t により座屈変形を完全に形成するまでの変位を解析した結果が示されている。一様な長さに対して肉厚が変化するとき、座屈が形成され

るまでの変位は同一であるため、肉厚の変化は座屈を形成するときの変位に影響を与えないことがわかる。

つぎに、解析の結果によりブラインドナットの薄肉円管部分の長さ L と座屈を完全に形成するときの変位 u の関係を図12に示す。長さ L が増加するにつれて変位 u がほぼ比例して増加している。これにより座屈を形成するまでに必要な強制変位の値が長さ L からほぼ推測することができるようになり、設計データとして利用できる。

(2) 座屈荷重に及ぼす肉厚と長さの影響 長さ L が10 mmであるとして、肉厚を $t=0.8$ mm, 1.0 mm, 1.2 mmと変化させるとき、座屈変形が生じるまでの荷重と変位の関係を図13に示す。肉厚が大きくなると座屈を発生する荷重は大きくなる。薄肉円管の肉厚の変化が小さいためほぼ一定の変位まで荷重は増加し、座屈が生じる最大荷重に到達したあと低下して最小荷重に至る。そのあと、ほぼ同一変位で薄肉円管の内側同士が接触し、塑性座屈変形が形成される。ここでは塑性座屈が完全に形成されるとき荷重 P_1 を取り上げ、肉厚 t と長さ L が荷重 P_1 に及ぼす影響について検討する。

肉厚 t と長さ L の座屈荷重 P_1 への影響を解析した結果について図14に示す。同じ長さ L に対しては肉厚が大きくなるほど、座屈荷重 P_1 が大きくなる。肉厚 t が一定の場合には L の増加とともに座屈荷重 P_1

Fig. 10 Deformation of models ($L=10$ mm)

Fig. 11 Effect of t on u

Fig. 12 Effect of L on Displacement u

Fig. 13 Load and displacement ($L=10$ mm)

が減少してゆることがわかる。肉厚 t が大きくなるとこの減少の割合が大きい。これより薄肉円管の長さ L が大きい場合には座屈変形が完全に形成されるまでの荷重 P_1 が低くなることがわかる。実際の締付工程では引きボルトとブラインドナットのはめあいねじの回転により締付けられる。 L が大きくなると薄肉円管の塑性座屈変形を形成するときには荷重 P_1 が低くなるため、ブラインドナットのねじ山部分は塑性変形を生じにくくなる。

(3) 肉厚と長さの引張強度への影響 ブラインドナットの円管部の塑性座屈を利用して締結するときには薄肉円管の塑性座屈変形部分が通常のナットに相

Fig. 14 Buckling load and length of the pipe area

Fig. 15 Procedure of analysis under tensile load

Fig. 16 Load and displacement under tensile load

当している。このような締結体に薄肉円管の塑性座屈部分に引張荷重が加わるときの耐荷能力を評価する。このため、図 15 に示すように、これまでの (a) 座屈を形成するまでの変形、(b) 除荷時の変形、さらに (c) 被締結体の右側面の拘束を変化させないでブラインドナットのフランジの上端面の z 軸方向の拘束を外して再びブラインドナットの下端面に z 軸正方向に引張変位 u_T を与えるときの変形、以上の三ステップの一貫解析を行い、引張変位 u_T と引張荷重 P_T の関係を検討する。モデル A-3 を取り上げて、この三つの工程を解析する。このときの荷重-変位関係を図 16 に示す。まず、約 6.5 mm 変位させ、座屈変形が形成される。その後フランジ部の端面部分の拘束を外す。

Fig. 17 Tensile load and displacement

Fig. 18 Effect of L on $P_{\max}$

Fig. 19 Effect of t on $P_{\max}$

また1 mm程度の強制引張変位を与えるときの変位と引張荷重の履歴を示す。ここで、座屈変形が形成されるとき座屈部分の形状と除荷時の残留ひずみは引張荷重が加わるときにもそのままその値を保つことができ、この一貫解析により実際の締結工程に対応した解析が可能となり、解析の信頼度が向上する。また、図17に1 mmまで変形するときの引張荷重と引張変位の関係および変形図を示す。引張荷重が加わると材料が再降伏するため、荷重が大きく増加してゆくことがわかる。ここでは長さ L と肉厚 t のいくつかの値に引張変位を1 mm程度与える場合の最大引張荷重 $P_{\max}$ について解析し、これらのパラメータの最大荷重への影響を検討する。

図18に3種類の肉厚 t の値について最大引張荷重 $P_{\max}$ に対する長さ L の影響を示す。肉厚 t が一定の場合には長さ L が増加するにつれ、前述の座屈波長 l が大きくなり、荷重が増加してゆく。肉厚が大きくなると荷重の増加の割合も大きくなる。肉厚が1.2 mmの場合には4 mmの長さ L の増加量に対して最大引張荷重 $P_{\max}$ が約40%程度高くなっていることがわかる。

図19には長さ L が変位する場合について、最大引張荷重 $P_{\max}$ が肉厚 t によりどう変化するかを長さ L の各値について示す。長さ L が小さい場合には肉厚 t の増加による荷重の増加率が低い、長さ L が大きくなると肉厚 t の増加による荷重の増加率も高くなることがわかる。

7. 結 論

本研究では、ブラインドナットにおいて塑性座屈を形成するフランジ付きの薄肉円管部分を取り上げ、軸圧縮荷重のもとで塑性座屈の形成について解析と実験を行った。また、この塑性座屈変形が締結時における

引張強度に与える影響について解析を行った。本研究で得られた結論を要約すると以下ようになる。

(1) 本研究の範囲では肉厚 t の小さな変化は座屈変形を発生するまでの変位量に与える影響は少ないことがわかった。

(2) 座屈変形を形成するまでの変位は円管部分の長さ L の増加によりほぼ比例して増加していることがわかった。

(3) 同じ肉厚 t の場合、長さ L の増加により座屈を発生する荷重が減少する傾向がある。

(4) 同じ肉厚 t の場合には長さ L の増加により締結後の引張強度が増加する傾向があり、肉厚が大きくなるとこの増加率も大きくなる。

本研究で得られたデータを利用することによりブラインドナットの最適締付けに関するデータおよび締付け後の信頼性に関するデータが得られる。

文 献

- (1) 林沛征・ほか5名, 機論, **69**-688, A (2003), 1753-1760.
- (2) Alexander, J. M., *Q. J. Mech. Appl. Math.*, **13** (1960), 10-15.
- (3) Abramowicz, W., *Rozprawy Inzynierskie*, **29**-1 (1981), 5-26.
- (4) Mahmood, H. F. and Paluszny, A., *SAE paper*, No. 840727, (1984), 45-56.
- (5) Kokubo, K., ほか3名, *JSME Int. J.*, **36**-3 (1993), 259-266.
- (6) Mamail, A. G., ほか3名, *Int. J. Mesh. Sci.*, **30**-3/4 (1988), 249-256.
- (7) 都井裕, 構造工学における数値解析法シンポジウム論文集, (1985-7), 209-214.
- (8) 滝佳弘・小松建昭・西村融, 日本航空宇宙学会誌, **27** (1979), 594-601.
- (9) 伊東菜摘・ほか3名, *Proc. Japan ANSYS Conference*, (2002), 147-152.
- (10) 王燕建・ほか5名, 機論, **68**-672, A (2002), 1155-1162.
- (11) 久田俊明・野口裕久, 非線形有限要素法の基礎と応用, (1998), 323-339, 丸善.