座屈拘束材端部の局所変形を考慮した ピン接合形式二重鋼管ブレースの全体座屈防止条件 －片側摺動形式の場合－

CONDITIONS TO PREVENT GLOBAL BUCKLING OF PIN-ENDED TUBE-IN-TUBE BRACES
CONSIDERING LOCAL DEFORMATION AT END OF BUCKLING RESTRAINING MEMBER
－ In case of one-sided sliding type －

木下 智 裕^{*1}, 金城 陽 介^{*2}, 聲 高 裕 治^{*3}, 吹田 啓 一 郎^{*4}, 宮 川 和 明^{*5}

Tomohiro KINOSHITA, Yosuke KANESHIRO, Yuji KOETAKA,
Keiichiro SUITA and Kazuaki MIYAGAWA

This paper presents conditions to prevent global buckling of pin-ended tube-in-tube buckling restrained braces. When one end of the restraining member is rigidly connected to the pin joint and the sliding joint is adopted at the other end, the deflection of the brace makes an asymmetric curve and the local deformation of the restraining member may occur at the sliding joint. The method to calculate deflection of the core member and bending moment of the buckling restraining member is led theoretically. Validity of proposed methods and conditions to prevent global buckling are verified through parametric study on cyclic loading tests and FEM analysis.

Keywords: Pin-ended buckling restrained brace, Deflection curve, Condition to prevent global buckling,

One-sided sliding type, Loading test, FEM analysis

ピン接合形式座屈拘束ブレース, たわみ曲線, 全体座屈防止条件, 片側摺動, 載荷実験, FEM 解析

1. はじめに

座屈拘束ブレースは, 図1に示すように座屈拘束部と接合部で構成され, 座屈拘束部は, 軸力を負担する芯材と芯材から伝えられる曲げモーメントを負担する座屈拘束材から成る. 接合部は, 図2(a)に示すようにガセットプレートとブレース接合部が溶接や高力ボルトによって接合される形式(以下, 剛接合形式と記す)と, 図2(b)に示すようにピン支持部材によって接合される形式(以下, ピン接合形式と記す)に大別される.

圧縮軸力を受けて座屈拘束ブレースの芯材が軸方向に塑性変形するためには, 藤本¹⁾によって構築された, 座屈拘束部を対象とする全体座屈防止条件を満足するだけでなく, 接合部や周辺架構も含めた全体系を考慮して座屈しないよう設計しなければならない. 剛接合形式の座屈拘束ブレースについて, 接合部を含む座屈拘束ブレースの構面内座屈防止条件が清水²⁾に

よって, 構面外座屈防止条件が著者ら^{3)~4)}によって提示されており, 理論的・実験的検討に基づき, 座屈防止条件が妥当であることが確認されている. これらの検討では, 芯材が塑性化しその剛性が失われた際に接合部の変形が座屈拘束材によって拘束されず, 接合部と座屈拘束部の境界で曲げモーメントがゼロと見なせる場合を対象としている.

一方, ピン接合形式の座屈拘束ブレースでは, 芯材が塑性化しその剛性が失われた後も座屈拘束材端部において接合部の回転を拘束し, 接合部と座屈拘束部の境界で曲げモーメントを適切に伝達しな

図1 座屈拘束ブレースの構成

図2 剛接合形式とピン接合形式

^{*1} JFE スチール研究所土木・建築研究部
主任研究員・修士(工学)

^{*2} 京都大学大学院工学研究科建築学専攻 修士(工学)
(現 JFE スチール)

^{*3} 京都大学大学院工学研究科建築学専攻
准教授・博士(工学)

^{*4} 京都大学大学院工学研究科建築学専攻 教授・博士(工学)

^{*5} JFE シビル 博士(工学)

Senior Researcher, Civil Engineering Research Dept., Steel Research Lab., JFE Steel Corp.,
M. Eng.

Dept. of Architecture and Architectural Engineering, Kyoto University, M. Eng.

Assoc. Prof., Dept. of Architecture and Architectural Engineering, Kyoto University,
Dr. Eng.

Prof., Dept. of Architecture and Architectural Engineering, Kyoto University, Dr. Eng.
JFE Civil Engineering & Construction Corp., Dr. Eng.

図3 たわみ曲線の違い

図4 対象とする座屈拘束ブレース（二重鋼管ブレース）

ければならない。このために、接合部と同様に適切な剛性と耐力を有し弾性を保持する部材（以下、補強材と呼ぶ）を座屈拘束材端部に一定量貫入する必要がある。このような補強材の設計条件が竹内ら⁵⁾、安井ら⁶⁾などにより検討されている。

写真1 座屈拘束材端部変形⁷⁾

竹内ら⁵⁾は、接合部の形式をピン接合形式に限定せず、座屈拘束ブレース端部の支持条件の違いをブレース両端に設けた回転バネでモデル化し、さらに前述の接合部の回転拘束を表現する塑性ヒンジを接合部と座屈拘束部境界に設けた解析モデルを用い、座屈拘束部端部に局所的な折れ曲がりが生じる、いわゆる首折れ座屈の防止条件を提示している。しかし、座屈拘束材の板厚がそれほど小さくなく、補強材が弾性を保持する場合には、首折れ座屈は生じにくく、写真1に示すように座屈拘束材端部が局所的に変形し、接合部の回転が増大することで座屈拘束ブレース全体のたわみが大きくなり、首折れ座屈よりも先に座屈拘束材が材端以外の位置で曲げ降伏して全体座屈が生じやすいと考えられる^{7),8)}。文献5)ではこの全体座屈の発生が考慮されていない。安井ら⁶⁾はピン接合形式の座屈拘束ブレースを対象とし、FEM解析結果をもとに回帰式として首折れ座屈の防止条件を提示している。しかし、文献5)と同様に、座屈拘束材端部の変形に起因した全体座屈については考慮していない。

また、前述の文献1)による全体座屈防止条件は、図3(a)に示すように対称形のたわみが生じる場合を対象としたものである。一方、図3(b)に示すように、座屈拘束材と接合部が片側で固定された片側摺動形式の場合には非対称形のたわみが生じる。このときの全体座屈防止条件はこれまでに提示されていない。

本論では、図4に示すピン接合形式の座屈拘束ブレース（片側摺動）を対象とし、前述の座屈拘束材端部の局所変形を考慮し、圧縮軸力作用時のブレース軸心のたわみ曲線、および座屈拘束材に作用する曲げモーメント分布の算定式を導出する。さらに、部材実験およびFEM解析によって導出した算定式が妥当であることを実証し、ピン接合形式の座屈拘束ブレースの全体座屈防止条件を提示する。なお、本論では座屈拘束材が曲げ降伏し、座屈拘束ブレースのたわみが増大して耐力低下が生じることを全体座屈と定義する。

図5 解析モデルと初期状態

図6 初期たわみの求め方

2. 対象とする座屈拘束ブレースと解析モデル

図4に本論で検討対象とするピン接合形式の座屈拘束ブレース（二重鋼管ブレースと称す）の構成を示す。座屈拘束部は芯材と座屈拘束材がともに円形鋼管である二重鋼管形式であり、両者の間には隙間 e_s が存在する。ブレース両端にはクレビスと称するピン支持部材が設けられており、主架構に取り付けられたガセットプレートにピン接合される。座屈拘束部端部では、一端はクレビスに接合された口金と座屈拘束材が隅肉溶接されている（図4右側：固定側と称す）。他端では口金よりも長い補強材が設置されており、座屈拘束材とは溶接されていない（図4左側：摺動側と称す）。前述の座屈拘束材端部の変形が生じ得るのは摺動側であり、長さ l_k だけ貫入された補強材と座屈拘束材の間に隙間 e_k が設けられている。

全体座屈防止条件を構築するには、圧縮軸力作用時の座屈拘束ブレース軸心（接合部および芯材の軸心）のたわみ曲線、および座屈拘束材の曲げモーメント分布を求める必要がある。そのために、本論では図5に示す解析モデルを用いる。この解析モデルでは、座屈拘束部は芯材の曲げ剛性をゼロとみなして座屈拘束材の曲げ剛性 EI_B を有する材（軸心は芯材の軸心に対応する）とし、クレビスと補強材および口金は一樣な曲げ剛性 $r_J EI_B$ を有する長さ l_J （摺動側）、 $F l_J$ （固定側）の接合部としている。なお、二重鋼管ブレースでは、クレビスの長さ l_c は短く、その曲げ剛性は補強材より大きいので、以下の検討では、 $r_J EI_B$ は補強材の曲げ剛性として扱っている。

3. 初期たわみの与え方とたわみ曲線の算定方法

初期たわみ u_0 を有する任意の支持条件の部材では、微小要素の応力の釣合を考えることで、次式の微分方程式が成り立つ。

$$EI \frac{d^4(u-u_0)}{dz^4} + N \frac{d^2 u}{dz^2} = 0 \quad (1)$$

ただし、 N は圧縮軸力、 EI は曲げ剛性である。

(1)式にブレース両端での境界条件、接合部と座屈拘束部の境界における連続性を適用し、適切な初期たわみ u_0 を仮定することで、圧縮軸力 N が作用したときのたわみ u が求められる。

3.1 初期たわみの与え方

補強材および芯材と座屈拘束材との間には隙間 e_K 、 e_S が設けられていることから、圧縮軸力に対して芯材が塑性化してその剛性が失われると、一時的に不安定となって摺動側接合部が回転し始める。やがて、図5(b)に示すように補強材と芯材が座屈拘束材の内面と接触し、接合部の回転が拘束される。このとき、座屈拘束材に反力（以下、補剛力と呼ぶ）が作用することで、座屈拘束材に曲げモーメントが生じ始める。また、写真1、図6に示すように、座屈拘束材端部は補強材から伝えられる補剛力によって塑性変形し、端部が楕円形に押し広げられる^{7,8)}。そこで、図6に示すように、座屈拘束材端部の外径が δ_B だけ広がり、補強材と芯材が座屈拘束材内面と接触した状態を初期状態とし、そのときのたわみを初期たわみ u_0 と定義する。ただし、初期状態において軸力は作用していないものとする。

芯材が塑性化後、高次の座屈モードが形成されることを想定し、初期たわみは座屈拘束材内壁と芯材が m 箇所接触した状態、すなわち m 次モードを仮定する。ただし、 m は1以上の整数とする。 u_0 は、 $z \leq l_N$ では全長を $2l_N$ とする半波の $\sin$ 関数で、 $z > l_N$ では全長を l' とする半波 $\sim (m+1)/2$ 波の $\sin$ 関数の和で与え、両者を $z = l_N$ で変位とたわみ角が連続するよう接続した関数として次式で与える。

$$u_0 = K_1 \sin \frac{\pi}{2l_N} z \quad : 0 \leq z \leq l_N \quad (2.a)$$

$$u_0 = \sum_{i=1}^{m+1} \left\{ K_{i+1} \sin \frac{i\pi}{l'} (z + l' - l) \right\} \quad : l_N < z \leq l \quad (2.b)$$

ただし、上式は、接合部、補強材、芯材で剛性に依らず連続した関数として仮定している。また、(2)式における係数 $K_1 \sim K_{m+2}$ 、および l_N 、 l' は以下のようにして求められる。

初期状態において、座屈拘束材は剛体的に変位が生じるものとし、座屈拘束材の初期変位 ${}_B u_0$ は、固定側接合部の回転角 ${}_F \theta_0$ を用いて次式で表される。ただし、座屈拘束材と接合部の初期不整は無視している。

$${}_B u_0 = {}_F \theta_0 (l - z) \quad : l_C \leq z \leq l - l_C \quad (3)$$

図6を参照し、初期状態における両端接合部の回転角 ${}_M \theta_0$ 、 ${}_F \theta_0$ は座屈拘束材端部の広がり δ_B を用いて次式で求められる。

$${}_M \theta_0 = \frac{(2l - {}_M l_J - l_C) e_K + 2(l - {}_M l_J) \cdot \delta_B}{2l \cdot l_K} \quad (4.a)$$

$${}_F \theta_0 = \frac{({}_M l_J + l_C) e_K + 2{}_M l_J \cdot \delta_B}{2l \cdot l_K} \quad (4.b)$$

ここで、回転角 ${}_M \theta_0$ 、 ${}_F \theta_0$ は初期たわみ u_0 を用いて次式で表される。

$$z = 0: \quad \frac{du_0}{dz} = {}_M \theta_0, \quad z = l: \quad \frac{du_0}{dz} = -{}_F \theta_0 \quad (5.a), (5.b)$$

また、 $z = l_N$ で変位とたわみ角が連続することより、次式が成立する。

$$K_1 = \sum_{i=1}^{m+1} \left\{ K_{i+1} \sin \frac{i\pi}{l'} (l_N + l' - l) \right\} \quad (6.a)$$

$$0 = \sum_{i=1}^{m+1} \left\{ \frac{i\pi}{l'} K_{i+1} \cos \frac{i\pi}{l'} (l_N + l' - l) \right\} \quad (6.b)$$

さらに、座屈拘束材内壁と芯材が接触する m 箇所の点で次式の関係

が成り立つ。

$$|u_0 - {}_B u_0| = e_S / 2 \quad (7)$$

ただし、材軸上の任意の点において、次式を満足する。

$$|u_0 - {}_B u_0| \leq e_S / 2 \quad (8)$$

(5)式～(7)式より得られる連立方程式に基づき、(8)式を満足するよう $K_1 \sim K_{m+2}$ 、 l_N 、 l' を求め、その中で $l' \geq l - l_N$ を満足する最小の l' を適用することで、 m 次モードの初期たわみ u_0 が得られる。

3.2 たわみ曲線と曲げモーメント分布の算定式

(1)式の微分方程式に(2)式の初期たわみ u_0 を適用することで、圧縮軸力 N 作用時のたわみ u が求められる。図5(a)に示したわみ u_1 ($0 \leq z < {}_M l_J$)、 u_2 (${}_M l_J \leq z < l_N$)、 u_3 ($l_N \leq z < l - {}_F l_J$)、 u_4 ($l - {}_F l_J \leq z \leq l$)は、積分定数 ${}_1 C_1 \sim {}_4 C_4$ を用いて次式で表される。

$$u_1 = {}_1 C_1 \sin \left(\frac{\alpha_B z}{l \sqrt{r_J}} \right) + {}_1 C_2 \cos \left(\frac{\alpha_B z}{l \sqrt{r_J}} \right) + {}_1 C_3 z + {}_1 C_4 + \frac{K_1}{1 - n_M / r_J} \sin \frac{\pi z}{2l_N} \quad (9.a)$$

$$u_2 = {}_2 C_1 \sin \left(\frac{\alpha_B z}{l} \right) + {}_2 C_2 \cos \left(\frac{\alpha_B z}{l} \right) + {}_2 C_3 z + {}_2 C_4 + \frac{K_1}{1 - n_M} \sin \frac{\pi z}{2l_N} \quad (9.b)$$

$$u_3 = {}_3 C_1 \sin(\alpha_B z / l) + {}_3 C_2 \cos(\alpha_B z / l) + {}_3 C_3 z + {}_3 C_4 + \sum_{i=1}^{m+1} \left\{ \frac{K_{i+1}}{1 - n_F / i^2} \sin \frac{i\pi(z + l' - l)}{l'} \right\} \quad (9.c)$$

$$u_4 = {}_4 C_1 \sin \{ \alpha_B z / (l \sqrt{r_J}) \} + {}_4 C_2 \cos \{ \alpha_B z / (l \sqrt{r_J}) \} + {}_4 C_3 z + {}_4 C_4 + \sum_{i=1}^{m+1} \left\{ \frac{K_{i+1}}{1 - n_F / (i^2 \cdot r_J)} \sin \frac{i\pi(z + l' - l)}{l'} \right\} \quad (9.d)$$

$$\text{ただし、} n_M = \frac{4N \cdot l_N^2}{\pi^2 EI_B}, \quad n_F = \frac{N \cdot l^2}{\pi^2 EI_B}, \quad \alpha_B = l \sqrt{\frac{N}{EI_B}} \quad (10.a) \sim (10.c)$$

座屈拘束ブレース両端はピン支持なので、 $z = 0$ 、 $z = l$ において、たわみと曲げモーメントがゼロとなる。また、 $z = {}_M l_J$ 、 $z = l_N$ 、 $z = l - {}_F l_J$ において、たわみ、たわみ角、曲げモーメント、せん断力の連続性を適用する。すなわち、次式が成り立つ。

$$z = 0: \quad u_1 = 0, \quad r_J EI_B \frac{d^2(u_1 - u_0)}{dz^2} = 0 \quad (11.a), (11.b)$$

$$z = {}_M l_J: \quad u_1 = u_2, \quad \frac{du_1}{dz} = \frac{du_2}{dz}, \quad r_J EI_B \frac{d^2(u_1 - u_0)}{dz^2} = EI_B \frac{d^2(u_2 - u_0)}{dz^2} \\ r_J EI_B \frac{d^3(u_1 - u_0)}{dz^3} = EI_B \frac{d^3(u_2 - u_0)}{dz^3} \quad (11.c) \sim (11.f)$$

$$z = l_N: \quad u_2 = u_3, \quad \frac{du_2}{dz} = \frac{du_3}{dz}, \quad EI_B \frac{d^2(u_2 - u_0)}{dz^2} = EI_B \frac{d^2(u_3 - u_0)}{dz^2} \\ EI_B \frac{d^3(u_2 - u_0)}{dz^3} = EI_B \frac{d^3(u_3 - u_0)}{dz^3} \quad (11.g) \sim (11.j)$$

$$z = l - {}_F l_J: \quad u_3 = u_4, \quad \frac{du_3}{dz} = \frac{du_4}{dz}, \quad EI_B \frac{d^2(u_3 - u_0)}{dz^2} = r_J EI_B \frac{d^2(u_4 - u_0)}{dz^2} \\ EI_B \frac{d^3(u_3 - u_0)}{dz^3} = r_J EI_B \frac{d^3(u_4 - u_0)}{dz^3} \quad (11.k) \sim (11.n)$$

$$z = l: \quad u_4 = 0, \quad r_J EI_B \frac{d^2(u_4 - u_0)}{dz^2} = 0 \quad (11.o), (11.p)$$

(9)式、(11)式より得られる連立方程式を解くことで、積分定数 ${}_1 C_1 \sim {}_4 C_4$ が求められる。これを表1にまとめて示す。なお、表1の(12.a)式の分母がゼロとなる最小の軸力 N が、図5(a)の解析モデルで初期たわみを与えないときの弾性座屈荷重に相当する。また、(9)式および(12)式によるたわみ曲線の算定式は複雑であり、計算するには煩雑である。そこで、本論末尾の【付録1】に略算式を提示しており、別途参照されたい。

芯材が塑性化後、座屈拘束部に作用する曲げモーメントはすべて

表 1 積分定数の算定式

記号	算 定 式
${}_1C_1$	$\left[\frac{n_M(r_J-1) \cdot K_1}{(r_J-n_M)(1-n_M)} \left(A_1 + \frac{A_2}{\sqrt{n_M}} \right) - \frac{K_1}{1-n_M} A_3 + \sum_{i=1}^{m+1} \frac{K_{i+1}}{1-n_F/i^2} \{ A_3 \cdot \sin \frac{i\pi}{l'} (l_N+l'-l) + \frac{i \cdot A_4}{\sqrt{n_F}} \cos \frac{i\pi}{l'} (l_N+l'-l) \} \right.$ $\left. - \sum_{i=1}^{m+1} \frac{(n_F/i^2)(r_J-1) \cdot K_{i+1}}{(1-n_F/i^2)(r_J-n_F/i^2)} \left\{ \sin \frac{i\pi}{l'} (l'-l_J) \cdot \cos \frac{\alpha_{B \cdot F} l_J}{l \sqrt{r_J}} + \sqrt{\frac{i^2 \cdot r_J}{n_F}} \cos \frac{i\pi}{l'} (l'-l_J) \cdot \sin \frac{\alpha_{B \cdot F} l_J}{l \sqrt{r_J}} \right\} \right.$ $\left. \cos \frac{\alpha_B \cdot l_B}{l} \cdot \sin \frac{\alpha_B(l-l_B)}{l \sqrt{r_J}} + \sin \frac{\alpha_B \cdot l_B}{l} \cdot \left(\frac{1}{\sqrt{r_J}} \cos \frac{\alpha_{B \cdot M} l_J}{l \sqrt{r_J}} \cdot \cos \frac{\alpha_{B \cdot F} l_J}{l \sqrt{r_J}} - \sqrt{r_J} \sin \frac{\alpha_{B \cdot M} l_J}{l \sqrt{r_J}} \cdot \sin \frac{\alpha_{B \cdot F} l_J}{l \sqrt{r_J}} \right) \right] \quad (12.a)$
${}_1C_2$	0 (12.b)
${}_1C_3$	0 (12.c)
${}_1C_4$	0 (12.d)
${}_2C_1$	${}_1C_1 \cdot \left(\sin \frac{\alpha_{B \cdot M} l_J}{l \sqrt{r_J}} \cdot \sin \frac{\alpha_{B \cdot M} l_J}{l} + \frac{1}{\sqrt{r_J}} \cos \frac{\alpha_{B \cdot M} l_J}{l \sqrt{r_J}} \cdot \cos \frac{\alpha_{B \cdot M} l_J}{l} \right) - \frac{n_M(r_J-1) \cdot K_1}{(r_J-n_M)(1-n_M)} \left(\sin \frac{\alpha_{B \cdot M} l_J}{l} \cdot \sin \frac{\pi}{2l_N} l_J + \frac{1}{\sqrt{n_M}} \cos \frac{\alpha_{B \cdot M} l_J}{l} \cdot \cos \frac{\pi}{2l_N} l_J \right) \quad (12.e)$
${}_2C_2$	${}_1C_1 \cdot \left(\sin \frac{\alpha_{B \cdot M} l_J}{l \sqrt{r_J}} \cdot \cos \frac{\alpha_{B \cdot M} l_J}{l} - \frac{1}{\sqrt{r_J}} \cos \frac{\alpha_{B \cdot M} l_J}{l \sqrt{r_J}} \cdot \sin \frac{\alpha_{B \cdot M} l_J}{l} \right) - \frac{n_M(r_J-1) \cdot K_1}{(r_J-n_M)(1-n_M)} \left(\cos \frac{\alpha_{B \cdot M} l_J}{l} \cdot \sin \frac{\pi}{2l_N} l_J - \frac{1}{\sqrt{n_M}} \sin \frac{\alpha_{B \cdot M} l_J}{l} \cdot \cos \frac{\pi}{2l_N} l_J \right) \quad (12.f)$
${}_2C_3$	0 (12.g)
${}_2C_4$	0 (12.h)
${}_3C_1$	${}_2C_1 + \frac{K_1}{1-n_M} \sin \frac{\alpha_B \cdot l_N}{l} - \sum_{i=1}^{m+1} \frac{K_{i+1}}{1-n_F/i^2} \left\{ \sin \frac{\alpha_B \cdot l_N}{l} \cdot \sin \frac{i\pi}{l'} (l_N+l'-l) + \frac{i}{\sqrt{n_F}} \cos \frac{\alpha_B \cdot l_N}{l} \cdot \cos \frac{i\pi}{l'} (l_N+l'-l) \right\} \quad (12.i)$
${}_3C_2$	${}_2C_2 + \frac{K_1}{1-n_M} \cos \frac{\alpha_B \cdot l_N}{l} - \sum_{i=1}^{m+1} \frac{K_{i+1}}{1-n_F/i^2} \left\{ \cos \frac{\alpha_B \cdot l_N}{l} \cdot \sin \frac{i\pi}{l'} (l_N+l'-l) - \frac{i}{\sqrt{n_F}} \sin \frac{\alpha_B \cdot l_N}{l} \cdot \cos \frac{i\pi}{l'} (l_N+l'-l) \right\} \quad (12.j)$
${}_3C_3$	0 (12.k)
${}_3C_4$	0 (12.l)
${}_4C_1$	${}_3C_1 \left\{ \sin \frac{\alpha_B(l'-l_J)}{l} \cdot \sin \frac{\alpha_B(l'-l_J)}{l \sqrt{r_J}} + \sqrt{r_J} \cos \frac{\alpha_B(l'-l_J)}{l} \cdot \cos \frac{\alpha_B(l'-l_J)}{l \sqrt{r_J}} \right\} + {}_3C_2 \left\{ \cos \frac{\alpha_B(l'-l_J)}{l} \cdot \sin \frac{\alpha_B(l'-l_J)}{l \sqrt{r_J}} - \sqrt{r_J} \sin \frac{\alpha_B(l'-l_J)}{l} \cdot \cos \frac{\alpha_B(l'-l_J)}{l \sqrt{r_J}} \right\}$ $+ \sum_{i=1}^{m+1} \frac{K_{i+1}(r_J-1) n_F / i^2}{(1-n_F/i^2)(r_J-n_F/i^2)} \left\{ \sin \frac{i\pi}{l'} (l'-l_J) \cdot \sin \frac{\alpha_B(l'-l_J)}{l \sqrt{r_J}} + \sqrt{\frac{i^2 r_J}{n_F}} \cos \frac{i\pi}{l'} (l'-l_J) \cdot \cos \frac{\alpha_B(l'-l_J)}{l \sqrt{r_J}} \right\} \quad (12.m)$
${}_4C_2$	${}_3C_1 \left\{ \sin \frac{\alpha_B(l'-l_J)}{l} \cdot \cos \frac{\alpha_B(l'-l_J)}{l \sqrt{r_J}} - \sqrt{r_J} \cos \frac{\alpha_B(l'-l_J)}{l} \cdot \sin \frac{\alpha_B(l'-l_J)}{l \sqrt{r_J}} \right\} + {}_3C_2 \left\{ \cos \frac{\alpha_B(l'-l_J)}{l} \cdot \cos \frac{\alpha_B(l'-l_J)}{l \sqrt{r_J}} + \sqrt{r_J} \sin \frac{\alpha_B(l'-l_J)}{l} \cdot \sin \frac{\alpha_B(l'-l_J)}{l \sqrt{r_J}} \right\}$ $+ \sum_{i=1}^{m+1} \frac{K_{i+1}(r_J-1) n_F / i^2}{(1-n_F/i^2)(r_J-n_F/i^2)} \left\{ \sin \frac{i\pi}{l'} (l'-l_J) \cdot \cos \frac{\alpha_B(l'-l_J)}{l \sqrt{r_J}} - \sqrt{\frac{i^2 r_J}{n_F}} \cos \frac{i\pi}{l'} (l'-l_J) \cdot \sin \frac{\alpha_B(l'-l_J)}{l \sqrt{r_J}} \right\} \quad (12.n)$
${}_4C_3$	0 (12.o)
${}_4C_4$	0 (12.p)
A_1	$\sin \frac{\pi}{2l_N} l_J \cdot \left(\cos \frac{\alpha_B \cdot l_B}{l} \cdot \cos \frac{\alpha_{B \cdot F} l_J}{l \sqrt{r_J}} - \sqrt{r_J} \sin \frac{\alpha_B \cdot l_B}{l} \cdot \sin \frac{\alpha_{B \cdot F} l_J}{l \sqrt{r_J}} \right) \quad (13.a)$
A_2	$\cos \frac{\pi}{2l_N} l_J \cdot \left(\sin \frac{\alpha_B \cdot l_B}{l} \cdot \cos \frac{\alpha_{B \cdot F} l_J}{l \sqrt{r_J}} + \sqrt{r_J} \cos \frac{\alpha_B \cdot l_B}{l} \cdot \sin \frac{\alpha_{B \cdot F} l_J}{l \sqrt{r_J}} \right) \quad (13.b)$
A_3	$\cos \frac{\alpha_B(l'-l_J-l_N)}{l} \cdot \cos \frac{\alpha_{B \cdot F} l_J}{l \sqrt{r_J}} - \sqrt{r_J} \sin \frac{\alpha_B(l'-l_J-l_N)}{l} \cdot \sin \frac{\alpha_{B \cdot F} l_J}{l \sqrt{r_J}} \quad (13.c)$
A_4	$\sin \frac{\alpha_B(l'-l_J-l_N)}{l} \cdot \cos \frac{\alpha_{B \cdot F} l_J}{l \sqrt{r_J}} + \sqrt{r_J} \cos \frac{\alpha_B(l'-l_J-l_N)}{l} \cdot \sin \frac{\alpha_{B \cdot F} l_J}{l \sqrt{r_J}} \quad (13.d)$

座屈拘束材が負担するものとする。このとき、座屈拘束材に作用する曲げモーメント M_B は次式で求められる。

$$M_B = N \cdot u_2 : {}_M l_J \leq z < l_N, \quad M_B = N \cdot u_3 : l_N \leq z < l'-l_J \quad (14.a), (14.b)$$

(14)式で算出される曲げモーメントに対し、座屈拘束材が弾性を保つことで全体座屈を防止できると考えられる¹⁾。したがって、全体座屈防止条件は次式で与えられる。

$$M_B < {}_B M_y \quad (15)$$

ただし、 ${}_B M_y$ は座屈拘束材の降伏曲げモーメントである。

ブレース全長 l が長くなると、1 次モードのたわみが生じた後に $m \geq 2$ の高次モードに移行しやすくなる。実際に生じるモードの次数 m は、芯材の細長比や作用軸力などによって異なり、百野ら⁹⁾ や緑

川ら¹⁰⁾により、 m (もしくは座屈波長) の求め方が提示されている。一方、後述の 5 章で示す FEM 解析結果や、末尾の【付録 2】に例示するように、作用軸力 N と座屈拘束材端部の広がり δ_B が同じであれば、1 次モード ($m=1$) の初期たわみを仮定した方が高次モード ($m \geq 2$) を仮定するよりも座屈拘束材に生じる曲げモーメントの最大値は大きくなる。したがって、全体座屈に対して安全側に設計するには、 $m=1$ として検討すればよい。

4. 部材載荷実験と理論式との比較

4.1 試験体と載荷方法

図 4 に示すピン接合形式二重鋼管ブレースに対し、軸方向繰返し

載荷実験を実施し、(14)式による座屈拘束材の曲げモーメント M_B の計算結果と実験結果を比較する。

表 2 に試験体一覧を、図 7 に試験体形状を示す。実験は油圧ジャッキにより、載荷用ガセットプレートを介してブレース材軸方向に圧縮力(正)と引張力(負)を正負交番に載荷した。載荷は、軸歪 $\pm 0.5\%$ で2サイクル繰返したのち、軸歪 $\pm 1.0\%$ で終局に至るまで繰返した。ただし、試験体 No.4 では軸歪 $\pm 1.0\%$ で20サイクル、試験体 No.5 では18サイクル繰返した後も安定した履歴を呈したため、それぞれ軸歪 $\pm 1.5\%$ 、 $\pm 1.2\%$ に増大して終局に至るまで繰返し載荷した。また、試験体 No.3 では、載荷用ガセットプレートが塑性化し、そのピン孔径が広がっていたため、軸歪 $\pm 0.5\% \times 2$ サイクルと軸歪 $\pm 1.0\%$ の1サイクルめ正側載荷を終了した時点で載荷を中断し、除荷した。その後、載荷用ガセットプレートを取替え、再び軸歪 $\pm 0.5\% \times 2$ サイクル載荷し、 $\pm 1.0\%$ で終局に至るまで繰返し載荷した。ここで、軸歪は軸方向変位 δ_z をブレース全長(ピン中心間長さ) l で除した値として定義した。

表 3 に試験体に用いた鋼材の機械的性質一覧を示す。なお、以下では、芯材の降伏軸力 N_y は短柱圧縮試験結果に基づいて算出した。また、短柱圧縮試験には高さが外径の3倍である供試体を用いた。

4.2 実験結果

図 8～図 12 に各試験体の実験結果を示す。(a)図は軸力 N －軸歪

δ_z/l 関係、(b)図は軸力 N －座屈拘束材端部の広がり δ_B 関係、(c)図は軸力 N －曲げモーメント関係、(d)図は曲げモーメント分布(図の左側が摺動側接合部、右側が固定側接合部)である。ここで、曲げモーメントは座屈拘束材の曲率 κ_B に曲げ剛性 EL_B を乗じた値としており、これは弾性域では座屈拘束材の曲げモーメント M_B を表す。曲率 κ_B は座屈拘束材に貼付した歪ゲージの計測値より算出した。(c)図の横軸は、最終サイクルにおいて曲率計測値が最大であった断面における曲げモーメント M_B を座屈拘束材の降伏曲げモーメント $_B M_y$ で基準化した値である。(a)図～(c)図の▼のマーカは、構面内方向(図7の上下方向)に全体座屈し、耐力低下が生じた点を表す。(d)図には軸歪1.0%の2サイクルめでの最大圧縮軸力時(点線)と、初めて降伏曲げモーメント $_B M_y$ に達したサイクルでの最大圧縮軸力時(実線、No.4、No.5は軸歪1.0%での最終サイクル)の曲げモーメント分布を記している。また、マーカ付きの分布は実験結果を表し、マーカなしの分布は(14)式による計算結果を表す。ただし、計算では N と δ_B の実測値を用いて M_B を算出した。 δ_B は、図7に示すように座屈拘束材端部の2点の変位(図7における u 方向)を計測し、これらの計測値の差として求めた。なお、表2には計算で用いた N と δ_B も含め、実験結果一覧を併記している。(e)図は載荷終了後の試験体全景写真であり、座屈拘束材の外観の画像と、それを切除して撮影した芯材の外観の画像を重ねて示す。

座屈拘束材の板厚を小さく設定した試験体 No.1～試験体 No.3 は、

表 2 試験体一覧

No	試験体諸元										実験結果						
	芯材 (STKN400B)			座屈拘束材 (STK400)			隙間		接合部		全長	$B M_y$ 到達 サイクル	耐力低下 サイクル	+1.0%-2 サイクル		$B M_y$ 到達サイクル ^{*2}	
	外径 (mm)	板厚 ^{*1} (mm)	N_y (kN)	外径 (mm)	板厚 ^{*1} (mm)	$B M_y$ (kN・m)	e_K (mm)	e_S (mm)	l_K (mm)	r_J	l (mm)			N (kN)	δ_B (mm)		N (kN)
1	135.0	7.02	749	165.2	4.62	31.3	8.0	21.0	165	2.6	2100	+1.0%-3	+1.0%-6	1034	4.87	1107	5.48
2		7.21	794				4.0		130	2.9		+1.0%-5	+1.0%-7	1095	3.92	1183	6.05
3							4.5		165	2.3		+1.0%-3	+1.0%-6	1232	5.88	1287	6.22
4					6.54	46.5	4.0	17.1		1.9		—	-1.5%-3	1120	2.97	1217 ^{*2}	3.10 ^{*2}
5		7.02	749								3600	—	+1.2%-3	1016	0.72	1147 ^{*2}	0.75 ^{*2}

N_y : 芯材の降伏軸力(短柱圧縮試験結果による) $_B M_y$: 座屈拘束材の降伏曲げモーメント

*1 : 実測値 *2 : No.4 は+1.0%-20 サイクルめ、No.5 は+1.0%-18 サイクルめの計測値を記載

表 3 鋼材の機械的性質

部位	試験方法	公称サイズ (mm)	降伏応力 (N/mm ²)	引張強さ (N/mm ²)	破断伸び (%)
芯材 ^{*1}	短柱圧縮	$\phi 135.0 \times 7.0$	265	423 ^{*7}	—
	引張試験 ^{*5}		277	443	42
芯材 ^{*2}	短柱圧縮	$\phi 135.0 \times 7.0$	273	429 ^{*7}	—
	引張試験 ^{*5}		271	440	44
座屈拘束材	引張試験 ^{*6}	$\phi 165.2 \times 5.0$ ^{*3}	345	446	39
		$\phi 165.2 \times 7.1$ ^{*4}	374	465	40

*1 : 試験体 No.1～No.3 に使用 *2 : 試験体 No.5, No.6 に使用

*3 : 試験体 No.1, No.2, No.4 に使用 *4 : 試験体 No.3, No.5 に使用

*5 : JIS 5 号試験片による *6 : JIS 12B 号試験片による *7 短柱圧縮では最大耐力

図 7 試験体形状

(a) $N-\delta_z/l$ 関係 (b) $N-\delta_B$ 関係 (c) $N-M_B$ 関係

(d) 曲げモーメント分布

(e) 載荷終了後の試験体

図 8 実験結果(試験体 No. 1)

(a) $N-\delta_z/l$ 関係

(b) $N-\delta_B$ 関係

(c) $N-M_B$ 関係

(d) 曲げモーメント分布

(e) 荷重終了後の試験体

図 9 実験結果 (試験体 No. 2)

(a) $N-\delta_z/l$ 関係

(b) $N-\delta_B$ 関係

(c) $N-M_B$ 関係

(d) 曲げモーメント分布

(e) 荷重終了後の試験体

図 10 実験結果 (試験体 No. 3)

(a) $N-\delta_z/l$ 関係

(b) $N-\delta_B$ 関係

(c) $N-M_B$ 関係

(d) 曲げモーメント分布

(e) 荷重終了後の試験体

図 11 実験結果 (試験体 No. 4)

(a) $N-\delta_z/l$ 関係

(b) $N-\delta_B$ 関係

(c) $N-M_B$ 関係

(d) 曲げモーメント分布

(e) 荷重終了後の試験体

図 12 実験結果 (試験体 No. 5)

軸力が増加すると δ_B が増大し、最終的には座屈拘束材が曲げ降伏して全体座屈した。一方、試験体 No.4 は軸歪 $\pm 1.0\%$ では δ_B が大きく増大せずに、20 サイクル繰返しても座屈拘束材が曲げ降伏せず、安定した履歴性状を呈した。その後、軸歪 $\pm 1.5\%$ で荷重すると、摺動側芯材端部で局部座屈が卓越し、3 サイクルめの引張時に芯材が破断した。試験体 No.5 は軸歪 $\pm 1.0\%$ で18 サイクル繰返しても座屈拘束材が曲げ降伏することなく、安定した履歴性状を呈した。その後、軸歪 $\pm 1.2\%$ で荷重すると、3 サイクルめの圧縮時に構面外方向 (図 7 で紙面に垂直な方向) に全体座屈した。これは、荷重用ガセットプレートが塑性化し、ピン孔径が拡大したことで、摺動側接合部が構面外方向にも回転し得る状況になったことと、摺動側芯材端部で

局部座屈し、座屈拘束材が管周方向に塑性化したことで構面外方向のたわみが増大したことに起因していると考えられる。

図 8~図 12 の(d) 図より、いずれの試験体でも曲げモーメントが最大となる位置が材中央よりも摺動側に偏っており、他の試験体よりも全長 l が長い試験体 No.5 では、材中央付近で負側の曲げモーメントも作用している。(d) 図に記した曲げモーメント分布の計算値では、 $m=1$ と $m=2$ の値を併記している。

また、図 8~図 12 の(d) 図より、軸歪 $\pm 1.0\%$ の 2 サイクルめでは M_B の計算値が実験値をやや過大評価する。これは、芯材が構面内方向 (図 7 の上下方向) だけではなく、構面外方向にもたわみが生じていることが一因と考えられる。しかし、繰返しを重ねて構面内方

向のたわみが増大するにつれ、実験値と計算値の差異が小さくなる。試験体 No.1～No.3 では、降伏曲げモーメント M_y に到達したサイクルにおいて、実験値と計算値により対応が得られている。

座屈拘束材に生じる曲げモーメント M_B が降伏曲げモーメント M_y に到達すると座屈拘束材の曲げ剛性は徐々に低下し始める。(c) 図より、 M_y に到達後、 M_B が急増し、たわみが増加し始め、やがて全体座屈に至ることがわかる。以上より、全体座屈を防止するには、(15)式を満足するよう設計すればよい。

図 13 FEM 解析モデル概要

5. FEM 解析と理論式との比較

5.1 解析の概要

4 章で示した荷重実験では、図 5 の解析モデルとは異なり、構面外方向に生じるたわみの影響が見られ、また、ブレース軸心（接合部と芯材の軸心）のたわみを直接把握することはできない。そこで、図 5 と同じく構面内方向のたわみのみを許容したピン接合形式二重鋼管ブレースのモデルを用いた FEM 解析を実施し、解析結果と(9)式によるブレース軸心のたわみを比較する。また、(9)式の妥当性を

表 4 FEM 解析ケース一覧

No.	芯材			座屈拘束材			隙間		接合部				全長
	外径 mm	板厚 mm	N_y kN	外径 mm	板厚 mm	M_y kN・m	e_K mm	e_S mm	l_K mm	l_C mm	r_{LJ} mm	r_J	l mm
F1	135.0	7.0	749	165.2	4.6	31.4	8.5	21.0	165	115.0	185.0	∞	2100
F2							4.5						
F3	190.7	8.0	1218	216.3	6.0	69.9	4.0	13.6		146.5	236.5		3000
F4					7.0	80.4		11.6					
F5	273.1	15.0	3227	318.5	10.3	256.6		24.8	200	255.0	395.0		4500
F6

図 14 解析結果 (No. F1)

図 15 解析結果 (No. F2)

図 16 解析結果 (No. F3)

図 17 解析結果 (No. F4)

図 18 解析結果 (No. F5)

図 19 解析結果 (No. F6)

検証するために、実験を実施していない断面サイズのブレースについても FEM 解析で補足する。

図 13 に解析モデルの概要を示す。接合部の曲げ剛性は座屈拘束材に比べて十分大きいことから、FEM 解析ではクレビスは剛棒でモデル化し、補強材および口金は剛体とした。ブレース両端はピン支持とし、芯材にのみ芯材中央で振幅がその長さの $1/1000$ となる半波の $\sin$ 波で構面内方向（図 13 の上下方向）に初期不整を与えた。要素はソリッド要素とし、芯材と座屈拘束材の応力-歪関係は前述の実験試験体 No.1 にて用いた素材（表 3 参照）と同じものを用い、等硬化化則に従うものとした。また、解析では接触問題を考慮しており、補強材および芯材と座屈拘束材の要素界面における摩擦係数は 0.3 とし、要素は約 $4\text{mm} \sim 5\text{mm}$ 四方のメッシュで分割している。なお、補強材および芯材と座屈拘束材との間には表 4 に示す隙間 e_k 、 e_s を設けている。FEM 解析には汎用解析コード Abaqus を用い、載荷は単調圧縮とした。

表 4 に解析ケース一覧を示す。解析ケース No.F1 は隙間 e_k が 0.5mm 大きい他は前述の実験試験体 No.1 と同一であり、解析ケース No.F2 は試験体 No.3 と同一形状である。解析ケース No.F3～No.F6 は実験を実施していない断面サイズであり、No.F3 と No.F4 では座屈拘束材の板厚をパラメータとし、No.F5 と No.F6 では補強材の貫入長 l_k をパラメータとしている。

5.2 解析結果

図 14～図 19 に解析結果を示す。(a)図は軸力 N —軸歪 δ_z / l 関係、(b)図は軸力 N —座屈拘束材端部の広がり δ_b 関係である。ただし、それぞれの縦軸は芯材の降伏軸力 N_y で基準化している。(c)図はブレース軸心のたわみ u であり、解析値（マーカーつき実線）と(9)式による計算値（点線）を示している。ただし、計算では、軸力 N と δ_b は解析で得られた値を用いている。(c)図の左側が摺動側であり、右側が固定側である。また、(a)図と(b)図における○と◇のマーカーは、(c)図のたわみの出力点に対応している。○のマーカーは、芯材が降伏後、隙間 e_s 、 e_k があるために一時的に不安定となり耐力が低下した後に、補強材と芯材が座屈拘束材内面と接触し、座屈拘束材によって芯材のたわみが拘束され、耐力が安定し始めた時点である。◇のマーカーは、終始 1 次モードが卓越した No.1F、No.2F では $\delta_z=40\text{mm}$ 、高次モードが生じた No.3F～No.6F では $\delta_z=45\text{mm}$ の時点である。

図 14～図 19 より、FEM 解析によるブレース軸心のたわみ u は、(9)式による計算値と総じてよい対応が得られている。すなわち、4 章で示した載荷実験結果とあわせ、(14)式による座屈拘束材の曲げモーメント分布、および(15)式による全体座屈防止条件は妥当であるといえる。なお、図 18 と図 19 の(c)図より、3 次モードが生じているときに、固定側で $m=3$ としたときの計算値が解析値（◇のマーカー）をやや上まわっているが、これは計算ではちょうど m 箇所では芯材と座屈拘束材が接触した m 次のモードを仮定しているのに対して、解析ではモードの移行途中の段階を捉えていることが要因と考えられる。また、図 18 や図 19 に示されるように、高次モードが現れると、軸力が増加しているにも関わらず、1 次モードが現れているとき（○のマーカー時）と比べて生じるたわみの最大値が小さくなる。

6. 結論

本論ではピン接合形式二重鋼管ブレース（片側摺動形式）を対象とし、座屈拘束材端部の変形（広がり δ_b ）を考慮した初期たわみを(2)式で定義し、圧縮軸力作用時の座屈拘束ブレース軸心のたわみ、および座屈拘束材の曲げモーメントの算定式を導出した。さらに、全体座屈防止条件を(15)式で提示した。

たわみ曲線および曲げモーメント分布について、繰返し載荷実験結果および FEM 解析結果と、(9)式、(14)式による計算結果を比較・検証し、実験結果および解析結果を算定式によって精度よく評価できることを実証した。また、実験では座屈拘束材の曲げモーメント M_B が ${}_B M_y$ を上まわるとたわみが増大し、やがて全体座屈が生じることを確認した。したがって、(15)式を満足するよう座屈拘束材端部（座屈拘束材の板厚 t_B 、補強材の貫入長 l_k 、隙間 e_k ）を設計することで、ピン接合形式二重鋼管ブレースの全体座屈発生を防止できる。

なお、座屈拘束材端部の広がり δ_b の求め方について、竹内ら¹¹⁾や藤井ら¹²⁾により評価式が提示されている。また、文献 6)にて提示された、座屈拘束材端部をモデル化した簡易な要素モデルを用いて評価することも一案として考えられる。今後、これらの情報も精査し、本論で対象としたピン接合形式二重鋼管ブレースに最適な δ_b の評価方法を検討する予定である。

謝辞

本研究を進めるにあたり、日本建築総合試験所 安井信行博士に貴重なご助言を賜りました。また、ブレースの載荷実験実施に際しては、京都大学 吹田・聲高研究室の学生諸氏にご協力いただきました。ここに記して感謝の意を表します。

参考文献

- 1) 藤本盛久, 和田 章, 佐伯英一郎, 渡辺 厚, 人見泰義: 鋼管コンクリートにより座屈を拘束したアンボンドブレースに関する研究, 構造工学論文集, Vol.34B, pp.249-258, 1988.3
- 2) 清水孝憲, 藤澤一善, 上村健二, 井上一朗: 極軟鋼管ブレース接合部を含む座屈拘束設計法 その 1, その 2, 日本建築学会大会学術講演梗概集, C-1 構造Ⅲ, pp.781-784, 1997.9
- 3) 木下智裕, 聲高裕治, 井上一朗, 飯谷邦祐: 接合部を含む座屈拘束ブレースの構面外座屈防止条件, 日本建築学会構造系論文集, 第 621 号, pp.141-148, 2007.11
- 4) 聲高裕治, 木下智裕: 座屈拘束ブレースの構面外座屈防止設計法, 日本建築学会構造系論文集, 第 641 号, pp.1371-1378, 2009.7
- 5) 竹内 徹, 小崎 均, 松井良太: 拘束材端部の曲げモーメント伝達能力を考慮した座屈拘束ブレースの構面外機構安定性評価, 日本建築学会構造系論文集, 第 691 号, pp.1621-1629, 2013.9
- 6) 安井信行, 宮川和明, 木下智裕: ピン接合形式二重鋼管座屈拘束ブレースの端部補強に関する解析的検討 その 1, その 2, 日本建築学会九州支部研究報告, 第 51 号, pp.489-496, 2012.3
- 7) 木下智裕, 宮川和明, 喜多村 亘, 安井信行, 聲高裕治, 吹田啓一郎: ピン接合形式二重鋼管ブレースの端部補強に関する研究 その 3 載荷実験, 日本建築学会大会学術講演梗概集, C-1 構造Ⅲ, pp.769-770, 2012.9
- 8) 金城陽介, 木下智裕, 聲高裕治, 吹田啓一郎, 宮川和明: ピン接合形式二重鋼管ブレースの端部補強に関する研究 その 4, その 5, 日本建築学会大会学術講演梗概集, C-1 構造Ⅲ, pp.1265-1268, 2013.9
- 9) 百野泰樹, 聲高裕治, 井上一朗, 諸岡繁洋: 方杖ダンパーの座屈拘束設計と性能確認実験, 鋼構造論文集, 第 12 巻, 第 45 号, pp.233-241, 2005.3
- 10) 緑川光正, 佐々木大輔, 麻里哲広, 村井正敏, 岩田 衛: 鋼モルタル板を用いた座屈拘束ブレースの実験的研究—クリアランスの圧縮耐力への影響と圧縮軸力に応じた座屈モード数の評価—, 日本建築学会構造系論文集, 第 653 号, pp.1361-1368, 2010.7

- 11) 竹内 徹, 松井良太, 西本晃治, 高橋聡史, 大山翔也: 拘束材端部回転剛性を考慮した座屈拘束ブレースの有効座屈長, 日本建築学会構造系論文集, 第 639 号, pp.925-934, 2009.5
- 12) 藤井俊二, 田川 浩: 丸鋼芯材を二重鋼管により座屈拘束したブレースの挙動特性, 日本建築学会構造系論文集, 第 659 号, pp.167-174, 2011.1

【付録 1】たわみ曲線の略算式

ブレース軸心のたわみを与える(9)式は複雑である。そこで、接合部と座屈拘束部の曲げ剛性の比 $r_j=1$ とし、ブレース全長にわたって一様な曲げ剛性 EI_B を有する部材と見なすと、(9)式は次式のように簡略化される。

$$u_1 = u_2 = C_1 \sin(\alpha_B z / l) + \frac{K_1}{1 - n_E} \sin(\pi z / 2l_N) \quad (A1.a)$$

$$u_3 = u_4 = C_1 \sin(\alpha_B z / l) + C_2 \cos(\alpha_B z / l) + \sum_{i=1}^{m+1} \left\{ \frac{K_{i+1}}{1 - n_E / i^2} \sin \frac{i\pi(z + l' - l)}{l'} \right\} \quad (A1.b)$$

表 4 における解析ケース No.F3 と No.F5 をもとにして、補強材の貫入長 l_k と r_j を変化させ、(9)式によってブレース軸心に生じる最大たわみ $u_{\max}$ を試算した結果を図 A1 に示す。ただし、 $m=1$ とし、 $N=1.4N_y$ 、 $\delta_B=1.0\text{mm}$ とした。図 A1 より、 $r_j \geq 1$ では最大たわみ $u_{\max}$ に及ぼす r_j の影響は小さいことがわかる。したがって、 $r_j \geq 1$ の場合には $r_j=1$ とみなし、(9)式は(A1)式によって精度よく近似できる。

また、文献 8) では 1 次モードのたわみを対象とし、初期たわみ u_0 を半波、1 波、1.5 波の $\sin$ 関数の和として定義している。これを m 次モードに対応するよう拡張すると、 u_0 は次式で表される。

$$u_0 = \sum_{i=1}^{m+2} K_i' \sin \frac{i\pi z}{l} \quad (A2)$$

上式で係数 K_i' は(5)式、(7)式、(8)式より求められる。

図 A1 たわみに及ぼす r_j の影響

図 A2 たわみ曲線の比較 (解析ケース No. F3 で試算)

(A2)式の初期たわみを用い、4 章に示した方法と同様にして、圧縮軸力 N が作用したときのたわみ u が求められる。上記と同様に $r_j=1$ とすれば、 u は次式のように一様な連続関数で表される。

$$u = \sum_{i=1}^{m+2} \left(\frac{K_i'}{1 - n_E / i^2} \sin \frac{i\pi z}{l} \right) \quad : 0 \leq z \leq l \quad (A3)$$

$$\text{ただし, } n_E = N / N_E, \quad N_E = \pi^2 EI_B / l^2 \quad (A4.a), (A4.b)$$

(A3)式は(A1)式に比べて簡単な算定式となるが、芯材と座屈拘束材との隙間 e_s が小さく、座屈拘束材端部の広がり δ_B が大きい場合には、(5)式、(7)式、(8)式をともに満たす K_i' が存在しない場合があるので注意が必要である。また、例えば $m=1$ のとき、(2.b)式は半波と 1 波の $\sin$ 波で構成されているのに対して、(A3)式は半波と 1 波に加えて 1.5 波の $\sin$ 波で構成されており、高次の項が多くなる。 m が小さい場合にはこの高次の項の影響が現れやすく、(A3)式によるたわみは、(A1)式によるたわみより小さくなりやすい。

図 A2 に、解析ケース No.F3 を対象として、(A1)式と(A3)式によるたわみを比較した結果を例示する。ただし、 $m=1, 3$ とし、 $N=1.4N_y$ 、 $\delta_B=1.0\text{mm}$ として試算した。図中の実線が(A1)式による計算値であり、点線が(A3)式による計算値である。図 A2 より、 $m=3$ では両者で有意差はないが、 $m=1$ では(A3)式が(A1)式を大きく下回る。なお、 $m=1$ のとき、 $\delta_B \geq 2.4\text{mm}$ においては、(5)式、(7)式、(8)式をともに満たす K_i' が存在せず、(A2)式を適用することができない。

【付録 2】1 次モードと高次モードのたわみの比較

例えば、図 16～図 19 の FEM 解析結果に示されるように、ブレース全長が長い場合には、まず 1 次モードのたわみが生じたのちに、高次モードに移行する。ここで、表 4 における解析ケース No.F3 と No.F5 について、 $m=1, 2, 3, 5$ とし、(9)式を用いてたわみを試算した結果を図 A3 に示す。ただし、計算では $N=1.4N_y$ 、 $\delta_B=1.0\text{mm}$ とした。図 A3 より、 $m=1$ とした場合に最大たわみ $u_{\max}$ が最も大きくなるがわかる。

(a) 解析ケース No.F3

(b) 解析ケース No.F5

図 A3 たわみ曲線の試算結果

CONDITIONS TO PREVENT GLOBAL BUCKLING OF PIN-ENDED TUBE-IN-TUBE BRACES CONSIDERING LOCAL DEFORMATION AT END OF BUCKLING RESTRAINING MEMBER

– In case of one-sided sliding type –

Tomohiro KINOSHITA^{*1}, *Yosuke KANESHIRO*^{*2}, *Yuji KOETAKA*^{*3},
Keiichiro SUITA^{*4} and *Kazuaki MIYAGAWA*^{*5}

^{*1} Senior Researcher, Civil Engineering Research Dept., Steel Research Lab., JFE Steel Corp., M. Eng.

^{*2} Dept. of Architecture and Architectural Engineering, Kyoto University, M. Eng.

^{*3} Assoc. Prof., Dept. of Architecture and Architectural Engineering, Kyoto University, Dr. Eng.

^{*4} Prof., Dept. of Architecture and Architectural Engineering, Kyoto University, Dr. Eng.

^{*5} JFE Civil Engineering & Construction Corp., Dr. Eng.

Pin-ended buckling restrained braces have to be designed to restrain the excessive rotation at joints by buckling restraining member, and to carry the bending moment adequately from joint part to buckling restraining member. On that account, the one end of the restraining member is rigidly connected to the pin joint and stiffened member is inserted into the other end of the restraining member (called as sliding joint), as shown in Fig.4. In this case, the deflection of the brace makes an asymmetric curve, and the local deformation of restraining member (δ_B) which causes the global buckling of the brace may occur at the sliding joint. In the previous research, an asymmetric deflection curve and the influence of local deformation δ_B is not considered in the evaluation of global buckling.

In this paper, the method to calculate deflection of the core member and bending moment of the buckling restraining member considering the local deformation of the restraining member is led theoretically, and conditions to prevent global buckling of pin-ended tube-in-tube braces are proposed. Also, validity of proposed method and conditions are examined through parametric study on cyclic loading test and FEM analysis.

The method to calculate initial deflection and deflection of the brace under axial compressive load is presented in Chapter 3. When the core member is plasticized by axial compressive load, sliding joint will rotate to contact with the restraining member at two points and the core member will contact with the restraining member at m points as shown in Fig.6. This state is defined as the initial deflection of the brace, and the calculation formula is derived as Eq.2. The deflection of core member u is derived as Eq.9 by substituting Eq.2 for Eq.1. Supposing that only restraining member is subjected to bending moment at buckling restrained part, the bending moment of restraining member M_B is calculated by multiplying axial compressive force N by deflection u , as shown in Eq.12. Then, condition to prevent the global buckling is presented as Eq.13, that is, M_B should be lower than bending yield moment ${}_BM_y$.

Cyclic loading test and FEM analysis are conducted to verify the validity of methods of calculating deflection and bending moment (Eq.9 and Eq.12) and the condition to prevent global buckling (Eq.13).

Results of cyclic loading test are presented in Chapter 4. At the first several loading cycles, calculated bending moment are larger than test results caused by the out-of-plane deflection. However, as loading cycles go on and the deflection become larger, calculated values become close to experimental values, and both values well corresponded at the cycle when M_B reach to ${}_BM_y$ for the first time. Furthermore, when M_B has become larger than ${}_BM_y$, the deflection has increased rapidly, and then global buckling has occurred.

Results of FEM analysis which simulate monotonic compressive loading tests are presented in Chapter 5. In FEM analysis, it is able to remove the out-of-plane deflection (as same as the calculation model shown in Fig.5) and evaluate the deflection of core member directly. It is presented that calculated values well agree with FEM results for any analysis parameters.

From above study, validity of proposed calculation methods for deflection of the core member and bending moment of the buckling restraining member are verified. Global buckling of pin-ended tube-in-tube braces can be prevent by designing the details (i.e. thickness of buckling restraining member, length of stiffened member, gap between stiffened member and restraining member) to satisfy the condition of Eq.13. However, the theoretical estimation of the local deformation δ_B remains as a problem to be solved and we are researching about this problem.

(2014年5月10日原稿受理, 2014年9月2日採用決定)