曲げモーメントを受ける異種材料中空軸の突合せ接着継手の 弾塑性有限要素解析と強度*

沢 俊 行^{*1}, 青 木 満 博^{*2}

Elastoplastic FEM Stress Analysis and Strength of Adhesive Butt Joints of Dissimilar Hollow Shafts Subjected to External Bending Moments

Toshiyuki SAWA and Mitsuhiro AOKI

Stress distributions and deformation of adhesive butt joints are analyzed by the elastoplastic finite-element method when the joints of dissimilar shafts are subjected to external bending moments. The effects of the ratio of Young's modulus of adherends to that of adhesive and the adhesive thickness on the interface stress distribution are investigated. Joint strength is predicted from using the elastoplastic interface stress distributions. As a result, it is found that the singular stress at the interface edges increases with an increase of the ratio of Young's modulus. Measurement of strains in joints and experiments on joint strength were conducted. The calculated results are in fairly good agreement with the experimental results. It is found that the joint strength of dissimilar shafts is smaller than that of similar shafts. A fracture of dissimilar adhesive shafts occurs at interface between an adhesive and an adherend which has a smaller Young's modulus. It is observed that joint strength increases as the adhesive thickness increases.

Key Words: Adhesive Butt Joint, FEM, Bending Moment, Elastoplasticity, Stress Analysis, Shaft, Strength

1. 緒 言

近年、接着剤の性能向上に伴い接着継手が機械構造物に幅広く利用されるようになってきた。しかし、接着継手の設計は経験によるところが多く、データの整備や体系的な設計法の確立などが望まれている。このための一つとして、荷重作用時の継手内の応力分布をより正確に知る必要がある。

従来より突合せ、重ね合わせおよびスカーフ接着継手などの基本的継手形態に対して、引張荷重、曲げ、引裂きおよびねじりなどの基本的荷重が作用する場合の応力および強度に関する研究がなされてきている^{(1)~(7)}。しかし従来の研究の多くは被着体が二次元的な取扱い、あるいは被着体が三次元的形状でも軸対称荷重が作用する場合^{(8)~(10)}が主であり、曲げモーメントを受ける軸の突合せ接着継手のように被着体が三次元的形状に対して非軸対称荷重が作用する場合の接着継手の応力および強度に関する研究はほとんどなされていないようである。異種材料と突合せ接着継手に関

する研究に関してもいくつかの研究^{(11)~(13)}がなされているが、曲げモーメントを受ける異種材料の軸突合せ接着継手に関してはほとんどなされていないようである。さらに有限要素法により重ね合わせ接着継手の弾塑性応力解析⁽¹⁴⁾もなされるようになってきたが、中空軸の突合せ接着継手の弾塑性応力解析および強度に関する研究はなされていないようである。実際の中空軸突合せ接着継手の使用にあたっては、継手に引張荷重のほか曲げモーメントが作用することも考えられるので、曲げを受けるこのような接着継手の応力分布および強度を調べることも必要と思われる。

本研究では、曲げモーメントを受ける異種材料中空軸の突合せ接着継手を有限要素法により弾塑性応力解析し、接着界面の応力分布および継手強度を調べることを目的としている。被着体と接着層の縦弾性係数比、接着層厚さなどが曲げモーメントの増大とともに進展する塑性域を考慮した接着界面の応力分布に及ぼす影響を調べ、得られた応力分布を用いて継手強度の推定を行う。また、被着体のひずみおよび継手の破壊強度を測定する実験も併せて行い、実験結果との比較、検討も行う。

* 1994年10月14日 材料力学部門講演会において講演、原稿受付 1995年2月27日。

^{*1} 正員、山梨大学工学部 (〒400 甲府市武田4-3-11)。

^{*2} 学生員、山梨大学大学院。

2. 解析方法

図1は、異種材料よりなる中空軸 [I] と [III] を接着層である中空軸 [II] により突合せ接着した継手に曲げモーメント M が作用する場合を示す。図1に示すように接着層の中心に座標原点 O とする円筒座標系 (r, θ, z) を用いる。接着層 [II] 内の応力分布を、有限要素法により弾塑性解析を行う。中空軸の内径を $2a$ 、外径 $2b$ および高さを h_1 とし、被着体 [I] の縦弾性係数を E_1 、ポアソン比を ν_1 とする。接着層 [II] および被着体 [III] のそれらをそれぞれ $2a, 2b, h_2, E_2, \nu_2, 2a, 2b, h_3, E_3$ および ν_3 とする。図2は要素分割の一例を示す。ここで対称性を考慮し $1/2$ の部分について解析を行った。使用した要素は六面体要素であり、要素数は2660、節点数3432である。また、内径 $2a$ が零である特別な場合は中実軸となる。この場合には六面体要素および五面体要素を用い、要素数2660、節点数3042とした。有限要素法のソフトは、KSWAD/FEM・SOLVE(クボタコンピュータ作成)を用い、ワークステーション RS 3330 により計算を行った。また、曲げモーメント M は被着体(中空軸)端面に図1および図2に示すような線形分布の応力 σ_z を作用させた。 σ_z と M の関係は式(1)となる。

$$M = 4 \int_0^{\pi/2} \int_a^b \sigma_z r^2 \cos \theta \, dr d\theta \quad \dots\dots\dots (1)$$

なお、被着体端面 $[z = \pm(h_1 + h_2/2)]$ に作用させる応力 σ_z は式(2)となる。

$$\sigma_z = -\sigma_{z\max} \cdot \cos \theta \cdot r/b \quad \dots\dots\dots (2)$$

なお $r=b, \theta=3/2 \cdot \pi$ での σ_z の値を $\sigma_{z\max}$ と書く。実

Fig. 1 Adhesive butt joint of hollow shaft subjected to external bending moment

Fig. 2 Boundary conditions and an example of mesh divisions for FEM analysis

際の計算においては実験との対応を考え、 $2a=20[\text{mm}]$ 、 $2b=30[\text{mm}]$ 、 $h_1=50[\text{mm}]$ 、 $h_2=0.05[\text{mm}]$ 、 $h_3=50[\text{mm}]$ とした。被着体の材質は、鋼と鋼(同種)、アルミニウムとアルミニウム(同種)、および鋼とアルミニウム(異種)の3種類の組合せとし、接着剤は、常温硬化形エポキシ系接着剤を用いる。これらの組合せを以下 St-St, Al-Al および St-Al と表示する。なお、表1はこれらの材料定数を示す。ここで、材料の応力-ひずみ線図を弾線形硬化塑性体(破線)に近似した。表中の C は降伏後の応力-ひずみ線図の傾きである。図3はダンベル形試験片による降伏後の応力-ひずみ線図を弾線形硬化塑性体に近似したエポキシ接着剤の応力-ひずみ線図の一例を示す。降伏応力が21.2 MPa、破壊応力が28.1 MPaとなった。

3. 実験方法

曲げモーメントを受ける接着継手の被着体外周部でのひずみ、および破壊強度の測定実験を行う。図4は中空軸 ($2a=20[\text{mm}]$) の試験片の寸法を示す。内径が零の場合(中実軸)も製作した。材質はアルミニウム (A 5056) と鋼 (S 45 C) の二とおり用意した。また、図

Table 1 Mechanical property of adherends and adhesive

	adherend (St)	adherend (Al)	adhesive
Young's modulus $E[\text{GPa}]$	205.8	71.5	3.63
Poisson's ratio ν	0.30	0.33	0.37
Yield stress $\sigma_y[\text{MPa}]$	425.3	261.7	21.2
$C[\text{GPa}]$	19.8	9.00	0.0304

Fig. 3 Stress-strain diagram (epoxy adhesive)

5は貼り付けたひずみゲージ(ゲージ長さ:1mm)の位置を示す。中実および中空軸は常温硬化形エポキシ接着剤(住友スリーエム製, Scotch Weld 1838)を用いて接着した。

図6は四点曲げ実験装置の概要を示す。図4の試験片により作成された接着継手は被着体にあけられた穴に挿入されたピンを通して、油圧式材料試験機(島津製作所製, UH 50 A)により圧縮荷重 W を負荷させ、曲げモーメント $M = W/2 \times 50$ を発生させる。荷重の大きさは試験機出力端子より、また外周部のひずみは軸に貼り付けられたひずみゲージにより検出し、出力を動ひずみ測定器を通して X-Y レコーダに記録させる。

4. 数値計算結果および 実験結果との比較

4.1 数値計算結果 図7は特別な場合である同種材料の中空軸接着継手 ($E_1 = E_3$) における被着体と接着層の縦弾性係数比 E_1/E_2 が、接着界面 ($\theta = 3/2\pi$)

Fig. 4 Geometry and the dimensions of solid and hollow shaft specimens used in experiments

Fig. 5 Attached positions of strain gauges

Fig. 6 A schematic experimental apparatus

の応力分布に及ぼす影響を示す。横軸には中心からの距離 r を、中空軸の内半径 a により無次元化した値を、縦軸は接着界面での最大主応力 σ_1 を σ_{zmax} (図1) で無次元化した値を示す。以下、最大引張応力が生じる $\theta = 3/2\pi$ の応力分布を示す。この図は最大引張応力が生じる $r = b$, $\theta = 3/2\pi$ 付近の要素が降伏点を超え、接着剤の破壊応力 (28.1 MPa) に達したときの応力分布を示す。なおこの部分の要素の節点をはずした。このときの曲げモーメントの大きさ ($M = 65.8 \text{ kN} \cdot \text{mm}$) および降伏状況は図中に示すとおりである。黒色の部分が塑性領域を示す。これより縦弾性係数比 E_1/E_2 が小さくなるほど接着界面端部近傍 ($r/a = 1.5$) の応力が大きくなり、継手の強度が低下すると推測される。

図8は中空軸接着継手における被着体同士の縦弾性係数比が $E_1/E_3 = 2.9$ (St. Al) のとき、 $\theta = 3/2\pi$ での接着界面の応力分布を示す。 $E_1/E_2 = 57$ とした。また、図中の I は縦弾性係数が大きいほうの被着体、III は縦弾性係数が小さいほうの被着体側の界面を示す。これより縦弾性係数比 E_1/E_3 が大きくなると接着界面端部 ($r/a = 1.5$) 付近での応力が大きくなり、継手強度が低下すると推測される。また、異種材料接着継手の場合、

Fig. 7 Effects of the ratio of Young's modulus E_1/E_2 on the stress distribution at the interface ($h_2/b = 0.003$, $E_1/E_3 = 1$, $\theta = 3/2\pi$, $h_1 = h_3 = 50 \text{ [mm]}$, $h_2 = 0.05 \text{ [mm]}$)

Fig. 8 Effects of the ratio of Young's modulus E_1/E_3 on the stress distribution at the interface ($h_2/b = 0.003$, $E_1/E_2 = 57$, $\theta = 3/2\pi$, $h_1 = h_3 = 50 \text{ [mm]}$, $h_2 = 0.05 \text{ [mm]}$)

縦弾性係数が小さい被着体の側の接着界面での応力が大きくなり、継手は縦弾性係数が小さい被着体側の接着界面より破壊すると推測される。引張りを受ける異種材料中空実円柱の場合⁽¹⁰⁾には縦弾性係数の大きい被着体側境界面の応力が大きくなるが曲げを受ける継手の場合には逆の特性を示すことがわかる。さらに $E_1/E_3=1$ の場合、すなわち、同種材料の突合せ接着継手と比較すると、異種材料接着継手の強度が同種材料継手のそれより低下すると推測される。

図9は中空軸接着継手における接着層の厚さ h_2 が接着界面(中空軸III側, $\theta=3/2\pi$)の応力分布に及ぼす影響を示す。接着層の厚さが薄くなるほど接着層の端部近傍($r/a=1.5$)で応力が大きくなり、継手の強度が低下すると考えられる。これは引張荷重を受ける接着継手の場合⁽¹⁰⁾とは逆の特性を示している。

念のため図2に示す解析モデルに対し、図10に示すように一様分布引張荷重を受ける同種材料の中空軸接着継手の場合の接着界面の最大主応力を計算した。寸法形状は曲げモーメントを受ける場合と同様である。図11は被着体と接着層の縦弾性係数比 E_1/E_2 が接着界面($\theta=3/2\pi$)の最大主応力に及ぼす影響を示す。引張荷重を受ける場合(Tension)も併せて示す。また図

Fig. 9 Effects of the adhesive thickness on the stress distribution at the interface ($E_1/E_2=57$, $E_1/E_3=1$, $\theta=3/2\pi$, $h_1=h_3=50$ [mm])

Fig. 10 Boundary conditions and an example of mesh divisions for FEM analysis when tensile load is applied to an adhesive butt joint

12は接着層厚さ h_2 が接着界面($\theta=3/2\pi$)の最大主応力に及ぼす影響を示す。両図とも曲げモーメント $M=65.8$ [kN·mm] が作用した場合を示す。引張荷重を受ける場合には、この曲げモーメント作用時の σ_{zmax} と等しい応力を一様に作用させている。これらの図より曲げモーメントを受ける場合は引張荷重を受ける場合に比べ逆の特性を示すことがわかる。すなわち、曲げモーメントを受ける場合は縦弾性係数比 E_1/E_2 が小さくなるにつれ、また接着層厚さ h_2 が薄くなるほど、最大主応力が大きくなることを示している。

図13は作用曲げモーメントの増大に伴い、界面の要素の主応力が実験より求めた図3に示す接着剤の破壊応力(28.1 MPa)に達したとき、その要素の節点を順次外して解析を行ったときの接着界面(中空軸III側, $\theta=3/2\pi$)の応力分布を示す。図13(a)は中空軸の場合を、(b)は中空軸の場合を示す。また、接着層内の応力が弾性域内にある場合($M=49.3$ [kN·mm] および $M=50.3$ [kN·mm]) も示している。これより、接着界面の分離端部での応力が高くなっていくことがわか

Fig. 11 Effects of Young's modulus ratio E_1/E_2 on the maximum principal stresses when bending moments and tensile loads are applied ($h_2/b=0.003$, $E_1/E_3=1$, $\theta=3/2\pi$, $h_1=h_3=50$ [mm], $h_2=0.05$ [mm])

Fig. 12 Effects of the adhesive thickness on the maximum principal stresses when bending moments and tensile loads are applied ($E_1/E_2=57$, $E_1/E_3=1$, $\theta=3/2\pi$, $h_1=h_3=50$ [mm])

る。外径が同一である中実軸の場合と、中空軸の場合を比較すると、最大応力の差は小さいが、応力分布のこう配にかなり差異があることがわかる。

図14は継手が破壊するまでの接着層の降伏域進展状況を示す。また、この図は被着体の縦弾性係数が小さい側(III)の接着界面を示す。ここで継手の破壊は、引張側接着界面の要素の節点がすべて外れた時点としている。接着層の降伏時曲げモーメントと破壊時曲げモーメントの値の差は小さく、この図に示す降伏域の要素の大部分の節点は外されている。この図より、曲げモーメントの増加に伴い引張側接着界面端部より中心に向かって降伏域が広がっていることがわかる。

4.2 ひずみに関する実験結果との比較 図15は中空軸の突合せ接着継手に曲げモーメント $M=98[\text{kN}\cdot\text{mm}]$ が作用したとき(弾性域)の被着体表面(被着体端部から5mm離れた位置)のひずみに関する比較を示す。横軸はひずみゲージの位置 θ (図5)を、縦軸はひずみ ε_z を表す。対称性を考慮し $0 \leq \theta \leq 90^\circ$

(a) Case of solid shaft ($\phi 2a = 0$)

(b) Case of hollow shaft ($b/a = 1.5$)

Fig. 13 Changes in stress distribution at the interface with an increase of bending ($h_2/b=0.003$, $E_1/E_2=57$, $E_1/E_3=2.9$, $\theta=3/2\pi$, $h_1=h_3=50[\text{mm}]$, $h_2=0.05[\text{mm}]$)

としている。両者はかなりよく一致している。

4.3 継手強度に関する比較 上述の有限要素解析の手順に従い引張側接着界面の要素の節点がすべて外れた時点を継手の破壊として、継手の破壊時曲げモーメント M を推定する。表2はこの推定した破壊時曲げモーメント M と弾性解析より推定した結果および実験によって得られた破壊時曲げモーメント M との比較を示す。表中の Exp は実験による破壊時曲げモーメント M の値を、Num(E-P)は本研究で行った弾塑性有限要素解析により推定した結果、および Num(E)はより簡単に継手強度を推定することを目的として弾性有限要素解析により推定した結果を示す。実験値は20回の実験結果の平均を示した。その標準偏差は St St の継手の場合中空軸で1.40、中実軸で1.80、Al-Alの継手および St-Al 継手に対して、中空軸および中実軸の場合にそれぞれ、1.924、1.833、および

Fig. 14 Changes of yielded region at interface with an increase of bending moment ($h_2/b=0.003$, $E_1/E_2=57$, $E_1/E_3=2.9$, $h_1=50[\text{mm}]$, $h_2=0.05[\text{mm}]$)

Fig. 15 Comparisons between the numerical and the experimental results concerning strain of adherend ($M=98[\text{kN}\cdot\text{mm}]$) ($\phi 2a=20[\text{mm}]$, $\phi 2b=30[\text{mm}]$, $h_1=h_3=50[\text{mm}]$, $h_2=0.05[\text{mm}]$)

Table 2 Comparisons between the numerical and the experimental results concerning joint strength (bending moment: M)

(a) Case of hollow shaft [kN・mm]

	St-St	Al-Al	St-Al
Exp	156	143	125
Num(E-P)	154.2	139.9	121.2
Num(E)	139.1	110.9	106.0

(b) Case of solid shaft [kN・mm]

	St-St	Al-Al	St-Al
Exp	175	162	143
Num(E-P)	174.3	158.9	139.9
Num(E)	171.6	140.2	130.8

1.964, 1.353 kN・mm であった。また弾性有限要素解析においては、接着界面外周端部に生じる最大主応力 σ_1 が円筒試験片⁽¹⁵⁾ による破壊応力に達したときに破壊すると考え、そのときの曲げモーメントを継手の破壊強度とした。本接着剤を用いた St-St, Al-Al および St-Al の突合せの円筒試験片による破壊応力 σ_a はそれぞれ 47.4 MPa, 43.9 MPa および 41.2 MPa であった⁽¹⁵⁾。

まず同種材料接着継手について比較すると、St-St の接着継手のほうが Al-Al の接着継手に比べ強度が高いことがわかる。このことは図 7 より、縦弾性係数が低い被着体を用いた接着継手のほうが接着界面端部近傍において応力が高くなり、継手の強度が低下するという推測と一致する。次に同種材料接着継手と異種材料接着継手を比較すると、同種材料継手に比べ異種材料継手のほうが強度が低いことがわかる。このことは図 8 の結果より、同種材料継手に比べ異種材料継手のほうが接着界面端部近傍において応力が高くなっており、これより継手の強度が低下するという推測と一致する。外径が同一である中実軸の場合と中空軸の場合を比較すると、計算値および実験値とも中実軸継手の場合が大きいことを示している。本研究で行った弾塑性有限要素法解析による継手の破壊時曲げモーメント M の推定値は実験値とかなりよく一致している。弾性解析による推定は実験値より小さい値を示している。また、実験結果より同種材料の破壊は界面破壊であり、異種材料継手の破壊は Al の界面であった。この結果は解析結果と一致している。

5. 結 言

本研究は、曲げモーメントを受ける中空軸の突合せ接着継手の接着層内の応力分布および継手強度に関して検討を行い、以下の結果が得られた。

(1) 突合せ接着継手に曲げモーメントが作用する場合の接着層および接着界面の応力分布を、弾塑性有限要素法により解析し、降伏領域の進展を示した。そ

の結果、異種材料の突合せ継手の場合には被着体の縦弾性係数比が小さいほうの接着層界面のほうが最大主応力が大きくなることがわかった。また、被着体と接着層の縦弾性係数比 E_1/E_2 が小さくなるにつれ、接着層厚さ h_2 が薄くなるにつれ、接着界面に生ずる最大主応力は大きくなることがわかった。

(2) 一様引張荷重を受ける中空軸突合せ接着継手の場合にも被着体と接着層の縦弾性係数比 E_1/E_2 および接着層厚さ h_2 の影響を調べた。その結果、曲げモーメントを受ける継手の場合に比べて引張りを受ける場合は E_1/E_2 と h_2 の値が増加するほど、最大主応力が増大するなど逆の特性を示すことがわかった。

(3) (1)により得られた応力分布を用いて、継手の曲げ破壊強度を推定し、異種材料突合せ継手の強度は同種材料のそれに比べて低下することを示した。外径が同一の中実軸継手の強度と比較したところ、中空軸継手のほうが強度が低いことがわかった。さらに、同種材料継手の場合には被着体の縦弾性係数がより大きい継手のほうが強度がより大きくなることがわかった。

(4) ひずみに関する実験も行い、計算結果と実験結果はかなりよく一致した。さらに継手強度の実験結果と比較した。本研究の弾塑性解析による継手強度の推定値は実験結果とかなりよく一致することを示した。

文 献

- (1) 白鳥正樹・森孝男, 金属 FRP 接着継手の応力解析と設計への応用(第 1 報, 単純重ね合わせ継手), 機論, 54 498, A (1988), 251-258.
- (2) Wah, T., Stress Distribution in a Bonded Anisotropic Lap Joint, *Trans. ASME, J. Eng. Mater. Technol.*, (1973), 174-181.
- (3) Adams, R. D. and Peppiatt, N. A., Stress Analysis of Adhesive bonded Lap Joints, *J. Strain Analysis*, 9 3 (1974), 185-196.
- (4) Tsai, Ming Yi and Morton, J., A Note on Peel Stresses in Single Lap Adhesive Joints, *Trans. ASME, Ser. E*, 61 (1994), 712-715.

- (5) Sawa, T., ほか2名, Stress Analysis of T-type Butt Adhesive Joint Subjected to External Bending Moment, *J. Adhesion*, **24** 1 (1987), 1-15.
- (6) Temma, K., ほか2名, Two Dimensional Stress Analysis of Adhesive Butt Joints Subjected to Cleavage Loads, *Int. J. Adhesion Adhesive*, **10** 4 (1990), 285-293.
- (7) 鈴木靖昭, 鋼のスクーフおよびバット継手の引張り接着強度(第3報, 接着層の厚さと接着強度との関係), *機論*, **53** 487, A (1987), 514-522.
- (8) Sawa, T., ほか2名, Three Dimensional Stress Analysis of Adhesive Butt Joints of Solid Cylinders Subjected to External Tensile Loads, *J. Adhesion*, **31** (1990), 33-34.
- (9) Sawa, T., ほか2名, Axisymmetric Stress Analysis of Adhesive Butt Joints of Dissimilar Solid Cylinders Subjected to External Tensile Loads, *Int. J. Adhesion Adhesive*, **9** 3 (1989), 161-169.
- (10) 沢俊行・ほか2名, 引張荷重を受ける突合せ接着継手の三次元応力解析(被着体が中空円筒の場合), *機論*, **53** 492, A (1987), 1685-1691.
- (11) Temma, K., ほか3名, Two-Dimensional Stress Analysis and Strength of Band Adhesive Butt Joints of Dissimilar Adherends Subjected to External Bending Moments, *JSME Int. J.*, **37** 3, A (1994), 246-254.
- (12) Nakano, Y., ほか2名, A Stress Analysis of Adhesive Butt Joints of Dissimilar Materials Subjected to Cleavage Loads, *J. Adhesion*, **34** (1991), 137-151.
- (13) 杉林俊雄・ほか3名, 異種金属材料の薄肉円筒突合せ接着継手の強度設計, *機論*, **52** 476, A (1986), 1043-1049.
- (14) 沢俊行・ほか3名, 引張りせん断荷重を受ける単純重ね合わせ接着継手の弾塑性有限要素解析, *機論*, **59** 564, A (1993), 1881-1887.
- (15) 天摩勝洋・ほか3名, 引張荷重を受ける異種材料突合せ接着継手の三次元応力解析と強度評価, *日本接着学会誌*, **29** 7 (1993), 302-315.