

論文 / 著書情報
Article / Book Information

題目(和文)	流体加熱を受ける接着接合体の密封性能に及ぼす熱応力の影響に関する研究
Title(English)	
著者(和文)	勝尾正秀
Author(English)	
出典(和文)	学位:博士(工学), 学位授与機関:東京工業大学, 報告番号:乙第3363号, 授与年月日:1999年11月30日, 学位の種別:論文博士, 審査員:池上 皓三
Citation(English)	Degree:Doctor (Engineering), Conferring organization: Tokyo Institute of Technology, Report number:乙第3363号, Conferred date:1999/11/30, Degree Type:Thesis doctor, Examiner:
学位種別(和文)	博士論文
Type(English)	Doctoral Thesis

流体加熱を受ける接着接合体の
密封性能に及ぼす熱応力の影響に関する研究

勝 尾 正 秀

目次

第1章 緒論	
1. 1 緒言	1
1. 2 従来の研究の展望と問題点	6
1. 2. 1 異種材料接合の接合界面の応力に関する研究	
1. 2. 2 接着接合体の熱応力に関する研究	
1. 2. 3 内圧が作用する接着接合体の密封性能に関する研究	
1. 2. 4 関連するその他の研究	
1. 3 本論文の研究目的	19
1. 4 本論文の構成	22
1. 5 各章の主な記号	26
第2章 突合せ接着接合体の基本的熱応力特性	
2. 1 緒言	30
2. 2 解析方法	33
2. 2. 1 熱伝導解析	
2. 2. 2 熱応力解析	
2. 3 実験方法	43
2. 4 解析結果および実験結果との比較・考察	46
2. 5 部分接着の場合(バンド接着接合体)との比較	55
2. 6 結言	67
第3章 重ね合わせ接着管継手の熱応力と密封性能	
3. 1 緒言	70
3. 2 解析方法	72
3. 3 実験方法	75
3. 3. 1 重ね合わせ接着管継手試験片	
3. 3. 2 接着剤	
3. 3. 3 実験装置概要	
3. 4 実験結果および解析結果との比較・考察	82
3. 5 重ね合わせ接着管継手の密封性能	93
3. 6 突合せ接着管継手との比較	96
3. 7 結言	112

第4章 接着－ボルト併用薄板箱形容器締結体の熱応力と密封性能	
4. 1 緒言	114
4. 2 解析方法	116
4. 3 実験方法	121
4. 4 解析結果および実験結果との比較・考察	125
4. 4. 1 接合界面の温度分布および応力分布	
4. 4. 2 締結体上部ふたのひずみ分布	
4. 5 薄板箱形容器締結体の密封性能	134
4. 6 結言	137
第5章 接着－ボルト併用管フランジ締結体の熱応力と密封性能	
5. 1 緒言	139
5. 2 解析方法	141
5. 2. 1 熱伝導解析	
5. 2. 2 熱応力解析	
5. 2. 3 ボルト軸力変動の解析	
5. 2. 4 有限要素法による熱応力解析	
5. 3 解析結果および有限要素解析との比較・考察	157
5. 3. 1 接合界面の熱応力分布	
5. 3. 2 フランジハブの熱応力	
5. 3. 3 有限要素法による接合界面の熱応力	
5. 4 ガasket付き管フランジ締結体との比較	165
5. 5 接着－ボルト併用管フランジ締結体の密封性能	182
5. 6 結言	186
第6章 結論	
6. 1 各章の結言	189
6. 2 接着接合体の密封性能に影響する熱応力に対する設計指針	197
6. 2. 1 接着剤単体で接合する接着接合体の設計指針	
6. 2. 2 接着－ボルト併用接着接合体の設計指針	
6. 3 今後の課題	201
参考文献	203
謝辞	

第 1 章 緒論

1. 1 緒言

従来から、機械システムの構築に当たっては安全性に大きな配慮が成されており、近年、ISO (国際標準化機構)においても機械安全に対する規格化が進められている[ISO/TC2、ISO/TC199 等]。安全性の意味は一般的に、人間に対する安全と機械の信頼性の向上の二つの意味を含んでいる。すなわち、機械の故障および人間のミスは必ずあるとする立場からの機械システムの安全対策を含めた構築と機械の信頼性の向上によって安全を確保しようとする機械システムの構築の二つが考えられている。しかし、いずれの場合も機械の信頼性が人間の安全性につながることは明らかであり、機械システムを構成する部品の信頼性向上や使用限界を知ることは重要である。

締結体・接合体は産業機械、自動車、航空機、化学プラントや半導体産業等の全ての分野で機械システムの構築に当たって必ず用いられる最も重要な部分の一つである。中でも、密封装置(Sealing device)として用いられる締結体・接合体は空気圧機器や油圧機器をはじめ、流体を扱う多くの機器、配管等で用いられ、これらは密封流体の漏れを防止し、経済性や信頼性などの向上のため極めて重要な部分であり、これまでにその強度や特性およびそれらの設計指針を得るため多くの研究が成されている。

一般に、流体を扱う機器の内部流体の密封装置として、運動する部分に用いられるものを運動用シールと呼び、狭義の意味では単にパッキン(Packing)といい、静止面の密封に用いられるものを固定用シール、または単にガスケット(Gasket)と呼ばれている。このようなシール材単体に対する研究も多く行われているが、シール材を用いた締結体の内部流体の密封性能においては未だに不明の点が多く、特に流体による加熱または冷却の熱的影響を受けた場合に発生する熱応力に対する締結体の検討はほとんどなされていないのが現状である。

また、締結体の設計においては現在に至るまでボルトやリベット等を用いた、機械的接合方法が主流を成している。事実、ねじは締結用部品として最も早くから標準化されており、その信頼性も今日ではかなり高いものとなっている。しかし、技術革新の著しい近年、安全性のみならず様々な目的のため締結体や接合体

に対する厳しい設計が要求され、同時に接着接合体の需要が増している。例えば、

(1) 自動車・航空機等においては高速化、低燃費化のためにあらゆる部品の軽量化は避けられない問題となっている。これらに対する対策として、構造体の基本設計の変更は言うまでもなく、構造材は軽金属に代わり、内・外装材等における高分子材料、複合材料等の多用化がはかられ、それらの接合体において接着接合の重要性が増している。

(2) 生産コスト引き下げのため締結部品数の削減や組立作業の能率を上げることによって生産ラインの効率化がはかられている。締結体におけるねじ、ガスケット等の削減やねじ切り等の製作工程の削減、部品管理の削減はコスト引き下げに欠かせないものとなっており、ねじ・ガスケット締結構造に代わり接着接合構造が用いられるようになっている。

(3) 電子・電機産業においては製品の超小型化のため、製品の開発時から接着接合は欠かせないものとなっている。また、化学・原子力産業等の圧力容器や配管においては内壁に耐食性の素材を接合したクラッド材(複合材)が使用されたり、ガスケットに代わり接着剤を用いて密封性能(Sealing performance)の向上を試みている。

このように、多種多様な要求と最近の構造用接着剤における性能の著しい向上や種々の用途に応じた多種の接着剤の開発により、締結構造においては従来の機械的接合に代わり多くの分野において接着接合体の利用がはかられるようになっている。しかし、接着接合は機械的接合法に比べ歴史も浅く、まだ多くの問題点がある。例えば、

(1) 機械的接合に用いるボルトやリベット等の素材に比べて、接着剤の強度はかなり低く、接合体の多種多様な形状における引張・曲げ等の外荷重に対する力学的特性において未知のところがあるため接着接合体の用途が制限される。

(2) 接着接合体の熱的および機械的に極めて過酷な使用環境下における特性は解明されておらず、使用限界や接合性能維持に不安を残している。例えば、宇宙開発用スペースシャトルの外壁は金属のアブレーションによる潜熱を利用した冷却(Ablation cooling)から接着接合した耐熱タイルへと代わったが、航行時の振動や大気圏突入時の高温発生によりタイルが欠落する事故がある。また、原子力や化学プラントに見られる配管接合でも、引張・曲げ等の外荷重あるいは高温・低

温の過酷な使用環境下に置かれた場合の漏洩事故が後を絶たない。これらは、現在の接着剤特性を考慮すると接着接合体に対する要求と使用限界に差があること、また、従来の設計指針では過酷な使用環境下での性能維持が容易でないことを示唆している。

接着接合体は一般的に被着体と接着剤の材料特性(材質)が大きく異なることから異種材料接合体となる。その応力特性を知るため多くの研究がなされ、単純な形状の接合体に外荷重が作用する場合の機械的特性についてはかなり解明されつつある。しかし、高分子材料を用いた接着剤の歴史が浅いこともあり熱的特性に関する研究は比較的少なく、まだ解決すべき問題を多く残している。

例えば、接着接合体の接合界面を含む接着層の一般的な熱的特性に関して次のような問題点が指摘されている。

(1) 異種材料接合体が外荷重の作用を受ける場合、接合界面端部で特異応力となることが指摘されているが、線膨張係数が異なるときは外荷重の作用を受けない場合においても加熱や冷却による温度変化から熱応力が容易に発生し、界面端部においては特異応力となる。

(2) 接合界面端部の熱的特異応力がどの様であるか、また、全面接着・部分接着の接合形態および被着体形状によって接合強度にどの様に影響するか十分に検討されておらず不明の点がある。

(3) 一般的に熱移動に定常と非定常の状態があることが知られている。接着接合体に一樣温度変化がある場合の研究は比較的多く行われているが、非定常な温度変化のある場合については極めて少ない。従って、非定常な熱移動のある接着接合体の熱応力分布の挙動特性を明らかにする必要がある。特に、接着接合体がある瞬間から流体による熱影響を受けるような状況はよく見られる。例えば、配管の締結後に高温あるいは低温の流体を流した場合、配管に急激な温度変化が生じ、特に締結部には大きな熱応力の発生が予測される。従って、このような場合の定常状態に至るまでの時間と熱応力分布の変化(経時変化)を知ることは接合体の熱的特性を検討し、設計指針を求めるために重要である。また、この熱応力の経時変化を明らかにすることは周期的な熱移動を伴う接合体の強度推定および設計指針を得るためにも有益であることが予想される。

従来から流体を扱う配管の接続にはねじ込み接合やフランジによるアスベス

トや金属等のガスケットを用いたボルト締結体が利用されている。しかし、最近、放射性同位元素などの危険物質の密封問題が重要視されるようになってきた。アメリカ機械学会(ASME)、圧力容器研究委員会(PVRC)のボルト締結体委員会(Bolted Flanged Connection Committee)ではガスケット付きフランジ締結体のガスケット面からの微量の漏洩量をタイトネスパラメータを用いて定量化し、さらに新ガスケット係数を提案している。

このようなガスケット付き締結体の密封問題に対し、密封性能向上を目指してガスケットに代わり接着剤を用いた締結体の利用が試みられている。これまでガスケットあるいは接着剤を用いた管フランジ締結体が引張荷重、曲げモーメント、内圧等の外荷重の作用を受ける場合の締結体強度や内部流体の密封性能に関する研究が行われている。しかし、ガスケットを用いた管フランジ締結体およびガスケットに代わり接着剤を用いた接着－ボルト併用管フランジ締結体が熱的影響を受ける場合の熱応力特性に関してはほとんど行われていない。従って、これらの熱応力特性を求め、締結体の強度と密封性能を検討する必要がある。

これらのボルト併用管フランジ締結体においても強度に関して以下のような問題点が指摘されている。

(1) 一般的に管フランジは他の配管や接続機器から引張や曲げおよびねじりモーメント等の外荷重の影響を受けることが知られているが、これらの外荷重が作用しない場合においても他の接続体からの熱伝導、内部流体や外部流体および周辺機器からの熱伝達や熱伝導、熱輻射等の熱的影響を受ける。この時発生する熱応力に対する研究がまだ十分になされていない。

(2) 管フランジは内部流体による内圧の作用を受けるが、この時接合部における応力状態はまだ完全に把握されておらず種々の継手形態における応力分布を検討する必要がある。

(3) 外荷重や内圧を受けると同時に熱的影響下にある場合の接着接合体の強度に関してあまり検討されていない。従って、複合的荷重条件下にある場合の特性を求める必要がある。

(4) 脱着の必要が少なからずある場合あるいは強度や密封性能向上に重点を置く場合等、それぞれ管フランジ締結体の使用目的と使用環境に応じた特性を有する接着剤の選択指針が必要である。

従って、このような観点からこれらの密封性能に関しては以下の検討が必要である。

(1) 密封性能の向上をはかるために、接合界面における熱応力分布の挙動特性を知る必要がある。このためガスケット付き締結体ではガスケット接触面の熱応力分布および接着－ボルト併用締結体では接合界面の熱応力分布を求め、それぞれ密封性能に及ぼす影響を検討する。

(2) 被着体および接着層の縦弾性係数および線膨張係数がフランジ締結体の強度や熱応力分布に及ぼす影響を明らかにする。

(3) ボルト締結された管フランジが熱的影響下にある場合のボルトに生じる軸力変動を考慮した解析はあまり行われておらず、熱的影響に対するボルト軸力変動を考慮した熱応力解析による検討を行う。

以上述べたように接着接合は多くの分野で必要とされており、研究もますます活発に行われるようになってきているが問題点もまだ多く残しているのが現状である。機械システムにおける安全性を確保するにはそのシステム全体に大きく影響することが推測される接合体の安全性を確保することが重要であり、そのためにも機械システムの重要な部分である締結体の密封性能の向上を目指した接着接合体の利用拡大をはかるためにはこれらの熱的特性を十分に把握し、接着剤および被着体の材料特性を生かしながら熱的特性を考慮した設計指針を確立することが急務である。

1. 2 従来の研究の展望と問題点

1. 2. 1 異種材料接合の接合界面の応力に関する研究

Bogy[1,2]は、異種材料の接合界面端の特異応力について、エアリの応力関数およびそのメリーン変換を用いて解析を行っている。その解析の中で、ダンダースのパラメータがある条件の時指数型の特異性となり、特異性の指数は接合角度と材料定数によって得られることを示している。

野田ら[3]は、異種材料が三次元軸対称形で接合され、接合端部において接合面と自由境界面が任意の接合角を有する場合の応力特異性の指数を決定する特性方程式を弾性論による解析から導いた。また、軸対称三次元問題に対しては、平面ひずみ問題の場合と同一であることを示している。

天摩ら[4]は、被着体を剛体とし、接着層内に剛体充てん物を含む継手に曲げモーメントが作用した場合の接着界面および充てん物周縁の応力を二次元弾性論により求め、充てん物によって接着界面の最大主応力が低下することを示している。また、天摩ら[5]は、接着層内に円孔欠陥を有する場合についても同様に検討し、円孔周縁に大きな応力集中が生じ円孔径の増大により応力集中も大きくなることを示している。

沢ら[6]は、被着体を弾性体とし、接着層内に剛体充てん物を含む継手に引張荷重が作用した場合の接着界面および充てん物周縁の応力を二次元弾性論により求め、充てん物が界面の応力に与える影響を示している。また、光弾性実験により等色線しまの撮影を行い、解析結果と比較検討している。

沢ら[7]は、接着層内に円孔欠陥を有し、引張せん断荷重を受ける単純重ね合わせ継手の応力解析を二次元弾性論を用いて行い、円孔欠陥径が大きいほど自由端付近の最大主応力が低下することを示している。

仲野ら[8]は、引張または圧縮の軸力を受ける中空軸の重ね合わせ接着継手の応力解析を行い、接着層と円筒の縦弾性係数比および接着層厚さが界面の応力分布に与える影響を明らかにし、また、接着層界面端近傍における応力の大きさが内周側と外周側では異なることを示している。

天摩ら[9]は、引張荷重を受ける異種材料の突合せ接着継手の二次元応力解析と強度評価を行い、実験と接着界面端部の特異応力の解析結果を用いて継手強度

の推定を行っている。

沢ら[10]は、引張荷重を受ける異種材料の突合せバンド接着継手の二次元応力解析を行い、解析結果に基づいて継手の強度評価を行っている。バンド接着位置が界面の応力分布に及ぼす影響を検討し、バンド位置が外側になるに従いバンド内側端部の特異応力が強くなる傾向があることを示している。

仲野ら[11]は、層内に円孔欠陥を有する突合せ接着継手が引張荷重を受ける場合の応力解析を行い、円孔周縁の最大応力値は円孔欠陥の位置によって変化することを示し光弾性実験による結果とも一致することを示している。

池上ら[12]は、接着界面にき裂のある円筒突合せ接着継手の強度について検討し、引張応力の場合とせん断応力の場合に対してそれぞれモード I とモード II の応力拡大係数を用い、接着界面にき裂のある継手の接着強度が得られることを示している。

Ikegami ら[13]は、単純重ね合わせ接着継手において、重ね合わせ部分を全面接着した場合と部分接着(バンド接着)した場合の強度について検討し、全面接着では接着長さに比例して強度が増し、バンド接着では接着幅に影響しないことを示している。

Adams[14]は、重ね合わせ接着継手の強度および弾性解析手法に関して解説と検討を加えている。また、被着体が複合材の場合においてはフィレットの生成は継手強度を5倍も向上させることも示している。

杉林ら[15]は、円筒突合せ試験片による接着強度試験と接着層の応力解析を行い、引張試験に用いる試験片の最適寸法について検討している。試験片の接着幅が接着層厚さの10倍以上とると界面の応力分布が平滑となり、また、継手強度は接着層の厚さが増大するに従って低下することを示している。

Groth[16]は、接合端部にフィレットがある単純重ね合わせ接着継手に引張荷重が作用した場合の特異応力と破壊について検討している。フィレットがない場合の特異応力は被着体と接着層の界面端部で生じ破壊開始点となるがフィレットがある場合は被着体角部が接着層内にあるため破壊開始点の予測が困難となることを指摘している。

服部[17]は、単純重ね合わせ接着継手に引張荷重が作用するときの強度を特異場パラメータを用いて検討し、重ね合わせ長さが増しても破断荷重はそれほど向

上しないこと、また、被着体の接合端部角度を $\pi/6$ 以下にすると強度が増すことを示している。

Anderson ら[18]は、突合せ接着継手に引張荷重が作用した場合の破壊強度について、延性接着剤と脆性接着剤を用いて検討し、接着層厚さを変えた実験およびエネルギー解放率から接着層が厚くなるに従い強度が低下することを示している。

池上[19]は、最近の接着接合技術の動向について、多種多様な接合形態があり、その接着接合部の強さに影響する因子について、表面粗さ、接着層厚さ等の例を挙げ示している。

結城[20]は、著書「界面の力学」で、異材・複合材の強度および力学について解説し、界面の応力特異性、接合残留応力、界面き裂の応力拡大係数や破壊のクライトリオン等を通じて界面の力学の重要性について述べている。

鈴木[21, 22]は、鋼のスカーフ継手および突合せ継手について脆性接着剤を用いた引張強度試験から、継手の破壊が接着層界面自由端近傍の最大主応力で予測できることを示している。

李ら[23]は、異種材接合端部の特異応力について検討し、セラミックスー金属接合体の端部の形状による応力集中緩和法について述べている。解析を二次元と三次元について行い比較検討している。

井上ら[24]は、表面に垂直力が作用する任意角度を有する3相異材接合体について、応力場が $r^{-\lambda}$ および $\log r$ 型の特異性を持つ場合の応力分布をエアリの応力関数を用いた二次元弾性論により求めている。また、有限要素法による解析を行い両者が一致することを示している。

1. 2. 2 接着接合体の熱応力に関する研究

仲野ら[25]は、二つの被着体を突合せ接着した継手の両側面および上部・下部表面が異なる温度となる場合の定常熱応力解析をエアリの応力関数を用いて解析する方法を示している。また、解析による数値計算から、被着体に対して相対的に接着層の線膨張係数、縦弾性係数および厚さが大きいほど界面端部の応力が大きくなることを示している。

服部ら[26]は、レジンモールドされた半導体デバイスのレジン材と内部デバイス接着界面の剥離に対する強度評価において、被着体の弾性解析手法から特異

性の指数を求め、有限要素法による解析から応力特異場の強さを求める方法を示し、板状接着試験片、モールドモデルに適用している。

中川ら[27,28]は、中空軸突合せ接着継手の熱応力に関して三次元軸対称弾性論および二次元有限要素法による熱応力解析を行い、被着体と接着層の線膨張係数比が小さくなるほど接着界面内周側で軸方向応力が大きくなることを示している。

中川ら[29]は、接着層内に多数の円孔を有する突合せ接着継手に関して二次元有限要素法による熱応力解析を行い、接着層内の円孔面積占有率が大きいと界面端部近傍の特異応力の強さが減少することを示している。

中川ら[30]は、定常温度状態における突合せ接着継手の二次元有限要素法による熱応力解析から被着体の温度が異なる場合、界面端部近傍の応力は温度差の大きい側で大きくなることを示している。

中川ら[31]は、定常温度状態における突合せ接着継手に未接着部やフィレットを有する場合の二次元有限要素法による熱応力解析からフィレットによってはく離強度が増す。また、未接着部端部では特異応力となることを示した。

中川ら[32]は、一様温度変化のある突合せ接着継手の接着層内に、円孔欠陥と剛体充てん物を含む場合の有限要素法による熱応力解析と光弾性実験を行い、円孔を含む継手では界面端のはく離進展は遅くなり、解析と光弾性実験による結果が一致することを示している。

春名ら[33]は、接着剤の硬化収縮によって生じる被着体の内部応力の測定を行っている。さらに、硬化課程における体積収縮率とせん断弾性率を対象とした数値解析手法を示している。

Leeら[34]は、管シングルラップ継手のねじり試験および有限要素解析を行い、破壊過程について検討している。さらに接着時の残留熱応力を考慮している。

Adamsら[35]は、アルミ-CFRPを用いた異種材料接着重ね合わせ継手の温度変化による熱応力について、温度範囲 20～-50 度で引張試験および解析を行い、強度予測を行うに当たっては熱応力に加えて接着剤の温度特性を考慮すべきであると指摘している。

佐藤ら[36]は、線膨張係数のかなり異なる CFRP 円筒とステンレス鋼軸を用いた接着継手の低温時の引張強度に関して、実験および有限要素法による解析を行

っている。その結果、接着界面端部で応力集中が生じること、また、室温時より低温時の強度が大きいことを示している。

坂田ら[37]は、レジンモールドによって形成される金属－レジン接着界面の強度評価について有限要素法により検討し、界面端部の最小要素寸法によって解析値が異なること、熱が作用する場合の界面はく離はせん断応力が支配的であるが垂直応力との複合効果を考慮することにより汎用性の高い評価が可能であることを示している。

結城ら[38]は、異材界面端の熱応力・残留応力の応力特異性について、Bogyの示した指数型の特異性に加えて対数型の特異性があることを示している。また、熱応力・残留応力に対し、一様温度分布の熱弾性問題は温度変化のない静弾性問題に帰着することを示している。

保川[39]は、多接合層を有する半導体チップ接合構造のひずみ支配パラメータについて検討し、多接合層を一接合層の問題に帰着させるため、ある接合層が他の接合層に及ぼす影響を剛性率の低下率として表すパラメータを示している。

村田ら[40]は、パワーモジュール基板の自由縁における特異応力場と破壊特性について、熱弾塑性有限要素法による解析を行い、加熱と冷却の熱サイクルを受ける接合面のき裂は界面から 65 度の方向に進み、き裂進展は最大主応力に依存すると推測している。

辻ら[41]は、長方形板が周囲の流体によって瞬時に加熱される場合の非定常熱応力を求めている。非定常温度分布と応力関数にフーリエ級数を用い、解析に基づく数値計算から得た主応力差による結果と光弾性実験による結果がかなり一致することを示している。

Tanigawa ら[42]は、積層複合材の上部から下部へ熱移動がある一次元熱伝導問題の温度解析を行い、応力関数を用いて非定常熱応力を解析した。また、二次元熱弾性論による結果とはり理論による結果とを比較し、積層材がかなり長い場合は中央部の軸方向応力は一致することを示している。

武井[43]は、流体によって加熱されるクラッド円筒の熱応力についてベッセル関数とラプラス変換を用いた解析方法を示し、一例として、始め一様温度のクラッド円筒(内層クラッド材の内円筒がステンレス鋼、外円筒が軟鋼の場合)が内部流体によってステップ加熱される場合の熱伝達率を考慮した熱応力解析を行

い、クラッド材側では圧縮応力となることを示している。

三浦ら[44]は、I C パッケージ内の熱応力を応力測定素子を用いて測定している。また、有限要素法による解析結果と比較検討し、実験結果が平面ひずみ問題における熱弾性解析による結果とよく一致することを示している。

Suhir[45]は、サーモスタットに一樣温度変化がある場合の内部の熱応力分布を解析的に求め、接合界面端部ではく離応力が最大となることを示している。

佐藤ら[46]は、軸材料に CFRP 円筒とステンレス鋼を用いた軸継手にねじり負荷を加え、室温と低温での強度実験および有限要素法を用いた解析から強度予測を行っている。接着を 60℃で行い、低温下では材料の強度が増すが熱応力の影響で継手強度は減少することを示している。

1. 2. 3 内圧が作用する接着接合体の密封性能に関する研究

松居[47]は、リベット併用接着継手において、重ね合わせ平板に引張、ねじり、曲げ等の荷重が作用した場合の強度および円筒圧力容器に内圧が作用した場合の強度に関してリベット穴を考慮せず検討している。

米野ら[48]は、接着ーボルト併用継手に内圧が作用する場合の有限要素法による応力解析から締結部の応力分布を求め、密封性能を評価する方法を示している。また、ボルト軸力の変化や継手強度に関して実験を行い解析の妥当性を示している。

米野ら[49]は、液状シーラントを用いた内圧を受ける薄板箱形容器におけるフランジ締結体の密封性能に関して、二次元弾性論および有限要素法による三次元弾性解析を行っている。界面の応力分布の結果から、シーラント併用の締結体においては、ボルト初期締め付け時にガスケットのようなボルト間での弛緩が生じないため密封性能が向上することを示している。

Sawa ら[50]は、接着剤ーボルト併用管フランジ締結体に内圧が作用した場合の応力解析を行い、ボルト軸力や継手の強度および密封性能について検討している。ボルトピッチ径が減少すると締結体強度が向上することを示し、また、嫌気性接着剤とエポキシ接着剤の比較を行い、内圧による継手強度はエポキシ接着剤の方が大きいことを示している。

沢ら[51]は、ガスケットを用いた管フランジ締結体の特性に及ぼすハブ部の影

響について検討している。弾性接触問題として行った三次元弾性解析からハブ部の応力を求め、ハブ部を考慮する場合はハブ部に生じる応力が従来のハブ部を考慮しない JIS 規格による計算式より小さくなることを示している。

沢ら [52] は、管フランジにおける接合面形状がねじ締結体の特性に及ぼす影響について検討し、未接合部が接合面の内周側にある場合と外周側にある場合の応力分布を求めた。また、実験結果との比較から、外側に未接合部があるときに漏洩開始内圧が大きくなることを示している。

Sawa ら [53] は、ハブ部を有するフランジとフラットカバーのガスケットーボルト締結体に内圧が作用する場合の解析を弾性論により行った。

河村 [54] は、アルミニウム製管フランジの設計基準を得るため応力面からの考察および内部流体漏洩防止のためのガスケット反力について、実験と解析から検討している。

沢ら [55] は、管フランジねじ締結体が外曲げモーメントの作用を受ける場合の接合面応力分布および曲げ内力係数、すなわちボルト軸力の増減分と外曲げモーメントの関係を検討している。解析は三次元弾性論に基づいて行い、実験結果と比較検討している。

沢ら [56] は、被着体が管フランジおよび円形フランジとした、接着ーボルト併用継手の強度特性について引張試験および解析を行っている。その結果、接着剤による密封性能の向上が見られ、ボルト締結位置が内周側に近いほど強度が増すことを示している。

1. 2. 4 関連するその他の研究

Sawa ら [57] は、非定常温度場におけるテーパのついたハブを有するフランジ締結体のハブ部に生じる熱応力およびボルト軸力変化について有限要素法により解析を行った。ボルト軸力は締結体が加熱されると増加し、冷却されると減少する、また、実験結果と解析結果は良く一致することを示している。

Kumano ら [58] は、ガスケットーボルト締結体が熱移動を受ける場合の応力およびボルト軸力の変動を実験と差分法による解析結果と比較検討し、両者がよく一致することを示している。

Sawa ら [59] は、ボルト締結した管フランジが内部から加熱され外部に放熱す

る場合のボルト軸力の変動を実験と差分法を用いた解析から求めている。フランジが定常温度場と非定常温度場にある場合の比較から非定常温度場にある場合の方がボルト軸力が大きくなることを示している。

沢ら[60]は、平面座型金属ガスケットを用いた管フランジ締結体の接触面応力分布、内力係数および密封性能について検討している。さらに全面座ガスケットとの比較を行い、平面座ガスケットの方が密封性能が向上することを示している。

陳ら[61]は、内圧を受ける有限厚肉円筒の内面に半だ円表面き裂が存在する場合のき裂の応力拡大係数を体積力法を用いて求めている。

福井ら[62]は、内圧を受ける傾斜機能材料厚肉円筒の変形解析を行い、半径方向の組成傾斜が変形強さに及ぼす影響を検討した結果、最大引張ひずみの円周ひずみは円筒内壁で最大となるが最大引張応力の円周応力は弾性係数傾斜がある場合は傾斜に依存して内壁か外壁近傍で最大となることを示している。

吉田ら[63]は、内圧を受ける石油タンク頂部をトップアングル形状として座屈解析を有限要素法を用いて行い、米国の石油タンク構造規格である頂部をリングとして扱う解析では座屈荷重を低く評価することを示している。

北川ら[64]は、高圧下における高分子材料の繰返しねじり試験を行っている。繰返しねじり負荷を受ける高分子材料の応力-ひずみ特性を高圧下で行うための実験装置を開発し、静水圧下における応力-ひずみ曲線を求めている。

Koves[65]は、管フランジに曲げ荷重が作用した場合の漏れ内圧について検討している。ボルト荷重およびガスケット反力を考慮した解析を行い、従来の解析と比較し、また、有限要素法による検討を行っている。

網島ら[66]は、延性接着剤を用いたときの円筒突合せ接着継手および単純重ね合わせ接着継手の強度評価について検討し、いずれの継手形状に対しても材料力学的手法に基づく強度予測が困難であることを示している。

森ら[67]は、スポット溶接継手と接着継手の引張負荷に対する変形挙動の比較を行い、ひずみ測定と有限要素法解析から応力集中の少ない接着継手の方が強度が大きいことを示している。

今中ら[68, 69]は、接着および接着剤-リベット併用継手の強度分布特性について検討している。平板の重ね合わせ継手による引張せん断強度実験から継手強度の分布形態を検討し、併用継手において強度のばらつきが減少することを示し

ている。また、突合せ接着継手の場合について行い、突合せ接着継手の強度分布は正規分布に近似できることを示している。

Gendler ら[70]は、クロム酸を用いて表面処理したアルミ合金板の被着体の表面処理にレーザパルスを用いることによって単純重ね合わせ接着継手の引張せん断強度が100%向上することを示している。

池上ら[71]は、接着継手強度の総合的評価のためのベンチマークテストを行い、接着剤にゴム変性タイプと未変性タイプの二種について、突合せ継手、二重重ね合わせ継手、単純重ね合わせ継手およびDCB継手を用いた破壊実験を行った。その結果から、脆性タイプの接着剤では突合せ継手と二重重ね合わせ継手において強度が高く、延性タイプの接着剤では単純重ね合わせ継手およびDCB継手で強度が高いことを示している。

村田ら[72]は、同心2円筒と平板で構成される圧力容器の応力解析を円筒の円周方向変位と同時に長手方向変位を加えた薄板の理論を用いて行い、実験による結果と良く一致することを示している。

Imanaka ら[73]は、接着および接着剤－リベット併用継手のリベット強度を変化させて疲労試験を行い、接着剤を併用することによりリベット継手の疲れ強さが改善されることを示している

日本ねじ研究協会[74]は、高温・低温用ねじ材料に関する技術資料を整えることを目的とし設置された、「高・低温材料検討分科会」から高温・低温用ねじ材料に関する文献・規格等の概要集（第3報）を発行している。

Morohoshi ら[75]は、ガスケット－ボルト締結体に引張荷重および曲げモーメントが作用する場合の応力をエアリの応力関数を用いて求めている。また、ボルト軸力の変動について実験を行い解析結果とよく一致することを示している。

柴原ら[76]は、軸対称変形をする有限円筒問題における三次元弾性論による解析方法について、荷重形態とその各境界条件を示しながら解析手法を詳細に示している。

白鳥ら[77]は、有限要素法を用いた金属－FRP 接着継手の応力解析において、開発した解析システムを用いて継手材料および継手寸法が応力に与える影響について示している。また、実験結果と比較検討し、解析システムの設計への応用の優位性を示している。

Erdogan ら[78]は、段付き重ね合わせ接着継手とその段数を多くした最終的なものとしてのスカーフ接着継手の接着層の応力を解析的に求め、接着層内の応力分布を明らかにしている。

船津ら[79]は、軸材料に CFRP と炭素鋼を用いた接着軸継手に引張負荷とねじり負荷を加えた有限要素法による解析を行っている。また、強度に関して実験を行い解析と比較検討している。

京極ら[80,81]は、カップリングを用いた接着軸継手に引張り、ねじりの単独負荷をかけた場合およびそれらの組合せ負荷に対する変形について解析と実験を行い、軸が同種材の場合と異種材の場合について検討している。

竹下ら[82]は、単純重ね合わせ継手の弾塑性変形と破断強度について炭素鋼とアルミニウム合金を用いた実験と有限要素法による解析から応力成分や接着界面付近のひずみ成分を用いて検討している。

Dorn ら[83]は、プラスチックと金属の単純重ね継手が引張せん断を受ける場合のひずみ解析を行っている。ポリウレタン系とエポキシ系の接着剤を用いた実験を行い、はみ出したフィレットの影響について検討している。

Catena[84]は、嫌気性シール材を用いたアルミ製エンジンの密封性能に関して、従来の成形ガスケットとの比較を行い、締付け力、表面粗さ、硬化時間等について検討している。

以上、接合界面および接着層内の応力、接着接合体の熱応力および内圧が作用する接着接合体の応力や密封性能に関する従来の研究について展望した。これらの研究および接着接合体に関する問題点を以下に列挙する。

(1) 異種材接合においては外荷重の作用により界面端部において特異応力となることが知られている。接着および溶接接合においては被着体が同種材においても異種材接合と考える必要がある。すなわち、溶接接合においては溶剤の熱変質により材料定数が変わるため異種材接合といえる。また、高分子材料の接着剤による接着接合においては、高分子材料は金属材料に比べて剛性がかなり低く、線膨張係数が大きい等の材料定数に大きな差がある。従って、接着接合においては殆どの場合、異種材接合となり界面端部で生じる特異応力が問題となる。

(2) 界面端部の特異応力に関しては多くの研究がなされ、最も良く用いられているのが指数型の特異応力である[1, 2]。

$$\sigma = K r^{-\lambda}$$

しかし、これが全ての外荷重に対して適用可能であるかは検討する必要がある。事実、熱応力に対する特異応力は指数型の特異性に対数型の特異性が加わり、

$$\sigma_{ij} = K_{ij} r^{-\lambda} + \sigma_{ij}(\log r)$$

となるとの指摘もある[38]。

さらに現実的な問題として、これらの二次元問題における解析が三次元問題でも適用できるか[3]、また、この特異応力が実際の接着接合体の強度に如何に影響するかを実験的にも検討する必要がある。

(3) 接着接合体は目的に応じて種々多様な形態が可能であり、基本的な形状[19]における接合界面の応力に関する研究が多くなされている。これらの内突合せ接着接合体(継手)においては、帯板に関するもの[9]や円筒形状に関するもの[8, 12, 15]およびバンド突合せ形状[10, 13]に関して多く行われている。さらに、重ね合わせ形状に関しても単純重ね合わせ形状[17]、接着層端部にフィレットを有するもの[14, 16]、重ね合わせ部を複数設け接合面積を増加させた段付き形状[77]等数多く行われている。しかし、これらは外荷重に対するものであり、加熱や冷却等の熱的影響については検討されていない。複合材料の熱応力に関する研究、接着接合体の熱応力に関する研究に関しては近年に行われている[25-32]が、まだ十分とは言えない。また、これらの多くは一様温度場におけるものであり、実際の熱環境下における応力分布や接合強度に対応させるためには外部流体からの熱伝達を考慮した熱伝導解析による温度分布を用いる必要がある。また、非定常熱応力に関しても研究が行われている[41, 42, 43]が、これらは解析に重点を置いており具体的な接合体に関するものはまだ少なく、実験的にも非定常熱応力に関して検討する必要がある。

(4) 内圧が作用する圧力容器締結体や配管の接続に用いる管フランジに関しては、ガスケットを介したボルトやリベットによる機械的締結が一般的でありこれらに外荷重が作用する場合に関する研究も多い。しかし、これらの締結体が熱的影響を受ける場合の熱応力に関する研究はあまりなされていない。また、最近、内部流体の漏洩に対する密封性能向上のため接着剤を用いた締結方式が検討され

ている。しかし、これらの締結体は、まだ、実用化に向けて多くの問題が未解決である。すなわち、圧力が作用する締結体(継手)強度の評価においては、継手そのものに対する破壊強度と内部流体の漏洩に対する密封性能(漏洩開始内圧)について検討されなければならない。ボルト等を用いない接着剤単体による接着継手においては継手の破壊強度が密封性能となり、多くの場合、破壊強度を検討すればよい。ボルトやリベットを接着と併用する場合にはボルトやリベットの強度、容器・フランジ部の強度およびガスケット・接着剤の強度や接合界面の応力分布に関して検討されなければならない。これらの基礎的な研究としてボルトによる二次元締結体および三次元締結体に関する研究が成されている[47, 48, 49, 50, 51, 52, 60]。これらの研究からガスケット付き締結体の密封性能はガスケットとフランジ接合界面の接触面圧および接着併用締結体の密封性能は接着強度に依存すると推測されている。しかし、これらはいずれも外荷重に関するものであり熱的影響に対する熱応力については検討されていない。

熱的影響を考慮したガスケット付き締結体に関しては差分法による応力解析からボルト軸力や強度を検討したものがある[57, 58, 59]。しかし、これらはガスケットを用いた締結体のボルト軸力変動に関するものであり、密封性能に重要であるガスケット接触面の応力分布に関して明らかにしていない。締結部品であるボルトについては高温・低温用ボルトの材料に関して文献・規格等の調査が行われている[74]。また、ガスケット付き締結体に関しては、アメリカ機械学会(ASME)、圧力容器研究委員会(PVRC)による高温度下でのガスケット密封性能に関する研究[85]がなされている。しかし、これらはボルトやガスケット単体に関する研究であり、熱的条件下でのガスケット接触面の熱応力分布、フランジハブ部の応力等、締結体全体の応力特性は把握されていない。従って、フランジ締結体の熱特性を検討するためには、加熱および冷却等による熱移動を伴うガスケット付きフランジ締結体の熱応力に関しても検討する必要がある。

フランジ締結体の強度や密封性能向上のため、接着を併用したフランジ締結体の内圧や外荷重が作用する場合の検討はいくつかなされているが熱移動を伴う場合の熱応力特性(例えば、加熱によるボルト軸力変動や接触面圧について)の検討は行われていない。

以上述べたように、今後の熱移動を伴う接合体に接着の適用拡大をはかる上で

接着接合体の基本的な熱応力特性ならびに接着剤単体による接着接合体および接着－ボルト併用接合体の熱的影響に対する設計指針を検討する必要がある。

1. 3 本論文の研究目的

機械システムの重要な構成要素である接合体(継手)に対し、ボルト等による機械的締結構造に代わり接着接合を適用することはシステムを構築する上で軽量化、小型化、製造コストの削減がはかれる。さらに、ボルトを用いたフランジ締結体においてガスケットに代わる接着の利用は原子力産業や化学プラントにおいて重要な課題である締結部接触面からの内部流体の微量な漏れを防止し、密封性能の向上がはかれる。このように接着接合は多くのメリットを有するが内部流体および外部からの熱移動に対する熱的立場からの接合体に関する熱応力の検討はこれまでなされていない。

そこで本論文においては、はじめに、外部流体と熱移動を伴う二次元形状の接着接合体を取り上げ、基本的な熱応力分布の挙動特性を検討する。二次元突合せ接着接合体の熱応力特性は、一様温度変化のある単純な場合についてはこれまでにある程度検討されており、その構成要素の材料特性が接合体の熱応力分布に及ぼす影響が知られている。しかし、一般によく見られるような、ある瞬間から加熱あるいは冷却される突合せ接着接合体に対する検討はされていない。そこで、二次元突合せ接着接合体の非定常温度場における熱応力解析を行い、定常温度場に対する接着接合体の熱応力特性と比較検討する。さらに、管フランジ締結体においては密封性能向上のため部分接合が試みられていることから、突合せ接着接合体の特別な場合として部分接着となるバンド接着接合体の外部流体による熱伝達を考慮した定常熱応力解析を行う。

次に、より実用的な接着接合体に対応した三次元形状の接着接合体モデルを取り上げ、流体による圧力の作用と熱移動を伴う接着管継手、薄板構造の箱形容器締結体、接着－ボルト併用管フランジ締結体およびガスケット付き管フランジ締結体の熱応力特性について検討し、接着接合体の密封性能に及ぼす熱応力の影響および熱的影響を受ける接着接合体に対する設計の基礎となる指針を得る。

具体的な研究課題を以下に列記する。

(1) 接着接合体の熱的強度に対する設計指針を求めるにあたっては、継手の形状および熱的使用環境を考慮した接着接合体の熱応力特性を把握する必要がある。本論文では、始めに接着接合体の基本形状である突合せ接着接合体の熱応力分布の挙動特性を検討する。突合せ接着接合体の定常熱応力分布の挙動特性について

はある程度明らかにされており、ここでは、ある瞬間から被着体表面が外部流体によって熱的影響を受ける非定常熱応力解析の方法および接合体構成要素の材料特性が熱応力分布挙動に及ぼす影響を明らかにする。ただし、一般的な接合体の熱応力特性を検討することを目的とし、熱環境が周期的に変動する場合の熱疲労や高速な熱衝撃等の場合を除いた準静的扱いが可能な場合の非定常熱応力を扱う。

次に、突合せ接着の特別な場合として部分接着した接合体の定常熱応力解析を行う。すなわち、管フランジ締結体では部分接合となる平面座ガスケットがよく使われ、さらに、部分接着した接着－ボルト併用管フランジ締結体が試みられている。そのような場合の接合界面における熱応力分布の基本的な挙動特性を検討するため、ここでは二次元形状のバンド接着接合体の被着体が一樣温度に保たれ、接着層側面で外部流体と熱移動がある場合の定常熱応力特性を明らかにする。特に、接着接合体の強度に及ぼす影響が大きいと推測される部分接着した接合界面各端部の熱応力分布を明らかにする。

(2) 圧力容器の締結部および内圧の作用する配管の管フランジ等の密封装置に対して従来あまり用いられていない接着接合の応用を検討することは今後の接着接合の適用拡大をはかり、密封性能の向上に対して重要である。そこで、従来ガスケットを用いてボルト締結していた配管継手に対し、軽量化、経済性および作業性向上のため、ボルト締結を用いずに接着剤単体で接合した重ね合わせ接着管継手の熱応力解析を行う。このような接着剤単体による管継手においては突合せ接着に比べて重ね合わせ接着した場合に強度がかなり増すことが知られている。また、一般に、重ね合わせ接着による管継手においては、内径・外径の異なる円管を重ね合わせるため、接着層厚さが容易に変わり、強度に及ぼす影響も異なることが予想される。

そこで、ここでは円筒の肉厚が等しく接着層厚さの異なる数種の重ね合わせ接着管継手を用いて、内部流体による数十MPa程度以下の圧力および接合時より低い一樣温度に保たれる場合の熱応力解析と実験を行う。これらの応力解析と内圧を付加した破壊実験により、接着層厚さが継手の熱応力分布および接合強度に及ぼす影響を明らかにする。併せて、比較のため同じ肉厚の円筒を用いた突合せ接着管継手に内圧が作用した場合の応力解析と強度に関する同様の実験を行い、内圧の作用と一樣温度変化がある場合の接着管継手の設計指針を検討する。

(3) 熱移動と内圧の作用を受ける接着接合体に対して、軽量化のため薄板構造となる箱形容器締結体の密封性能に対する熱応力の影響を検討する。従来、成形ガスケットを介したボルト締結が用いられてきた自動車用オイルパンは軽量化のため容器の板厚や締結ボルト数の削減がはかられ、また、これらは、内圧と同時に内部流体および外部から加熱や冷却の熱的影響を受ける。ここでは、薄板構造箱形容器の締結部において成形ガスケットに代わり液状シール剤(液状ガスケット)の適用の可能性を検討する。すなわち、箱形容器締結体のボルト間ピッチやふたとシール剤の剛性比が接合界面の熱応力に及ぼす影響を明らかにし、内部流体による熱移動と内圧が同時に作用する薄板接着接合体の密封性能向上のための設計指針を検討する。

(4) ボルト締結された管フランジ締結体(継手)では、従来、内部流体漏洩防止のため金属やアスベスト等の成形ガスケットが主に用いられる。しかし、最近、原子力産業および化学プラント等の熱的にも過酷な使用環境となる配管継手からの極微量な漏洩に対してはガスケットによる密封が極めて困難であるとの指摘がある。このような配管継手において成形ガスケットを介したボルト締結に代わり接着を併用したボルト締結の適用を検討することは過酷な使用環境下における密封性能向上のため重要である。

そこで、密封性能向上のためガスケットに代わり接着剤を用いた管フランジ締結体の適用の可能性を検討するため、接着ーボルト併用管フランジ締結体が内部流体から加熱され外部に放熱する場合の熱応力分布を軸対称三次元弾性論を用いて解析し、解析に基づく数値計算からフランジと接着剤の剛性比、線膨張係数比、厚さ比が熱応力分布に及ぼす影響を明らかにし、接着ーボルト併用管フランジ締結体の密封性能に及ぼす熱応力の影響を検討する。

一方、従来用いられているガスケット付き管フランジについては引張りや曲げモーメント等の外荷重が作用する場合の応力に関する多くの研究が成されているが、内部流体および外部からの熱的影響によって生じる熱応力に関してまだ十分に解明されていない。そこで、外部流体との熱伝達を考慮した同様の熱応力解析を行い、ガスケット付き管フランジ締結体の密封性能に及ぼす熱応力の影響を検討し、両者の比較から接着ーボルト併用管フランジ締結体の密封性能の優位性について評価する。

1. 4 本論文の構成

本論文の構成は以下の通りである。

第1章「緒論」では、本研究をまとめるに至った背景および現状の問題点について述べ、さらに、従来の異種材接合における界面の応力、圧力容器等の締結体における密封性能に関する研究について展望し、問題点を列挙することにより、内部流体加熱を受ける接着接合体の密封性能に及ぼす熱応力の影響に関する研究の必要性を指摘している。また、本論文の具体的な研究目的と構成について述べている。

第2章「突合せ接着接合体の基本的熱応力特性」では、流体による加熱あるいは冷却の熱的影響を受ける接着接合体の接着層の熱応力分布について述べ、接着接合体の被着体と接着層の材料定数比、厚さ比および被着体温度等が熱応力に及ぼす影響を検討する。これらの結果から接着接合体の基本的熱応力特性および定常、非定常熱応力分布の挙動について示している。

一般に、接着接合体における被着体の剛性は高分子材料を主とする接着剤の硬化時の剛性に比べ数十～数百倍高いことが多く、接着接合体の接合強度は接着層の強度に依存することが推測される。従って、接着接合体の熱的影響に対する強度を検討するためには、温度変化によって生じる接着層の熱応力を検討しなければならない。接合体が受ける熱的影響には固体間の熱伝導、近接する物体等からの熱輻射および周囲の流体と接触する面での熱伝達があり、これらを考慮した温度解析が必要である。

本章においては、接合形態のうち最も基本的な全面接着した突合せ継手およびその特別な場合として部分接着したバンド継手の二次元接着接合体を取り上げ、被着体からの熱伝導および外部流体との熱伝達を考慮した二次元弾性論を用いた定常熱応力および非定常熱応力の解析方法を示す。さらに、解析に基づく数値計算により静弾性問題と同様に熱弾性問題においても接合界面端部で特異応力となること、接着接合体試験片による光弾性実験から接着層内の応力集中が接合界面端部で生じることを示し、熱的影響を受ける接着接合体の基本的設計指針を検討している。

第3章「重ね合わせ接着管継手の熱応力と密封性能」では、従来、接着による接合方式があまり用いられない内圧が作用する接合体への適用の拡大をはかるため、実用的な三次元軸対称形状の重ね合わせ接着管継手を取り上げ、内圧と一様温度変化のある場合の接合強度について検討している。併せて、比較のため、内圧が作用する突合せ接着管継手の場合についても検討している。

従来、流体を扱う配管の接合部はねじ切りを行ったニップルやソケット等によるねじ込み方式およびボルトとフランジによる締結方式を用いた締結体が広く用いられている。しかし、これらは適合する部品の確保や熟練した作業者が必要となる、また、内部流体の極微量な漏れを生じやすい等の問題が指摘されており、これらに代わる接着剤による接着接合方式は配管における部品数の削減と管理の簡単化、締結体の小型化および密封性能の向上に有効である。

本章においては、接着接合を適用した配管継手に内圧および温度変化のある場合の密封性能の向上をはかるため、重ね合わせ接着管継手の熱応力を軸対称問題として扱い有限要素法を用いて求め、熱硬化型の接着剤を用いた継手モデルによる実験結果から継手の強度予測を検討している。実験では接着時との温度差によって生じる残留熱応力の作用する数種の継手モデルに油圧ポンプを用いて接着層が破壊に至るまで内圧を負荷し、継手の破壊確率分布を求め、接着層厚さが継手の95%非破壊確率値に及ぼす影響を検討している。併せて、内圧が作用する突合せ接着管継手についても同様な応力解析および破壊実験を行い重ね合わせ接着管継手の結果と比較検討している。

第4章「接着－ボルト併用薄板箱形容器締結体の熱応力と密封性能」では、軽量化のため薄板構造となる締結体へ接着接合の適用の拡大をはかるため、接着－ボルト併用の薄板箱形容器締結体を取り上げ、内圧の作用と熱移動がある場合の熱応力分布と密封性能について検討している。

薄板を用いた圧力容器等の締結体においては、継手も薄板構造となっているため、接合部の板厚による剛性が配管用のフランジに比べてかなり低く、また、内圧の作用と同時に内部流体および外部からの熱影響を受ける等の過酷な使用環境下において密封性能の維持が要求される。従って、通常の十分大きなフランジ剛性を有する圧力容器や配管に用いられるボルト締結体とは異なる熱応力特性を

有すると推測される。

本章においては、薄板構造となる締結体の密封性能向上のため、従来の成形ガスケットに代わり液状シール剤を用いた接着－ボルト併用薄板箱形容器締結体が内圧が作用し、さらに、内部流体により加熱され外部に放熱する場合の熱応力が密封性能に及ぼす影響を検討した。有限要素法による熱応力解析から締結部のボルト間ピッチ、薄板と接着剤の線膨張係数比等が接合界面の熱応力に及ぼす影響を検討し、さらに、内部流体の漏洩実験と熱応力解析の結果から液状シール剤を用いた継手構造の熱応力が密封性能に及ぼす影響について示している。

第5章「接着－ボルト併用管フランジ締結体の熱応力と密封性能」では、従来のガスケット付き管フランジ締結体に対しガスケットに代わる接着接合の適用の可能性と、密封性能向上への指針を検討している。

ガスケットを用いた締結体の密封性能はボルトの締付け力による接触面圧によって確保しておりボルトの締付け管理が重要な問題となる。しかし、現実には外荷重や熱的影響を受け、それに伴うボルト軸力の低下による内部流体の漏洩がしばしば発生し、さらに、ガスケットでは極めて微量な内部流体の漏洩防止は不可能であると指摘されている。これに対し、ガスケットに代わる接着併用の締結体では密封性能の向上が見込まれ、さらにボルト軸力が零となる場合においても接着剤の引張強度により密封性能の急激な低下を防止することが期待される。一方で、接着剤の線膨張係数は一般にフランジよりかなり大きいため熱的影響に対する熱応力特性を十分に検討する必要がある。

本章においては、接着－ボルト併用管フランジ締結体を取り上げ、内部および外部流体との熱伝達、さらに、熱変形に伴うボルト軸力の変動を考慮した熱応力解析を行い、フランジと接着剤の縦弾性係数比、線膨張係数比、厚さ比および接着幅が接合界面およびフランジハブ部の熱応力に及ぼす影響を検討する。

ガスケット付き管フランジ締結体に関してはこれまでに多くの研究が行われているが、ほとんどが内圧や引張り等の外荷重に対するものであり、締結体が熱的影響を受ける場合については十分に検討されていない。ガスケットによる締結体の密封性能を正しく評価し、さらに、密封性能向上のためガスケットに代わる接着剤の管フランジへの適用を検討する上でこれらの熱応力特性を明らかにする

ことが必要である。そこで、本章においてガスケット付き管フランジ締結体の熱応力解析も併せて行い、両者の比較から接着－ボルト併用管フランジ締結体の密封性能の優位性を示している。

第6章「結論」では、本研究で明らかになった結果と成果について総括する。すなわち、二次元モデルを用いた接着接合体において外部流体との熱伝達を考慮した、接合界面の熱応力分布の基本的な挙動特性について述べ、つづいて、内部流体による圧力の作用と加熱を受ける重ね合わせ接着管継手、接着剤とボルト締結を併用した接着併用薄板箱形容器締結体および接着－ボルト併用管フランジ締結体の熱応力の分布挙動と密封性能評価について得られた本研究の成果について示している。さらに、接着接合体の密封性能に及ぼす熱応力の影響およびこれらの接着接合体の熱的影響に対する設計指針について示している。最後に本研究の成果をふまえ今後検討すべき問題点についても言及している。

1. 5 各章の主な記号

第2章「突合せ接着接合体の基本的熱応力特性」で用いた主な記号

a_i	温度伝導率、熱拡散率 ($=k/\rho c$)	$[\text{mm}^2/\text{s}, \text{m}^2/\text{s}]$
c_i	比熱	$[\text{J}/\text{kg}^\circ\text{C}]$
d	エポキシ樹脂板の厚さ	$[\text{mm}, \text{m}]$
E_i	縦弾性係数	$[\text{MPa}, \text{GPa}]$
F_r	フーリエ数、無次元時間 ($=at/h_0$)	
G_i	横弾性係数	$[\text{MPa}, \text{GPa}]$
$2h_i$	帯板の厚さ(y方向長さ)	$[\text{mm}, \text{m}]$
h_0	接合体の高さ($=2h_1+2h_2+2h_3$)	$[\text{mm}, \text{m}]$
I_p	エポキシ樹脂板の光弾性感度	$[\text{mm}/\text{N}]$
k_i	熱伝導率	$[\text{W}/\text{m}^\circ\text{C}]$
K	応力特異場の強さ	
$2l_i$	帯板の幅(x方向長さ)	$[\text{mm}, \text{m}]$
N	等色線しま次数	
r_n	接合界面端部からの無次元距離 $[=x/l_2, (l_2-x)/l_2]$	
T_u, T_i	上部および下部被着体側の流体温度	$[\text{}^\circ\text{C}]$
T^i	帯板の温度	$[\text{}^\circ\text{C}]$
$\Delta T, \bar{T}$	基準温度に対する温度差および絶対値 ($= \Delta T $)	$[\text{}^\circ\text{C}]$
t	時間	$[\text{s}]$
Ω^i	熱弾性ポテンシャル	
α_u, α_i	帯板上部および下部表面の熱伝達率	$[\text{W}/\text{m}^2\text{}^\circ\text{C}]$
β_i	線膨張係数	$[1/^\circ\text{C}]$
ρ_i	密度	$[\text{kg}/\text{m}^3]$
σ_i	最大主応力	$[\text{MPa}]$
$\sigma(r_n)$	特異場パラメータによる界面端部の応力	$[\text{MPa}]$
ν_i	ポアソン比	
χ^i	Airy の応力関数	

なお、添字 $i=1,2,3$ および $\text{I}, \text{II}, \text{III}$ は帯板 $\text{I}, \text{II}, \text{III}$ に対応。

第3章「重ね合わせ接着管継手の熱応力」で用いた主な記号

A	管継手試験片の軸方向の内圧作用面積	$[\text{m}^2]$
$2a_i$	円筒の内径	$[\text{mm}]$
$2b_i$	円筒の外径	$[\text{mm}]$
E_i	縦弾性係数	$[\text{MPa}, \text{GPa}]$
l_i	円筒の長さ	$[\text{mm}]$
l	重ね合わせ長さ	$[\text{mm}]$
P	内圧	$[\text{MPa}]$
T	温度	$[\text{℃}]$
ΔT	基準温度に対する温度差	$[\text{℃}]$
$\bar{T}$	温度差の絶対値 $(= \Delta T)$	$[\text{℃}]$
x	接合界面端部からの距離	$[\text{mm}]$
β_i	線膨張係数	$[1/\text{℃}]$
ε_θ	円筒表面の円周方向ひずみ	
ε_z	円筒表面の軸方向ひずみ	
σ_1	最大主応力	$[\text{MPa}]$
σ_a	薄肉円筒の突合せ接着継手試験片の引張強度 ($=40.4\text{MPa}$)	$[\text{MPa}]$
ν_i	ポアソン比	

なお、添字 $i=1,2,3$ は円筒 I, II, III に対応。

(I : 内側円筒、II : 接着層、III : 外側円筒)

第4章「接着－ボルト併用薄板箱形容器締結体の熱応力」で用いた主な記号

$2d$	ボルト間ピッチ	[mm]
E_i	縦弾性係数	[MPa、GPa]
F_f	ボルトの初期締付け力	[kN]
h_1	箱形容器締結体のふたの厚さ	[mm]
h_2	箱形容器締結体の接着層の厚さ	[mm]
h_3	箱形容器締結体の下部容器締結部の厚さ	[mm]
k_i	熱伝導率	[W/m ² ℃]
T_0	外部流体温度	[℃]
T_1	内部流体温度	[℃]
ΔT	基準温度に対する温度差	[℃]
P	内圧	[kPa]
α_i	熱伝達率	[W/m ² ℃]
β_i	線膨張係数	[1/℃]
ε	締結体のふたの x 方向ひずみ	
ν_i	ポアソン比	
σ_1	最大主応力	[MPa]
σ_a	薄肉円筒の突合せ接着継手試験片の引張強度	[MPa]
	(=1.92MPa)	

なお、添字 $i=1,2,3,4$ は Solid 1 , Solid 2 , Solid 3 , Solid 4 に対応。

(Solid 1 : 箱形容器締結体のふた、Solid 2 : 箱形容器締結体の接着層、
Solid 3 : 箱形容器締結体の下部容器、Solid 4 : 箱形容器締結体のボルト)

第5章「接着－ボルト併用管フランジ締結体の熱応力」で用いた主な記号

$2a_i$	円筒の内径	[mm、m]
$2b_i$	円筒の外径	[mm、m]
$2c$	フランジリング部のボルト座面直径	[mm、m]
$2d$	フランジリング部のボルト穴中心直径	[mm、m]
E_i	縦弾性係数	[MPa、GPa]
F_f	ボルトの初期締付け力	[kN]
F_t	熱膨張によるボルトの軸力変動分	[kN]
h_i	円筒の長さ(厚さ)	[mm、m]
k_i	熱伝導率	[W/m ² ℃]
P	ボルト N 本の初期締付け力の一様分布力 (= $F_f \times N / 4\pi dc$)	[kPa]
T_0	外部流体温度	[℃]
T_1	内部流体温度	[℃]
T^i	円筒の温度	[℃]
ΔT	基準温度に対する温度差	[℃]
Ω^i	熱弾性ポテンシャル	
ϕ^i	Michell の応力関数	
α_i	熱伝達率	[W/m ² ℃]
β_i	円筒の線膨張係数	[1/℃]
ε_z	締結体のふたの軸方向方向ひずみ	
ν_i	ポアソン比	
σ_z	軸方向垂直応力	[MPa]
σ_M	ミーゼス相当応力	[MPa]

なお、添字 $i=1,2,3$ は円筒 I, II, III および 添字 c,b,a,g はそれぞれフランジ、ボルト、接着剤、ガスケットに対応。

(I : フランジハブ部、II : フランジリング部、III : 接着層)

第2章 突合せ接着接合体の基本的熱応力特性

2.1 緒言

近年、接着接合体は組立構造物の軽量化、部品の超小型化や性質の異なる材料の接合が従来のボルト締結やねじ込み等の機械的接合に比べ比較的容易であるとの見込みから、航空・宇宙、自動車、半導体産業等多くの分野で用いられるようになった。確かに、最近の構造用接着剤における性能の著しい向上により接着接合体の強度が増し、さらに、均一な応力分布が得られる等、優れた長所を有する事から構造物の軽量化や小型化に対しては接着接合がかなり有効であると思われる。しかし、接着接合は機械的接合に比べて強度の点ではまだ劣ることから、特に大きな荷重や衝撃的な荷重等が作用する接合体に単独で用いることは危険であり、必然的に機械構造物に対する接着接合の適用範囲が限定される。この適用範囲を求めるためには接着接合体の応力分布挙動を検討し、その強度特性を知ることが必要である。これまで、引張り、引裂き、曲げモーメント等の外荷重が作用する基本的な接着接合体モデルに対して、実験および有限要素法や弾性論による応力解析が行われている[9, 10, 22]。

しかし、接合体の実際の使用環境下においては、これらの外荷重の他に外部流体や周辺機器から熱伝達、熱伝導および熱輻射等の熱的影響を受けることが多い。さらに、その熱的影響は一様温度が定常的に作用する単純な場合から部分的に異なる温度が定常的に作用する場合、さらには、瞬時に熱環境が変わる非定常な場合もよく見られる。このうち、一様温度変化のある単純な場合についてはこれまでにある程度検討され、その基本的な応力分布特性が報告されている[25, 28, 30]。しかし、外部流体との熱伝達を考慮したより一般的な熱伝導解析から熱応力を検討したものは少ない。そこで、接着接合体の表面における熱伝達を考慮した熱伝導解析により得られる温度分布を用いた接着接合体の熱応力分布の挙動特性を明らかにする必要がある。

一般に接着接合体においては被着体に比べ接着剤(接合材)の熱的強度はかなり小さいため接着接合体の熱的強度は接着剤の材料特性および接着層に生じる熱応力の大きさに依存することが予想される。従って、熱的影響を受ける接合体の設計指針を得るためには(あるいは熱的強度を予測するためには)接着層内の熱応

力分布を明らかにしなければならない。これまで、突合せ接合体に加熱および冷却による温度変化によって接合界面端部で特異応力が生じることが知られており、特異応力の挙動に関する研究がなされている[26,38]。また、接着層内に気泡等の欠陥がある場合の接合界面および気泡周縁の熱応力分布に対する解析的研究がなされている[29,32]。これらの結果から接着層内の熱応力分布は接合界面端部で最も大きくなることが示されており、接着接合体の熱的強度設計に対して接合界面の熱応力分布特性を求めることが特に重要となる。

本章では、二次元突合せ接着接合体を取り上げ、外部流体と熱移動を伴う接着接合体の接着層における基本的な熱応力分布の挙動特性を検討する。はじめに、接着接合体の熱応力分布についてこれまでに検討された結果[25,28]を概観し、次に、二次元接着接合体がある瞬間から加熱あるいは冷却を受ける場合の非定常熱応力について検討する。接合体に発生する熱応力の大きさは接合体を構成する各被着体と接着剤の線膨張係数によって影響されると同時に、接合体の温度変化に依存する。従って、このような熱環境下にある接合体の接合強度を検討するためには始めに接合体の温度の時間的変化を、続いて、温度変化に対する応力の時間的変化を求めなければならない。そこで、最も基本的な形状である突合せ接着接合体が上部・下部表面においてある瞬間から加熱あるいは冷却される場合の非定常熱応力分布の二次元弾性論に基づいて解析する方法を示す。さらに、解析に基づく数値計算を行い、熱応力分布の経時変化および接合体の材料定数や寸法が熱応力分布に及ぼす影響を検討する。また、接着層をエポキシ樹脂板でモデル化した突合せ接着接合体を作成し、光弾性実験により接着層内(エポキシ樹脂板)の非定常熱応力分布を測定し解析結果と比較検討する。

次に、突合せ接着継手の特別な場合として、バンド接着接合体が外部流体から熱的影響を受ける場合の定常熱応力について検討する。接着接合体においては、接着幅や接着位置が任意に設定できることから部分接着となるバンド接合が用いられるケースも多い。例えば、プリント基板やICチップ等で構成される多くの電子部品においては、それぞれ異なる寸法や形状および材料定数を持つ素子材料と基板を半田や接着剤で部分接着したバンド接着接合体、いわゆるサーフェスマウント継手が広く用いられている。また、流体を扱う配管の締結に用いられる管フランジにおいてはフランジ接合面を部分接合した液状ガスケット締結体の適用

の可能性が検討されている。しかし、外部流体と熱伝達を考慮した部分接着接合体(バンド接着接合体)の熱応力分布についてはこれまでほとんど検討されていないため、このような接合形態における熱応力分布の挙動特性を求め、全面接着接合した場合との比較検討を行う必要がある。解析においては、材質および寸法の異なる二つの被着体がそれぞれ異なる温度に保たれ、同時に接着層の両側面で周囲の流体と熱伝達がある場合の定常熱応力を二次元弾性論に基づいて解析する方法を示し、また、解析結果に基づく数値計算を行う。

これらの結果から、外部流体との間で熱移動のある接着接合体の熱応力の挙動特性を明らかにし、加熱および冷却の熱的影響を受ける接着接合体に対する基本的な設計指針を得ることを目的とする。

2.2 解析方法

1章で述べたように、単純な形状の被着体を突合せ接着した二次元接合体モデルが一様温度変化のある場合の定常熱応力分布については二次元弾性論および有限要素法を用いた検討が成されている[25, 28]。その中で、接着接合体が加熱された場合、接合界面に生じる熱応力は端部近傍では引張、中央部では圧縮応力となり、被着体に対して相対的に接着剤の線膨張係数、縦弾性係数および層の厚さが大きいほど熱応力が大きくなることが報告されている。

一般に接合体はある時点から加熱や冷却されることも多い、そこで、本節では二次元突合せ接着接合体と外部流体との間での熱伝達を考慮し、被着体表面がある瞬間から加熱される場合の非定常熱応力解析を行う。また、熱応力解析においては接合体を構成する各要素の熱物性値が問題となる。特に、接着層が高分子材料からなる接着剤の場合には金属等に比べかなり物性値の変動が大きいと推測されるが、本研究においては、接合体は比較的小さい温度範囲で使われることを想定し、接合体各要素の熱物性値の温度依存性を考慮せず一定として解析を行う。

2.2.1 熱伝導解析

図 2.1 は突合せ接着接合体の解析モデルを示す。寸法および材質の異なる二つの被着体が一様温度(0℃)で接着剤により突合せ接着され、ある瞬間から接合体の上部表面と下部表面で周囲温度がそれぞれ T_0 および T_1 の流体にさらされ、それぞれ熱伝達率 α_0 および α_1 よって熱移動を受けるものとする。解析においては上部被着体、接着層および下部被着体を長さ $2l$ が等しい有限長帯板 I、II および III に置き換えた三層接合体とし、それぞれ厚さを $2h_i$ 、縦弾性係数を E_i 、ポアソン比を ν_i および線膨張係数を β_i とし、添字 $i=1, 2, 3$ を用いてそれぞれ帯板 I、II、III を表すものとする。座標軸は各帯板の中心を原点 o_i とした x_i - y_i ($i=1, 2, 3$)座標で表す。また、温度分布の解析においては接合体の両側面で断熱条件とし、帯板の厚さ方向(y 方向)の一次元熱伝導問題として扱う。従って、各帯板の非定常熱伝導方程式は温度を $T^i(y_i, t)$ とすると次式(2.1)で与えられる。

$$\frac{\partial T^i(y_i, t)}{\partial t} = a_i \frac{\partial^2 T^i(y_i, t)}{\partial y_i^2} \quad (i = \text{I, II, III or } 1, 2, 3) \quad (2-1)$$

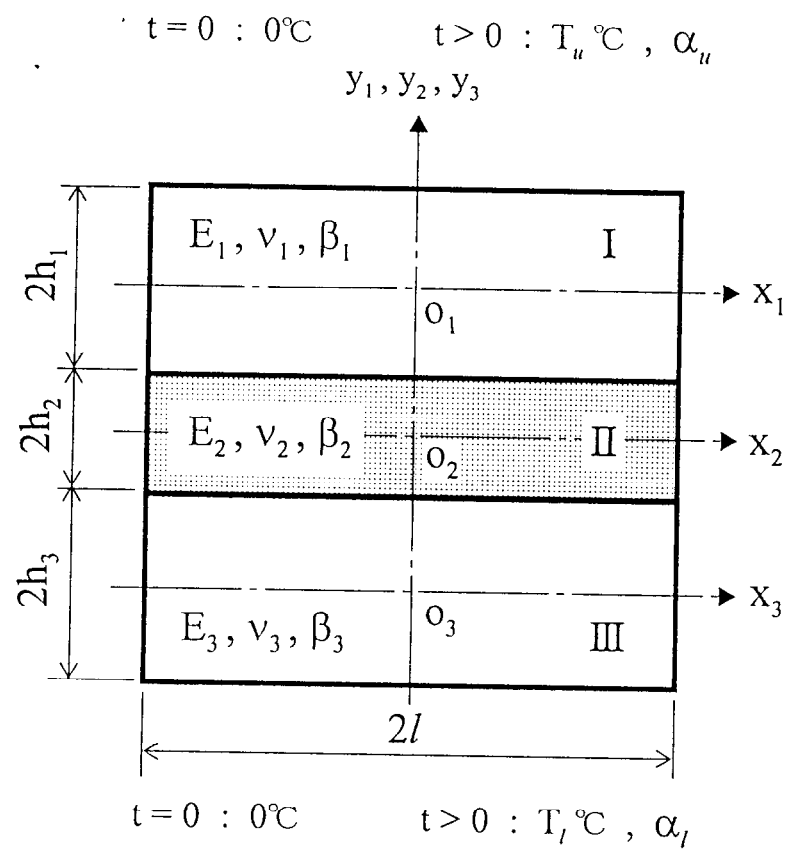


図 2 . 1 突合せ接着接合体の解析モデル

ここで、 t は時間、 a は温度伝導率 ($=k/\rho c$)、 k は熱伝導率、 ρ は密度、 c は比熱をそれぞれ表す。

次に、温度分布を非定常温度 $T^i(y_i, t)$ (以下非定常成分と称す) と定常温度 $T^i_s(y_i)$ (以下定常成分と称す) から成り立つものとし、定常熱伝導方程式の解と非定常熱伝導方程式の解を重ね合わせることにより熱的境界条件を満足させるはじめに、非定常成分に関して、接合体の初期条件および温度境界条件は次式 (2-2) および (2-3) で与えられる。

$$T^I(y_1, 0) = T^{II}(y_2, 0) = T^{III}(y_3, 0) = 0 \quad (2-2)$$

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial T^I(h_1, t)}{\partial y_1} &= \frac{\alpha_u}{k_1} \{T_u - T^I(h_1, t)\} \\ T^I(-h_1, t) &= T^{II}(h_2, t) \\ k_1 \frac{\partial T^I(-h_1, t)}{\partial y_1} &= k_2 \frac{\partial T^{II}(h_2, t)}{\partial y_2} \\ T^{II}(-h_2, t) &= T^{III}(h_3, t) \\ k_2 \frac{\partial T^{II}(-h_2, t)}{\partial y_2} &= k_3 \frac{\partial T^{III}(h_3, t)}{\partial y_3} \\ \frac{\partial T^{III}(-h_3, t)}{\partial y_3} &= \frac{\alpha_l}{k_3} \{T^{III}(-h_3, t) - T_l\} \end{aligned} \right\} \quad (2-3)$$

次に、Tanigawa ら [42] の温度解析と同様に $T^i(y_i, t)$ のラプラス変換として $T^{*i}(y_i, \omega)$ を用いることにより、基礎式 (2-1) による各帯板のラプラス変換領域での温度分布は次式 (2-4) で表される。

$$T^{*i}(y_i, \omega) = A_i^* \cos(\beta_i \omega y_i) + B_i^* \sin(\beta_i \omega y_i) \quad (2-4)$$

ここで、

$$T^{*i}(y_i, s) = L\{T^i(y_i, t)\} = \int_0^\infty T^i(y_i, t) e^{-st} dt$$

$$\omega^2 = -s \quad (s : \text{ラプラスパラメータ}), \quad \beta_i^2 = 1/a_i \quad (i=1, 2, 3)$$

を表す。式中の A_i^* および B_i^* は未定係数で、境界条件式 (2-3) から決定される。
すなわち、境界条件式 (2-3) をラプラス変換し、式 (2-4) に代入しマトリックス形で表示すると、次式 (2-5) のように表される。

$$[a_{kl}] \begin{Bmatrix} A_1^* \\ B_1^* \\ A_2^* \\ B_2^* \\ A_3^* \\ B_3^* \end{Bmatrix} = \frac{1}{s} [c_k] \quad (k, l = 1 \sim 6) \quad (2-5)$$

ここで、 $[a_{kl}]$ は係数マトリックス、 $[c_k]$ は定数ベクトルを表す。

クラメルの公式を用いて式 (2-5) を解き、未定係数 A_i^* および B_i^* を求めると、ラプラス変換領域での各帯板の非定常温度分布は次式 (2-6) で表される。

$$T^{*i}(y_i, \omega) = \frac{\bar{A}_i^*(\omega) \cos(\beta_i \omega y_i) + \bar{B}_i^*(\omega) \sin(\beta_i \omega y_i)}{s \Delta(\omega)} \quad (2-6)$$

ここで、

$$\Delta(\omega) = |a_{kl}| = \det[a_{kl}]$$

また、係数 $\bar{A}_i^*(\omega)$ および $\bar{B}_i^*(\omega)$ は係数マトリックス $[a_{kl}]$ の $(2i-1)$ 列と $2i$ 列を定数ベクトル $[c_k]$ でそれぞれ置き換えた場合の行列式をあらわす。さらに、留数の定理を用いてラプラス逆変換を行うと、各帯板の非定常温度分布は次式 (2-7) で示される。

$$T^i(y_i, t) = \sum_{j=1}^{\infty} \frac{2 \exp(-\omega_j^2 t)}{\omega_j \Delta'(\omega_j)} \{ \bar{A}_i^*(\omega) \cos(\beta_i \omega_j y_i) + \bar{B}_i^*(\omega) \sin(\beta_i \omega_j y_i) \} \quad (2-7)$$

ここで、 ω_j は $\Delta(\omega_j) = 0$ の j 番目の正根、 $\Delta'(\omega_j)$ は $\Delta'(\omega_j) = d\Delta/d\omega |_{\omega \rightarrow \omega_j}$ を示す。

次に、定常温度成分に関する熱伝導基礎式は次式(2-8)で示される。

$$\frac{d^2 T_s^i(y_i)}{dy_i^2} = 0 \quad (i = I, II, III \text{ or } 1, 2, 3) \quad (2-8)$$

式(2-8)を解き定常温度分布 $T_s^i(y_i)$ は式(2-9)で表される。

$$T_s^i(y_i) = A_s^i + B_s^i y_i \quad (i = I, II, III \text{ or } 1, 2, 3) \quad (2-9)$$

式中の A_s^i および B_s^i は境界条件 (2-3) から決定される未定係数で非定常成分と同様にして求められる。

2.2.2 熱応力解析

熱応力解析を行うため、熱弾性ポテンシャル Ω^i を導入する。各非定常成分および定常成分の熱弾性ポテンシャルを $\Omega^i(y_i, t)$ および $\Omega_s^i(y_i)$ とすると温度分布との関係は次式 (2-10) および (2-11) で示される。

$$\nabla^2 \Omega^i(y_i, t) = T^i(y_i, t) \quad (2-10)$$

$$\nabla^2 \Omega_s^i(y_i) = T_s^i(y_i) \quad (2-11)$$

次に、各帯板の非定常成分の熱弾性ポテンシャルは式 (2-7) および (2-10) より次式 (2-12) で表される。

$$\Omega^i(y_i, t) = \sum_{j=1}^{\infty} \frac{-\exp(-\omega_j^2 t)}{\beta_i^2 \omega_j^2} [A_j^i \cos(\beta_i \omega_j y_i) + B_j^i \sin(\beta_i \omega_j y_i)] \quad (2-12)$$

ここで、

$$A_j^i = \frac{2\bar{A}_i^*(\omega_j)}{\omega_j \Delta'(\omega_j)}, \quad B_j^i = \frac{2\bar{B}_i^*(\omega_j)}{\omega_j \Delta'(\omega_j)} \quad (i = I, II, III \text{ or } 1, 2, 3)$$

また、各帯板の定常成分の熱弾性ポテンシャルは式 (2-9) および (2-11) より次式 (2-13) で表される。

$$\Omega_s^i(y_i) = A_s^i \frac{y_i^2}{2} + B_s^i \frac{y_i^3}{6} \quad (i = I, II, III \text{ or } 1, 2, 3) \quad (2-13)$$

一般に、熱弾性ポテンシャル $\Omega(x, y)$ による熱応力と x および y 方向の熱変位を添字 0 を用いて σ_{x0} 、 σ_{y0} 、 τ_{xy0} 、 u_{x0} および v_{y0} とすると各々次のように表される。

$$\begin{aligned} \sigma_{x0} &= -E\beta \frac{\partial^2 \Omega}{\partial y^2}, \quad \sigma_{y0} = -E\beta \frac{\partial^2 \Omega}{\partial x^2}, \quad \tau_{xy0} = E\beta \frac{\partial^2 \Omega}{\partial x \partial y} \\ 2Gu_{x0} &= E\beta \frac{\partial \Omega}{\partial x}, \quad 2Gv_{y0} = E\beta \frac{\partial \Omega}{\partial y} \end{aligned} \quad (2-14)$$

ここで、 G は横弾性係数を表す。

熱弾性ポテンシャルによる熱応力、熱変位の式(2-14)に非定常成分の熱弾性ポテンシャル式(2-12)および定常成分の熱弾性ポテンシャル式(2-13)をそれぞれ代入して、重ね合わせるにより全温度成分による熱応力と熱変位が求められる。

次に、外荷重が作用しないとすると接合体の熱応力と熱変位に関する境界条件は次式(2-15)で表せる。

(a) 被着体 I で、

$$\begin{aligned}\sigma_x^I &= \tau_{xy}^I = 0 & (x = \pm 1) \\ \sigma_y^I &= \tau_{xy}^I = 0 & (y = +h_1)\end{aligned}$$

(b) 接着層 II で、

$$\sigma_x^{II} = \tau_{xy}^{II} = 0 \quad (x = \pm 1)$$

(c) 被着体 III で、

$$\begin{aligned}\sigma_x^{III} &= \tau_{xy}^{III} = 0 & (x = \pm 1) \\ \sigma_y^{III} &= \tau_{xy}^{III} = 0 & (y = -h_3)\end{aligned}$$

(d) 被着体 I と接着層 II の界面で、

$$\sigma_y^I = \sigma_y^{II}, \quad \tau_{xy}^I = \tau_{xy}^{II}, \quad u_x^I = u_x^{II}, \quad \frac{\partial v_y^I}{\partial x} = \frac{\partial v_y^{II}}{\partial x} \quad (y = -h_1, h_2)$$

(e) 接着層 II と被着体 III の界面で、

$$\sigma_y^{II} = \sigma_y^{III}, \quad \tau_{xy}^{II} = \tau_{xy}^{III}, \quad u_x^{II} = u_x^{III}, \quad \frac{\partial v_y^{II}}{\partial x} = \frac{\partial v_y^{III}}{\partial x} \quad (y = -h_2, h_3)$$

(2-15)

しかし、熱弾性ポテンシャル Ω による熱応力および熱変位だけでは境界条件式(2-15)を満足しない。そこで、新たな応力、変位を加え合わせ、これらの境界条件を満足させるためにエアリの応力関数 $\chi(x, y)$ を用いる。 χ は重調和方程式である次式(2-16)を満たす必要がある。

$$\nabla^4 \chi = 0 \quad (2-16)$$

ここで、重調和方程式 (2-16) の変数分離解からエアリの応力関数 χ は一般に次式 (2-17) で表される。

$$\chi = \chi_0 + \chi_1 + \chi_2 + \chi_3 + \chi_4 + \chi_5 + \chi_6 + \chi_7 + \chi_8 \quad (2-17)$$

$$\chi_0 = \frac{A_0}{2} y^2$$

$$\begin{aligned} \chi_1 = & \sum_{n=1} \frac{\bar{A}_n}{\bar{\Delta}_n \alpha_n^2} [\{\sinh(\alpha_n l) + \alpha_n l \cosh(\alpha_n l)\} \cosh(\alpha_n x) - \sinh(\alpha_n l) \alpha_n x \sinh(\alpha_n x)] \cos(\alpha_n y) \\ & + \sum_{s=1} \frac{\bar{B}_s}{\bar{\Omega}_s \lambda_s^2} [\{\sinh(\lambda_s h) + \lambda_s h \cosh(\lambda_s h)\} \cosh(\lambda_s y) - \sinh(\lambda_s h) \lambda_s y \sinh(\lambda_s y)] \cos(\lambda_s x) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \chi_2 = & \sum_{n=1} \frac{\bar{A}_n}{\bar{\Delta}_n \alpha_n^2} [\{\sinh(\alpha_n' l) + \alpha_n' l \cosh(\alpha_n' l)\} \cosh(\alpha_n' x) - \sinh(\alpha_n' l) \alpha_n' x \sinh(\alpha_n' x)] \cos(\alpha_n' y) \\ & + \sum_{s=1} \frac{\bar{B}_s}{\bar{\Omega}_s \lambda_s^2} [\{\cosh(\lambda_s h) + \lambda_s h \sinh(\lambda_s h)\} \sinh(\lambda_s y) - \cosh(\lambda_s h) \lambda_s y \cosh(\lambda_s y)] \cos(\lambda_s x) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \chi_3 = & \sum_{n=1} \frac{\tilde{A}_n}{\tilde{\Delta}_n \alpha_n^2} [\{\cosh(\alpha_n l) + \alpha_n l \sinh(\alpha_n l)\} \sinh(\alpha_n x) - \cosh(\alpha_n l) \alpha_n x \cosh(\alpha_n x)] \cos(\alpha_n y) \\ & + \sum_{s=1} \frac{\tilde{B}_s}{\tilde{\Omega}_s \lambda_s^2} [\{\sinh(\lambda_s' h) + \lambda_s' h \cosh(\lambda_s' h)\} \cosh(\lambda_s' y) - \sinh(\lambda_s' h) \lambda_s' y \sinh(\lambda_s' y)] \cos(\lambda_s' x) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \chi_4 = & \sum_{n=1} \frac{\tilde{A}_n}{\tilde{\Delta}_n \alpha_n^2} [\{\cosh(\alpha_n' l) + \alpha_n' l \sinh(\alpha_n' l)\} \sinh(\alpha_n' x) - \cosh(\alpha_n' l) \alpha_n' x \cosh(\alpha_n' x)] \sin(\alpha_n' y) \\ & + \sum_{s=1} \frac{\tilde{B}_s}{\tilde{\Omega}_s \lambda_s^2} [\{\cosh(\lambda_s' h) + \lambda_s' h \sinh(\lambda_s' h)\} \sinh(\lambda_s' y) - \cosh(\lambda_s' h) \lambda_s' y \cosh(\lambda_s' y)] \sin(\lambda_s' x) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \chi_5 = & \sum_{n=1} \frac{\bar{A}_n'}{\bar{\Delta}_n' \alpha_n'^2} \{\cosh(\alpha_n' l) \alpha_n' x \sinh(\alpha_n' x) - \alpha_n' l \sinh(\alpha_n' l) \cosh(\alpha_n' x)\} \cos(\alpha_n' y) \\ & + \sum_{s=1} \frac{\bar{B}_s'}{\bar{\Omega}_s' \lambda_s'^2} \{\cosh(\lambda_s' h) \lambda_s' y \sinh(\lambda_s' y) - \lambda_s' h \sinh(\lambda_s' h) \cosh(\lambda_s' y)\} \cos(\lambda_s' x) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \chi_6 = & \sum_{n=1} \frac{\bar{A}_n'}{\bar{\Delta}_n' \alpha_n'^2} \{\cosh(\alpha_n l) \alpha_n x \sinh(\alpha_n x) - \alpha_n l \sinh(\alpha_n l) \cosh(\alpha_n x)\} \sin(\alpha_n y) \\ & + \sum_{s=1} \frac{\bar{B}_s'}{\bar{\Omega}_s' \lambda_s'^2} \{\sinh(\lambda_s' h) \lambda_s' y \cosh(\lambda_s' y) - \lambda_s' h \cosh(\lambda_s' h) \sinh(\lambda_s' y)\} \cos(\lambda_s' x) \end{aligned}$$

$$\chi_7 = \sum_{n=1} \frac{\tilde{A}'_n}{\tilde{\Delta}'_n \alpha_n'^2} \{ \sinh(\alpha'_n l) \alpha'_n x \cosh(\alpha'_n x) - \alpha'_n l \cosh(\alpha'_n l) \sinh(\alpha'_n x) \} \cos(\alpha'_n y) \\ + \sum_{s=1} \frac{\tilde{B}'_s}{\tilde{\Omega}'_s \lambda_s'} \{ \cosh(\lambda_s' h) \lambda_s' y \sinh(\lambda_s' y) - \lambda_s' h \sinh(\lambda_s' h) \cosh(\lambda_s' y) \} \sin(\lambda_s' x)$$

$$\chi_8 = \sum_{n=1} \frac{\tilde{A}'_n}{\tilde{\Delta}'_n \alpha_n'^2} \{ \sinh(\alpha'_n l) \alpha'_n x \cosh(\alpha'_n x) - \alpha'_n l \cosh(\alpha'_n l) \sinh(\alpha'_n x) \} \sin(\alpha'_n y) \\ + \sum_{s=1} \frac{\tilde{B}'_s}{\tilde{\Omega}'_s \lambda_s'} \{ \sinh(\lambda_s' h) \lambda_s' y \cosh(\lambda_s' y) - \lambda_s' h \cosh(\lambda_s' h) \sinh(\lambda_s' y) \} \sin(\lambda_s' x)$$

なお、式中の α_n 、 α_n' 、 λ_s および λ_s' は

$$\alpha_n = \frac{n\pi}{h}, \quad \alpha_n' = \frac{(2n-1)\pi}{2h}, \quad \lambda_s = \frac{s\pi}{l}, \quad \lambda_s' = \frac{(2s-1)\pi}{2l} \quad (n, s = 1, 2, 3, \dots)$$

を表し、 Δ_n 、 Ω_s 等の記号は

$\bar{\Delta}_n = \sinh(\alpha_n l) \cosh(\alpha_n l) + \alpha_n l$	$\bar{\Delta}'_n = \sinh(\alpha'_n l) \cosh(\alpha'_n l) + \alpha'_n l$
$\bar{\Omega}_s = \sinh(\lambda_s h) \cosh(\lambda_s h) + \lambda_s h$	$\bar{\Omega}'_s = \sinh(\lambda'_s h) \cosh(\lambda'_s h) + \lambda'_s h$
$\bar{\bar{\Delta}}_n = \sinh(\alpha'_n l) \cosh(\alpha'_n l) + \alpha'_n l$	$\bar{\bar{\Delta}}'_n = \sinh(\alpha_n l) \cosh(\alpha_n l) + \alpha_n l$
$\bar{\bar{\Omega}}_s = \sinh(\lambda'_s h) \cosh(\lambda'_s h) - \lambda'_s h$	$\bar{\bar{\Omega}}'_s = \sinh(\lambda_s h) \cosh(\lambda_s h) - \lambda_s h$
$\tilde{\Delta}_n = \sinh(\alpha_n l) \cosh(\alpha_n l) - \alpha_n l$	$\tilde{\Delta}'_n = \sinh(\alpha'_n l) \cosh(\alpha'_n l) - \alpha'_n l$
$\tilde{\Omega}_s = \sinh(\lambda_s h) \cosh(\lambda_s h) + \lambda_s h$	$\tilde{\Omega}'_s = \sinh(\lambda'_s h) \cosh(\lambda'_s h) + \lambda'_s h$
$\tilde{\bar{\Delta}}_n = \sinh(\alpha'_n l) \cosh(\alpha'_n l) - \alpha'_n l$	$\tilde{\bar{\Delta}}'_n = \sinh(\alpha_n l) \cosh(\alpha_n l) - \alpha_n l$
$\tilde{\bar{\Omega}}_s = \sinh(\lambda'_s h) \cosh(\lambda'_s h) - \lambda'_s h$	$\tilde{\bar{\Omega}}'_s = \sinh(\lambda_s h) \cosh(\lambda_s h) - \lambda_s h$

を表す。

また、式中の $A_0, \bar{A}_n, \bar{B}_s, \dots, \tilde{B}'_s$ は境界条件より決定される未定係数である。

一方、境界条件式(2-15)を考慮すると本解析モデルに対するエアリの応力関数 χ は次式(2-18)を用いる。

$$\chi(x, y) = \chi_0 + \chi_1 + \chi_2 + \chi_5 + \chi_6 \quad (2-18)$$

次に、エアリの応力関数 χ による応力、変位成分は添字 a を用いて次式(2-19)のように与えられる。

$$\sigma_{xa} = \frac{\partial^2 \chi}{\partial y^2}, \quad \sigma_{ya} = \frac{\partial^2 \chi}{\partial x^2}, \quad \tau_{xya} = -\frac{\partial^2 \chi}{\partial x \partial y} \quad (2-19)$$

$$2G u_{xa} = \frac{\partial \chi}{\partial x} + \frac{1}{1+\nu} \frac{\partial \phi}{\partial y}, \quad 2G v_{ya} = \frac{\partial \chi}{\partial y} + \frac{1}{1+\nu} \frac{\partial \phi}{\partial x}$$

ここで、

$$\nabla^2 \phi = 0, \quad \nabla^2 \chi = \frac{\partial^2 \phi}{\partial x \partial y}$$

各帯板に対する応力関数を添え字 I、II および III を用いて表すものとし、これらの応力関数 χ^I 、 χ^{II} および χ^{III} から得られる各応力、変位成分を先に求めた熱弾性ポテンシャル Ω^I 、 Ω^{II} および Ω^{III} から得られる応力、変位成分に重ね合わせ、境界条件式 (2-15) に代入すると、上記未定係数を含む無限連立一次方程式が得られる。これを解き未定係数を定めれば、式 (2-14) および式 (2-19) を用いて最終的に境界条件を満足する各帯板の熱応力、熱変位が求められる。

2.3 実験方法

図 2.2 は光弾性実験に用いた突合せ接着接合体の試験片の寸法・形状を示す。接着層を高さおよび幅が 20×80mm で厚さ 6mm のエポキシ樹脂板でモデル化し、被着体Ⅰ、Ⅲは同種材とし、高さおよび幅が 10×80mm で厚さ 6mm の鋼板(S45C)および銅板を用いた 2 種類の試験片を作成した。被着体とエポキシ樹脂板の接着は 30℃一定に保った電気炉内で行い、接着剤にはエポキシ系接着剤(住友 3 M 製、1838B/A)を用いた。表 2.1 は試験片に用いた各帯板の材料定数を示す。

図 2.3 は、光弾性実験に用いた実験装置の概要を示す。実験は 30℃に保たれた室内で行い、この初期温度において等色線しまが生じていないことを確認した後、試験片の上・下表面とエポキシ樹脂板を除いて断熱材で覆い、接合体モデルを光弾性実験装置に設けた容器内に設置した。容器はアクリル製でエポキシ樹脂板の位置に観測用窓を設け、さらに、試験片の上・下表面に冷却水が瞬間的に流れ込むように設計・製作した。実験では、ある瞬間に冷却水を試験片上部および下部表面の双方あるいは一方のみに流し、エポキシ樹脂板に生じた等色線しまを観察・撮影した。なお、温度測定には熱電対(銅-コンスタンタン)および赤外線カメラ(日本アビオニクス社製ハンディサーモ TVS-100)を用いた。なお、この時の冷却温度は接着時の温度 30℃を基準温度として実際の冷却温度から 30℃を差し引いた値とした。

(Unit : mm)

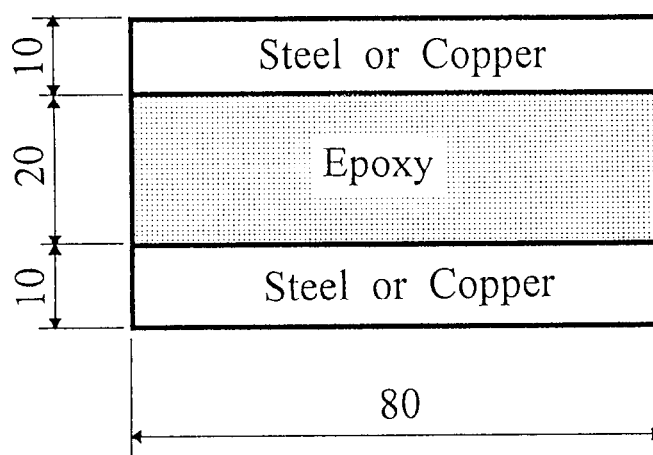


図 2 . 2 光弾性実験に用いた試験片の形状・寸法

表 2 . 1 光弾性実験に用いた帯板の材料定数

	Steel	Copper	Epoxy
Young's modulus E [GPa]	206	126	3.70
Poisson's ratio ν	0.30	0.38	0.34
Thermal expansion coefficient β ($\times 10^{-6}/^{\circ}\text{C}$)	11.0	16.5	67.0

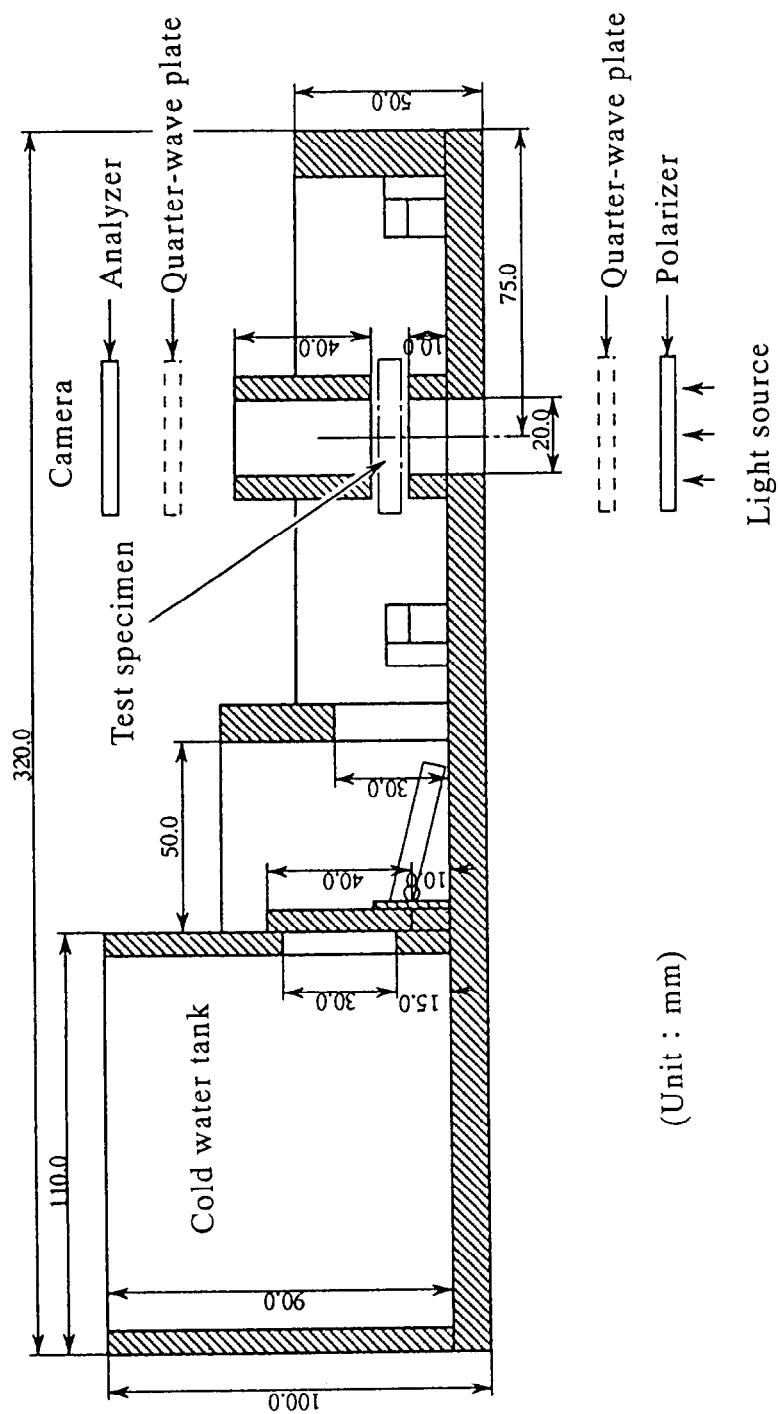


图 2 . 3 光弹性实验装置

2.4 解析結果および実験結果との比較・考察

接着接合体の材質や寸法等が非定常熱応力分布に及ぼす影響を検討するため、解析結果に基づく数値計算を行い、接合体の温度分布および被着体と接着層の界面における熱応力分布の経時変化を求めた。数値計算においては収束性を考慮し級数の項数を 80 として行った。なお、確認のため項数を 120 とした場合について界面の熱応力の計算を行ったところ項数 80 の計算結果との差は 2%以内であり、項数 80 で実用上十分な精度で解が得られるものとした。なお、数値計算に用いた温度の ΔT_u および ΔT_l 等は接着接合体の接合時における温度を基準温度とし、その基準温度との差を表す。

(1) 解析結果

図 2.4 は接合時温度($\Delta T=0^\circ\text{C}$)に保たれた、同一材質・寸法の被着体 I、III の突合せ接着接合体がある瞬間にその上部および下部表面で温度 $\Delta T_u=\Delta T_l=10^\circ\text{C}$ の流体にさらされた場合の非定常温度分布を示す。このとき、被着体 I と接着層 II の厚さ比 $h_1/h_2=2$ 、熱伝導率比 $k_1/k_2=10$ とした。図中の F_r はフーリエ数 ($=at/h_0$) を表し、 h_0 は接合体の高さ ($h_0=2h_1+2h_2+2h_3$)、 a は被着体 I の温度伝導率を用いた。縦軸は無次元温度分布 ($\Delta T/\Delta T_u$)、横軸は接合体下端 ($y_3=-h_3$) からの無次元距離 y/h_0 を示す。図から、温度分布の勾配は熱伝導率の小さい接着層でより大きくなり、時間の経過 (フーリエ数 F_r の増加) と共に一様温度に近づくことがわかる。

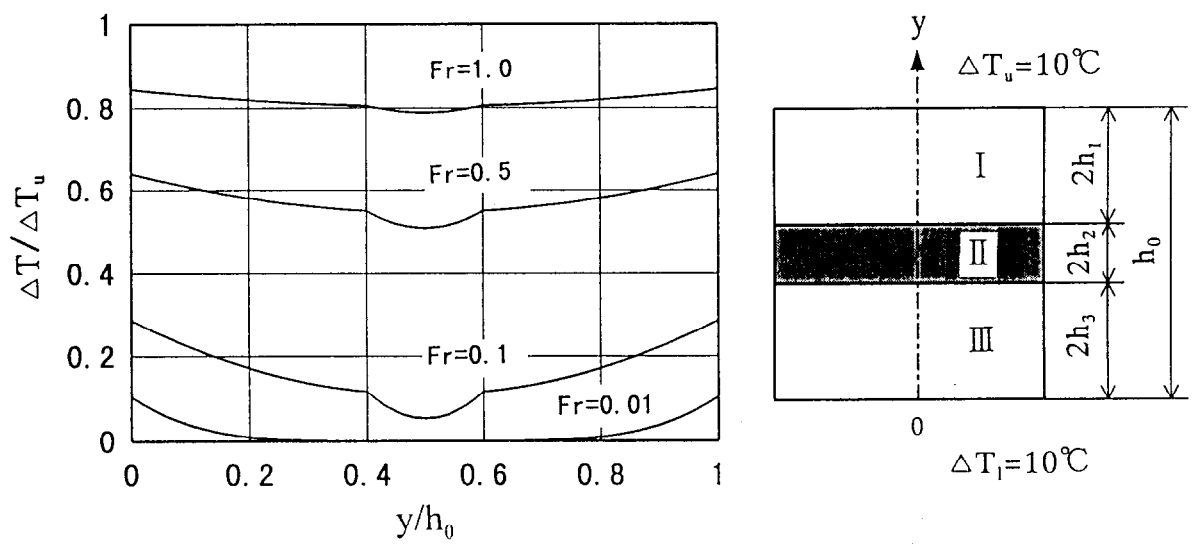
図 2.5(a), (b) は図 2.1 の接合体における接合界面 ($y_2=\pm h_2$) の無次元垂直応力分布 $\sigma_y/(E_1\beta_1\Delta T_u)$ および無次元せん断応力分布 $\tau_{xy}/(E_1\beta_1\Delta T_u)$ のそれぞれ経時変化を示す。横軸は界面位置 x を接合体の半幅 l で除し無次元表示している。縦軸の E_1 および β_1 は被着体 I の縦弾性係数および線膨張係数である。図(a)から、界面端部近傍の垂直応力は引張応力となり、端部では応力の特異性を示すことが分かる。また、時間の経過とともに端部近傍の引張応力は急激に増加し、温度分布が定常温度分布となった時に最大応力となる。

図 2.6 は接着剤と被着体の線膨張係数比 β_2/β_1 が接合界面 ($y_2=\pm h_2$) の垂直応力分布 $\sigma_y/(E_1\beta_1\Delta T_u)$ に及ぼす影響を示す。このとき、被着体と接着層の厚さ比、縦弾性係数比および熱伝導率比は $h_1/h_2=2$ 、 $E_1/E_2=1$ および $k_1/k_2=1$ とし、表面の流体温度および無次元化した経過時間は $\Delta T_u=\Delta T_l=10^\circ\text{C}$ 、 $F_r=0.5$ とした。図か

ら、端部近傍の引張応力は線膨張係数比 β_2/β_1 の増加とともに大きくなることが分かる。

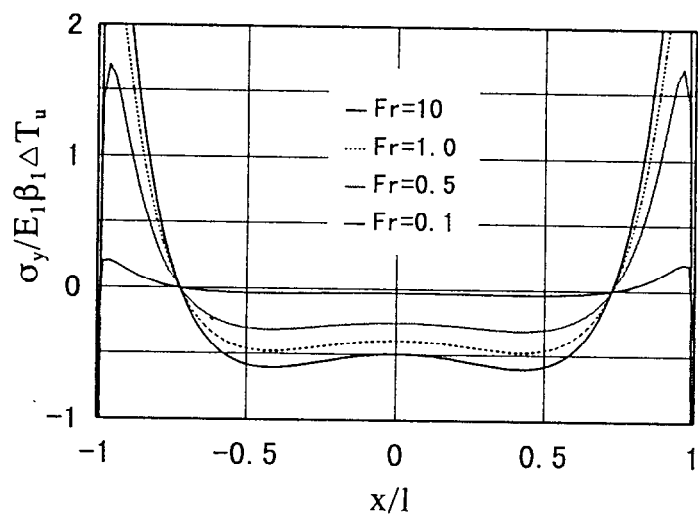
図 2.7 は被着体 I および III の厚さと接着層の厚さ比が被着体 I と接着層 II の界面の垂直応力分布に及ぼす影響を示す。このとき、被着体と接着剤の縦弾性係数比、線膨張係数比および熱伝導率比は $E_1/E_2=10$ 、 $\beta_2/\beta_1=100$ および $k_1/k_2=10$ とした。ただし、いずれの場合も被着体 I および III の材料は同一とし、接合体の高さ $h_0 (= 2h_1 + 2h_2 + 2h_3)$ も同一とする。厚さ比は接着層の厚さ h_2 を基準として被着体 I および III の厚さ $2h_1$ 、 $2h_3$ を変え、図中の一点鎖線は $2h_1:2h_2:2h_3=2:2:6$ 、破線は $2h_1:2h_2:2h_3=3:2:5$ 、実線は $2h_1:2h_2:2h_3=4:2:4$ の比とした場合の $\Delta T_u = \Delta T_l = 10^\circ\text{C}$ 、 $F_r = 0.5$ の結果を示す。図から、被着体 I と被着体 III の厚さ比を変えた場合、いずれの場合も接合界面端部 ($y_2 = \pm h_2$, $x/l = \pm 1.0$) で特異応力となるが、界面中央では被着体 I と被着体 III の厚さが同程度のときに比較的平坦な応力分布となる。

図 2.8 は接合体の上部表面と下部表面の流体温度が異なる場合 ($\Delta T_u > \Delta T_l$: $\Delta T_u = 10^\circ\text{C}$ 、 $\Delta T_l = 0^\circ\text{C}$) の結果を示し、図 (a) は接合体の下部表面を原点とした y 方向温度分布の経時変化、図 (b) は被着体 I と接着層 II の界面における x 方向の垂直応力分布の経時変化を示す。いずれの場合も座標軸および無次元時間は前述の図 2.4、図 2.5 と同様である。このとき、被着体と接着層の厚さ比、縦弾性係数比、線膨張係数比および熱伝導率比は $h_1/h_2=2$ 、 $E_1/E_2=10$ 、 $\beta_2/\beta_1=100$ および $k_1/k_2=10$ とした。図 (b) から、界面端部近傍の垂直応力は $\Delta T_u = \Delta T_l = 10^\circ\text{C}$ と同様に時間の経過とともに急激に大きくなる傾向を示す。しかし、同じ経過時刻における応力の大きさは $\Delta T_u = \Delta T_l = 10^\circ\text{C}$ の場合に比べ小さくなっている。これは図 2.4 と図 2.8 (a) の温度分布の比較から分かるように $\Delta T_u = 10^\circ\text{C}$ 、 $\Delta T_l = 0^\circ\text{C}$ としたときの方が接着層および界面近傍の温度が低くなることによる。

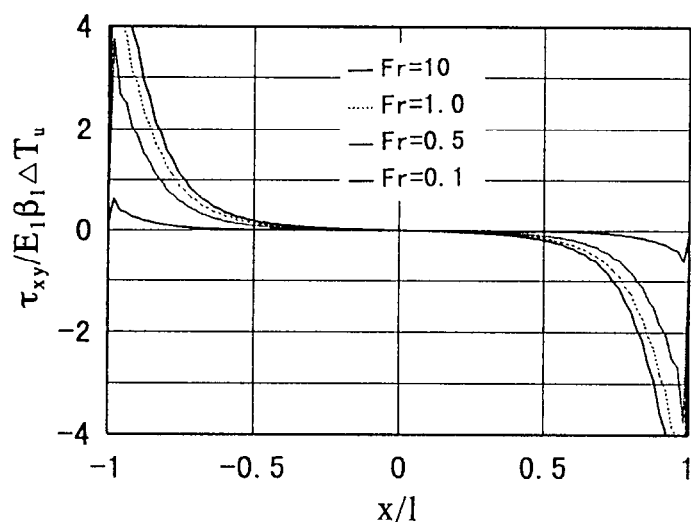


$$(\Delta T_u = \Delta T_l = 10^\circ\text{C}, h_1/h_2 = 2, k_1/k_2 = 10)$$

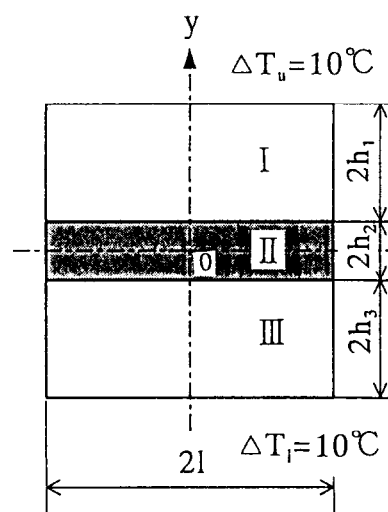
図 2.4 被着体温度が同じ接着接合体の温度分布 (y 方向)



(a) 垂直応力分布

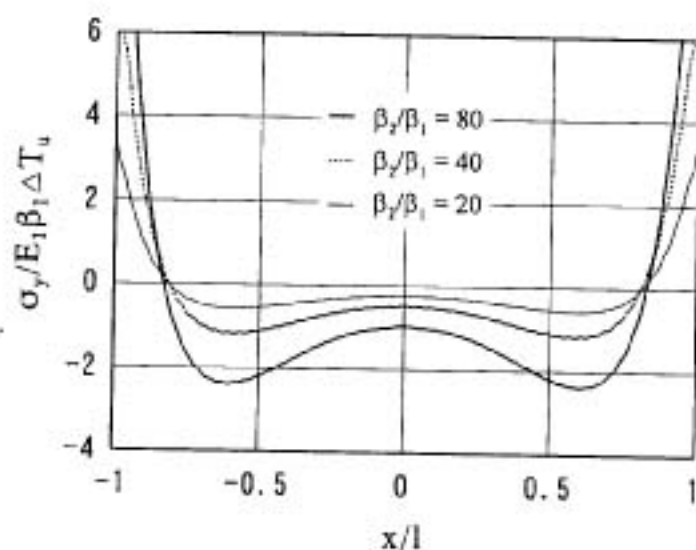


(b) せん断応力分布



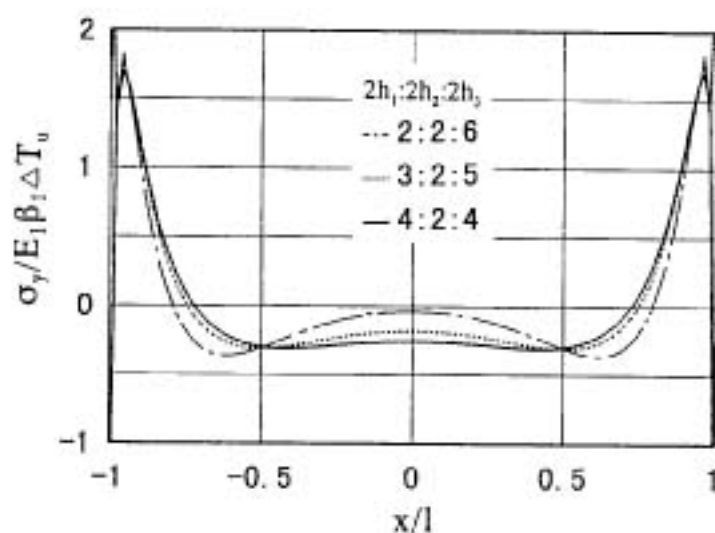
($\Delta T_u = \Delta T_l = 10^\circ\text{C}$, $h_1/h_2 = 2$, $E_1/E_2 = 10$, $\beta_2/\beta_1 = 100$, $k_1/k_2 = 10$)

図 2.5 接合界面の熱応力分布



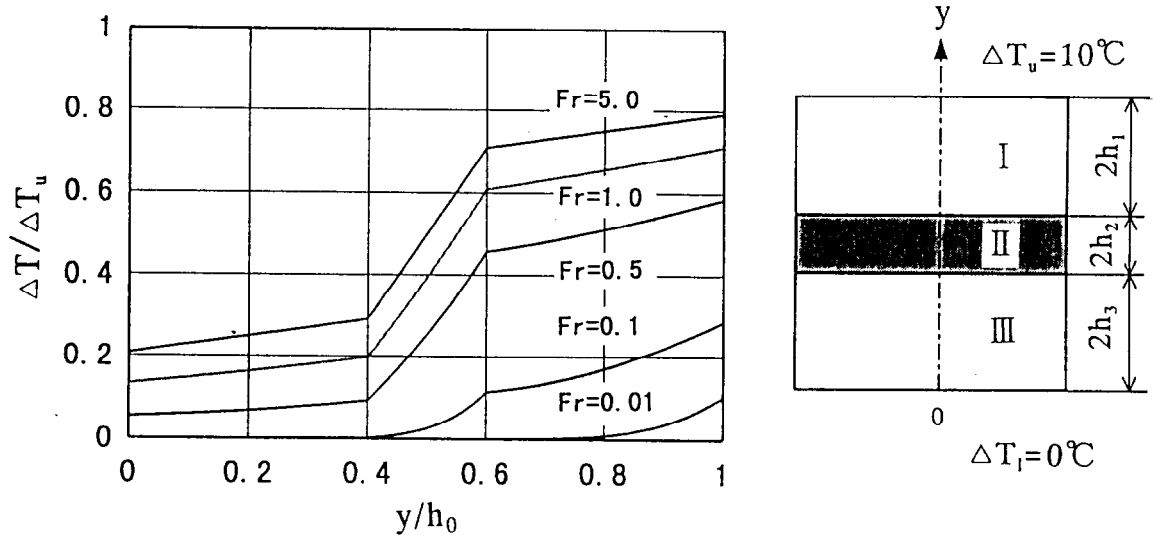
($\Delta T_u = \Delta T_l = 10^\circ\text{C}$, $F_l = 0.5$, $h_1/h_2 = 2$, $E_1/E_2 = 1$, $k_1/k_2 = 1$)

図 2.6 線膨張係数比 (β_2/β_1) が接合界面の垂直応力に及ぼす影響

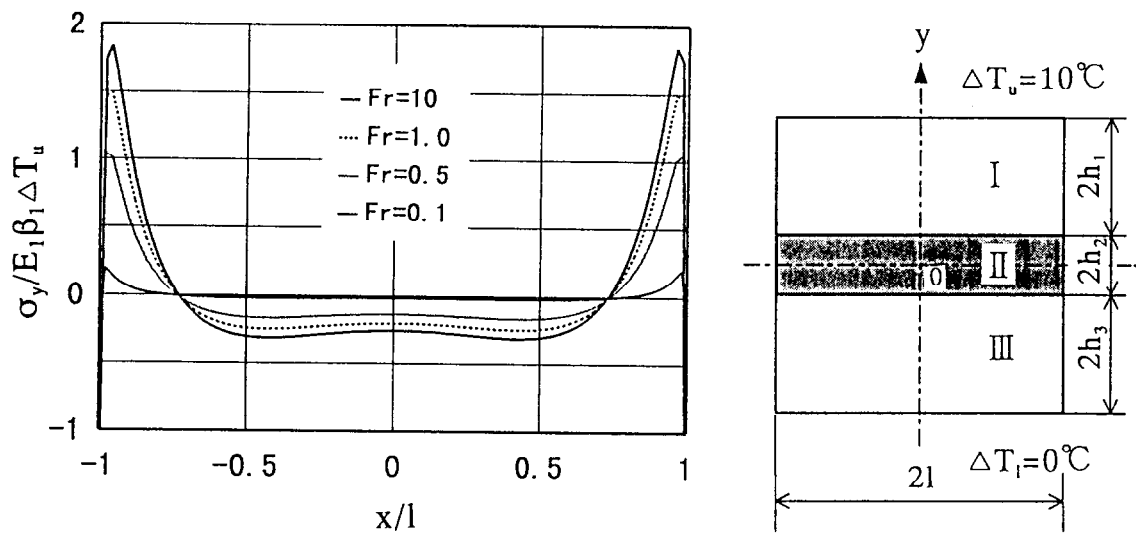


($\Delta T_u = \Delta T_l = 10^\circ\text{C}$, $F_l = 0.5$, $E_1/E_2 = 10$, $\beta_2/\beta_1 = 100$, $k_1/k_2 = 10$)

図 2.7 厚さ比 ($2h_1:2h_2:2h_3$) が接合界面の垂直応力に及ぼす影響



(a) y 方向の温度分布



(b) 垂直応力分布 ($y=h_2$)

($\Delta T_u = 10^\circ\text{C}$, $\Delta T_l = 0^\circ\text{C}$, $h_1/h_2 = 2$, $k_1/k_2 = 10$)

図 2.8 被着体温度が異なる接着接合体の温度分布と垂直応力分布

(2) 光弾性実験による等色線しまと解析結果との比較

接合体の接着層を透明エポキシ樹脂板でモデル化した光弾性実験による等色線しまと、数値計算により最大主応力差を求め次式により換算して得た等色線しまとの比較を示す。

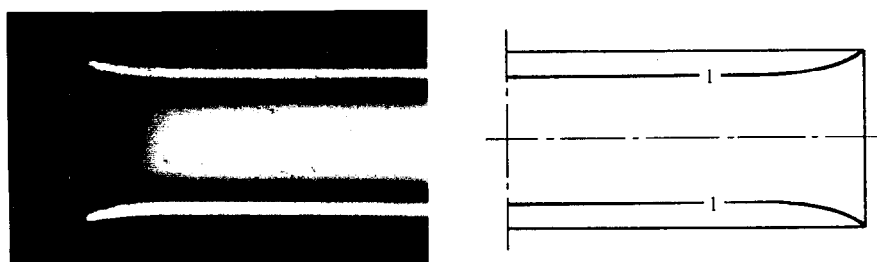
$$N = I_p d (\sigma_1 - \sigma_2) \quad (2-20)$$

ここで、 N は等色線しま次数を示し、 I_p はエポキシ樹脂の光弾性感度、 d は試験片厚さ、 $\sigma_1 - \sigma_2$ は主応力差をそれぞれ表す。本計算においては、 $I_p = 0.09 \text{ (mm/N)}$ 、 $d = 6 \text{ (mm)}$ とした。

図 2.9 および 図 2.10 は接着接合体の接着層をエポキシ樹脂板でモデル化した試験片の光弾性実験による等色線しま写真と数値計算による主応力差から式 (2-20) により換算して得た等色線しまとの比較を示す。また、試験片の対称性から両結果はそれぞれ試験片の半幅について、図の左に光弾性写真、右に数値計算による結果を示した。なお、数値計算結果の図中の数字はしま次数を表す。

図 2.9 は被着体 I および III の材質が鋼 (S45C) の試験片上部、下部表面を 30°C の室温から、 0°C の氷水によってある瞬間から冷却し続けた場合の結果を示す (初期温度 30°C 、冷却水温度 0°C)。すなわち、接合時の温度 (30°C) を基準温度とすると温度条件は $t=0: \Delta T=0^\circ\text{C}$ 、 $t>0: \Delta T_u = \Delta T_l = -30^\circ\text{C}$ としたときの結果となる。

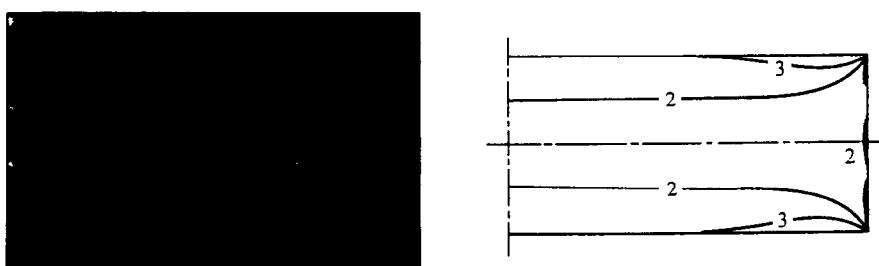
図 2.10 は被着体 I および III の材質が銅、温度条件は $t=0: \Delta T=0^\circ\text{C}$ 、 $t>0: \Delta T_u = 0^\circ\text{C}$ 、 $\Delta T_l = -30^\circ\text{C}$ (初期温度 $T_0 = 30^\circ\text{C}$ 、被着体 III の下部表面のみ冷却水温度 $T_l = 0^\circ\text{C}$) の結果を示す。両図中の F_r は冷却開始からの経過した無次元時間を表す。また、被着体の鋼および銅に比べ、エポキシ樹脂板の温度伝導率がかなり小さく、厚さ $2h_2$ も大きいことから図 2.9 と図 2.10 の比較を容易にするために $F_r (=at/h_0)$ の算出にはエポキシ樹脂板の温度伝導率 $a_2 (=0.14 \text{ mm}^2/\text{s})$ および代表長さ h_0 に $2h_2 (=20 \text{ mm})$ を用いた。これらの結果から、被着体と接着層の界面端部で応力の集中が見られ、時間の経過と共に強くなることがしま次数より推測される。また、数値計算による等色線しま模様と光弾性実験で得られた等色線しま写真とはかなりよく一致していることが分かる。



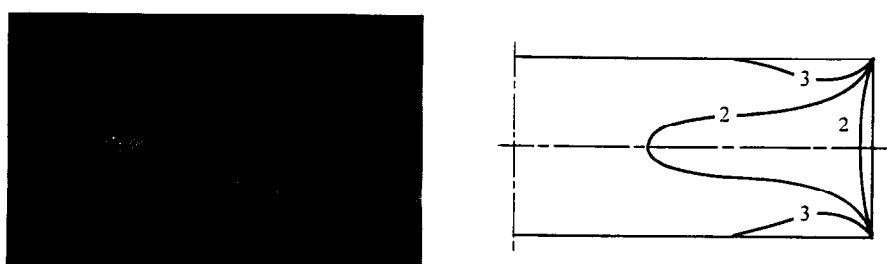
(a) $Fr=0.02$



(b) $Fr=0.1$



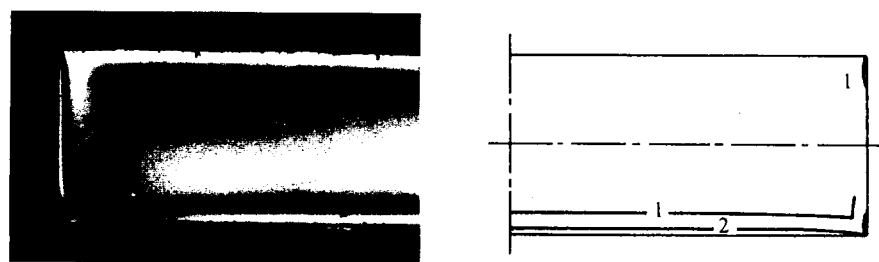
(c) $Fr=0.2$



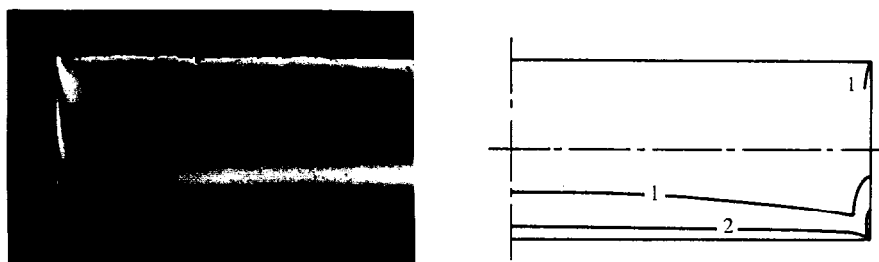
(d) $Fr=0.8$

[Adherends: Steel, Upper and lower fluid: 0°C ($T_u=T_l=-30^{\circ}\text{C}$)]

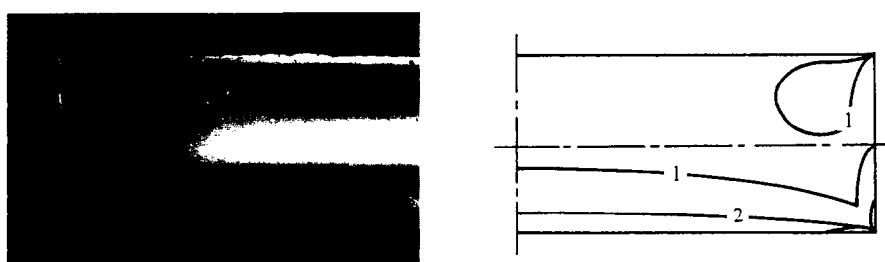
図 2.9 試験片の光弾性実験によるエポキシ樹脂板内の等色線しまおよび解析による主応力差の等色線しま模様



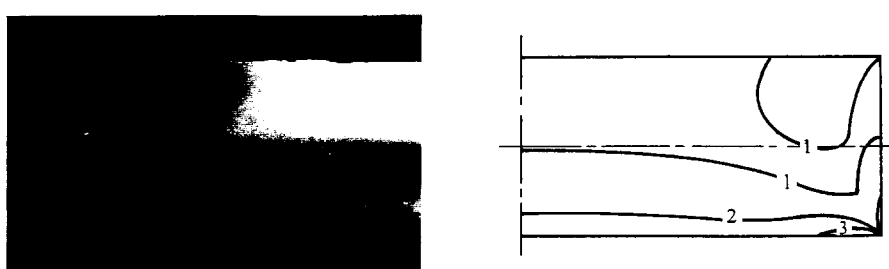
(a) $Fr=0.02$



(b) $Fr=0.1$



(c) $Fr=0.2$



(d) $Fr=0.8$

[Adherends: Copper, Upper fluid: 30°C , Lower fluid: 0°C ($\Delta T_u=0^{\circ}\text{C}$, $\Delta T_l=-30^{\circ}\text{C}$)]

図 2.10 試験片の光弾性実験によるエポキシ樹脂板内の等色線しまおよび解析による主応力差の等色線しま模様

2.5 部分接着の場合(バンド接着接合体)との比較

本節においては突合せ接着接合体における特別な場合として、部分接着形態の定常熱応力について検討する。始めに、それぞれの被着体が異なる一様温度に保たれ、また、接着層の両側面において外部流体と異なる熱伝達率により熱移動がある場合のバンド接着接合体の熱応力解析を行い、次に、解析に基づく数値計算例について示す。

(1) 解析方法

図 2.11 に二つの寸法の異なる被着体 I および III が接着層 II によって部分的に接合されたバンド接着接合体の解析モデルを示す。解析においては、被着体 I を高さ $2h_1$ 、幅 $2l_1$ 、接着層 II を高さ $2h_2$ 、幅 $2l_2$ 、また、被着体 III を高さ $2h_3$ 、幅 $2l_3$ の有限長帯板に置き換える。被着体 I と III は表面の $c-l_2 \leq (x_1 \text{ および } x_3) \leq c+l_2$ の領域を接着層 II により接合され、それぞれ一定温度の T_0 および T_1 に保たれ、また、接着層 II は外側と内側の両側面で各々熱伝達率 α_1 および α_2 で 0°C の周囲流体と熱移動があるものとする。帯板の縦弾性係数を E 、ポアソン比を ν 、線膨張係数を β 、熱伝導率を k とし以下では添字 1、2 および 3 を用いて帯板 I、II および III を表すものとする。なお、本研究ではこれらの定数の温度依存性を考慮せず、一定として解析を行った。

a. 熱伝導解析

熱応力を計算するにあたり、最初に接着層の定常温度分布 $T^{\text{II}}(x_2, y_2)$ を求める。いま、図 2.11 に示すように、各帯板の中心を原点とする $x-y$ 座標を考え、紙面に垂直な方向の温度変化がない二次元問題とすると、定常状態における熱伝導の基礎式は次式で表される。

$$\nabla^2 T^{\text{II}}(x_2, y_2) = 0 \quad \left(\nabla^2 = \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} \right) \quad (2-21)$$

次に、帯板 II (接着層) の温度境界条件は、周囲流体温度を 0°C とし、両側面での熱伝達率をそれぞれ α_1 、 α_2 とすると、接合界面および側面の温度および熱量の関係から次式 (2-22) のように表される。

$$\left. \begin{aligned}
-k_2 \frac{\partial T^{II}(l_2, y_2)}{\partial x_2} &= \alpha_1 T^{II}(l_2, y_2) \\
k_2 \frac{\partial T^{II}(-l_2, y_2)}{\partial x_2} &= \alpha_2 T^{II}(-l_2, y_2) \\
T^{II}(x_2, +h_2) &= T_u \\
T^{II}(x_2, -h_2) &= T_l
\end{aligned} \right\} \quad (2-22)$$

式(2-21)の変数分離解の中から式(2-22)の境界条件を考慮して、接着層Ⅱの温度分布 $T^{II}(x_2, y_2)$ を表すと、次式(2-23)となる。

$$\begin{aligned}
T^{II}(x_2, y_2) &= \sum_{s=1}^{\infty} \left\{ A_s \frac{\cosh(\lambda_s^{II} y_2)}{\cosh(\lambda_s^{II} h_2)} + B_s \frac{\sinh(\lambda_s^{II} y_2)}{\sinh(\lambda_s^{II} h_2)} \right\} \cos(\lambda_s^{II} x_2) \\
&+ \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\cosh(\alpha_n^{II} x_2)}{\cosh(\alpha_n^{II} l_2)} \{ C_n \cos(\alpha_n^{II} y_2) + D_n \sin(\alpha_n^{II} y_2) \} \\
&+ \sum_{s=1}^{\infty} \left\{ E_s \frac{\cosh(\lambda_s^{II} y_2)}{\cosh(\lambda_s^{II} h_2)} + F_s \frac{\sinh(\lambda_s^{II} y_2)}{\sinh(\lambda_s^{II} h_2)} \right\} \sin(\lambda_s^{II} x_2) \\
&+ \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\sinh(\alpha_n^{II} x_2)}{\sinh(\alpha_n^{II} l_2)} \{ G_n \cos(\alpha_n^{II} y_2) + H_n \sin(\alpha_n^{II} y_2) \}
\end{aligned} \quad (2-23)$$

ここで、 λ_s^{II} および α_n^{II} は

$$\lambda_s^{II} = \frac{(2s-1)}{2l_2}, \quad \alpha_n^{II} = \frac{(2n-1)}{2h_2} \quad (s, n = 1, 2, 3, \dots)$$

である。

また、式(2-23)中の A_s 、 B_s 、 C_n 、 D_n 、 E_s 、 F_s 、 G_n および H_n ($n, s = 1, 2, 3, \dots$) は温度境界条件式(2-22)から決定される未定係数である。 T_u および T_l をフーリエ級数展開し、上記未定係数を求めることにより接着層Ⅱの温度分布が決定される。

b. 熱応力解析

熱応力解析を行うため 2.2.2 の非定常熱応力解析の場合と同様に熱弾性ポテンシャル $\Omega(x, y)$ を導入すると、 $\Omega(x, y)$ と温度分布 $T(x, y)$ との関係は次式 (2-24) となる。

$$\nabla^2 \Omega(x, y) = T(x, y) \quad (2-24)$$

各有限長帯板の熱弾性ポテンシャル $\Omega^I(x_1, y_1)$ 、 $\Omega^{II}(x_2, y_2)$ および $\Omega^{III}(x_3, y_3)$ は次式 (2-25) のように示される。

$$\left. \begin{aligned} \Omega^I(x_1, y_1) &= \frac{T_u}{4}(x_1^2 + y_1^2) \\ \Omega^{II}(x_2, y_2) &= \sum_{s=1}^{\infty} \frac{1}{2\lambda_s^{II}} \left\{ A_s \frac{y_2 \sinh(\lambda_s^{II} y_2)}{\cosh(\lambda_s^{II} h_2)} + B_s \frac{y_2 \cosh(\lambda_s^{II} y_2)}{\sinh(\lambda_s^{II} h_2)} \right\} \cos(\lambda_s^{II} x_2) \\ &\quad + \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{2\alpha_n^{II}} \frac{x_2 \sinh(\alpha_n^{II} x_2)}{\cosh(\alpha_n^{II} l_2)} \{ C_n \cos(\alpha_n^{II} y_2) + D_n \sin(\alpha_n^{II} y_2) \} \\ &\quad + \sum_{s=1}^{\infty} \frac{1}{2\lambda_s^{II}} \left\{ E_s \frac{y_2 \sinh(\lambda_s^{II} y_2)}{\cosh(\lambda_s^{II} h_2)} + F_s \frac{y_2 \cosh(\lambda_s^{II} y_2)}{\sinh(\lambda_s^{II} h_2)} \right\} \sin(\lambda_s^{II} x_2) \\ &\quad + \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{2\alpha_n^{II}} \frac{x_2 \sinh(\alpha_n^{II} x_2)}{\cosh(\alpha_n^{II} l_2)} \{ G_n \cos(\alpha_n^{II} y_2) + H_n \sin(\alpha_n^{II} y_2) \} \\ \Omega^{III}(x_3, y_3) &= \frac{T_l}{4}(x_3^2 + y_3^2) \end{aligned} \right\} \quad (2-25)$$

これらの熱弾性ポテンシャルを用いて式 (2-14) より各帯板の熱応力と熱変位が計算できる。

次に、図 2.11 に示したバンド接着接合体の応力および変位に関する境界条件は、接合体に熱的負荷のみが作用し、それ以外の外荷重は作用しないものとする。と次式 (2-26) で示される。

(a) 被着体 I で、

$$\begin{aligned}\sigma_x^I &= \tau_{xy}^I = 0 & (x_1 = \pm l_1) \\ \sigma_y^I &= \tau_{xy}^I = 0 & (y_1 = +h_1) \\ \sigma_y^I &= \tau_{xy}^I = 0 & (y_1 = -h_1; |x_1| \leq c - l_2 \quad c + l_2 \leq |x_1|)\end{aligned}$$

(b) 接着層 II で、

$$\sigma_x^{II} = \tau_{xy}^{II} = 0 \quad (x_2 = \pm l_2)$$

(c) 被着体 III で、

$$\begin{aligned}\sigma_x^{III} &= \tau_{xy}^{III} = 0 & (x_3 = \pm l_3) \\ \sigma_y^{III} &= \tau_{xy}^{III} = 0 & (y_3 = -h_3) \\ \sigma_y^{III} &= \tau_{xy}^{III} = 0 & (y_3 = +h_3; |x_3| \leq c - l_2 \quad c + l_2 \leq |x_3|)\end{aligned}$$

(2-26)

(d) 被着体 I と接着層 II の界面で、

$$\begin{aligned}\sigma_y^I &= \sigma_y^{II}, \quad \tau_{xy}^I = \tau_{xy}^{II}, \quad u_x^I = u_x^{II}, \quad \frac{\partial v_y^I}{\partial x_1} = \frac{\partial v_y^{II}}{\partial x_2} \\ (c - l_2 \leq |x_1| \leq c + l_2, \quad |x_2| \leq l_2)\end{aligned}$$

(e) 被着体 III と接着層 II の界面で、

$$\begin{aligned}\sigma_y^{II} &= \sigma_y^{III}, \quad \tau_{xy}^{II} = \tau_{xy}^{III}, \quad u_x^{II} = u_x^{III}, \quad \frac{\partial v_y^{II}}{\partial x_2} = \frac{\partial v_y^{III}}{\partial x_3} \\ (c - l_2 \leq |x_3| \leq c + l_2, \quad |x_2| \leq l_2)\end{aligned}$$

しかし、一般に熱弾性ポテンシャルによる解だけではこれらの応力および変位に関する境界条件は満足されない。そこで、2.2.2 と同様に新たな応力、変位を加え合わせこれらの境界条件を満足させるためにエアリの応力関数 χ を用いる。

各帯板に対する応力関数 χ^I 、 χ^{II} および χ^{III} を式 (2-17) の中から熱弾性ポテンシャルによる応力、変位成分の式 (2-14) および境界条件式 (2-26) を考慮して次式 (2-27) のようにおく。

$$\begin{aligned}
\chi^I &= \chi_1^I + \chi_2^I + \chi_5^I + \chi_6^I \\
\chi^{II} &= \chi_1^{II} + \chi_2^{II} + \chi_3^{II} + \chi_4^{II} + \chi_5^{II} + \chi_6^{II} + \chi_7^{II} + \chi_8^{II} \\
\chi^{III} &= \chi_1^{III} + \chi_2^{III} + \chi_5^{III} + \chi_6^{III}
\end{aligned} \tag{2-27}$$

ここで、帯板 I においては、

$$\begin{aligned}
\chi_1^I &= \chi_1^I(A_0^I, A_n^I, B_s^I, l_1, h_1, \alpha_n^I, \lambda_s^I, \Delta_n^I, \Omega_s^I, x_1, y_1) \\
\chi_2^I &= \chi_2^I(A_n^I, B_s^I, l_1, h_1, \alpha_n^I, \lambda_s^I, \Delta_n^I, \Omega_s^I, x_1, y_1) \\
\chi_5^I &= \chi_5^I(A_n^I, B_s^I, l_1, h_1, \alpha_n^I, \lambda_s^I, \Delta_n^I, \Omega_s^I, x_1, y_1) \\
\chi_6^I &= \chi_6^I(A_n^I, B_s^I, l_1, h_1, \alpha_n^I, \lambda_s^I, \Delta_n^I, \Omega_s^I, x_1, y_1)
\end{aligned}$$

とし、帯板 II および III においては、上式の添字 I と 1 を添字 II と 2 および III と 3 に置きかえることによって表すことができる。

これらの応力関数 χ^I 、 χ^{II} および χ^{III} から得られる各応力、変位成分を先に求めた熱弾性ポテンシャル Ω^I 、 Ω^{II} および Ω^{III} から得られる応力、変位成分に重ね合わせ、境界条件式 (2-26) を満足するように上記未定係数を求めることにより最終的に接着接合体の熱応力、熱変位が求められる。

(2) 解析結果と考察

a. 接合界面の熱応力分布

数値計算においては(1)の解析方法における無限連立一次方程式の級数の項数を80とし、接合部の熱応力分布に与える各材料定数、接合体形状の影響を検討した。なお、前節同様に、数値計算に用いた上部および下部被着体の温度 $\Delta T_0 (=T^I)$ および $\Delta T_1 (=T^{III})$ は接着接合体の接合時における温度を基準温度とし、その基準温度との差を表す。

図2.12は、上下被着体が同一材質で被着体温度が $\Delta T_0 = -25^\circ\text{C}$ および $\Delta T_1 = -50^\circ\text{C}$ における接合界面($y_2 = \pm h_2$)の最大主応力分布を示す。すなわち、接合時の温度を基準温度とし上部被着体が基準温度より 25°C 、下部被着体が基準温度より 50°C 冷却された場合を示す。縦軸は最大主応力値を被着体の縦弾性係数 E_1 、線膨張係数 β_1 および温度 ΔT_0 の絶対値 $T_0 (=|\Delta T_0|)$ の積で除し、同様に、横軸は接合体の対称性から片側の接合位置 x を被着体幅の半分 l_1 で除し各々無次元化表示している。この結果、いずれの界面においても最大主応力は引張応力となり、界面両端($x_2 = \pm l_2, y_2 = \pm h_2$)では応力の特異性を示すことが分かる。さらに、最大主応力は温度のより低い ΔT_1 側で大きく、同一界面では外側($x_2/l_1 = 1.0$)より内側($x_2/l_1 = 0.5$)の方が大きいことが分かる。

図2.13は、図2.12に示した最大主応力の大きい被着体温度が $\Delta T_1 = -50^\circ\text{C}$ の側の接合界面の各応力成分を示す。

図2.14は、接着剤と被着体の線膨張係数比(β_2/β_1)が接合界面($y_2 = -h_2$)の無次元化した最大主応力分布におよぼす影響を示す。線膨張係数比が大きくなるに従って、すなわち接着剤の線膨張係数が相対的に大きくなるにつれ、最大主応力値が大きくなることが分かる。

図2.15は、被着体と接着剤の縦弾性係数比(E_1/E_2)が界面($y_2 = -h_2$)の無次元化した最大主応力分布におよぼす影響を示す。接着剤の縦弾性係数が相対的に大きくなるに従って、最大主応力値が大きくなることが分かる。

図2.16は、接着層両側面での熱伝達率比(α_2/α_1)が接合界面($y_2 = -h_2$)の無次元化した最大主応力分布におよぼす影響を示す、同図から、熱伝達率 α により接着層両側面の温度分布は大きな影響を受けるため、無次元化した最大主応力分

布の変化が著しいことを示し、温度変化の少ない接合界面中央部ではその影響が比較的小さいことが分かる。

図 2.17 は、接着層と被着体の厚さ比 (h_2/h_1) が接合界面 ($y_2=-h_2$) の無次元化した最大主応力分布におよぼす影響を示す。厚さ比 (h_2/h_1) が減少する、すなわち接着層の厚さが相対的に薄くなると無次元化した最大主応力の大きさは界面両端部近傍では減少し、中央部においては大きくなることが分かる。

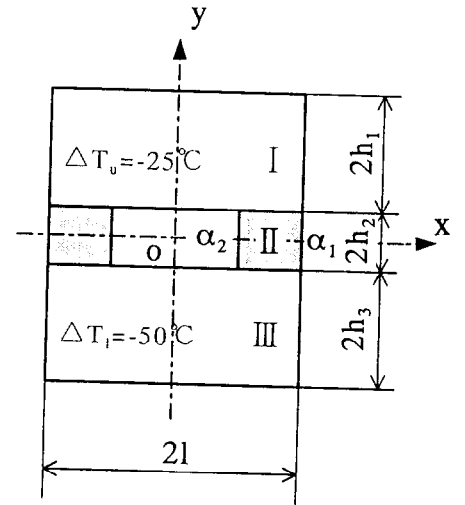
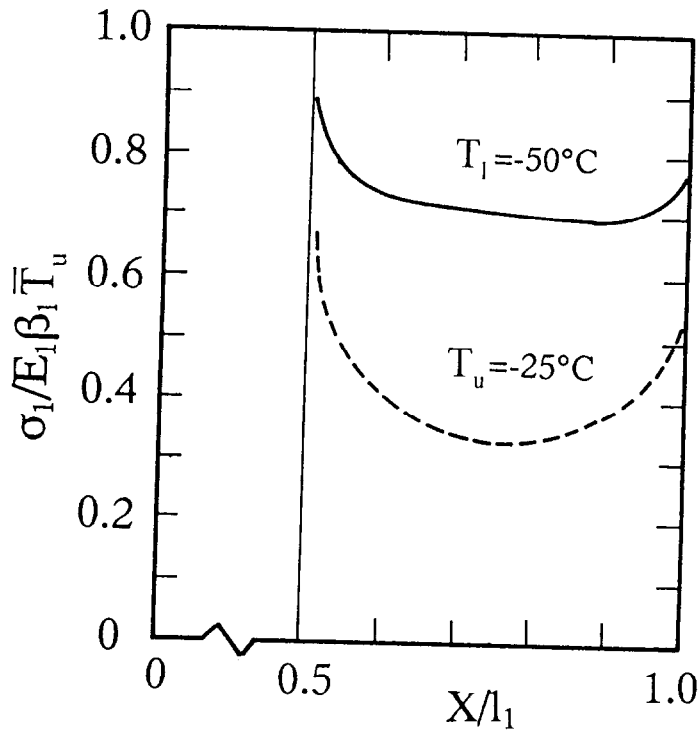
b. 接合界面端部近傍の特異応力

a. 接合界面の熱応力分布の結果より、いずれの場合もバンド接着接合体の熱応力は界面両端部 ($x_2=\pm l_2$) で特異性を持つことを示している。この様な特異場近傍の応力分布は特異場パラメータを用いて次式により近似的に表されることが Bogy [1, 2] によって示されている。

$$\sigma(r_0) = K r_0^{-\lambda} \quad (2-28)$$

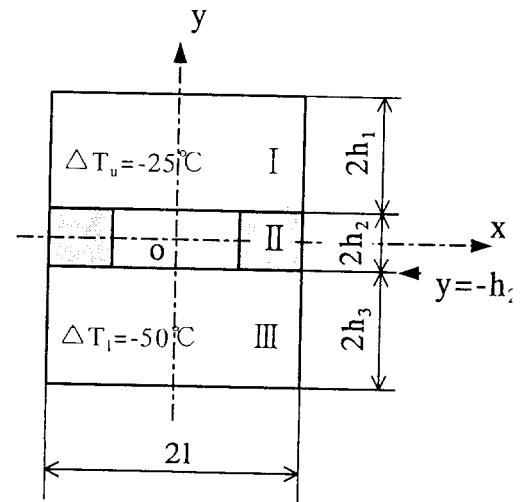
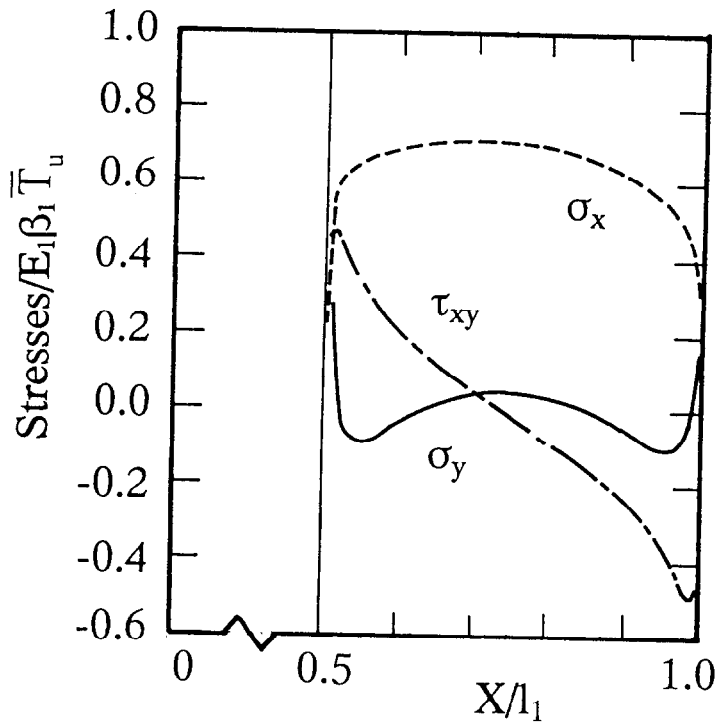
ここで、 $\sigma(r_0)$ は応力、 r_0 は接合界面端部からの距離、特異場パラメータ K と λ はそれぞれ応力特異場の強さと特異性の指数を示す。

図 2.18 は、応力特異性が現れる、すなわち応力の急激な増加によりはく離や破壊の開始点となることが予想される接合界面端部近傍 4 カ所の無次元化した最大主応力分布を特異場パラメータ K および λ を用いて示す。縦軸は無次元化した最大主応力を、横軸は端部からの距離 r_0 を接合の半幅 l_2 で除して同様に無次元化した距離をそれぞれ対数目盛りで表している。この結果から、上下被着体が異なる寸法で、温度が接合時の基準温度より 25°C および 50°C それぞれ冷却されたバンド接着接合体の応力特異性は上部被着体 ($\Delta T_0=-25^\circ\text{C}$) と接着層の内側接合界面端部 A 点 ($y=h_2, x=-l_2$) で最も大きく、次いで下部被着体 ($\Delta T_0=-50^\circ\text{C}$) と接着層の内側接合界面端 B 点 ($y=-h_2, x=-l_2$) となり、上部被着体と接着層の外側界面端部 C 点 ($y=h_2, x=l_2$) では最も小さくなることが分かる。



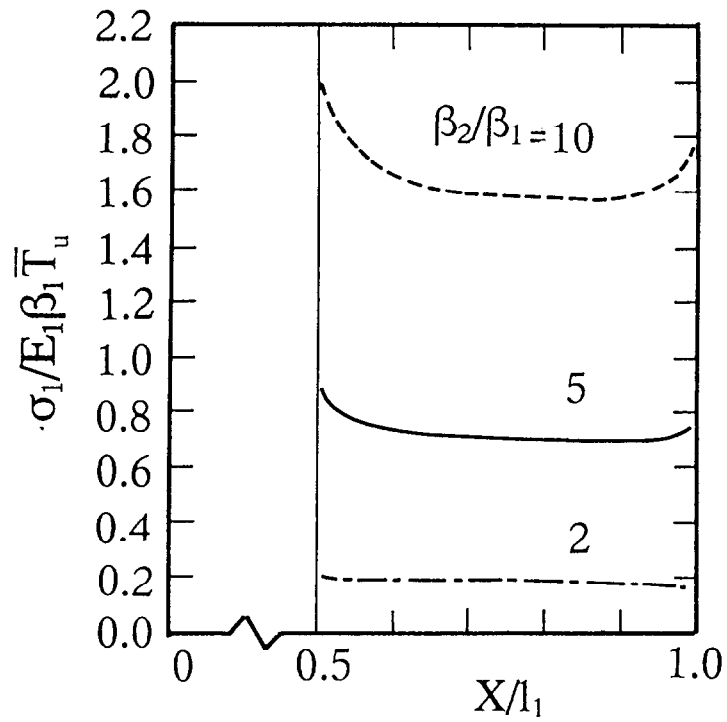
($\Delta T_u = -25^\circ\text{C}$, $\Delta T_1 = -50^\circ\text{C}$, $h_2/h_1 = 0.2$, $l_2/l_1 = 0.25$, $E_2/E_1 = 0.1$, $\beta_2/\beta_1 = 5$, $\alpha_2/\alpha_1 = 1$)

図 2.12 接合界面の最大主応力分布 ($y_2 = \pm h_2$)



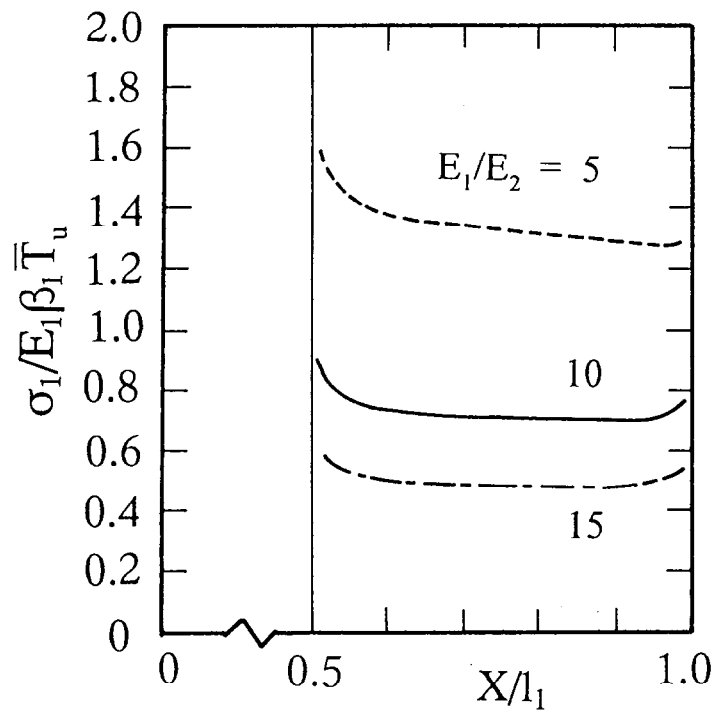
($\Delta T_u = -25^\circ\text{C}$, $\Delta T_1 = -50^\circ\text{C}$, $h_2/h_1 = 0.2$, $l_2/l_1 = 0.25$, $E_2/E_1 = 0.1$, $\beta_2/\beta_1 = 5$, $\alpha_2/\alpha_1 = 1$)

図 2.13 接合界面の応力成分の分布 ($y_2 = -h_2$)



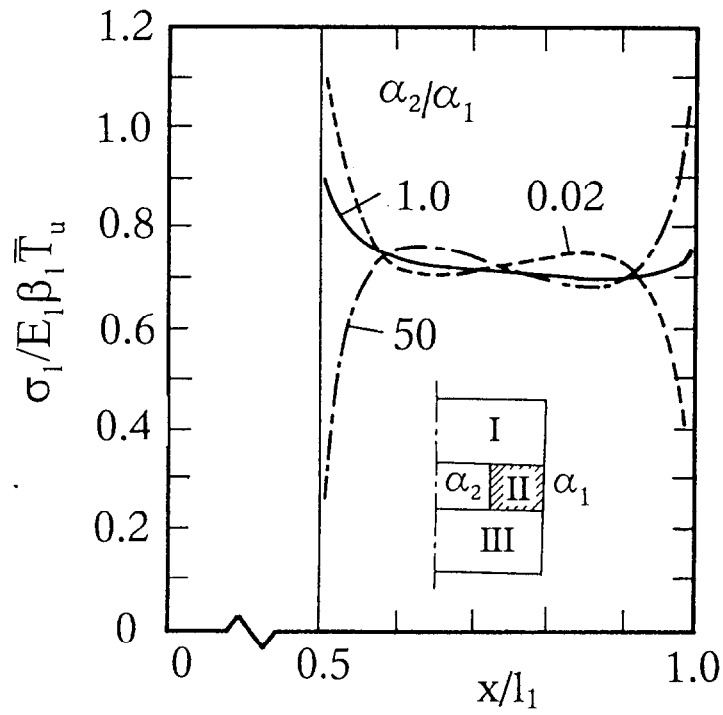
($\Delta T_u = -25^\circ\text{C}$, $\Delta T_l = -50^\circ\text{C}$, $h_2/h_1 = 0.2$, $l_2/l_1 = 0.25$, $E_2/E_1 = 0.1$, $\alpha_2/\alpha_1 = 1$, $y_2 = -h_2$)

図 2.14 線膨張係数比 (β_2/β_1) が接合界面の最大主応力に及ぼす影響



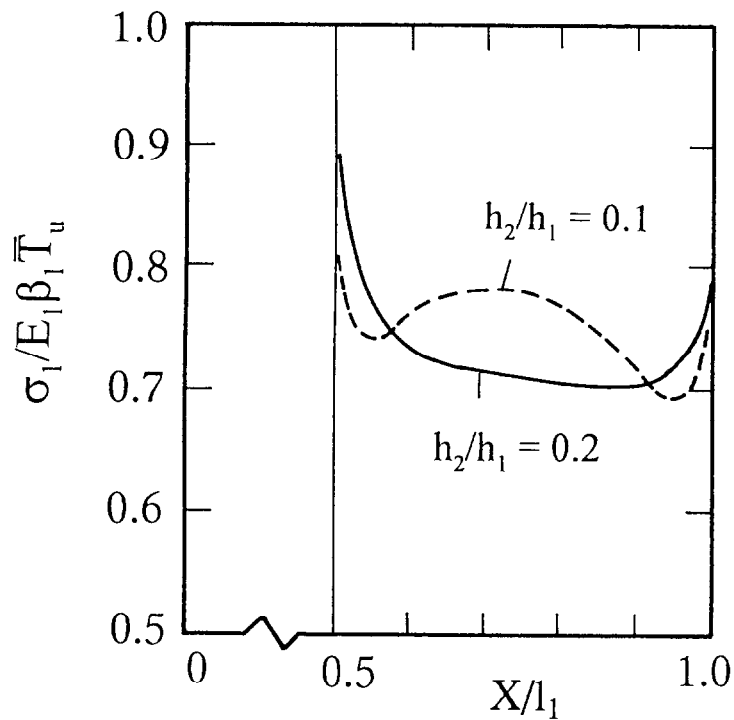
($\Delta T_u = -25^\circ\text{C}$, $\Delta T_l = -50^\circ\text{C}$, $h_2/h_1 = 0.2$, $l_2/l_1 = 0.25$, $\beta_2/\beta_1 = 5$, $\alpha_2/\alpha_1 = 1$, $y_2 = -h_2$)

図 2.15 縦弾性係数比 (E_1/E_2) が接合界面の最大主応力に及ぼす影響



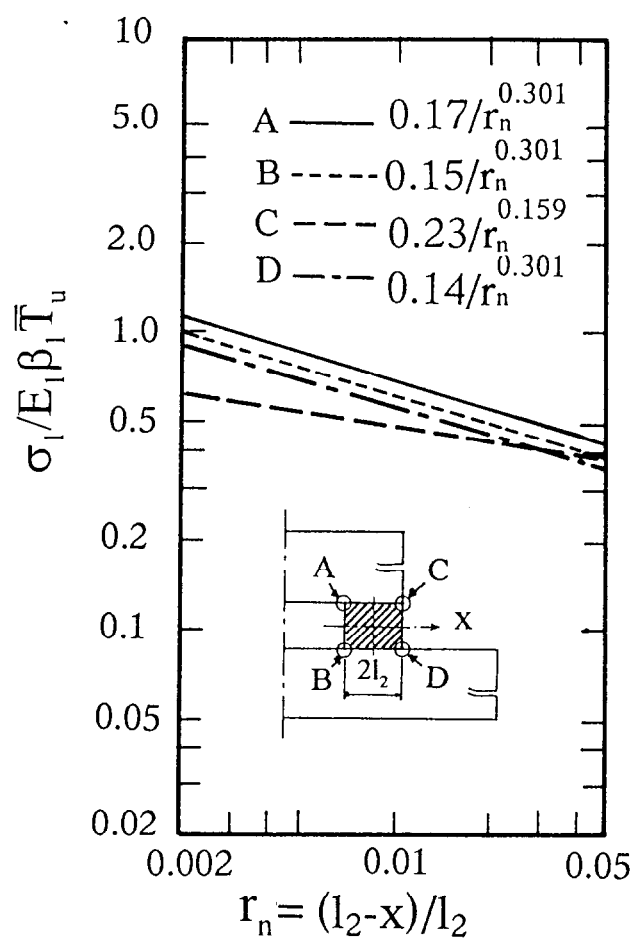
($\Delta T_u = -25^\circ\text{C}$, $\Delta T_l = -50^\circ\text{C}$, $h_2/h_1 = 0.2$, $l_2/l_1 = 0.25$, $E_2/E_1 = 0.1$, $y_2 = -h_2$)

図 2.16 接着層側面の熱伝達率比 (α_2/α_1) が接合界面の最大主応力に及ぼす影響



($\Delta T_u = -25^\circ\text{C}$, $\Delta T_l = -50^\circ\text{C}$, $l_2/l_1 = 0.25$, $E_2/E_1 = 0.1$, $\alpha_2/\alpha_1 = 1$, $y_2 = -h_2$)

図 2.17 接着層と被着体の厚さ比 (h_2/h_1) が接合界面の最大主応力に及ぼす影響



($\Delta T_u = -25^\circ\text{C}$, $\Delta T_l = -50^\circ\text{C}$, $h_2/h_1 = 0.2$, $l_2/l_1 = 0.25$, $E_2/E_1 = 0.1$, $\beta_2/\beta_1 = 5$, $\alpha_2/\alpha_1 = 1$)

図 2.18 接合界面端部近傍 4 ヶ所の最大主応力分布
(特異場パラメータによる表示)

2. 4 結言

本章では、二次元形状の接着接合体が外部流体から加熱あるいは冷却の熱的影響を受ける場合に生じる熱応力分布の挙動特性を明らかにし、接着接合体の基本的な設計指針を得るため、突合せ接着接合体に対して二次元弾性論を用いた熱応力解析を行い、また、突合せ接着接合体の特別な場合としてバンド接着接合体に対して同様の熱応力解析を行った。

(1) 突合せ接着接合体の非定常熱応力

一様温度で接合した突合せ接着接合体の上部・下部表面がある瞬間に一定温度の流体にさらされた場合の接着層の非定常熱応力分布について検討し、以下の結果が得られた。

a. 接合体が非定常加熱される場合、接合界面の中央部では熱応力分布の時間的変化は比較的小さいが、端部近傍では極めて大きい。また、接合界面の垂直熱応力は中央部で圧縮応力、端部近傍では引張応力となる。

b. 接合体を構成する要素の材料特性が熱応力分布に及ぼす影響を求めた結果、接着剤と被着体の線膨張係数比(β_2/β_1)が大きくなるにつれ接合界面の熱応力が大きくなり、特に、端部近傍においてその影響が顕著となる。

c. 接着接合体の熱応力分布は時間の経過と共に定常状態に近づき、定常温度分布に達した時に熱応力は最大となる。

d. 接着層をエポキシ樹脂板でモデル化した接着接合体試験片による光弾性実験を行い熱応力分布(等色線しま)を測定した結果は弾性論を用いた本解析に基づく主応力差の数値計算で得られた結果とかなりよく一致した。

(2) バンド接着接合体の熱応力

バンド接着接合体の被着体が接合時の温度(基準温度)より低い一様温度に保たれ、接着層の両側面で外部流体と熱移動がある定常温度状態における接合界面の熱応力分布について検討し、以下の結果が得られた。

a. 接合時の温度以下に接合体を冷却した定常温度場においては、接合界面の最大主応力は引張応力となり、部分接着した界面の両端部では指数形($\sigma = Kr^{-\lambda}$)の応力特異性を示し、応力特異場の強さ K は接合部の内側の界面端部において最も大きくなる。また、特異性の指数 λ は Bogy[1, 2]の式から得られる値で近似で

きる。

b. 接合体を構成する要素の材料特性および厚さが熱応力分布に及ぼす影響を求めた結果、接着剤と被着体の縦弾性係数比(E_2/E_1)、線膨張係数比(β_2/β_1)、厚さ比(h_2/h_1)が大きくなるに従って接合界面の最大主応力が大きくなる。

c. 接着層両側面での熱伝達率の影響について求めた結果、熱伝達率の小さい側面側界面端部の最大主応力が大きくなる傾向を示す。これは、外部流体温度を基準温度(接合時の温度)とし、被着体がこれより冷却されるため、熱伝達率の小さい側で温度が低くなった結果による。

(3) 外部流体から熱的影響を受ける接着接合体の基本的な設計指針

(1) 突合せ接着接合体、(2) バンド接着接合体の結果より、熱的影響を受ける接着接合体の設計にあたっては、基本的に接合界面の熱応力の軽減を考慮しなければならない。そのためには、

第一に、接着剤特性および接着層厚さを考慮し、

- a. 接着剤は線膨張係数が被着体に近いものを選択する。
- b. 接着剤は縦弾性係数が被着体より小さいものを選択する。
- c. 接着層の厚さは薄くなるように接着接合する。

第二に、接合時との温度差を軽減するため、

- a. 接合部が直接冷却あるいは加熱される位置に接合体を設置しない。
- b. 接着層側面の熱伝達率による影響を考慮し、接合界面端部における温度の接合時と差を軽減する工夫が強度向上に効果的である。
- c. バンド接合においては、接合界面の内側端部の特異応力が大きくなることから、特にこの位置での基準温度との温度差を小さくする工夫が必要である。

なお、接合体がある瞬間から熱的影響を受ける場合は、接合界面の熱応力は時間の経過と共に変動し、定常温度に達した時に最大応力となる。このことから、熱環境が周期的に変動する場合の熱疲労や極めて高速な熱衝撃等の場合を除き、本章で検討したような準静的扱いが可能な場合は非定常温度の最大温度を用いた接合体の定常温度場に対応する設計指針を考慮すればよいことになる。

以上においては、均質な接着層を有する接合体の熱応力分布と熱的設計指針を

検討した。しかし、現実の接合体においては、接着剤中に気泡が混入したりあるいは充てん物等を含む場合も多い。そこで、接着層内に気泡に相当する円孔欠陥と剛体充てん物を有する接着接合体が熱的影響を受ける場合の熱応力分布についても同様に二次元弾性論を用いて検討し、次のような熱応力特性が得られた[91]。

- a. 円孔、剛体充てん物の位置が熱応力分布に及ぼす影響の検討から、充てん物が接着層自由端に近いほど接合界面端部近傍の熱応力は緩和される。また、円孔周縁の熱応力分布は、円孔が自由端に近いほど最大応力値が小さくなる。一方、剛体充てん物周縁の熱応力分布は、剛体充てん物が中心および自由端に近い場合に最大応力値が大きくなる。
- b. 円孔、剛体充てん物の径が熱応力分布に及ぼす影響の検討から、充てん物の径が大きくなるほど充てん物周縁の熱応力の最大値が大きくなる。一方、円孔の径が小さくなるほど円孔周縁の熱応力の最大値が大きくなる。

しかし、通常の場合、このような気泡や充てん物が接着接合体の接合界面の熱応力分布に及ぼす影響は小さいことから、接合体の熱的強度に対する影響もかなり小さいと推測される。従って、気泡や充てん物が極めて大きい場合あるいは接着層の巨視的な材料特性に影響するほど多量に含まれる場合を除いて、一般に、均質でない接着層を有する接合体の場合も前述の均質な接着層の接合体に対する設計指針で対応できると思われる。

これらの結果を考慮し、3章以降では、より実用的な三次元形状の接着接合体を取り上げ、各接合体の接着層を均質と仮定し、熱的影響が定常である場合について熱応力解析と実験的検討を行う。

第3章 重ね合わせ接着管継手の熱応力と密封性能

3.1 緒言

従来、ポンプや圧縮機等を用いた流体輸送システムではその配管の接続に溶接やフランジによるボルト締結、ニップルによるねじ込み等の機械的接続が主に用いられている。しかし、今日のあらゆる工業分野において、構造物の軽量化や作業の単純化等も含め、生産コストの低減や製品の性能向上を視野に入れた接合構造が求められるようになった。そこで、従来の接合方式で問題となる、溶接時に高温の熱による変形や材料組織の変質、異材接合の困難さを除くため、また、フランジやニップル等を用いた機械的接合での部品数や構造物の重量を削減するために接着接合がかなり有効であることが予測される。しかし、接着接合は作業が比較的容易であり、均一な応力分布が得られやすい利点がある反面、内圧が作用する配管の接合部や圧力容器締結部等の管継手に接着接合を適用した場合、その密封性能や強度に不明の点も多く、あまり用いられていないのが実状である。

これまで、比較的低压の配管における接着接合が塩化ビニールパイプ等の水道管や排水配管に見られるがその強度に関してはあまり研究がなされておらず経験的に使用されているにすぎない。さらに、高压用の配管においてはねじ込みやボルト締結方式が主に用いられ接着剤単体の接合方法はほとんど見られない。

これまでに円筒の突合せ接着継手や重ね合わせ接着継手に関しては多くの研究がなされている。例えば、円筒突合せ接着継手に引張荷重が作用した場合、円筒厚さがある厚さ以下では接着層の応力分布が比較的均一になり、また、接着層厚さが大きくなるほど接着強度が低下することが示されている[15]。さらに、重ね合わせ接着継手に対しても引張荷重やねじりモーメント等の外荷重が作用した場合の研究[79, 80, 81]があるが、いずれの継手形状においても引張りや内圧等の外荷重と熱的負荷が同時に作用する場合の研究はみあたらない。

一般に、流体輸送システムにおける配管の管継手には内圧と同時に配管や接続機器による拘束、また、端部が閉じられた配管においては内圧による軸方向の引張荷重を受ける。特に、航空機の油圧配管や産業用油圧機器等においては比較的高い内圧が作用し、構造も複雑となることが多い。また、原子力発電や化学プラントにおける配管では内圧が作用すると同時に、内部流体および外部から熱的

負荷を受けるなどの過酷な使用環境下に置かれる場合が多く、取り扱う流体も引火性や毒性の強いものもあり内部流体の極めて微量な漏洩に対する高度の密封性能が要求される。従って、これらの流体を扱う配管の継手が内圧や引張荷重等の外荷重と同時に熱的負荷を受ける場合の熱応力分布の挙動特性を明らかにし、密封性能に及ぼす影響を検討することが必要である。

一般に、接着剤単体による接合方式の締結体の密封性能は接着層の破壊と同時に失われる。また、継手形状としては、突合せ接着形状に比べ重ね合わせ接着形状の方がかなり強度が増すことが知られているが重ね合わせ接着管継手の熱応力の影響に関してはこれまで検討されていない。また、重ね合わせ接着管継手の場合は異径管を重ね合わせるため、管径の差により種々の接着層厚さになることが考えられ、あるいは用途に応じ厚さを変える事も可能である。このことから接着層厚さが継手の強度に及ぼす影響を検討することが必要である。

本章においては肉厚が等しく、径の異なる円筒の組み合わせにより接着層厚さを変えた継手が接着時と異なる温度環境におかれ同時に内圧が作用する場合の熱応力分布の解析を行い、接着層厚さが熱応力分布に及ぼす影響を明らかにする。次に、重ね合わせ接着管継手試験片に内圧を作用させた破壊実験を行い、解析結果および破壊実験に基づく継手の強度予測について検討する。併せて、径と肉厚が等しい二つの有限円筒を突合せ接着し、両端を閉止した管継手に内圧だけが作用する場合の応力解析および重ね合わせ接着管継手試験片と同様の破壊実験を行い強度を比較検討する。ただし、突合せ接着管継手の場合は、接着層がかなり薄いことから内部流体による熱的負荷が作用しても熱応力の影響は極めて小さいことが予測されるため、内圧だけが作用した場合を対象とする。また、突合せ接着する円筒の端部(接着部)形状を直管形および突合せ接着面積を大きくしたフランジ形の2種類に対し応力分布の解析を行い、それぞれの解析結果および破壊実験に基づく継手の強度予測について検討する。

本章における応力解析は、軸対称三次元有限要素法(FEM)によって行う。本解析に使用した有限要素コードは MARC K6.1/Mentat210 (MARC Analysis Research Corporation) を用いた。なお、有限要素法を以下では FEM と記述する。

3. 2 解析方法

重ね合わせ接着の場合は被着体である 2 円筒の内・外径差により接着層の厚さを種々変えることが可能である。そこで、接着層厚さが継手の熱応力分布および熱的強度に及ぼす影響を検討するため、接着層厚さの異なる 3 種類の解析モデルを作成した。

表 3.1 は解析に用いた各継手モデルの寸法を示す。接着層厚さは、モデル 1 では 1mm、モデル 2 では 0.25mm およびモデル 3 では 0.05mm としている。なお、円筒の材質および肉厚は同一とする。

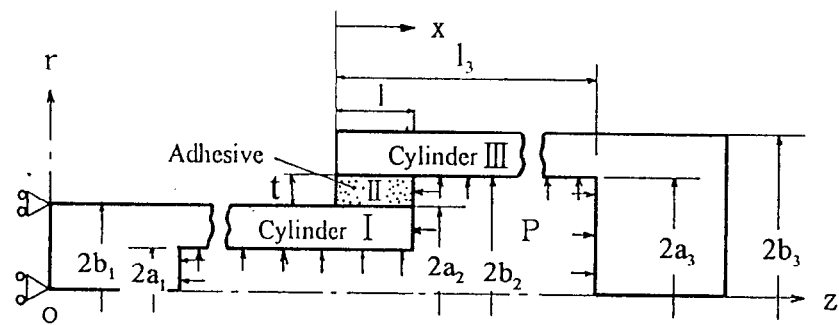
図 3.1 は重ね合わせ接着管継手の解析モデルの一例を示す。図(a)は FEM に用いた解析モデル、図(b)は両端を閉止した重ね合わせ接着管継手の概略を示す。継手が軸対称モデルであることを考慮し、重ね合わせ接着管継手の 1/2 断面(図(b)の斜線部分)を解析対象とした。内円筒を長さ l_1 、内径 $2a_1$ 、外径 $2b_1$ の有限円筒[I]、接着層を長さ l_2 、内径 $2a_2$ 、外径 $2b_2$ の有限円筒[II]、外円筒を長さ l_3 、内径 $2a_3$ 、外径 $2b_3$ の有限円筒[III]として 8 節点四辺形軸対称要素を用いて要素分割を行った。モデル 1 における要素数は 2,912、モデル 2 およびモデル 3 の要素数は 2,736 である。また、応力の特異性を考慮して、接合界面端部近傍の最小要素の寸法を $3\mu\text{m}$ とした。

解析においては、内円筒閉止側の端部中央を原点 o とした r - z 座標とし、 r 軸で z 方向の変位を拘束した。また、内圧による応力解析では図 3.1(a)に示すように継手の内部各表面に垂直に矢印で示す圧力を加えた。熱応力解析では一様温度変化のある場合について行う。なお、解析モデルの各寸法は後述の破壊実験に用いた継手試験片の寸法と同一とした。

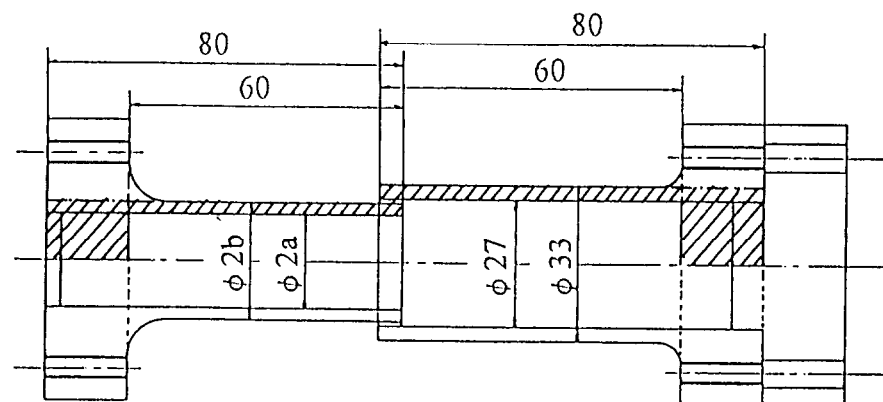
表 3 . 1 解析に用いた重ね合わせ接着管継手の寸法

(Unit : mm)

Model	Inner pipe $2a_1 \times 2b_1$	Outer pipe $2a_3 \times 2b_3$	Thickness of adhesive t
1	$\phi 19.0 \times \phi 25.0$	$\phi 27.0 \times \phi 33.0$	1.00
2	$\phi 20.5 \times \phi 26.5$	$\phi 27.0 \times \phi 33.0$	0.25
3	$\phi 20.9 \times \phi 26.9$	$\phi 27.0 \times \phi 33.0$	0.05



(a) 解析モデル



(b) 両端を閉止した継手モデル

図 3.1 重ね合わせ接着管継手の解析モデル

3. 3 実験方法

3. 3. 1 重ね合わせ接着管継手試験片

試験片は 3.2 節で述べたように接着層厚さが 1.0mm、0.25mm および 0.05mm となる 3 種（モデル 1、モデル 2、モデル 3）を作成した。

図 3.2 は重ね合わせ接着管継手の試験片（モデル 2）を示す。図中の①は内円筒、②は外円筒の形状・寸法をそれぞれ示す。他の試験片については表 3.1 示す径の円筒を用い、その他の寸法は全て同じとした。また、継手の重ね合わせ部の長さは各試験片で 10mm とした。継手試験片に使用した円筒の材料はいずれも構造用炭素鋼 (S45C:JIS) である。

供試円筒（被着体）の接着には予め接着面を #1000 のエミリー紙で研磨し、アセトンで十分洗浄した後、水洗いして乾燥させ接着剤を均一に塗布し接着接合した。また、接着部近傍の円筒内・外周面は、はみ出した接着剤によるフィレットの生成を防ぐため予めテープを貼っておいた。なお、試験片を再使用する場合には接着面に付着している硬化した接着剤をエミリー紙で研磨する前に溶剤 (NN-ジメチルホルムアミド) で完全に除去した。接着剤の硬化は、接着剤を塗布し接合した後、中心軸合わせおよび重ね合わせ長さ調整用の治具で固定し、そのまま 80℃ に保持した電気炉 (大和科学製、精密高温器 DF42/62) 内に入れ、1 時間の硬化処理を行い、その後、電源を切った電気炉内で 24 時間放置し、室温まで徐冷した。

また、継手のひずみ測定を行うため、抵抗線ひずみゲージ (共和電業製、KFG-1-120-D19-11n10C2) を接着接合した試験片の外円筒接合部の外周表面に室温にて貼付した。

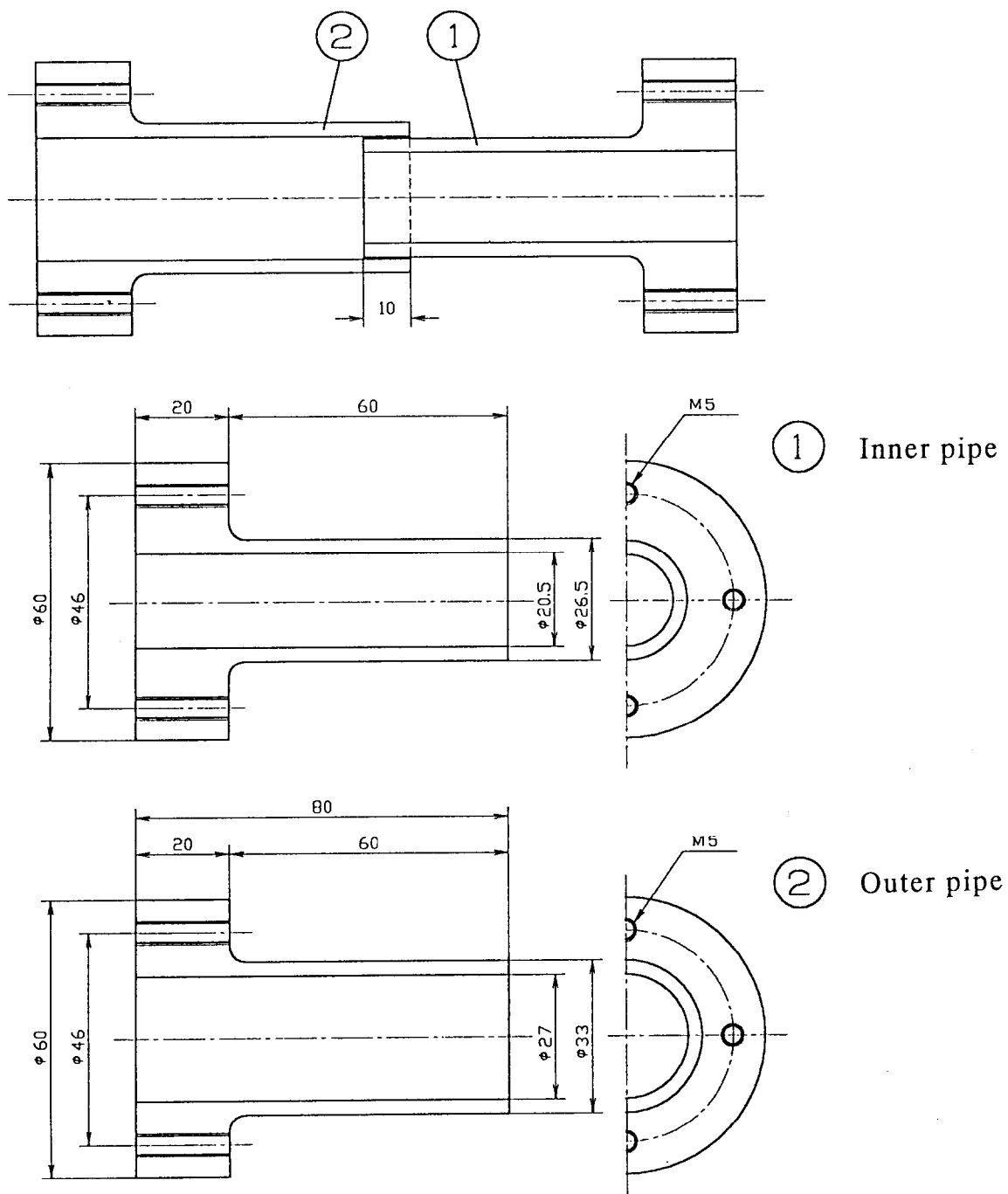


図 3. 2 重ね合わせ接着管継手の試験片(モデル 2)

3. 3. 2 接着剤

本実験では 2 液混合型エポキシ系接着剤アラルダイト AV138、ハードナー HV998(日本カキヤ社製)を重量比 4:6 の割合で混合して使用した。この接着剤の材料特性を求めるため引張試験用のダンベル型試験片(JIS K7113-1995 1 号試験片)を作成した。試験片の全長を 175mm、平行部長さを 60mm、平行部幅および厚さはそれぞれ 10mm および 4mm とした。

図 3.3 はダンベル型試験片の引張試験から得られた応力-ひずみ曲線を示す。図から、本接着剤は脆性材に近い性質を示すことが分かり、降伏応力は 24.4MPa、最大引張強度 29.8MPa、また、縦弾性係数は 3.88GPa およびポアソン比は 0.38 と測定された。なお、図中の破線は近似した接着剤の弾塑性特性を示し、FEM による弾塑性解析に用いた。

表 3.2 は実験に用いた被着体と接着剤の材料定数を示す。

一般に、接着強度はバルク接着剤の最大引張強度より大きいことが知られている。そこで、本実験に用いたエポキシ系接着剤の接着強度を検討するために薄肉円筒の突合せ接着継手試験片を作成し、試験片の引張強度を求めた。

図 3.4 は突合せ接着管継手試験片の引張強度試験に用いた供試円筒の寸法・形状を示す。寸法の決定に際しては、接着層の厚さが薄いほど各応力が平滑化され、円筒の肉厚と長さの比 $(b-a)/l$ が 0.1 以下であれば荷重分布が接着層の応力分布におよぼす影響は少ない、円筒の肉厚と接着層厚さの比 $(b-a)/t$ が 10 以上では応力分布に差が見られない等の報告[15]があり、これらを考慮して円筒試験片の寸法は内径 $2a$ を 25mm、外径 $2b$ を 27mm および円筒長さ l を 25mm とした。ここで、接着層厚さ t を $50\mu\text{m}$ とすると、 $(b-a)/l=0.04$ 、 $(b-a)/t=20$ となる。円筒試験片 10 本の引張強度をインストロン材料試験機を用いて求めた結果、平均引張強度 σ_a は 40.4MPa であった。

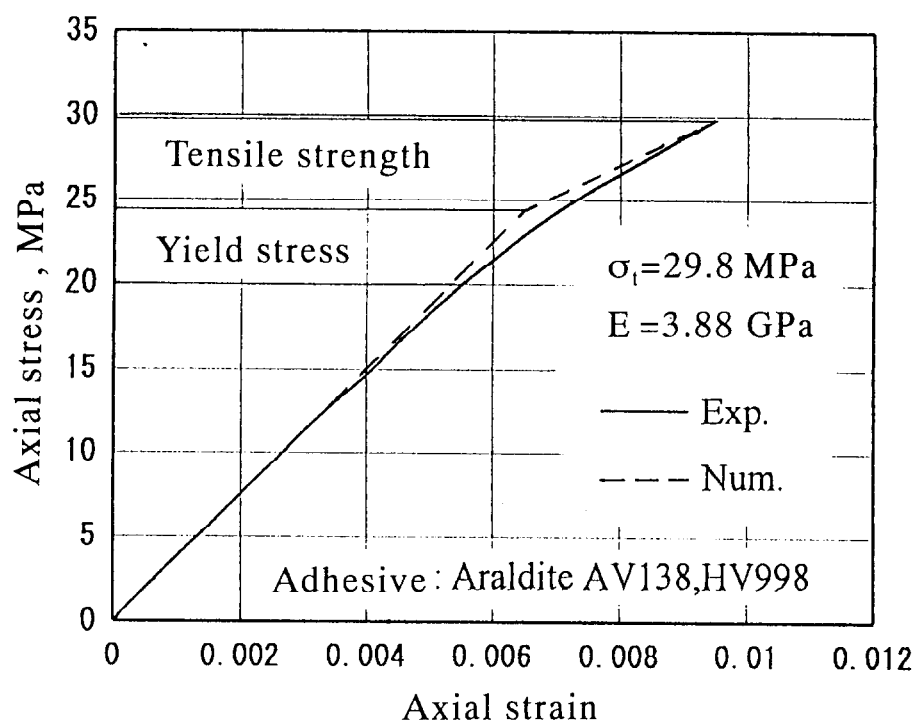
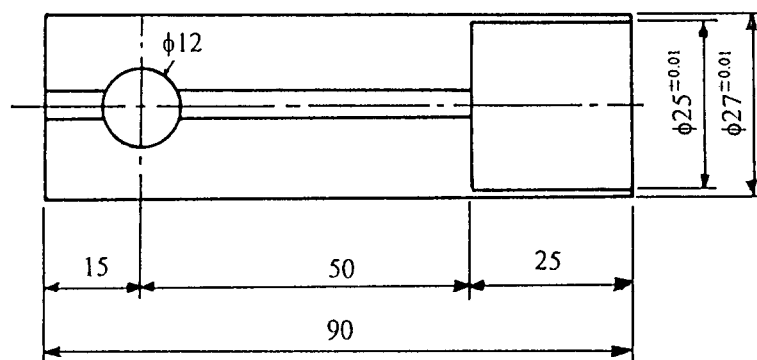


図 3.3 接着剤のダンベル形試験片による応力-ひずみ曲線

表 3 . 2 被着体および接着剤の材料定数

	Adherend (Steel)	Adhesive (Epoxy)
Young's modulus E [GPa]	206	3.88
Poisson's ratio ν	0.30	0.38
Yield stress σ_{yi} [MPa]	490	24.4
Tensile strength σ_t [MPa]	686	29.8



Diameter ratio of circular pipe (Inner/Outer): 0.926

Aspect ratio of adhesive (Width/Thickness) : 20.0

図 3 . 4 薄肉円筒試験片

3. 3. 3 実験装置概要

図 3.5 は実験装置の構成を示し、左より単シリンダ油圧ポンプ(理研精機製、P-4)、ブルドン管型圧力計(理研精機製、AS150-100M)、試験片(接着管継手のフランジ部分に治具を取り付け高圧ホースで接続)、ひずみゲージ式圧力変換器(共和電業製、PGM-500KD)、増幅器(共和電業製、DPM-713B)および記録計(渡辺測器製、X-Y レコーダ WX4400)の順となっている。なお、試験片表面のひずみ測定にはデータロギングシステム(共和電業製、UCAM-10A)を用いた。

なお、管継手試験片は両端部のフランジ部分に油圧負荷用高圧ホースおよび圧力変換器取り付け用の治具を取り付けることによって閉止される。

接着管継手試験片の破壊実験は室温(20℃に設定)で行い、各測定器の初期設定終了後、内圧を測定・記録しながら油圧ポンプにより内圧を上昇させていく。最終的に継手の接着層が破断したときの内圧を接着管継手試験片の強度とした。この時、接着管継手試験片に作用する熱的影響としては継手の接着接合時の温度(80℃)を基準温度とし、試験時の室温(20℃)に対する温度差をとり $\Delta T = -60^{\circ}\text{C}$ の一樣温度の変化があるものとした。

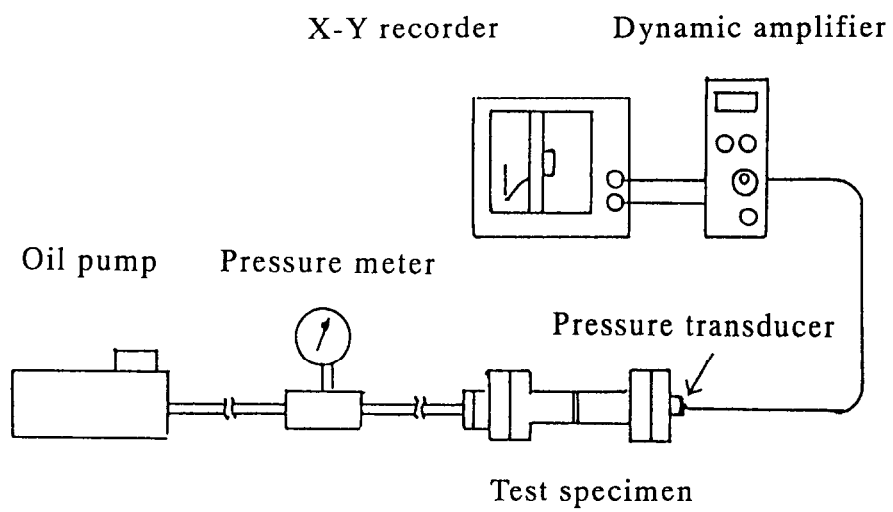


図 3 . 5 内圧負荷実験装置の構成

3. 4 実験結果および解析結果との比較・考察

(1) 接着管継手試験片の95%以上の非破壊確率値

各接着管継手試験片に対して、油圧を負荷した破壊実験を試験片 30~40 本について行った。試験片の製作および接着時の環境によって、測定結果は以下の影響を受けることが分かった。

- a. 接着剤の主剤と硬化剤の混合時に混入する微小気泡による見かけ上の縦弾性係数の低下。
- b. 使用する接着剤が二液混合硬化型の接着剤であることから混合時の室内湿度すなわち接着剤に含有する水分量による接着剤強度への影響(予備実験により湿度が高い場合は接着強度が低下した)。
- c. 接着剤のはみ出しで生成する微小フィレットによる接着強度の増加(Adams [14]の研究で報告されている)あるいは接着不良によって生じる微小未接合部による接着強度の低下。
- d. 接着硬化処理中の電気炉内の温度分布による影響(予備実験により硬化処理温度が低い場合は強度が低下した)。
- e. 円筒接合時の極めて微小な中心軸のずれ。
- f. 試験温度(室温)による影響。

実験はこれらの影響を受けることから測定値にある程度のばらつきを生じることが避けられない。そこで、各試験片の接着層破壊時の内圧測定値は上記影響を受けるが、それぞれの誤差を加味してデータ数が十分に多い場合は母集団が正規分布に従うものとする。一般的に、母集団の平均(真値)はこのような正規分布する母集団から取り出した n 個のサンプルから信頼度 α として t 分布で考えることにより得られる。しかし、本実験においては継手強度の予測を平均値で評価するより信頼性の観点から安全側で取るべきと考え以下の方法によった。

図 3.6 は接着管継手試験片(モデル 2、接着層厚さ 0.25mm)の実験結果を正規確率紙にプロットした例を示す。図から実験結果にはある程度のばらつきがあるがかなり正規分布に近い分布をすることが分かる。従って、継手強度の平均値は信頼度 α で求めることが可能である。しかし、前述のとおり継手強度を継手破壊に対し安全側で予測することが重要であるという観点から、本実験結果においては正規確率紙による 95% の非破壊確率値を用いて強度予測値を算出した。

表 3.3 は本実験で得られた各接着管継手試験片(継手モデル)に対する 95% 以上の非破壊確率値を示す。表中の P は各継手モデルの内圧による破壊実験結果を示す。また、 $P \cdot A$ の値は内圧に継手の軸方向の断面積(内圧作用面)を乗じたもので、内圧による軸方向の引張荷重を示す。右欄の F は比較のため行った材料試験機により引張荷重だけを負荷した場合の破断荷重値を示す。これらの結果より、引張荷重だけが作用する場合は内圧による軸方向荷重より小さい引張荷重値で破断し、その差は接着層厚さが厚くなるに従い大きくなる傾向を示した。

図 3.7 は表 3.3 の結果を用いた、接着層厚さと継手強度の関係を示したものである。横軸には接着層厚さ(mm)、縦軸は内圧 P (MPa)および引張荷重 F (kN)をそれぞれ示し、図中の■印は内圧に対する強度、◆印は引張荷重に対する強度の結果である。図より、内圧および引張荷重が作用するいずれの場合においても接着層厚さの増加と共に強度が低下する傾向を示し、接着層厚さが継手強度におよぼす影響の大きいことが分かる。

(2) 接着管継手試験片の外周表面のひずみ

継手に内圧が作用した場合の円筒外側表面の円周方向ひずみを抵抗線ひずみゲージを用いて測定し、併せて、FEMによる解析結果と比較した。

図 3.8 は継手モデル 1 (接着層厚さ: 1.0mm)に内圧が作用した場合の円周方向ひずみ ε_{θ} と接着端部からの距離 x の関係を表す。図中の●印は内圧 28MPa、▲印は内圧 14MPa 負荷時の測定値を示し、実線および破線はそれぞれの場合に対する FEM による解析結果を示す。ただし、ひずみゲージは室温で較正しており、実験値および解析値とも接着時との温度差によって生じる残留ひずみの影響については考慮していない。図より、内圧が大きい時に解析結果に比べ測定値の方が少し大きくなっているが、解析結果と実験結果はかなりよく一致している。

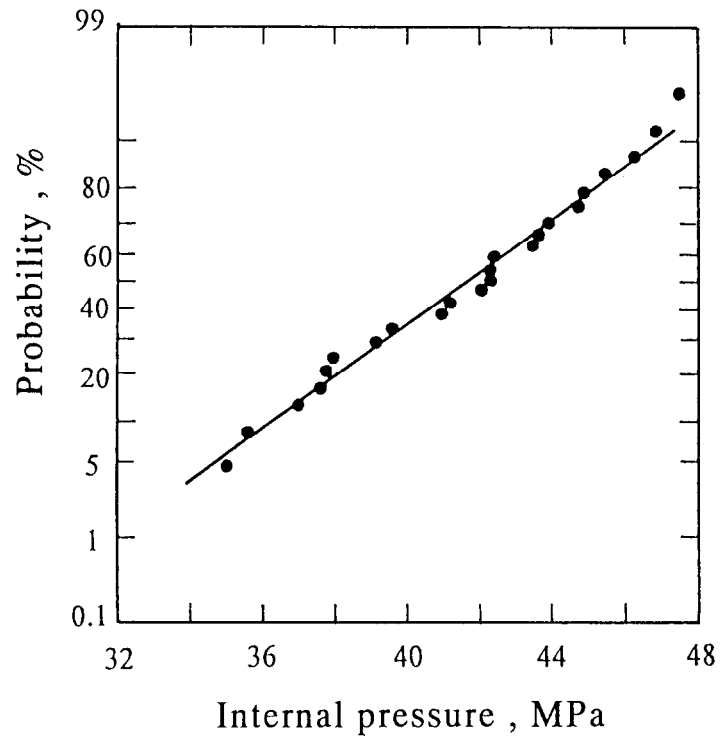


図 3 . 6 重ね合わせ管継手 (モデル 2) の 95%非破壊確率値

表 3 . 3 継手モデルの 95%非破壊確率値

Model	Thickness of adhesive layer (mm)	Internal pressure P (MPa)	Tensile load P × A (kN)	F (kN)
1	1.0	31.8	18.2	13.4
2	0.25	34.8	19.9	16.2
3	0.05	46.9	26.9	22.5

A: Area of pressure applied surface in axial direction($=0.5726 \times 10^{-3} \text{ m}^2$)

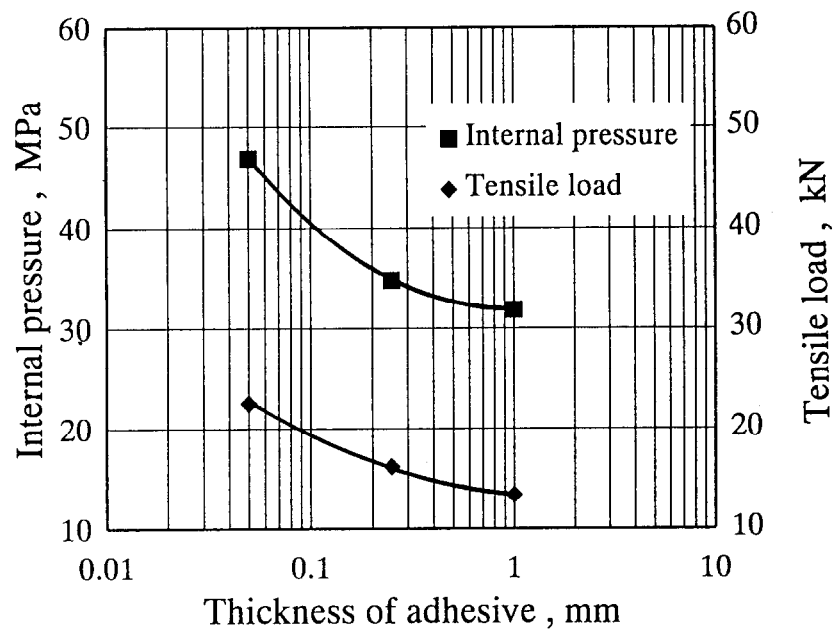


図 3.7 接着層厚さと継手強度

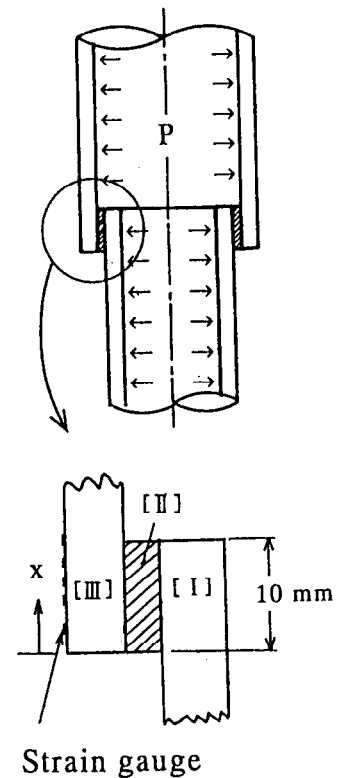
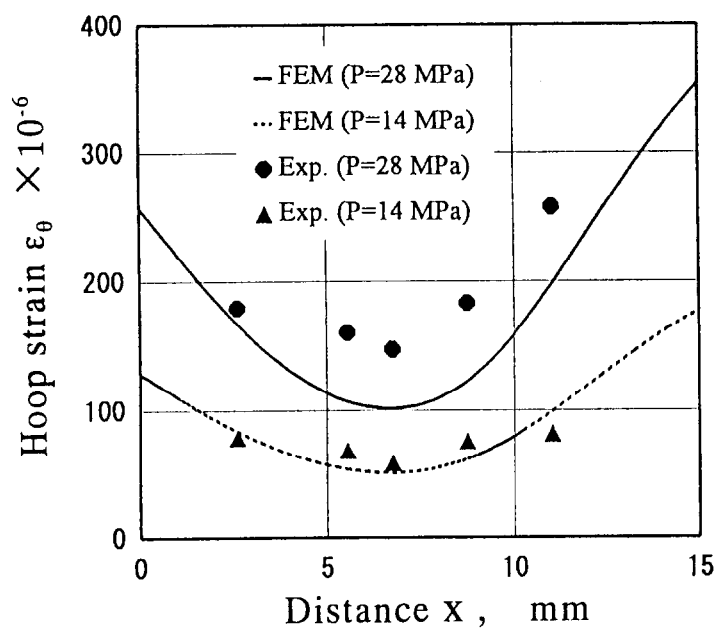
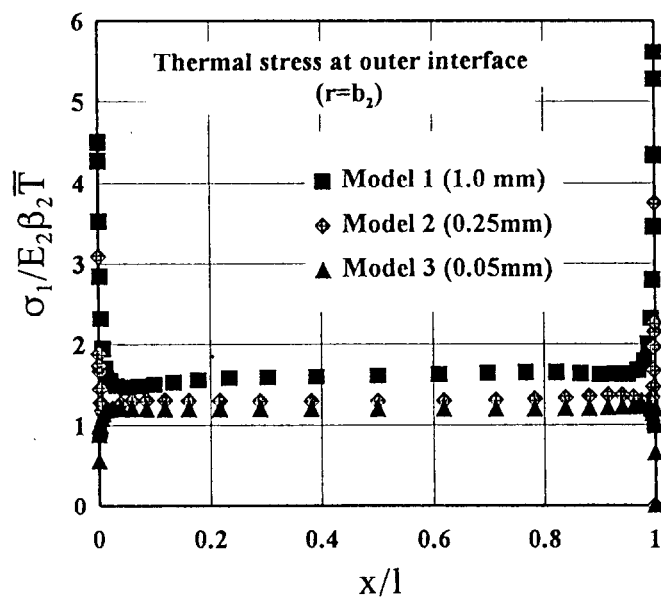


図 3.8 重ね合わせ接着管継手(モデル 1)のひずみ分布

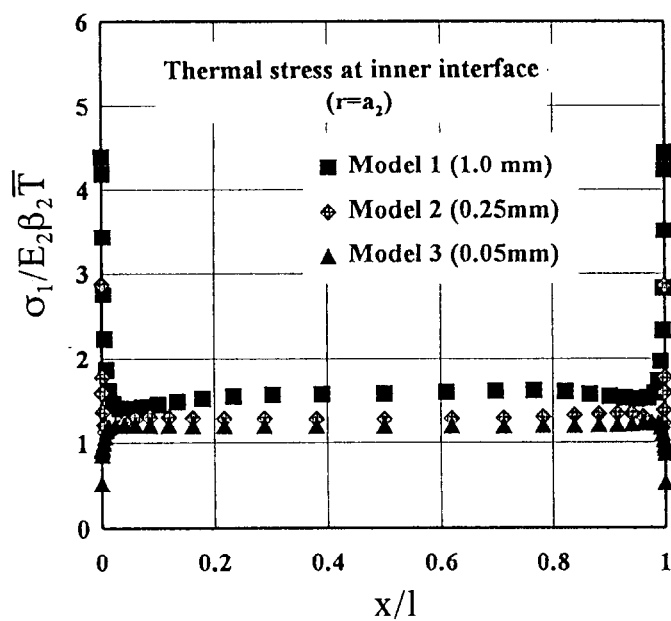
(3) 一様温度変化のある重ね合わせ接着管継手の熱応力

図 3.9 は接着接合した重ね合わせ接着管継手が、その後、内圧は受けず ($P=0$)、 $\Delta T=-60^{\circ}\text{C}$ の一様温度変化だけがある場合の FEM 解析で求めた接着層と外円筒および内円筒の接合界面の熱応力分布 (最大主応力) を示す。なお、以下の記述においては外円筒側の界面を外周側接合界面、内円筒側の界面を内周側接合界面とする。図 (a) は外周側接合界面 ($r=b_2$)、図 (b) は内周側接合界面 ($r=a_2$) の最大主応力分布を示す。縦軸は最大主応力 σ_1 を $E_2 \beta_2 \bar{T}$ ($=14.0\text{MPa}$: 接着剤の縦弾性係数 $E_2=3.88\text{GPa}$ 、線膨張係数 $\beta_2=60\times 10^{-6}/^{\circ}\text{C}$ および温度差 $\bar{T}=|\Delta T|=60^{\circ}\text{C}$) で除した無次元熱応力を示す。横軸は接着層界面端部 (接着層外側端部) からの距離 x を重ね合わせ長さ $l=10\text{mm}$ で除した無次元長さである。図中の ■ は接着層厚さが 1.0mm 、◇ は 0.25mm および ▲ は 0.05mm の継手モデルの結果である。

図 3.10 は図 3.9 の熱応力分布のうち界面端部近傍の応力分布を両対数表示した結果を示し、図 (a) は外周側接合界面の内圧作用側端部 ($x=l$) からの熱応力分布を無次元距離 $(l-x)/l$ を用いて示し、図 (b) は内周側接合界面の外側端部 ($x=0$) からの熱応力分布を無次元距離 x/l で示している。いずれの場合も接着層厚さが厚いほど熱応力が大きくなる。また、接着層厚さが比較的厚い場合に両端部で応力の特異性を示すことが分かる。このことから、一様温度変化がある重ね合わせ接着管継手の密封性能は接着層厚さが薄いほど向上すると推測される。



(a) 外周側接合界面 ($r=b_2$)



(b) 内周側接合界面 ($r=a_2$)

$P=0$
 $\Delta T=-60^\circ\text{C}$

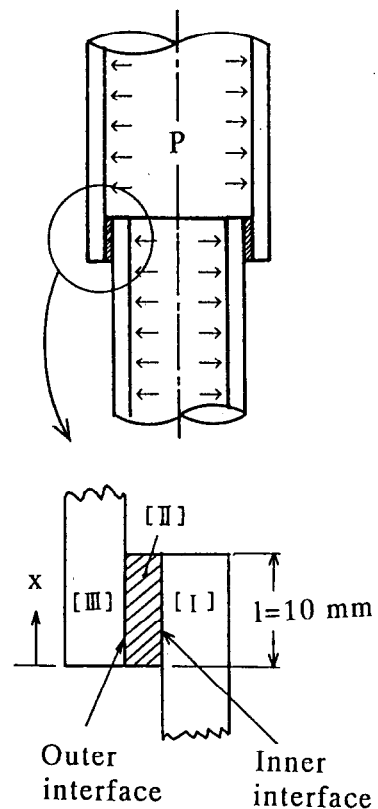
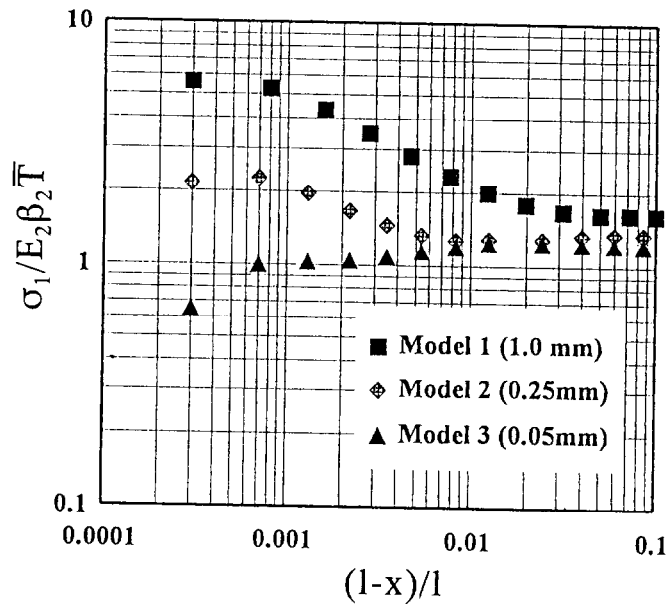
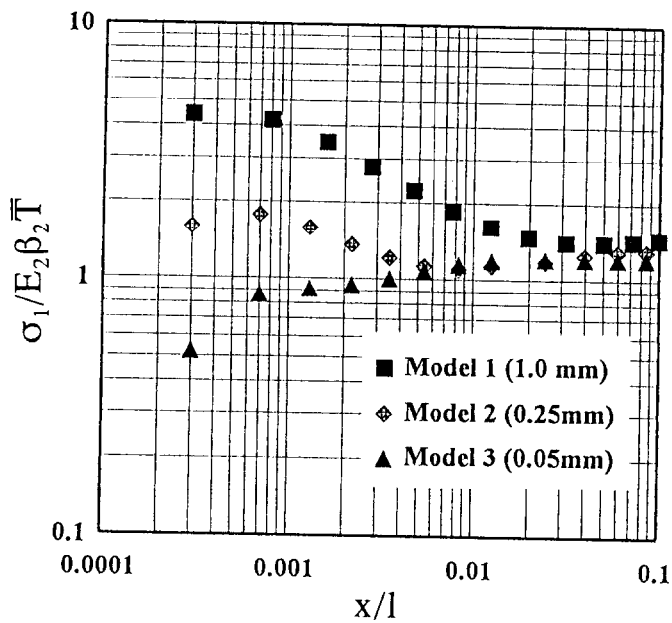


図 3. 9 接合界面の熱応力分布 (最大主応力)



(a) 外周側接合界面の端部 ($x=l$) 近傍



(b) 内周側接合界面の端部 ($x=0$) 近傍

$$P=0$$

$$\Delta T=-60^{\circ}\text{C}$$

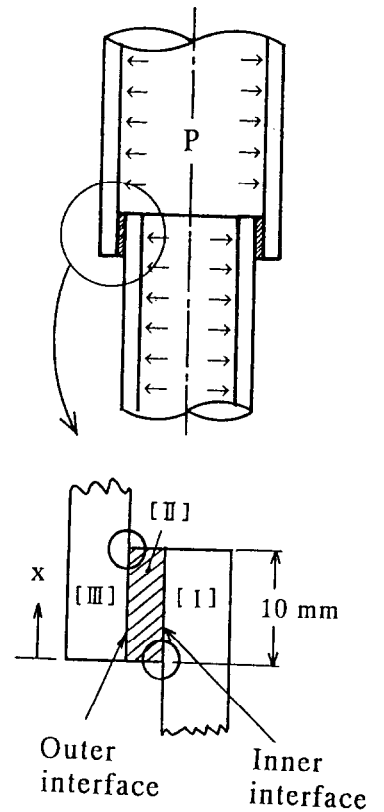


図 3.10 接合界面端部近傍の熱応力分布(最大主応力)

(4) 内圧を受ける重ね合わせ接着管継手の応力

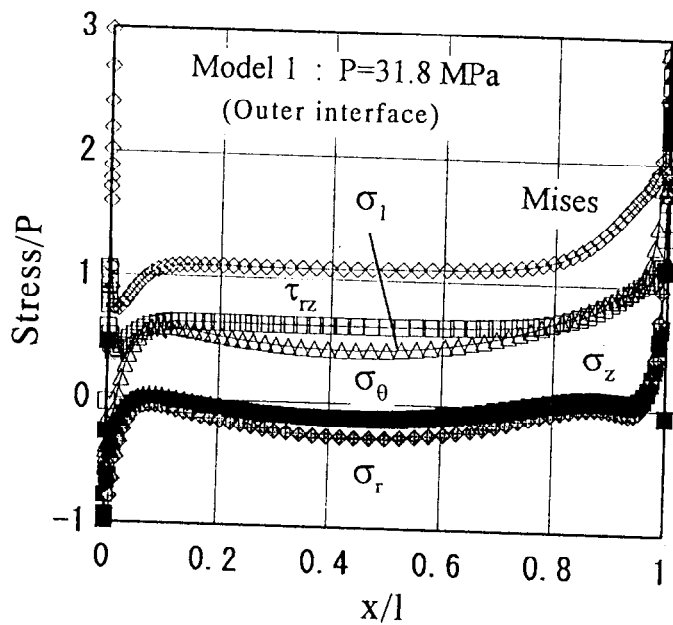
図 3.11 はモデル 1 (接着層厚さ 1.0mm) の重ね合わせ接着管継手に内圧 31.8MPa を作用させた場合の接合界面の応力成分 σ_r 、 σ_z 、 σ_θ 、 τ_{rz} および最大主応力 σ_1 とミーゼス相当応力 (Mises) 分布を示す。図 (a) は外周側接合界面 ($r=b_2$)、図 (b) は内周側接合界面 ($r=a_2$) の応力分布をそれぞれ表す。図中の縦軸は応力を内圧 P で除し、横軸は端部からの距離を重ね合わせ長さ l で除しそれぞれ無次元表示した。

図 3.12 はモデル 3 (接着層厚さ 0.05mm) の管継手に内圧 46.9MPa を作用させた場合の、図 (a) は外周側接合界面 ($r=b_2$)、図 (b) は内周側接合界面 ($r=a_2$) の応力分布である。

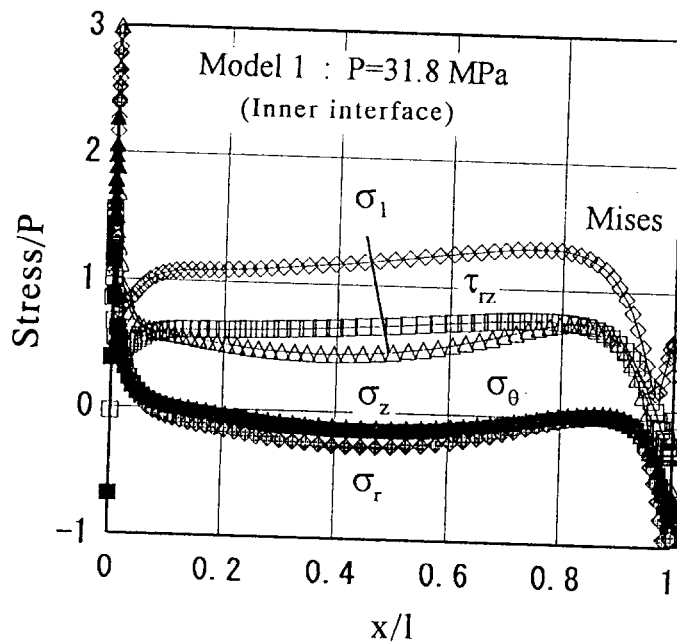
これらの図より、接着層厚さが比較的厚い場合 (図 3.11)、外周側接合界面では内側端部 ($x=l$) 近傍、内周側接合界面では外側端部 ($x=0$) 近傍で最大応力となる。しかし、接着層厚さが薄いモデル 3 (図 3.12) では両接合界面とも内側端部 ($x=l$) 近傍で応力が大きくなることが分かる。

図 3.13 は各継手モデルに内圧 30MPa を作用させた場合の界面端部近傍の最大主応力分布を示し、実線は FEM による応力解析結果をもとに特異場パラメータ K 、 λ を用いて、 $\sigma_1(r_n) = K r_n^{-\lambda}$ で表したものである。ここで、 r_n は端部からの無次元距離を示す [図 (a) は $r_n = (l-x)/l$ 、図 (b) は $r_n = x/l$]。図 (a) は外周側接合界面の内側端部 ($x=l$) 近傍、図 (b) は内周側接合界面の外側端部 ($x=0$) 近傍の最大主応力分布をそれぞれ示す。図 (a) から、接着層の薄い継手モデル 3 で特異性の指数 λ が小さくなり、端部からある程度離れると他のモデルより応力が大きくなる傾向を示すが、ごく端部近傍の特異応力は接着層が厚いほど大きくなることが分かる。また、いずれのモデルの場合も内周側接合界面 [図 (b)] より外周側接合界面 [図 (a)] で大きくなる傾向を示す。

また、図 3.13 の FEM による解析の値をもとに得た特異性の指数 λ は接着層がかなり薄い場合に小さく、比較的厚い場合は大きい値となることが分かった。また、Bogy [1, 2] の特性方程式による指数 λ は接合角度を被着体側 180° 、接着層側 90° とし、被着体と接着剤の縦弾性係数およびポアソン比を用いると $\lambda = 0.345$ となる。このことから、特異性の指数 λ は接着層の厚い場合では Bogy の特性方程式による結果とかなり異なる。



(a) 外周側接合界面 ($r=b_2$)



(b) 内周側接合界面 ($r=a_2$)

$P=31.8 \text{ MPa}$
 $\Delta T=0$

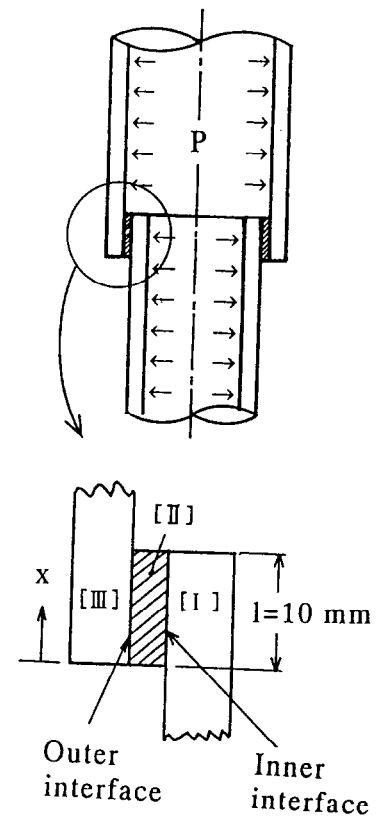
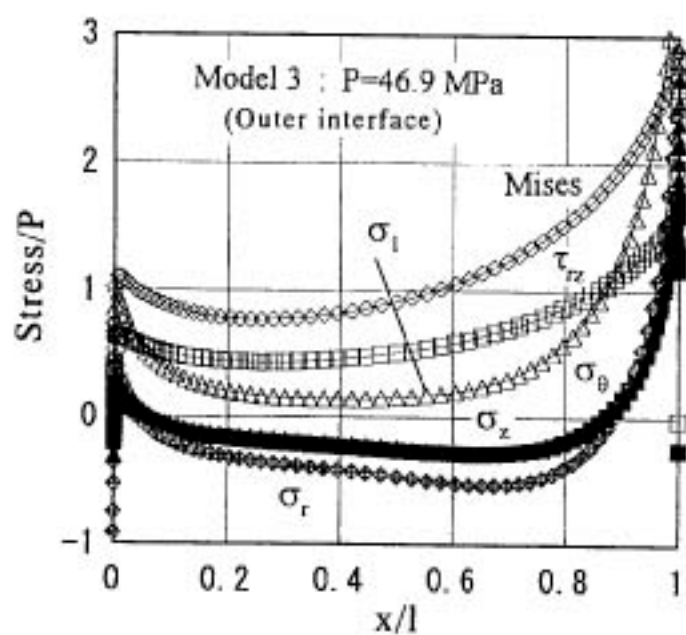
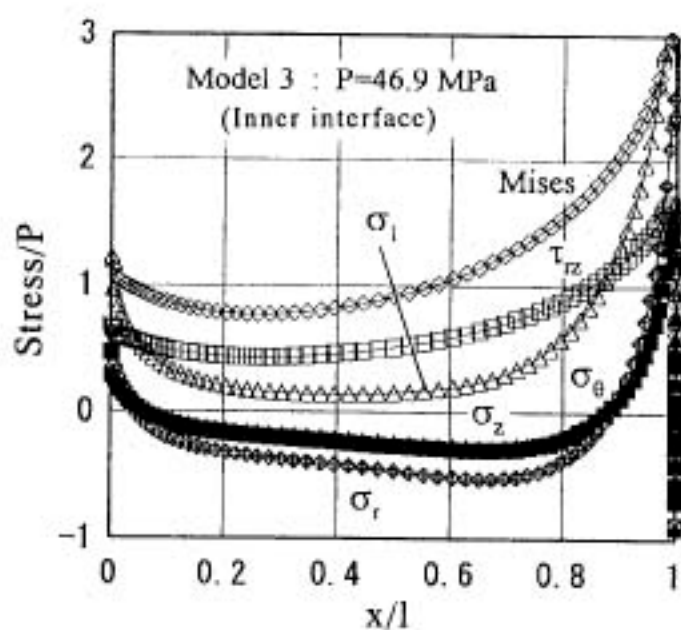


図 3.11 接合界面の応力成分、最大主応力および Mises 相当応力の分布 (継手モデル 1、接着層厚さ 1.0mm)



(a) 外周側接合界面 ($r=b_2$)



(b) 内周側接合界面 ($r=a_2$)

$P=46.9 \text{ MPa}$
 $\Delta T=0$

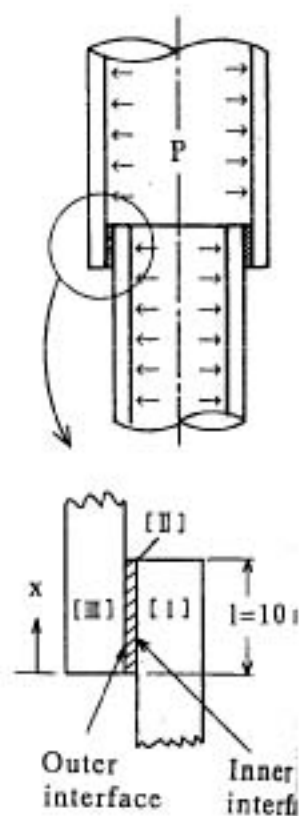
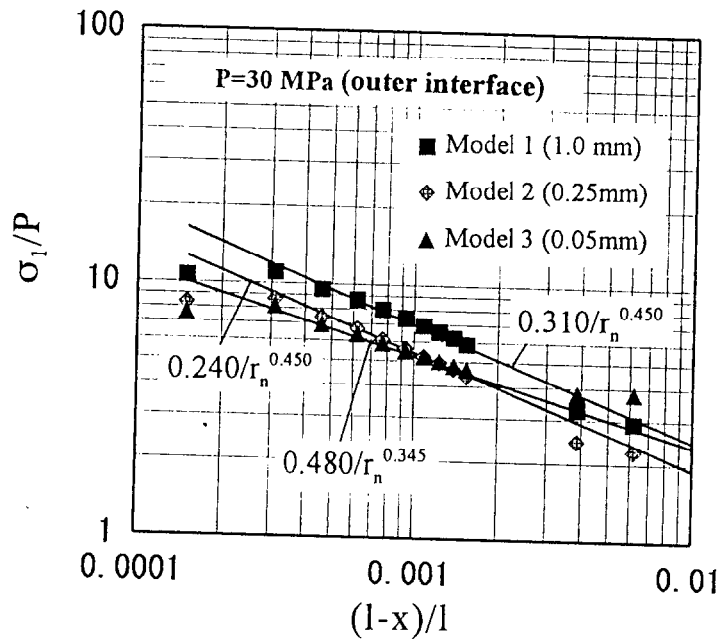
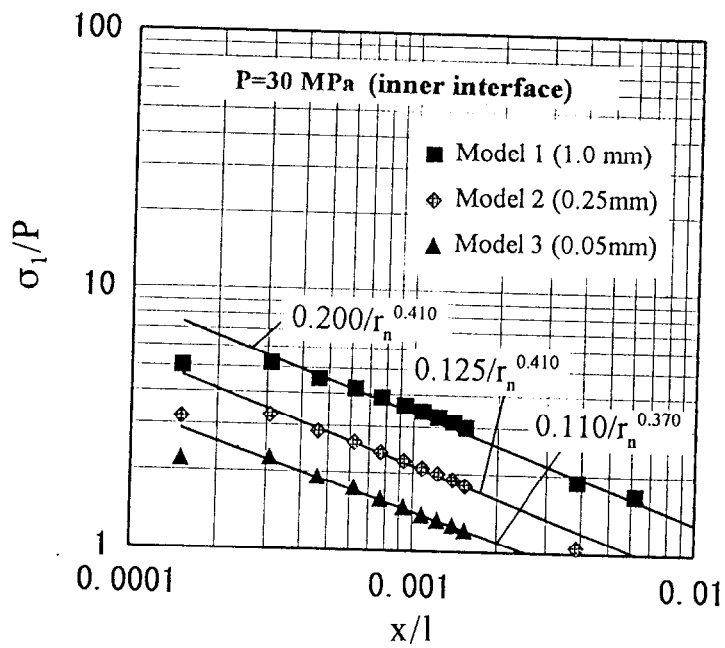


図 3.12 接合界面の応力成分、最大主応力および Mises 相当応力の分布 (継手モデル 3、接着層厚さ 0.05mm)



(a) 外周側接合界面の端部 ($x=l$) 近傍



(b) 内周側接合界面の端部 ($x=0$) 近傍

$P=30 \text{ MPa}$
 $\Delta T=0$

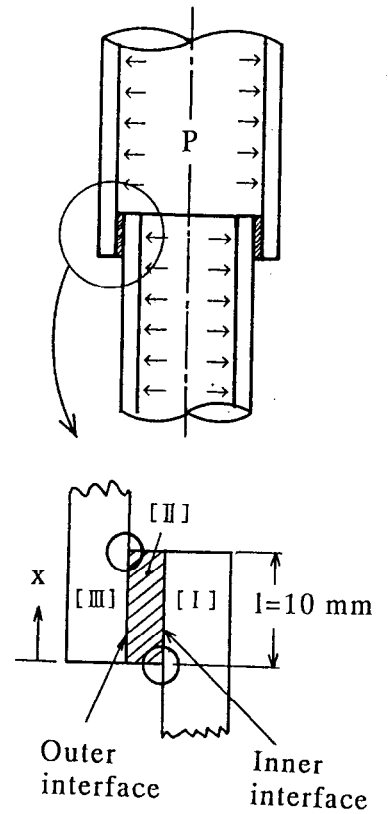


図 3.13 内圧 30MPa 作用時の接合界面端部近傍の最大主応力

3. 5 重ね合わせ接着管継手の密封性能

接着剤単体による接合方式の管継手において密封性能は接着層の破壊と同時に失われる。そこで、本節においては管継手の非破壊確率値(実験値)と FEM 応力解析を用いた継手強度の予測から密封性能の検討を行う。

一般に、加熱硬化型の接着剤の使用に当たっては接着時の温度が高いため、使用時には継手が一樣温度変化のある場合と同じ応力状態にあると推測される。そこで、継手に一樣温度変化および内圧が作用する場合の継手強度、すなわち密封性能を検討するため接着層界面の最大主応力分布を求めた。

前節の「(3) 一樣温度変化のある重ね合わせ接着管継手の熱応力」で示した熱的影響による応力分布では接着層の外周側接合界面および内周側接合界面の最大主応力は同じ程度の値で分布し[図 3.9(a), (b)]、接合界面の両端部近傍の応力も外周側接合界面の内側端部($x=1$)近傍で他の端部近傍の応力に比べ僅かに大きくなるが大きな差は見られなかった[図 3.10 (a), (b)]。しかし、「(4) 内圧を受ける重ね合わせ接着管継手の応力」で示した内圧による応力分布では外周側接合界面の内側端部($x=1$:内圧作用側)近傍で最大主応力が最も大きくなることが分かった。従って、内圧の作用と同時に一樣温度変化のある場合は継手の破壊開始は外周側接合界面の内側端部($x=1$)から生じることが予想される。

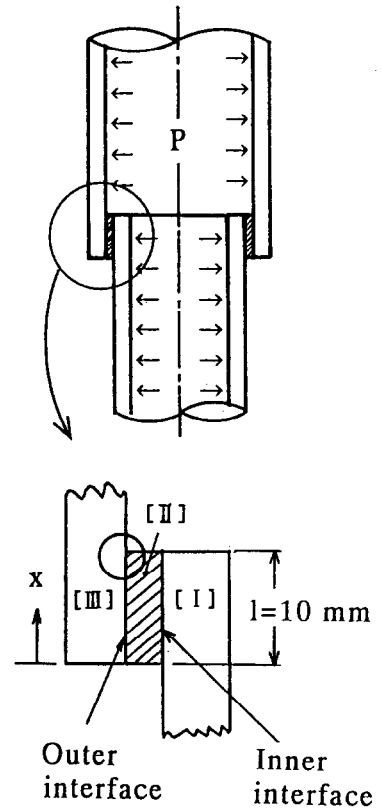
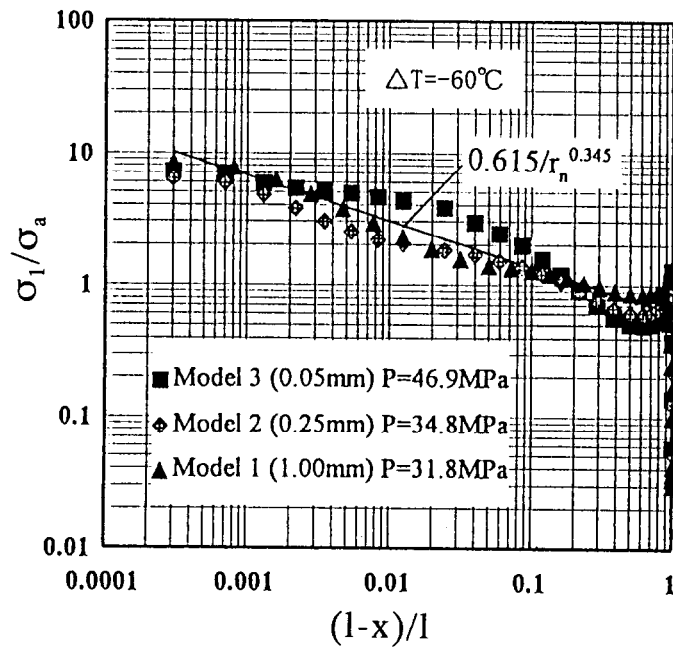
図 3.14 は $\Delta T=-60^{\circ}\text{C}$ の一樣温度変化のある継手モデル 1、モデル 2 およびモデル 3 に、さらに内圧として各試験片(継手モデル)の破壊実験で得られた 95%以上の非破壊確率値 31.8MPa、34.8MPa および 46.9MPa がそれぞれ作用する場合の FEM 解析から得られた接着層の外周側接合界面($r=b_2$)の最大主応力分布を示す。横軸は内側端部($x=1$)からの無次元距離 $r_n=(1-x)/1$ 、縦軸は各継手の最大主応力を薄肉円筒の突合せ接着継手試験片の引張強度 $\sigma_a(=40.4\text{MPa})$ で除した無次元応力とし両対数表示した。図中の▲印は継手モデル 1 (接着層厚さ:1.0mm)、◇印は継手モデル 2 (接着層厚さ:0.25mm) および■印は継手モデル 3 (接着層厚さ:0.05mm)の計算結果を示す。なお、実線は Boggy の特性方程式[1, 2]による応力特異性の指数 λ を用い、FEM の計算結果を考慮して示したものである。これらの比較から、接着管継手が温度変化と内圧の作用を受ける場合の接合界面の応力は接着層厚さにより端部近傍 [$(1-x)/1 < 0.01$] で複雑な特異応力となることが分かる。

しかし、いずれの接着層厚さの場合も各継手の応力分布は無次元距離 $r_n=0.2$

近傍で薄肉円筒の突合せ接着継手試験片による引張強度 40.4MPa となることが分かる。ここで、各継手モデルの応力解析に用いた内圧は破壊実験で得られたそれぞれの 95% 以上の非破壊確率値であることから、いずれの場合も外周側接合界面の内圧作用側端部 ($x=l$) から無次元距離 $(l-x)/l=0.2$ 近傍までの応力が薄肉円筒の突合せ接着継手試験片による引張強度に達した場合に継手の破壊が生じるものと推測される。

従って、内圧の作用および一様温度変化のある重ね合わせ接着管継手の密封性能は継手の接着層厚さが薄いほど向上が期待される。また、その最大許容内圧は外周側接合界面の内圧作用側端部 ($x=l$) から無次元距離 $(l-x)/l=0.2$ の最大主応力が薄肉円筒の突合せ接着継手試験片による引張強度に達した場合と考えられる。

P=31.8, 34.8, 46.9 MPa
 $\Delta T = -60^\circ \text{C}$



σ_a : Tensile strength of adhesive (40.4 MPa)

図 3.14 内圧の作用と温度変化のある継手モデルの
 外周側界面端部近傍の最大主応力
 (内圧：継手モデルの 95% 非破壊確率値)

3. 6 突合せ接着管継手との比較

同じ材質、肉厚の円筒を用いた継手においては重ね合わせ接着方式が接着面積を大きくとれることから突合せ接着方式に比べて継手強度を大きくできることが知られているが、定量的な比較はあまり検討されていない。そこで、これらの比較を行うため、突合せ接着管継手についても重ね合わせ接着管継手と同様の応力解析および破壊実験を行った。

3. 6. 1 突合せ接着管継手の解析および実験方法

(1) 突合せ接着管継手の解析モデル

FEM 解析に用いる継手モデルは接着面積および円筒の肉厚を変えた 4 種とする。表 3.4 は解析に用いた各継手モデルの寸法を示す。モデル 1 とモデル 3 は突合せ接着部が円筒断面のままの直管形、モデル 2 とモデル 4 は円筒端部(接着部)をフランジ形にして接着部の面積を広くした継手である。なお、円筒の材質は同一とし、モデル 1 とモデル 2 は円筒の肉厚を 1.5mm、モデル 3 とモデル 4 は肉厚を 3.0mm とする。

図 3.15 は解析モデルの一例を示す。図(a)は FEM 解析に用いた解析モデルの形状、図(b)は両端を閉止した突合せ接着管継手の概略を示す。解析は接着管継手の対称性から継手の 1/4 断面(図(b)の斜線部分)を解析対象とした。接着層を長さ $2l_1$ 、内径 $2a$ 、外径 $2b$ の有限円筒[I]、被着体を長さ l_2 、内径 $2a$ 、外径 $2b$ の有限円筒[II]としてそれぞれ 8 節点四辺形軸対称要素を用いて要素分割を行った。座標軸は r - z 座標とし、原点 o を円筒[I](接着層)の中心に取り、継手の対称性から r 軸($r, 0$)で z 方向変位を拘束した。内圧が作用する場合の応力解析では図 3.15(a)に示すように継手の内部各表面に垂直に矢印で示す圧力を加えた。なお、解析モデルの各寸法は後述の破壊実験に用いた継手試験片の寸法と同一とした。また、円筒[I]の長さ $2l_1$ (接着層の厚さ)は予め解析モデルと同寸法の円筒を突合せ接着した継手の接着層厚さを測定して求め $50\mu\text{m}$ とし、解析では半幅の $25\mu\text{m}$ を解析対象とした。円筒[II]の長さ l_2 は 60mm とした。各解析モデルの要素数はモデル 1、2、3 および 4 においてそれぞれ 1,509、1,825、2,781 および 3,353 とした。また、応力の特異性を考慮して、接合界面端部近傍の最小要素サイズは約 $1\mu\text{m}$ とした。

なお、実験に用いた接着剤の特性が比較的脆性材に近いことから、解析は主に弾性解析で行い、一部比較のため弾塑性解析についても検討した。

(2) 突合せ接着管継手試験片

図 3.16 は実験に用いた突合せ接着管継手の試験片(継手モデル)を示す。図中の上部に接着管継手の組立図を示し、両端部に油圧負荷用高圧ホースおよび圧力変換器取り付け用の治具を取り付けている。また、下の各図は解析モデル 1 ～モデル 4 に対応する突合せ接着試験片の形状・寸法を示す。図中のモデル 1 およびモデル 3 は接着部の形状が直管形（円筒断面のまま）、モデル 2 およびモデル 4 は先端部をフランジ形（フランジ幅が円筒部肉厚の 2 倍）にし、接着幅をそれぞれモデル 1 およびモデル 3 の 2 倍にしたものである。また、2a、2b は円筒部の内径、外径および 2A、2B はフランジ形の接着部の内径、外径をそれぞれ示す。

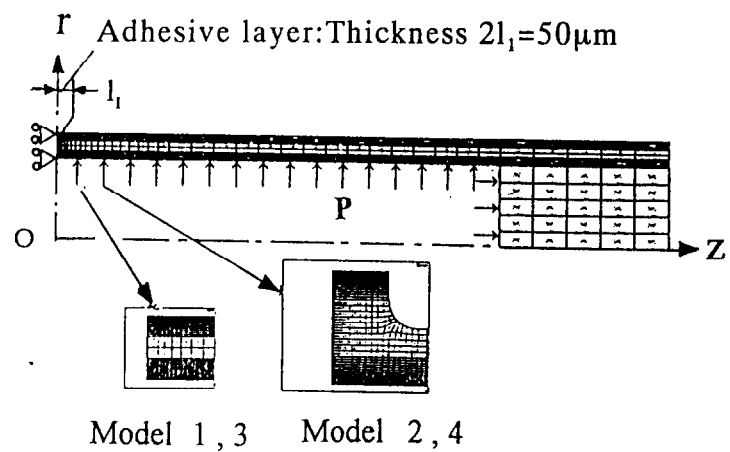
各試験片の材料はいずれも構造用炭素鋼 (S45C:JIS) を用い、その寸法は解析モデルと同様である。

なお、接着管継手試験片の製作方法および実験方法は重ね合わせ接着管継手と同様に 80℃に保持した電気炉内に入れ、1 時間の硬化処理を行い、その後、電源を切った電気炉内で 24 時間放置し、室温まで徐冷した後に内圧を負荷し破壊実験を行った。

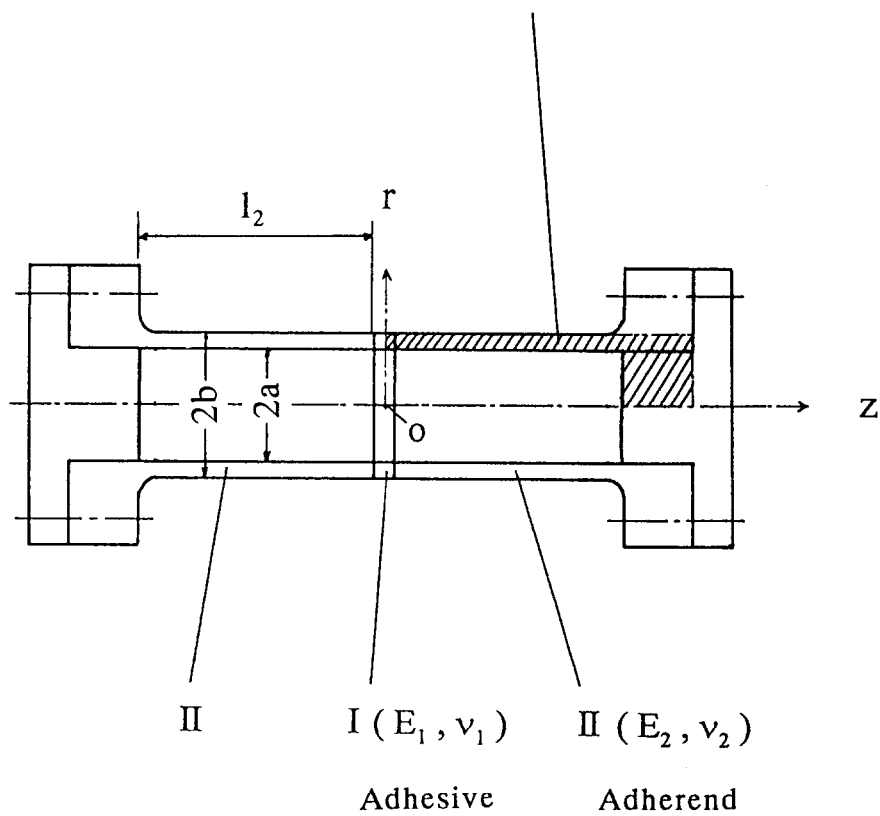
表 3.4 解析に用いた突合せ接着管継手の寸法

(unit : mm)

Model	Bonding width B-A	Inner diameter 2A	Outer diameter 2B	Pipe length l_2
1 (Without flange)	1.5	$\phi 19 \times \phi 22$		60
2 (With flange)	3.0	$\phi 19 \times \phi 25$		60
3 (Without flange)	3.0	$\phi 19 \times \phi 25$		60
4 (With flange)	6.0	$\phi 19 \times \phi 31$		60

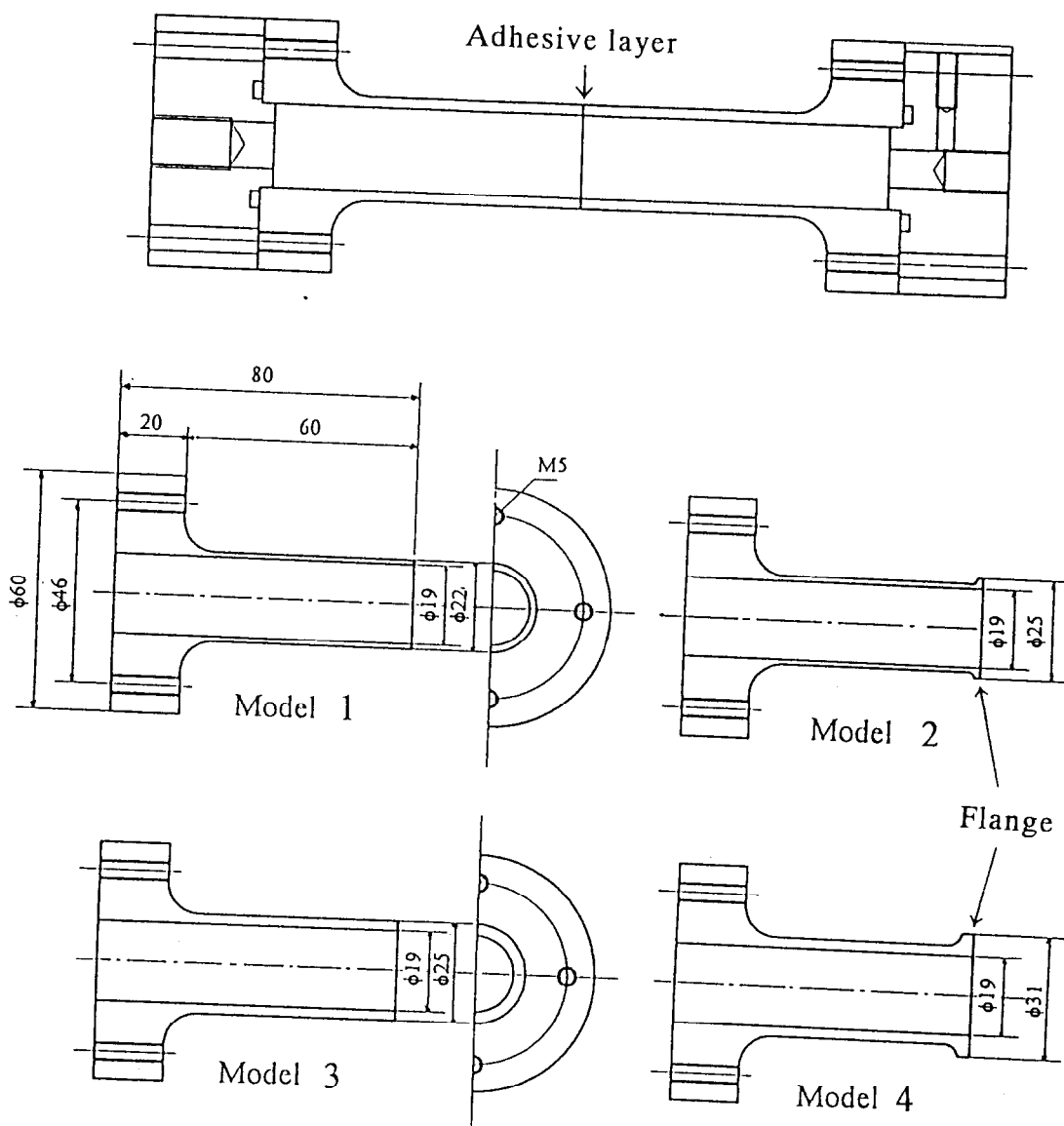


(a) 解析モデル (a quarter part of the joint)



(b) 両端を閉止した継手モデル

図 3.15 突合せ接着管継手の解析モデル



- Model 1 : 2a=19mm, 2b=22mm, Without flange
 Model 2 : 2a=19mm, 2b=22mm, With flange(2A=19mm,2B=25mm)
 Model 3 : 2a=19mm, 2b=25mm, Without flange
 Model 4 : 2a=19mm, 2b=25mm, With flange(2A=19mm,2B=31mm)

図 3.16 突合せ接着管継手の試験片(継手モデル)

3. 6. 2 突合せ接着管継手の実験結果および解析結果との比較・考察

(1) 接着管継手試験片の 95% 以上の非破壊確率値

図 3.17 は接着管継手試験片(モデル 4)の破壊実験結果を正規確率紙にプロットした例を示す。図から試験結果にばらつきがあるが重ね合わせ接着管継手(図 3.6)と同様に正規分布にかなり近い分布をすることが分かる。

表 3.5 は実験で得られた各継手試験片に対する 95% 以上の非破壊確率値を示す。表中の P は各継手モデルの内圧による破壊実験結果を示す。また、 $P \times A$ の値は内圧に継手の軸方向の断面積(内圧作用面)を乗じたもので、内圧による軸方向の引張荷重を示す。 F は比較のために行った材料試験機により引張荷重だけを負荷した場合の破断荷重値を示す。モデル 1 とモデル 3 の比較から、円筒の肉厚が 2 倍のモデルでは強度が 2 倍以上となり、モデル 1 とモデル 2 およびモデル 3 とモデル 4 の比較から同じ肉厚の場合でも突合せ接着部をフランジ形にし、接着面積を大きくした場合の方が強度は上がる。しかし、接着面積には比例しないことが分かった。

(2) 接着管継手試験片の外周表面のひずみ

継手に内圧が作用した場合の円筒外周表面の軸方向・円周方向ひずみを抵抗線ひずみゲージを用いて測定し、併せて、FEM による解析結果と比較した。

図 3.18 は肉厚 3mm の継手モデル 3 (接着部：直管形)に内圧が作用した場合の接着面から 10mm の位置におけるひずみと圧力の関係を表す。横軸は圧力(MPa)、縦軸はひずみを表す。図中■印は軸方向ひずみ、●印は円周方向ひずみの測定値を示し、実線および破線はそれぞれの FEM による解析結果を示す。図から軸方向ひずみより円周方向ひずみの方が大きく、また、解析結果と実験値はかなり良く一致していることが分かる。

図 3.19 は肉厚 3mm の継手モデル 4 (接着部：フランジ形)に内圧 26.1MPa をかけた場合の円筒外側表面のひずみ分布を示す。横軸は接着部からの距離(mm)、縦軸はひずみを表す。図中の■印は軸方向ひずみ、●印は円周方向ひずみである。また、実線および破線はそれぞれの FEM による解析結果を示す。図から、解析結果に比べ測定値の方が僅かに大きい、両者はかなり良く一致していることが分かる。

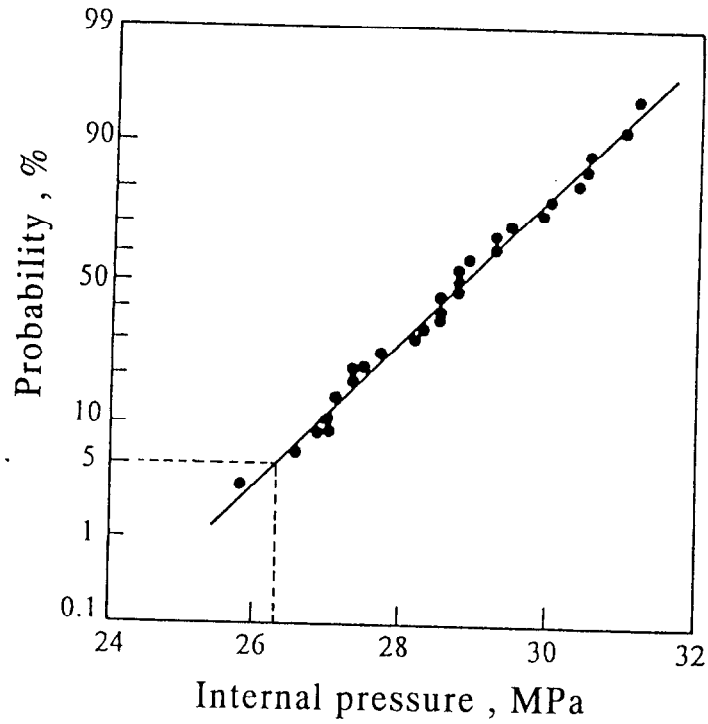


図 3.17 突合せ管継手(モデル 4)の 95%非破壊確率値

表 3.5 継手モデルの 95%非破壊確率値

Model	Thickness of circular pipe (mm)	Bonded area S (m ²)	Pressure P (MPa)	Tensile load	
				P×A (kN)	F (kN)
1 (Without flange)	1.5	0.0966×10^{-3}	9.5	2.69	2.5
2 (With flange)	1.5	0.2073×10^{-3}	11.7	3.32	3.6
3 (Without flange)	3.0	0.2073×10^{-3}	22.0	6.24	6.6
4 (With flange)	3.0	0.4712×10^{-3}	26.3	7.46	8.8

A: Area of pressure applied surface in axial direction($=0.5726 \times 10^{-3} \text{ m}^2$)

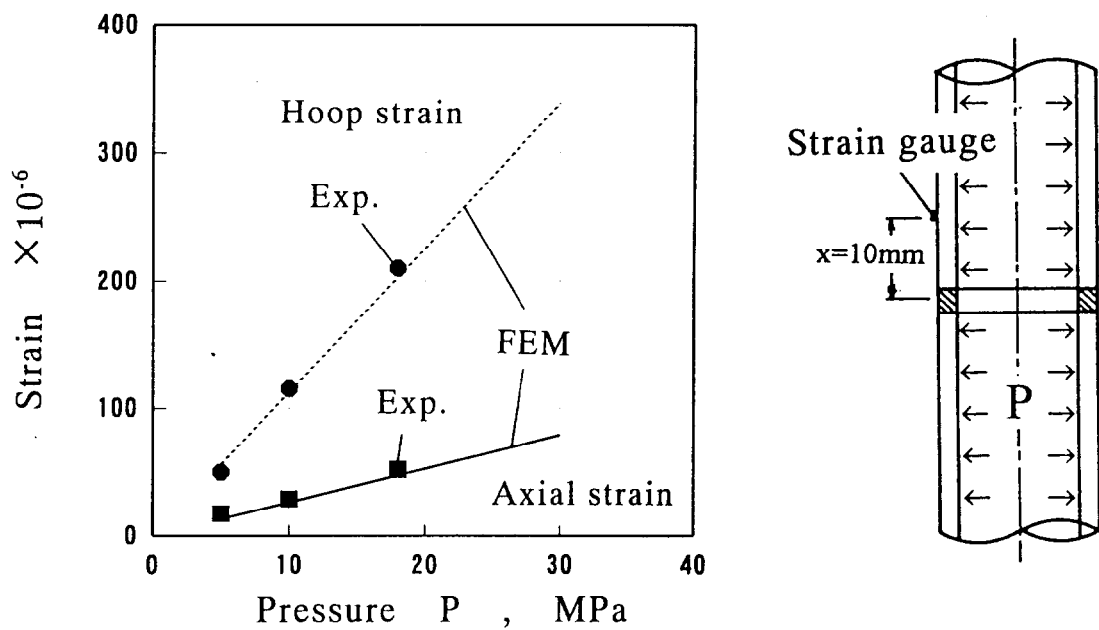


図 3.18 突合せ接着管継手(モデル 3)の内圧とひずみ

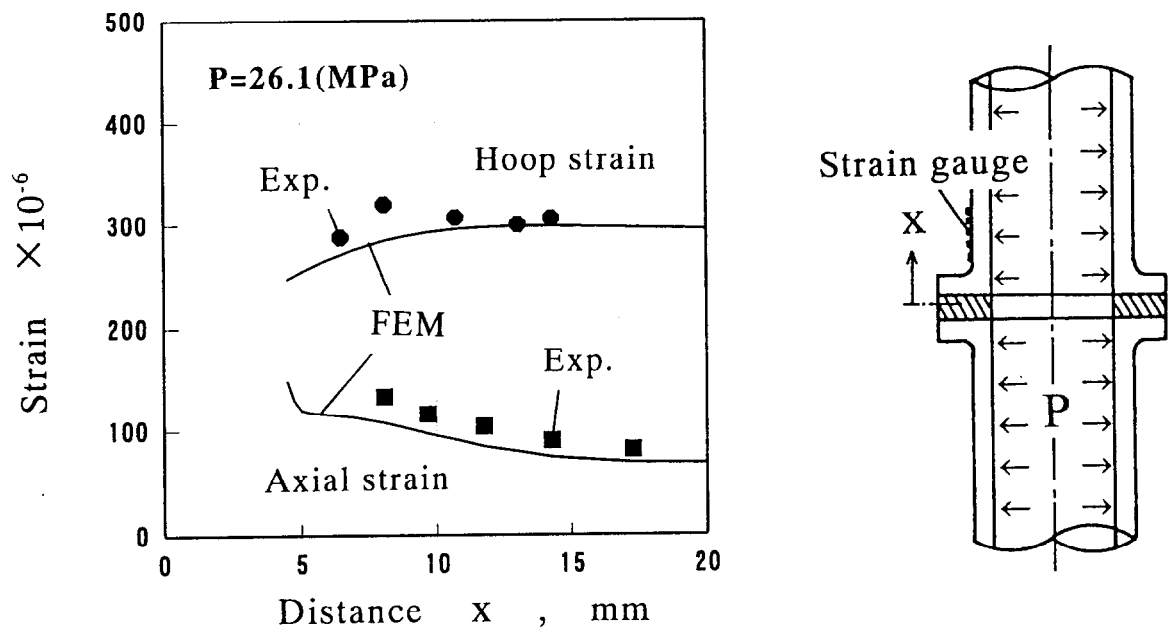


図 3.19 突合せ接着管継手(モデル 4)のひずみ分布

(3) 非破壊確率値(実験値)と FEM 応力解析による継手強度の検討

図 3.20 は継手モデル 1 およびモデル 2 について FEM 解析で求めた接合界面の応力成分 σ_z 、 σ_r 、 σ_θ 、 τ_{rz} の半径方向分布を示す。この時の内圧はそれぞれ破壊実験で得られた 95% 以上の非破壊確率値 9.5MPa および 11.7MPa を用いた。横軸は円筒内半径 a 、外半径 b を用いた半径方向の無次元距離 $(r-a)/(b-a)$ をとり、縦軸は各応力を内圧で除した無次元圧力を示す。図(a)のモデル 1 (接着幅 1.5mm、直管形) の場合は接合界面端部を除き各応力とも一様な応力分布となる。また、界面端部では応力の特異性を示し、内周端部 ($r=a$) 側で特に大きくなることが分かる。一方、図(b)のモデル 2 (接着幅 3mm、フランジ形) の場合は接合界面の内周端部 ($r=a$) で各応力は最大となり、外周に近づく程小さくなり、外周端部 ($r=b$) 近傍では圧縮応力となることが分かる。なお、これらの傾向は厚肉円筒(肉厚 3mm)のモデル 3 とモデル 4 でも同様である。これらの結果から継手の破壊はいずれの継手形状においても応力の大きい内周側端部 ($r=a$) から生じることが予想される。

内圧を受ける接着管継手の強度を検討するため一方法としてここでは最大主応力を用いる。しかし、継手強度の評価法には従来、最大主応力説の他にミーゼスの降伏条件も良く用いられていることから、ここでは、表 3.5 に示す内圧および引張荷重負荷時の接着層界面端部近傍の局所応力値として最大主応力のほかにミーゼスの相当応力についても求め、両者の比較を行った。なお、最大主応力の場合は主に脆性、ミーゼスの相当応力の場合は延性の特性を示す材料に対してそれぞれ用いられることから、ミーゼスの相当応力においては図 3.3 に示す接着剤の応力-ひずみ特性を考慮した弾塑性解析も併せて行った。

図 3.21 は継手モデル 1 (肉厚 1.5mm、直管形)における接合界面端部近傍の最大主応力分布およびミーゼス相当応力分布を示す。縦軸に無次元応力を取り、横軸に端部からの距離を接着幅で除し無次元化してそれぞれ対数表示した。図(a)は内周端部 ($r=a$) 近傍、図(b)は外周端部 ($r=b$) 近傍の応力分布を示す。図中の●印および■印は FEM 弾性解析で求めた最大主応力およびミーゼスの相当応力、□印は FEM 弾塑性解析で求めたミーゼスの相当応力をそれぞれ示す。実線は特異場パラメータを用い $\sigma(r_0) = K/r_0^\lambda$ で表したものである。ここで、 K は応力特異場の強さ、 r_0 は端部からの無次元距離、 λ は特異性の指数を表す。図中の指数 $\lambda = 0.316$

は Bogy の特性方程式 [1, 2] に本実験で用いた接着剤と被着体の縦弾性係数、ポアソン比および接合面角度を用いて求めた。応力特異場の強さ K は FEM による応力解析結果をもとに決定した。図 (a) と (b) の比較からミーゼスの相当応力は最大主応力よりも小さくなることが分かる。また、最大主応力およびミーゼスの相当応力はともに外周端部近傍に比べ内周端部近傍の方が大きくなる結果が得られた。従って、継手の破壊は内周側端部から生じることが予想される。なお、肉厚の厚い継手モデル 3 (肉厚 3mm、直管形) でも同様の結果が得られた。

表 3.6 は FEM 解析で得られた応力分布から求めた特異性の指数 λ を示す。外周端部で最大主応力の指数が小さくなる傾向を示すが、その他は Bogy の特性方程式による解 0.316 にかなり近い値となった。

図 3.22 は各継手モデルの応力の最も大きい接合界面内周側端部 ($r=a$) 近傍の最大主応力 σ_1 を特異場パラメータで表したものを示す。横軸は内周側端部からの無次元距離、縦軸は FEM によって求めた最大主応力 σ_1 を薄肉円筒の突合せ接着継手試験片で得られた引張強度 σ_u ($=40.4\text{MPa}$) で除した無次元応力を示す。図中の実線はモデル 1 (肉厚 1.5mm、直管形) とモデル 2 (肉厚 1.5mm、フランジ形) を示し、破線はモデル 3 (肉厚 3mm、直管形) とモデル 4 (肉厚 3mm、フランジ形) を示す。各モデルの内圧は実験で得られた 95% 以上の非破壊確率値を用い 9.5MPa、11.7MPa、22.0MPa および 26.3MPa とした。この結果、両端を閉じた突合せ接着管継手に内圧を作用させた継手では、接合界面の内周側端部近傍で突き合わせ部の形状が直管形の場合 $(r-a)/(b-a)$ が 0.001~0.002、フランジ形の場合は 0.003 付近の最大主応力が薄肉円筒の突合せ接着継手試験片による引張強度 40.4MPa に達したときに破壊することが推測される。

次に、比較のため同じ継手モデルに内圧が作用せず引張荷重のみが作用する場合について検討した。

図 3.23 はモデル 1 に引張試験で得られた 95% 以上の非破壊確率値 2.5kN の引張荷重を作用させた場合の接合界面内周側端部 ($r=a$) 近傍の最大主応力とミーゼス相当応力分布の FEM 解析結果を示す。図中の●印は最大主応力、■印はミーゼスの相当応力を示す。実線は特異場パラメータを用いて表した最大主応力とミーゼス相当応力である。これらの値は外周端部 ($r=b$) 近傍においても同様の大きさである。図から、ミーゼス相当応力より最大主応力の方が大きいことが分かる。

そこで、次に各モデルについて端部近傍の最大主応力分布を比較した。

図 3.24 は各モデルに対し引張試験で得られた 95% 以上の非破壊確率値の引張荷重をそれぞれ作用させた場合の接合界面内周側端部 ($r=a$) 近傍の最大主応力分布を特異場パラメータで表した結果を示す。図中の分布は応力の大きい順にモデル 2 (3.6kN)、モデル 4 (8.8kN)、モデル 1 (2.5kN)、モデル 3 (6.6kN) となっている。この結果、本実験における継手モデルに引張荷重のみを作用させた場合、端部からの無次元距離 $(r-a)/(b-a)$ が 0.001~0.002 付近の最大主応力が薄肉円筒の突合せ接着継手試験片による引張強度 40.4MPa に達したときに破壊することが推測される。すなわち、3.5 節と同様に内圧を受ける突合せ接着管継手の密封性能は内圧作用側端部 ($x=0$) から無次元距離 $(r-a)/(b-a)=0.001\sim0.002$ の最大主応力が薄肉円筒の突合せ接着継手試験片による引張強度 40.4MPa に達したときに失われる。

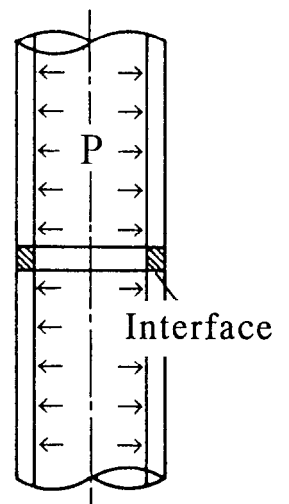
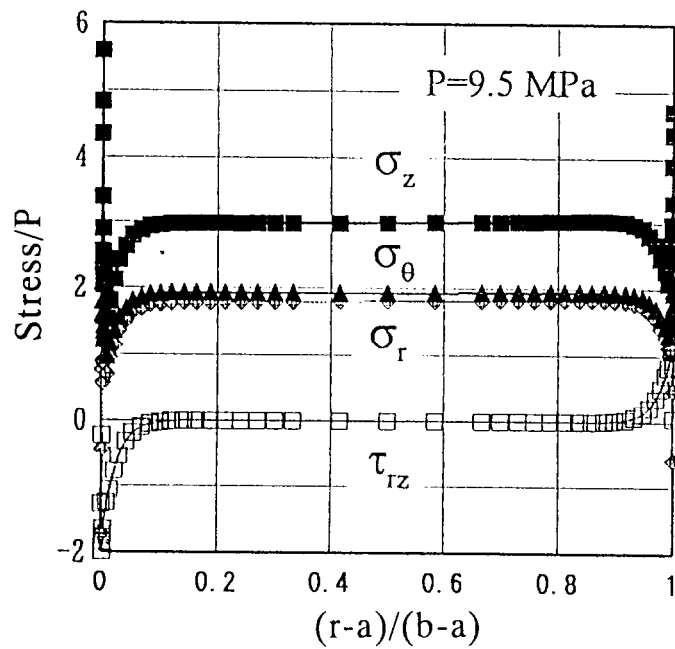
(4) 重ね合わせ接着管継手と突合せ接着管継手の比較

円筒外表面のひずみに関する解析および実験結果から、突合せ接着管継手においては、円筒外周表面の接合部近傍のひずみ分布が比較的平坦な分布となるが、重ね合わせ接着管継手の重ね合わせ部表面においてはかなり大きな変化を示し、両者の円筒の変形挙動が異なることが分かる。

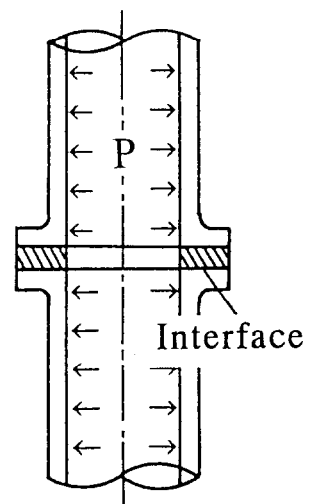
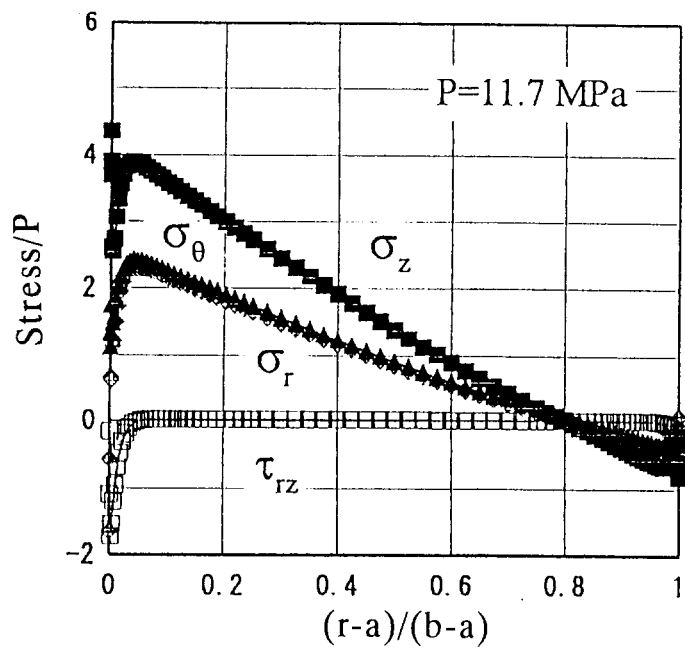
接合界面端部近傍の応力分布に関する解析および実験結果から、突合せ接着管継手の場合、極めて端部に近い位置の最大主応力が薄肉円筒の突合せ接着継手試験片による引張強度 40.4MPa に達した場合に継手の破壊が生じると予測されるが、重ね合わせ接着管継手の場合はそれよりかなり端部から離れた位置における最大主応力値が薄肉円筒の突合せ接着継手試験片による引張強度 40.4MPa に達した場合に継手の破壊が生じると予測される。

継手試験片の内圧による破壊実験の結果から、円筒の肉厚 3mm、接着層厚さ 0.05mm、重ね合わせ長さ 10mm (接着面積が約 600mm²) の重ね合わせ接着管継手の強度は内圧に対して 46.9MPa、引張荷重に対して 22.5kN である。一方、同じ肉厚の円筒による突合せ接着管継手 (接着面積が約 207mm²) の強度は内圧に対し 22MPa、引張荷重に対し 6.6kN である。これら二つの結果を単純に比較することは困難であるが接着面積の大きくとれる重ね合わせ接着方式の継手の方が継手

強度の向上がはかれると推測される。すなわち、重ね合わせ接着方式の継手の方が密封性能の向上が期待されることが分かる。

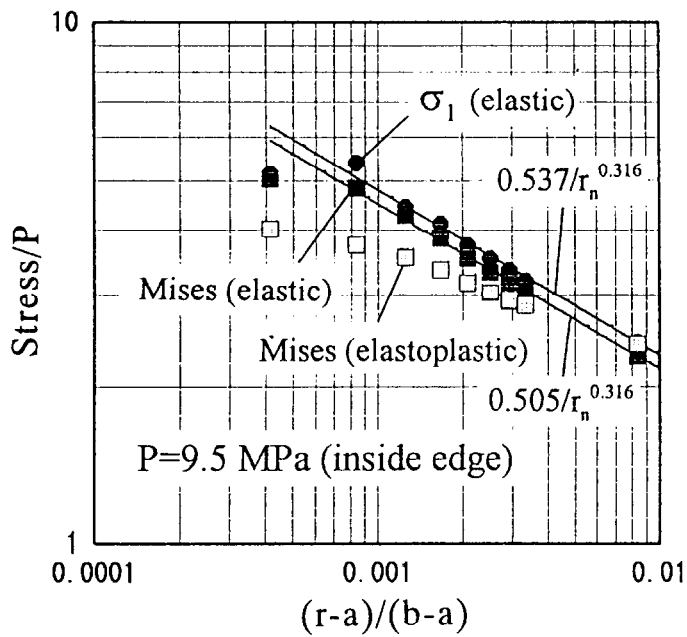


(a) モデル 1 (直管形)

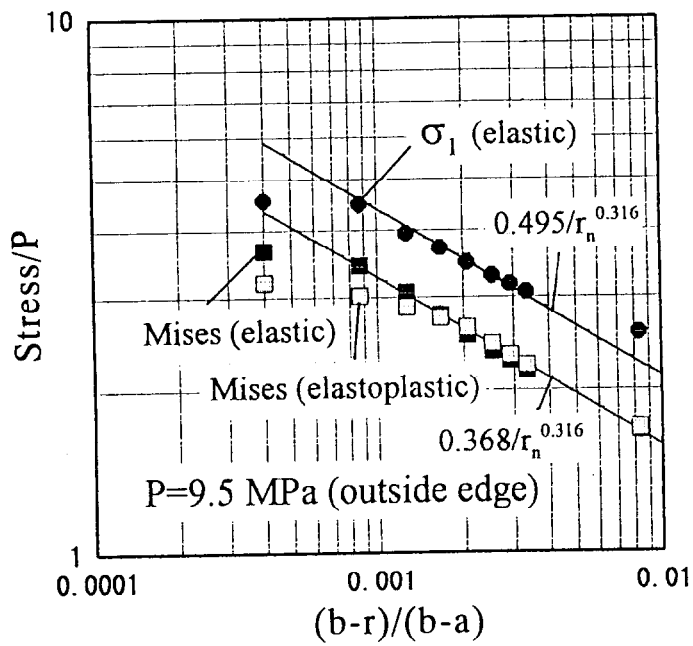


(b) モデル 2 (フランジ形)

図 3.20 接合界面の応力成分の分布



(a) 内周側端部近傍



(b) 外周側端部近傍

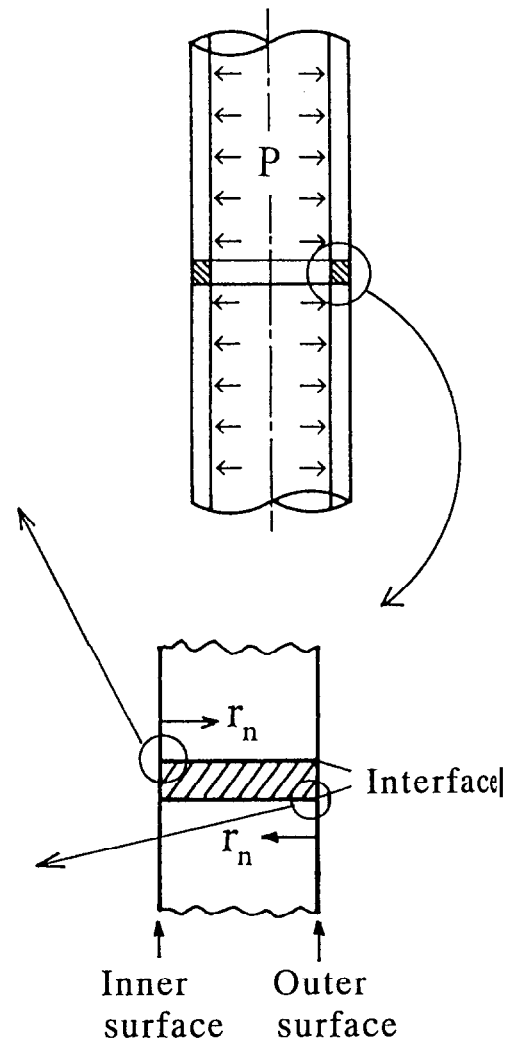
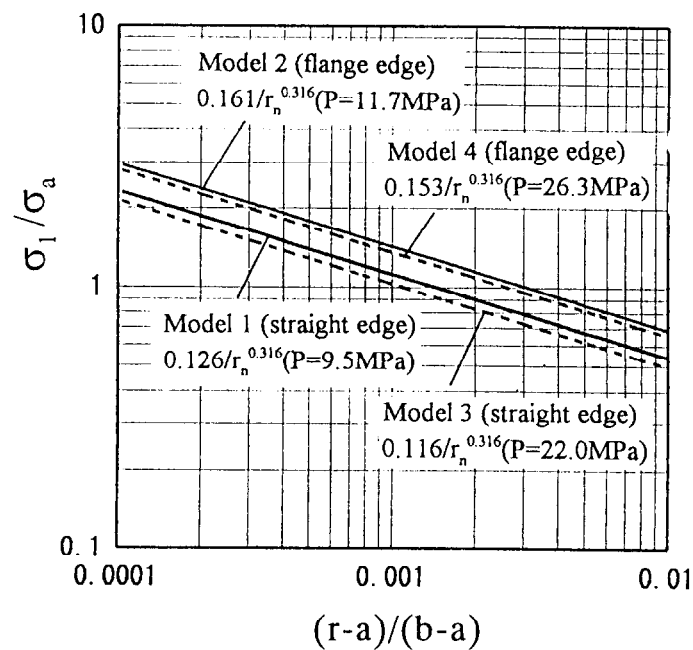


図 3.21 接合界面の端部近傍の応力分布

表 3.6 接合界面端部の特異性の指数(λ)
(継手モデル 1)

	λ of maximum principal stress	λ of Mises equivalent stress
Inside edge ($r=a$)	0.320	0.320
Outside edge($r=b$)	0.280	0.330



σ_a : Tensile strength of adhesive (40.4 MPa)

図 3.22 内圧(95%非破壊確率値)作用時の内周側端部近傍の
最大主応力(特異場パラメータによる表示)

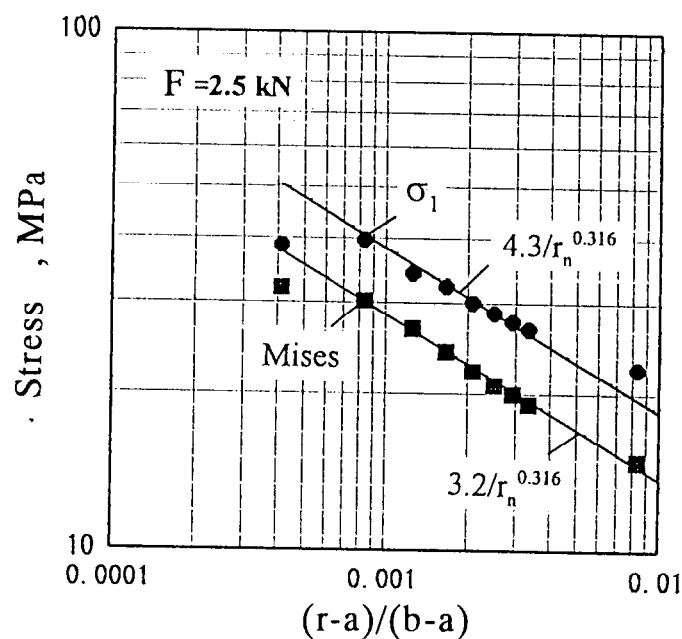
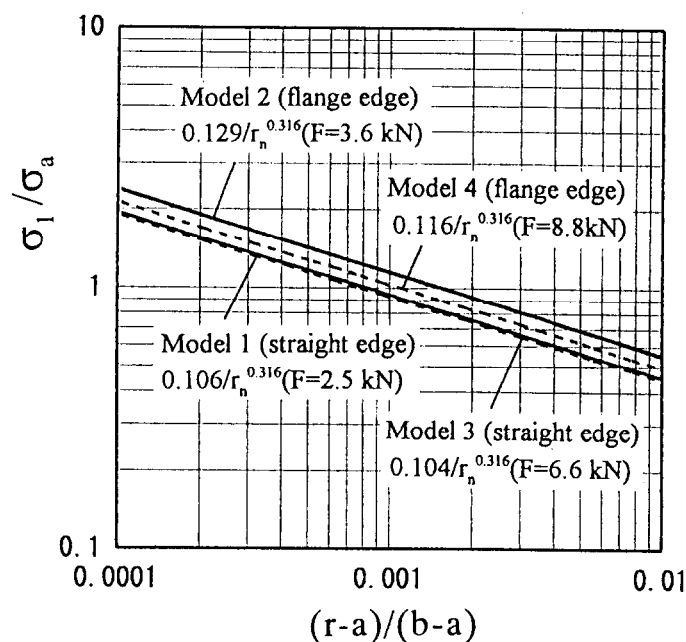


図 3.23 引張荷重 (95% 非破壊確率値) 作用時の内周側端部近傍の最大主応力と Mises 相当応力
Model1 (特異場パラメータによる表示)



σ_a : Tensile strength of adhesive (40.4 MPa)

図 3.24 引張荷重 (95% 非破壊確率値) 作用時の内周側端部近傍の最大主応力 (特異場パラメータによる表示)

3. 7 結言

本章では重ね合わせ接着管継手に内圧の作用と同時に一様温度変化のある場合の継手の応力分布と強度およびそれに伴う管継手の密封性能について検討し、また、突合せ接着管継手に内圧が作用する場合と比較した。併せて、それぞれの継手に引張荷重のみが作用する場合についても検討を行い、次の結果が得られた。

(1) 管継手の接合界面における最大主応力分布の有限要素解析の結果

a. 重ね合わせ接着管継手の場合

接着層厚さが厚くなるに従い内圧作用時の応力および一様温度変化によって生じる熱応力がともに大きくなる。また、端部の特異応力は内圧作用時においては接着層厚さに関わらず接着層の外周側接合界面の内側端部(内圧作用側)で最大となる。

接合時との温度差で生じる熱応力に関しては、接着層が厚い場合は内圧作用時と同様に接着層の外周側接合界面の内側端部で最大となる。しかし、接着層が薄い場合(0.05mm)では特異応力とならない。

b. 突合せ接着管継手の場合

接着部が直管形では端部を除きほぼ均一な応力分布となる。しかし、フランジ形では外周側端部に近くなるほど応力は小さく、外側端部では圧縮応力となる。また、端部の特異応力は、直管形において引張荷重のみが作用し内圧が作用しない場合は両端部で同じ大きさであるが、内圧が作用する場合は内周側端部の方がより大きくなる傾向を示す。

(2) 内圧が作用する場合の管継手の破壊実験の結果

ここでは95%の非破壊確率値により継手強度を評価した。

a. 重ね合わせ接着管継手の場合

円筒の肉厚が同寸法の場合、接着層厚さが薄くなるほど強度が増す。

b. 突合せ接着管継手の場合

円筒の肉厚が大きくなると強度も増す。また、接着部をフランジ形にし接着面積を大きくとった方が直管形より強度は大きくなる。しかし、その強度は接着面積に比例しない。

(3) 破壊実験による継手強度と接合界面端部の特異応力の解析結果を用いた管継手の強度予測

a. 重ね合わせ接着管継手の場合

接合界面の内周側端部近傍で無次元距離 $(l-x)/l=0.1\sim 0.2$ (l :重ね合わせ長さ、 x :端部からの軸方向距離)の最大主応力が薄肉円筒の突合せ接着継手試験片による引張強度に達したときに継手の破壊が生じる

b. 突合せ接着管継手の場合

接合界面の内周側端部近傍で無次元距離 $(r-a)/(b-a)=0.001\sim 0.002$ (r :半径方向距離、 a :内半径、 b :外半径)の最大主応力が薄肉円筒の突合せ接着継手試験片による引張強度に達したときに継手の破壊が生じる。

(4) 円筒表面のひずみ測定実験

円筒表面のひずみを測定した結果、重ね合わせ接着管継手および突合せ接着管継手のいずれの場合にも、有限要素法による解析結果と実験結果はかなり良く一致し、解析の妥当性が確認された。

以上の結果から、接着剤単体で重ね合わせ接着接合した管継手に内圧の作用および一様温度変化のある場合、管継手の密封性能を継手の破壊強度を用いて評価すると、上記(3)で述べたように、予め実験的に求めた継手と同種材の薄肉円筒による引張強度と熱応力解析による接合界面端部局所位置での最大主応力との比較から評価することができる。

第4章 接着－ボルト併用薄板箱形容器締結体の熱応力と密封性能

4. 1 緒言

従来、内圧が作用する容器および配管等の接合部には比較的剛性の大きいフランジを用い、金属およびアスベスト等のガスケットを介したボルト締結体が主として用いられ、これらに関する研究も多く行われている。内圧が作用する容器および配管等に関しては、ボルト併用フランジ締結体のボルト軸力やガスケットの接触面圧に関する研究[47, 50, 51, 62]、内圧が作用する厚肉容器や剛性の大きいフランジの応力解析に関する研究[49, 60, 63, 65]、等の厚肉で剛性の大きい締結体に関して解析および実験が行われている。一方、自動車や航空機等においては軽量化や部品数削減、製造工程の簡略化等による生産コストの引き下げの観点から、これまでの厚板構造の容器に変わる薄板構造の容器や締結ボルトの削減等が要求され、併せて、内部流体および外部からの加熱、冷却等の過酷な熱的環境下における圧力容器の密封性能の向上・維持が必要とされる。

しかし、このような薄板構造の場合、従来の締結方式では締結体の剛性低下や部品数の削減による強度や密封性能の低下が予測されることから、近年、自動車用オイルパンや流体輸送用配管等の低圧流体を扱う機械構造物の比較的剛性の小さい継手接合部に、これまでの金属やアスベストなどの成形ガスケットに代わりシーリングを目的としたシリコン系シーラントが使用され、密封性能の向上に寄与するようになってきた[46]。これはシリコン系密封材料がガスケットと比較して低荷重による締め付け力で密封性能維持が可能、組成成分が熱的および化学的に安定しており劣化しにくい、また、他の接着剤(接合材)に比べ硬化後の剛性も低く取り外し分解が容易である等の利点によるものと言われている。

このような薄板構造物で締結部の剛性が低い締結体に接着力の弱い接着剤を用いた場合、継手の接触面からの内部流体の漏洩を防止し、密封性能の向上をはかるためには内圧や加熱あるいは冷却等の熱的影響による接触面の応力を知ることが重要となる。熱的影響を受ける締結体(継手)に関してはこれまで熱ひずみや接合界面の熱応力分布、界面端部の応力特異性、光弾性実験による接合体内部の熱応力測定、接合部の剥離温度等に関する研究[30, 31]が報告されている。しかしながら、薄板構造の接着－ボルト併用締結体が内圧を受け、温度勾配がある場合

の熱応力分布や密封性能に関する検討はされていない。一般に、圧力容器は内圧の作用と同時に周辺機器、内・外部流体からの熱的影響を受ける。従って、比較的剛性の小さい薄板圧力容器締結体の設計においては、特に温度環境の変化により生じる熱応力を十分考慮することが重要となる。

本章においては、接着－ボルト併用薄板箱形容器締結体が内圧の作用を受け、さらに内部流体によって加熱され外周面で外部流体に放熱する場合の熱応力解析から、締結体のふたと接着剤の接合界面における内圧による応力分布と熱的影響による熱応力分布を明らかにし、熱応力が密封性能に及ぼす影響を検討する。

解析にあたっては、接着－ボルト併用薄板箱形容器締結体を上部ふた、接着剤、下部容器およびボルトから構成したモデルに置き換え、三次元有限要素法による弾性解析を行う。解析結果から、締結体のふたと接着剤の縦弾性係数比、線膨張係数比、厚さ比およびボルト締結間隔等がふたと接着剤の接合界面の内圧による応力分布と熱応力分布に及ぼす影響を明らかにする。併せて、自動車のオイルパンをモデル化した接着－ボルト併用薄板箱形容器締結体を製作し、内圧だけが作用し温度変化のない場合の内部流体漏洩開始内圧の測定実験および一様温度変化のみで内圧が作用しない場合のひずみ測定実験を行い、解析結果と実験結果の比較検討を行う。なお、本解析では有限要素コード MARC K6.1/Mentat210 (MARC Analysis Research Corporation) を用いた。なお、有限要素法を以下では FEM と記述する。

4. 2 解析方法

図 4.1 は内圧と熱的影響を受ける接着－ボルト併用薄板箱形容器締結体の形状を示す。図中の P は内圧、 T_i は内部温度(内壁温度)、 T_0 および α は締結体周囲の流体温度および熱伝達率を表す。また、図 4.2 は図 4.1 の解析モデルの寸法と座標系を示す。座標軸は締結体上部のふた裏面の中心を原点 0 とし、容器の長軸方向を x 軸および短軸方向を y 軸および高さ方向を z 軸とする。また、解析では締結体モデルの対称性を考慮し、締結体の 1/4 モデルを用いて対称面を拘束した。締結体のふた、接着剤、下部容器およびボルト・ナットをそれぞれ Solid 1、2、3 および 4 とし、縦弾性係数、ポアソン比、線膨張係数、熱伝導率および比熱を E_i 、 ν_i 、 β_i 、 k_i および c_i ($i=1, 2, 3, 4$) とし、 i はそれぞれ Solid 1、2、3 および 4 に対応するものを表す。また、締結体のボルト・ナットによる初期締付け力を F_i とし、定常温度場において内圧を受ける薄板箱形容器締結体の熱応力解析を次の手順で行う。

(1) 熱伝導解析

締結体の熱伝導解析より締結体の定常温度分布を求める。温度分布の解析においては、内部流体を温度 T_i の液体とし気体に比べ壁面での熱伝達率が十分に大きいことから締結体の内壁温度を流体温度と同一とする。また、各 solid の境界面での熱抵抗を無視し熱流速一定とする。さらに、外部流体を温度 T_0 の気体とし締結体表面で熱伝達率 α_i により放熱するものとする。この時、温度に関する境界条件は次式(4-1)で表される。

$$\begin{array}{lll} \text{容器内部の流体接触面} & : & T_i = T_i \\ \text{各 solid の境界面} & : & -k_i \nabla T_i = q \\ \text{容器外周面} & : & -k_i \nabla T_i = \alpha_i (T_i - T_0) \end{array} \quad (4-1)$$

(2) 内圧作用時の応力解析(一様温度状態)

薄板箱形容器締結体が一様温度(熱応力が生じない状態)でボルト・ナットによる初期締付け力 F_i を等価なボルト軸部に生じる軸力相当応力に置き換え、また、初期締付け状態を保つため軸部の変形を拘束する。この状態で内圧を負荷するこ

とにより熱的負荷が作用しない状態での締結体の応力分布を求める。

(3) 熱的負荷と内圧作用時の応力解析

(1)の熱伝導解析で得られた薄板箱形容器締結体の温度分布により生じる熱応力と(2)の内圧だけが作用する薄板箱形容器締結体の応力とを重ね合わせることで、内部流体により加熱され、外気に放熱する定常温度場におかれ、さらに、内圧を受ける薄板箱形容器締結体の応力分布を求める。

(4) 解析モデル

図 4.3 は FEM 解析に用いた要素分割の一例を示す。要素は六面体ソリッド要素で、総要素数および節点数は 5,574 および 7,306 である。

なお、熱応力解析に用いた温度、内圧およびボルトサイズに関しては、実際に使用される自動車用オイルパンでは稼働時の油温が $100^{\circ}\text{C} \sim 120^{\circ}\text{C}$ 、材質が鋼あるいはアルミニウム合金、締結ボルトが M6 または M8 が使用され、内圧として排気ガス圧程度の低圧が作用することを考慮し、薄板箱形容器締結体の内壁温度 $\Delta T_1 = 100^{\circ}\text{C}$ 、周囲の流体温度 $\Delta T_0 = 0^{\circ}\text{C}$ 、負荷内圧は $P = 0$ および 50kPa 、ボルトの呼び径を M8 とした。ここで、温度 ΔT_1 および ΔT_0 は接合時の温度を基準温度とし、基準温度との差を表す。

また、解析および実験(内部流体漏洩、ひずみ測定)でのボルトの初期締付け力 F_f は、本解析が弾性解析であることや実験に用いた締結体がアルミニウム合金製であることを考慮し、締付け力による座面陥没等の変形防止のため通常用いられる強度区分 10.9 の M8 ボルトの適正締付け力よりかなり低い $F_f = 2\text{kN}$ とした。

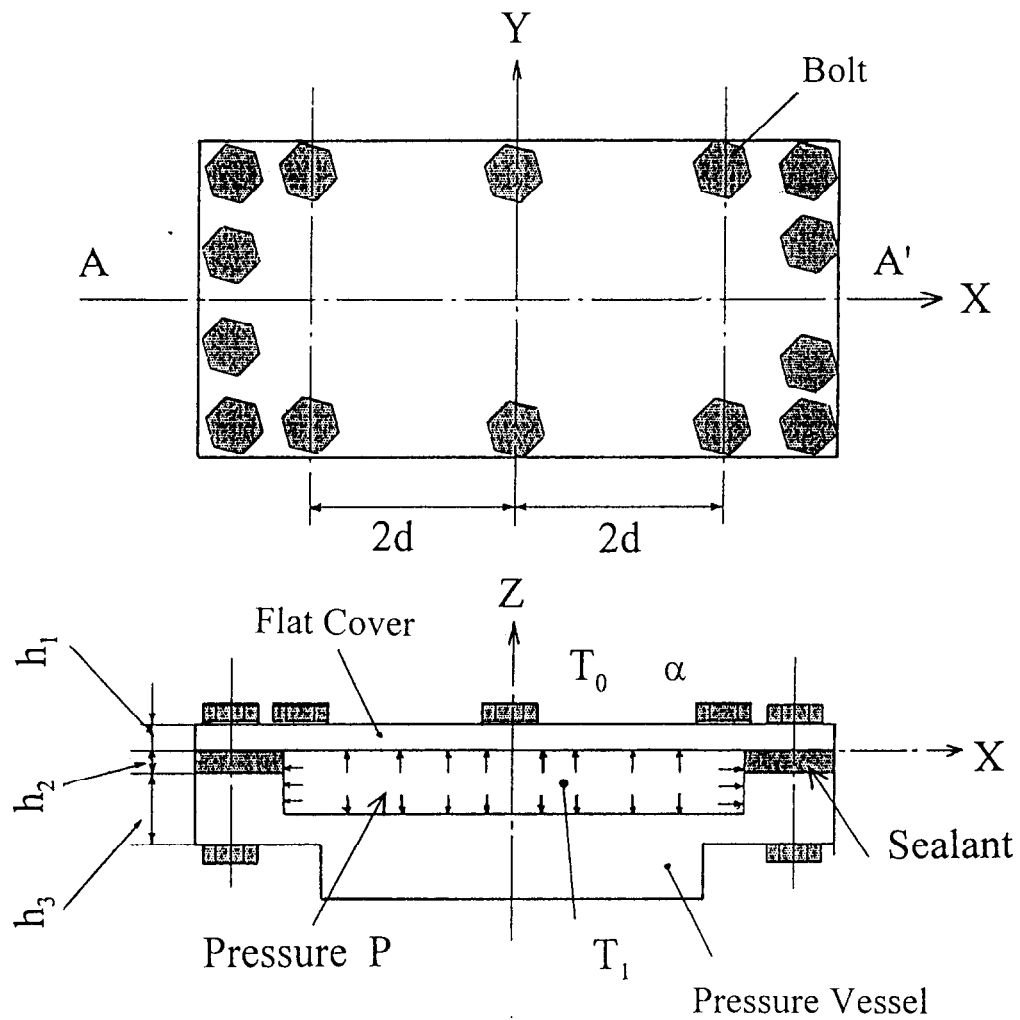


図 4 . 1 接着 - ボルト併用薄板箱形容器締結体の形状

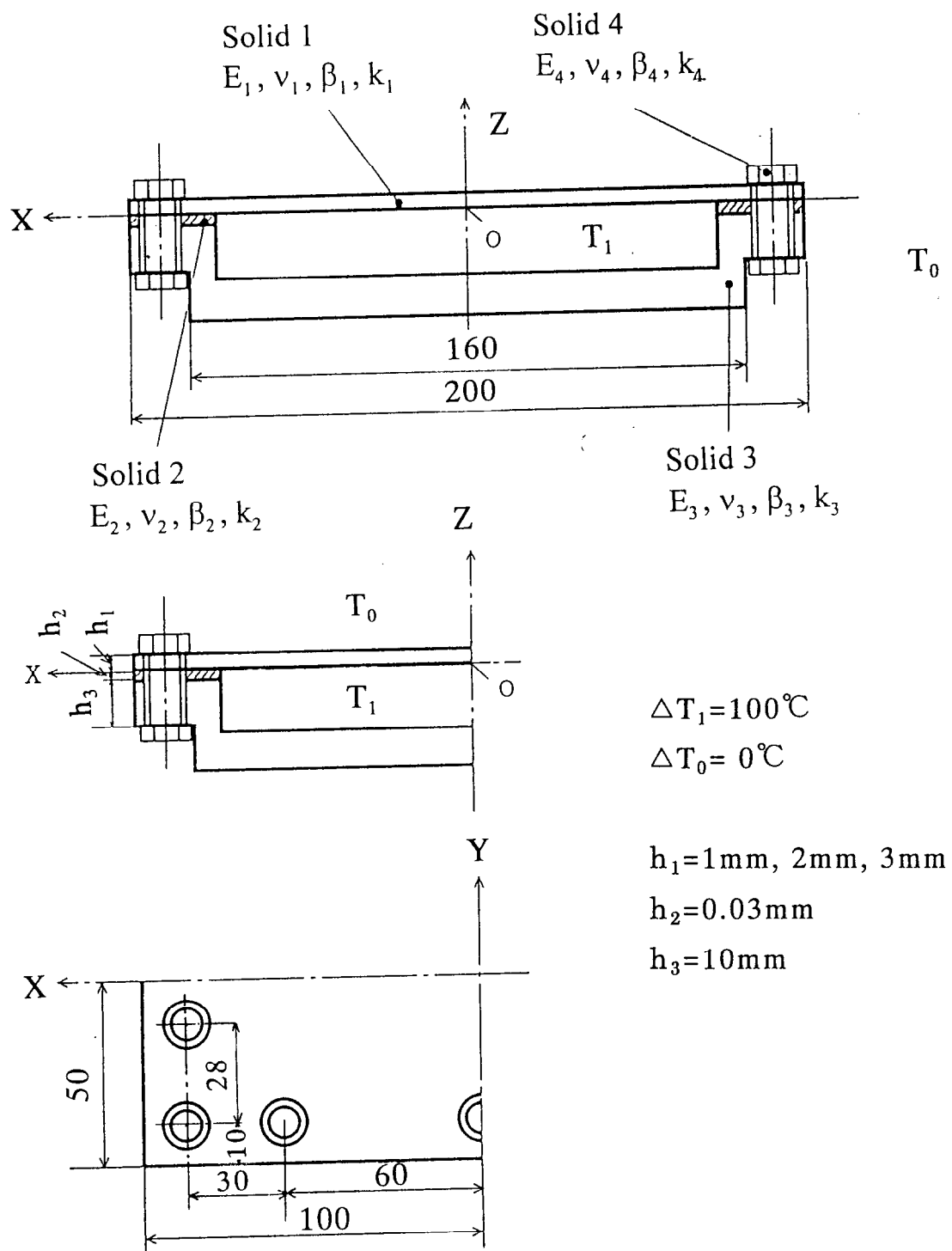
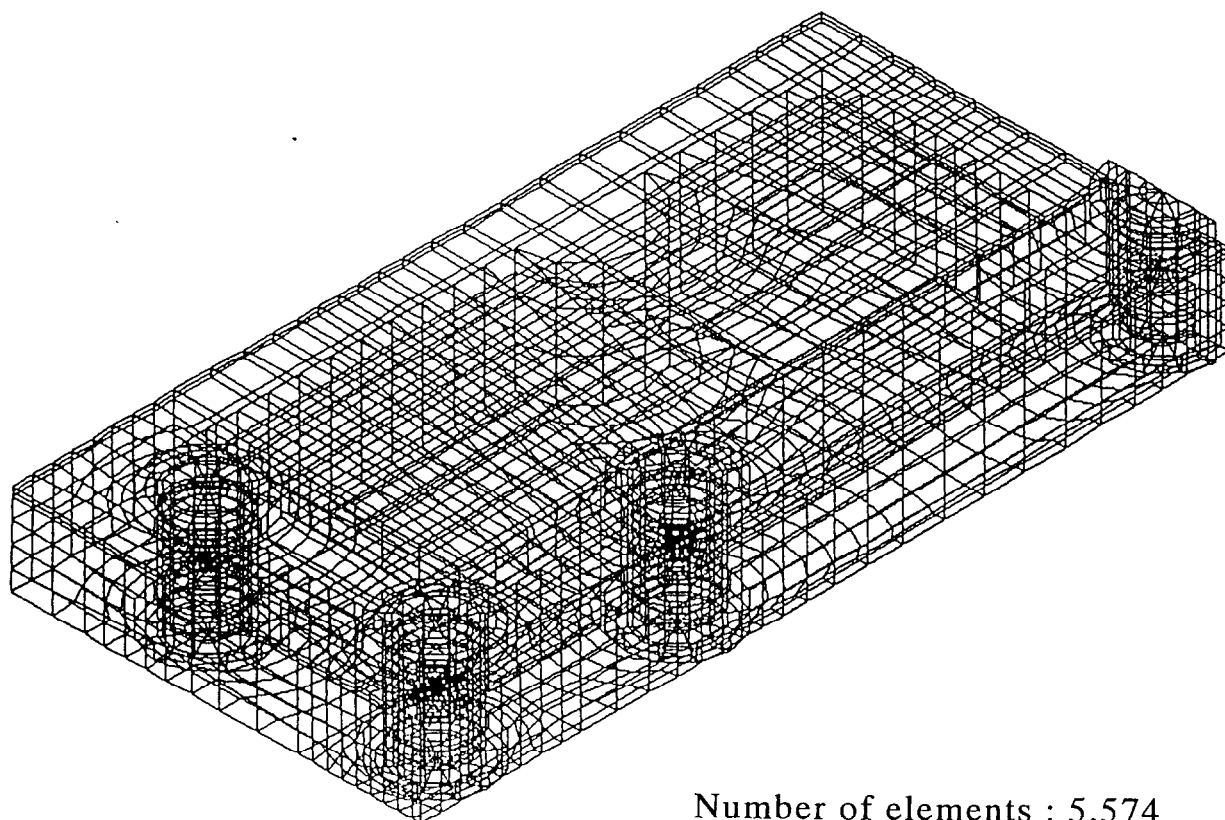


図 4. 2 薄板箱形容器締結体の解析モデル



Number of elements : 5,574

Number of nodes : 7,306

図 4 . 3 有限要素法による締結体の要素分割例

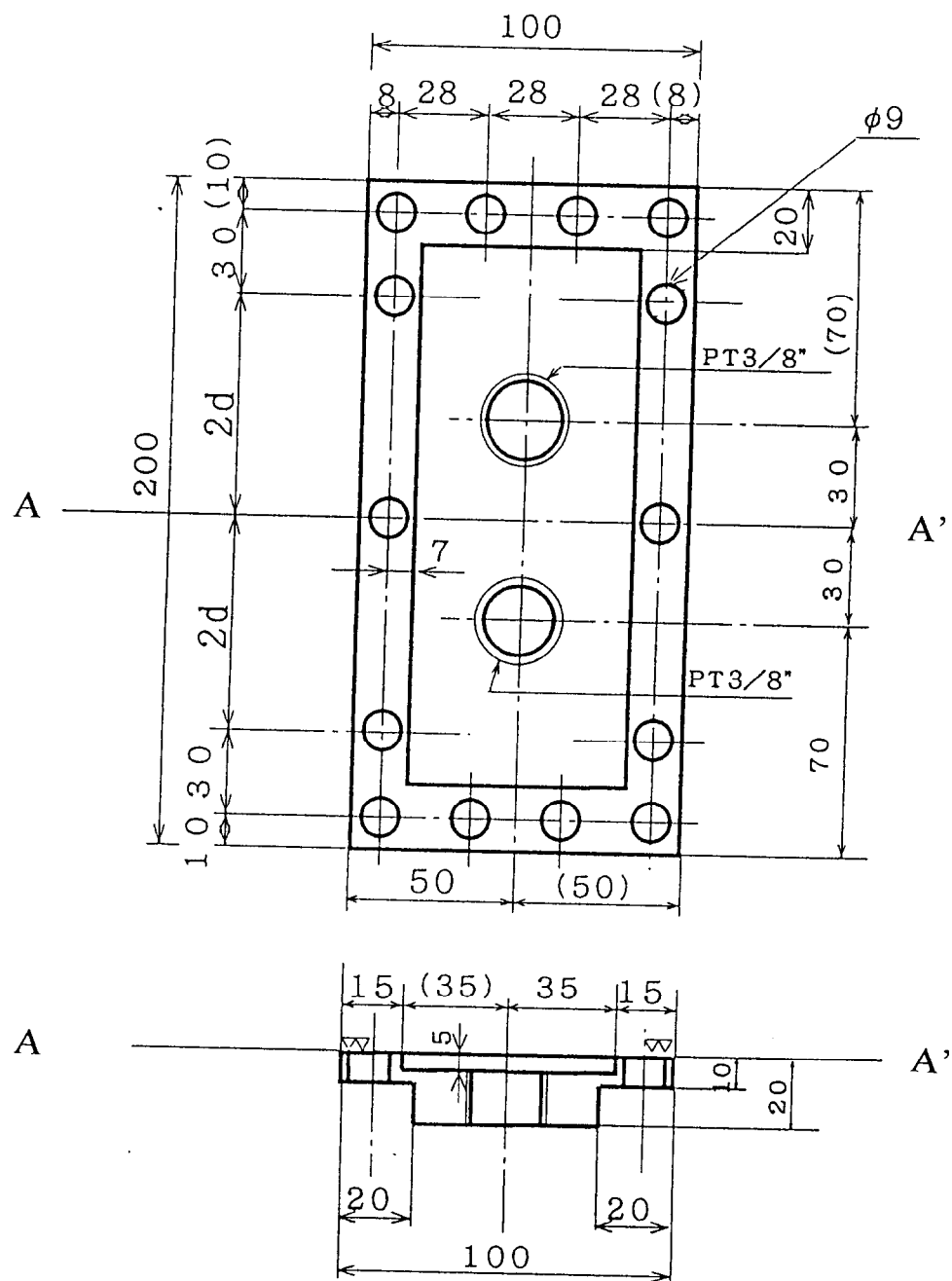
4. 3 実験方法

図 4.4 は接着－ボルト併用薄板箱形容器締結体の密封性能およびひずみ測定に関する実験に用いた締結体下部容器の寸法を示し、図中の $2d$ は締結ボルト間ピッチを表す。容器の材質はアルミニウム合金 (A5052) を用い、ボルト間ピッチ $2d$ は 40mm, 60mm および 70mm とした。

密封性能に関する実験では締結体は内圧だけが作用し熱的負荷を受けない場合について、締結体上部のふたとして縦・横の寸法が 100mm×200mm で厚さ 1mm の鋼板 (S45C) およびアルミニウム合金板 (A5052) の 2 種を用い、ふたの材質およびボルト間ピッチが密封性能に及ぼす影響を検討した。また、締結体上部のふたに同じ寸法で厚さ 3mm の鋼板 (S45C) を用い、締結体が一様温度変化の熱的負荷を受ける場合のふたの側面に生じる熱ひずみの測定結果と FEM による解析結果との比較から解析方法の妥当性を検討した。使用した接着剤はいずれの場合もシリコン系シーラント (Loctite 5699) を用い、ふたと容器の締結ボルト (呼び径:M8) は締付け力を測定するためパイプゲージ (共和電業製、KFG-3-120-C20-11) を埋め込み、予めひずみ校正試験を行った。

図 4.5 は漏洩試験装置の概要を示す。漏洩試験は油圧ポンプにより試験容器に内圧を負荷し、負荷内圧を上昇させ漏洩が確認されるまで行った。内圧の測定にはひずみゲージ式圧力変換器と動ひずみ計を用い X-Y レコーダに記録した。

図 4.6 はひずみ測定の概要を示す。締結体上部のふた側面の中心 (接着層との界面から 1.5mm 離れた位置) に高温用ひずみゲージ (共和電業製、KFH-1-120-C1-16) を 7 枚貼った。ひずみ測定は図に示す恒温槽 (電気炉) 内で一様温度に加熱し、定常状態に達したのを確認した後に行った。



($2d=40,60,70\text{mm}$)

図 4. 4 実験に用いた試験容器寸法

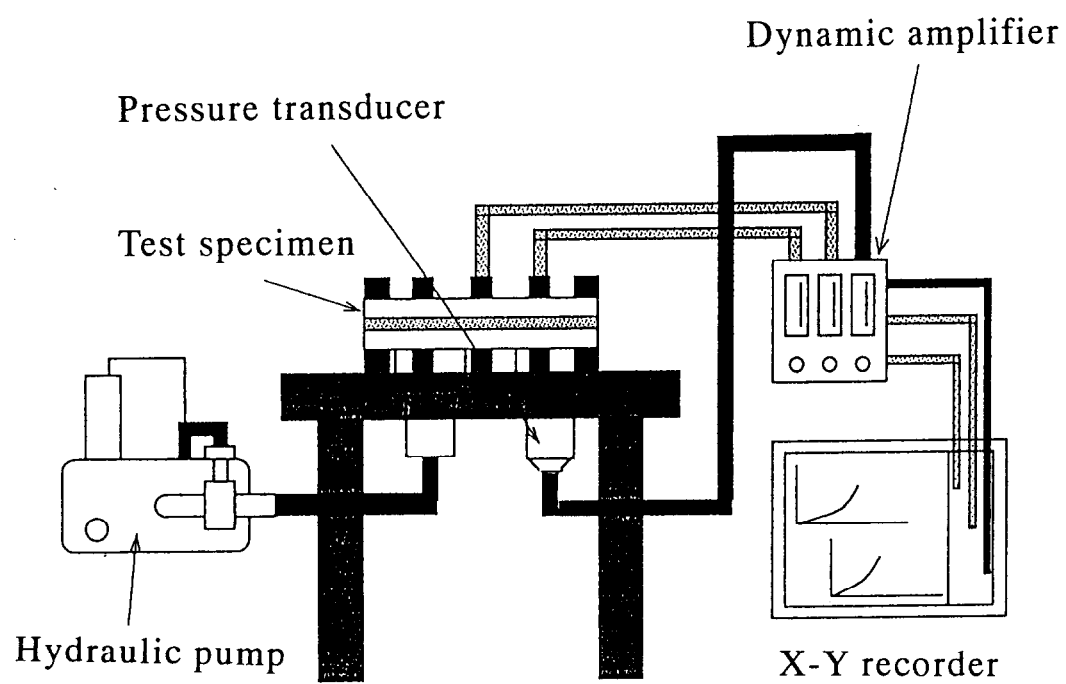


図 4 . 5 漏洩実験装置

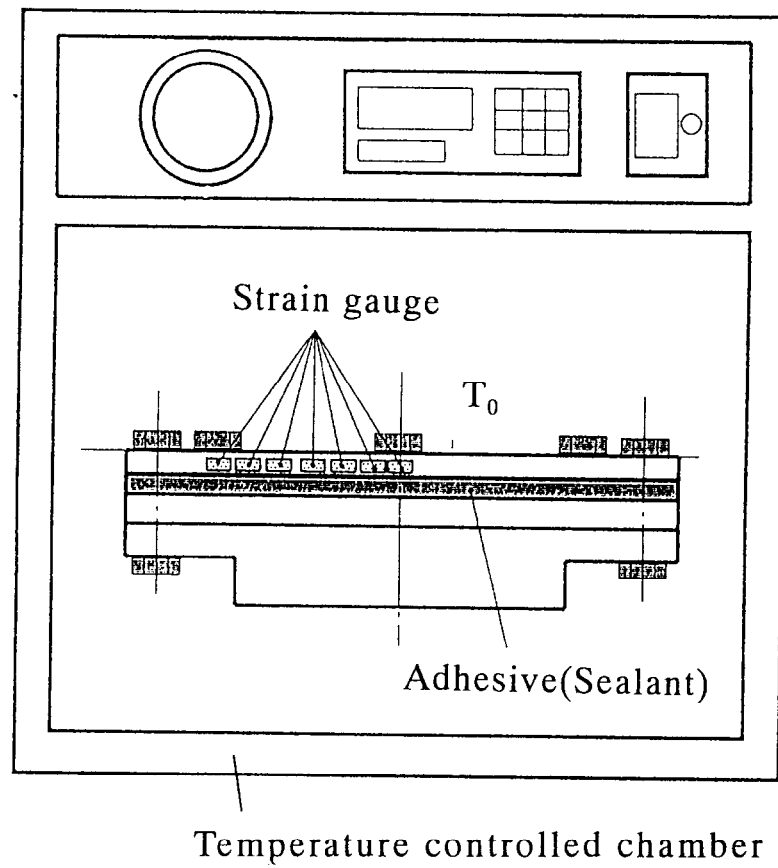


図 4 . 6 恒温槽を用いたひずみ測定

4.4 解析結果および実験結果との比較・考察

4.4.1 接合界面の温度分布および応力分布

図 4.7 は締結体上部ふたおよび下部容器にアルミニウム合金を用いた薄板箱形容器締結体(ふたの板厚 1mm、ボルト間ピッチ $2d=60\text{mm}$)の原点 0(図 4.2 のふた内壁面の中心)から $x=30\text{mm}$ の位置における接着層の上部接合界面の y 方向の温度分布を示す。熱伝導解析においては、締結体の上部ふた、接着剤および下部容器の熱伝導率をそれぞれ $k_1=200(\text{W/m}\cdot\text{K})$ 、 $k_2=0.22(\text{W/m}\cdot\text{K})$ および $k_3=200(\text{W/m}\cdot\text{K})$ 、外周面における熱伝達率 $\alpha=6.0(\text{W/m}^2\text{K})$ とし、これらの温度依存性はないものとした。また、内壁温度 $\Delta T_1=100^\circ\text{C}$ 、周囲の流体温度 $\Delta T_0=0^\circ\text{C}$ とした。図から、接合界面の温度分布は内圧作用面から外周面にかけて急激に低下することが分かる。なお、以下の全ての結果において ΔT_0 は温度 0°C とした。

次に、図 4.8～図 4.11 までは接合界面の最大主応力分布を示す。接合界面の各応力成分の比較から σ_x の応力分布が最も大きく、次いで σ_z が支配的であることが認められた。このことから本研究においては最大主応力 σ_1 を用いて薄板箱形容器締結体の特性を検討する。

図 4.8 は初期締付け力 $F_f=2\text{kN}$ 、ボルト間ピッチ $2d=60\text{mm}$ とした薄板箱形容器締結体のボルト間ピッチ中央 $x=30\text{mm}$ の位置における接合界面の y 方向の最大主応力分布を示す。図(a)はふたの板厚 $h_1=1\text{mm}$ の場合、図(b)は $h_1=2\text{mm}$ とした場合である。なお、ふた(Solid 1)、容器(Solid 3)、ボルト(Solid 4)および接着剤(Solid 2)の縦弾性係数 E 、ポアソン比 ν および線膨張係数 β をそれぞれ、 $E_1=E_3=E_4=68.9\text{ GPa}$ 、 $\nu_1=\nu_3=\nu_4=0.3$ 、 $\beta_1=\beta_3=\beta_4=23.9\times 10^{-6}/^\circ\text{C}$ および $E_2=1.85\text{MPa}$ 、 $\nu_2=0.47$ 、 $\beta_2=220\times 10^{-6}/^\circ\text{C}$ とした。また、図中の実線は内圧の作用していない($P=0$)場合で、初期締付け状態の温度 $\Delta T_1=0^\circ\text{C}$ 、破線は内圧の作用していない($P=0$)場合で、初期締付け状態の温度 $\Delta T_1=100^\circ\text{C}$ および一点鎖線は内圧 $P=50\text{kPa}$ が作用し初期締付け状態の $\Delta T_1=100^\circ\text{C}$ の場合の応力分布をそれぞれ示す。図(a)から、初期締付け状態の温度 $\Delta T_1=0^\circ\text{C}$ 、内圧 $P=0$ の時(実線)では熱膨張による熱応力および内圧も 0 のため応力分布も極めて小さいが、初期締付け状態の温度が高い $\Delta T_1=100^\circ\text{C}$ の時には図 4.7 の接合界面の温度分布に見られるように温度差が大きくなるため、かなり大きい熱応力が発生し、外周面近傍で 5MPa 以上となることが分かる。また、図(a)と図(b)の比較からふたの板厚が薄くなる

ほど、すなわち、ふたの剛性が小さくなるほど温度変化が熱応力に及ぼす影響が大きいことが分かる。このことから、薄板箱形容器締結体の設計においてはふたの剛性や初期締付け後の使用状態における熱的影響を十分に考慮する必要がある。

図 4.9 は締結体がボルトによる初期締付け力、内圧および熱的負荷を受け定常温度場にある場合、締結体のふた部分の縦弾性係数が接合界面の内圧作用面 ($y=35\text{mm}$) の x 方向最大主応力分布に及ぼす影響を示す。この時、ボルトによる初期締付け力 $F_f=2\text{kN}$ 、内圧 $P=50\text{kPa}$ 、内部流体温度 $\Delta T_1=100^\circ\text{C}$ 、周囲の流体温度 $\Delta T_0=0^\circ\text{C}$ および線膨張係数比 $\beta_1/\beta_2=0.1806$ とする。縦軸は最大主応力 σ_1 (MPa)、横軸はふた裏面の $(x, y, z)=(0, 35\text{mm}, 0)$ から x 方向の距離を示す。また、図中の実線、破線および一点鎖線はふたの縦弾性係数 E_1 をそれぞれ 69GPa 、 206GPa および 412GPa とした場合である。なお、接着剤および容器の縦弾性係数は $E_2=1.85\text{MPa}$ および $E_3=68.9\text{GPa}$ とした。これらの結果から、ふたの縦弾性係数 E_1 が大きい時はボルト間 $x=0\sim 60\text{mm}$ で圧縮の熱応力を生じているが、 E_1 が小さくなるに従い、ボルト間の $x=20\sim 40\text{mm}$ で引張応力となる。すなわち、締結体の密封性能は接合界面の応力が圧縮側に大きいほど向上するため、内圧および熱的負荷を受ける薄板箱形容器締結体ではふたの縦弾性係数が大きいほど密封性能が向上がはかれる。

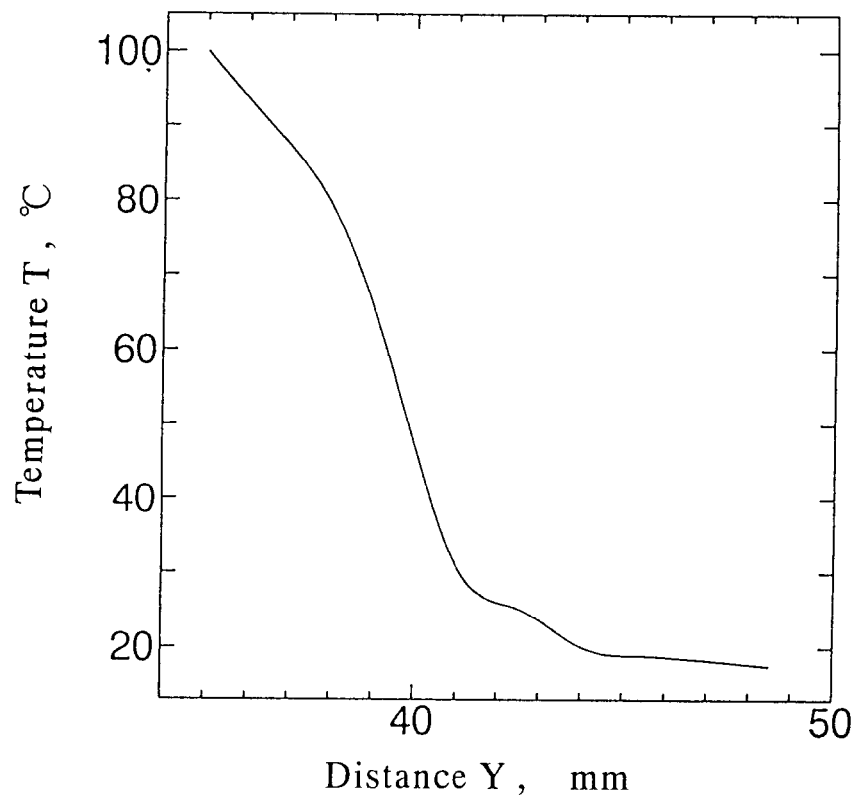
図 4.10 は締結体が図 4.9 と同様にボルトによる初期締付け力、内圧および熱的負荷を受ける場合で、締結体のふたと接着剤の線膨張係数比 β_1/β_2 が接合界面の内圧作用面における最大主応力分布に及ぼす影響を示す。なお、縦弾性係数は $E_1=68.9\text{GPa}$ 、 $E_2=1.85\text{MPa}$ 、 $E_3=68.9\text{GPa}$ とした。図中の実線、一点鎖線および破線は $\beta_1/\beta_2=0.1086$ 、 0.5431 および 1.086 の場合の応力分布をそれぞれ示す。これらの結果より、締結体のふたと接着剤の線膨張係数比 β_1/β_2 が大きくなるにつれ、ボルト間 $x=20\sim 40\text{mm}$ で引張り側に発生する熱応力がかなり大きくなるため、接着層がより低い内圧で破壊する可能性が大きくなり、締結体の密封性能が低下することが推測される。

図 4.11 は締結体のふたの板厚 h_1 が接合界面の容器内側端部(内圧作用面)の最大主応力分布に及ぼす影響を示す。初期条件は図 4.9 と同様である。図中の実線、破線および一点鎖線はふたの厚さ $h_1=1.0\text{mm}$ 、 $h_1=2.0\text{mm}$ および $h_1=3.0\text{mm}$ の場合の応力分布をそれぞれ表す。これらの結果から、ボルト締結部近傍 ($x=0\sim 7\text{mm}$

および 53～60mm)では板厚が薄い場合は初期締付け力の影響が大きいため界面では圧縮側の応力が大きくなっているが、ボルト間の $x \cong 7 \sim 53\text{mm}$ では圧縮応力が小さくなり、板厚 $h_1 = 1.0\text{mm}$ および 2.0mm の時中央部付近の界面で引張応力となることが分かる。

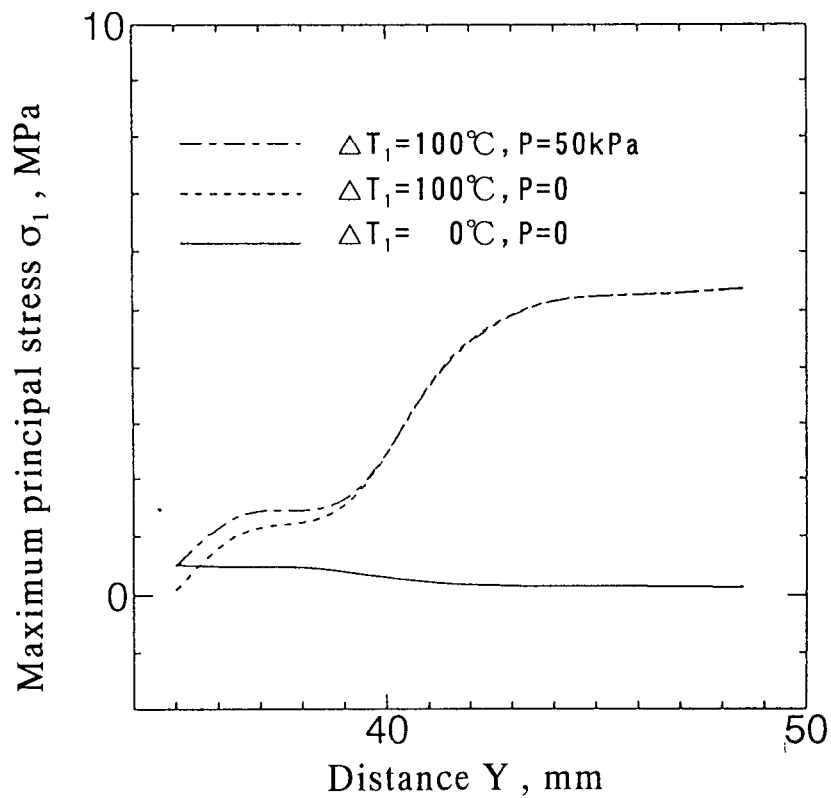
以上の結果より、内圧と内部流体加熱を受ける接着－ボルト併用薄板箱形容器締結体の設計においては、ふたと接着剤の剛性比が大きく、線膨張係数比が小さいほど界面の熱応力が小さくなり締結体の密封性能の向上がはかれることが推測される。

これらのことから、従来、使用されていた金属やアスベスト等のガスケットに比べ、シール材としてシリコン系シーラント等の接着剤(接合材)を用いた場合はふたと接着剤の剛性比が大きく、線膨張係数比が小さくなることから、薄板構造の低圧用圧力容器の密封性能向上をはかるための熱応力対策に極めて有効であることが分かる。

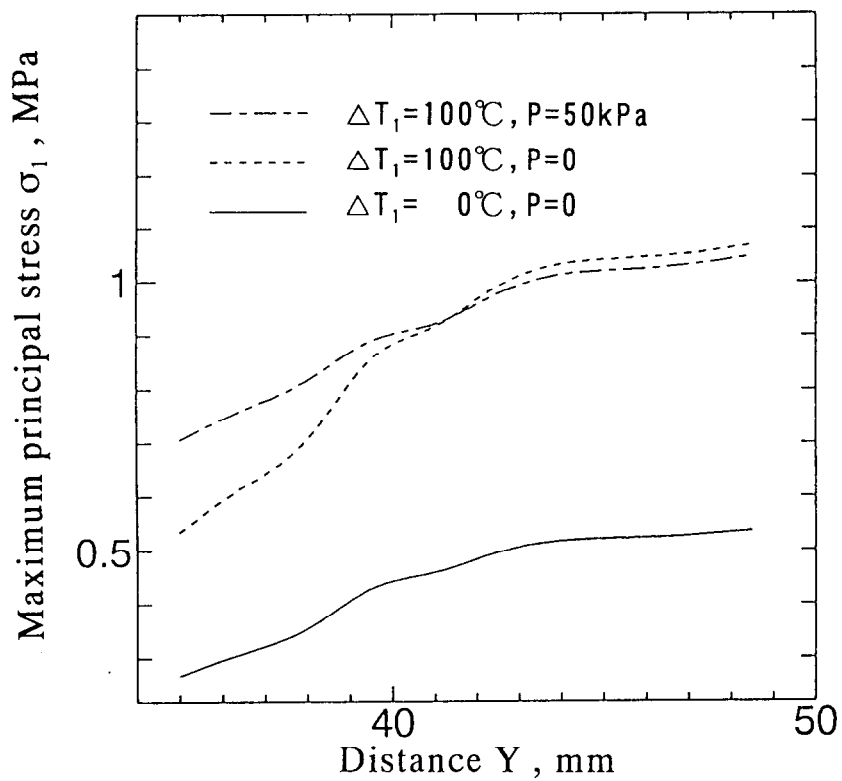


($2d=60\text{mm}$, $h_1=1\text{mm}$, $h_2=0.03\text{mm}$, $\Delta T_1=100^\circ\text{C}$, $\Delta T_0=0^\circ\text{C}$)

図 4 . 7 接合界面の Y 方向の温度分布



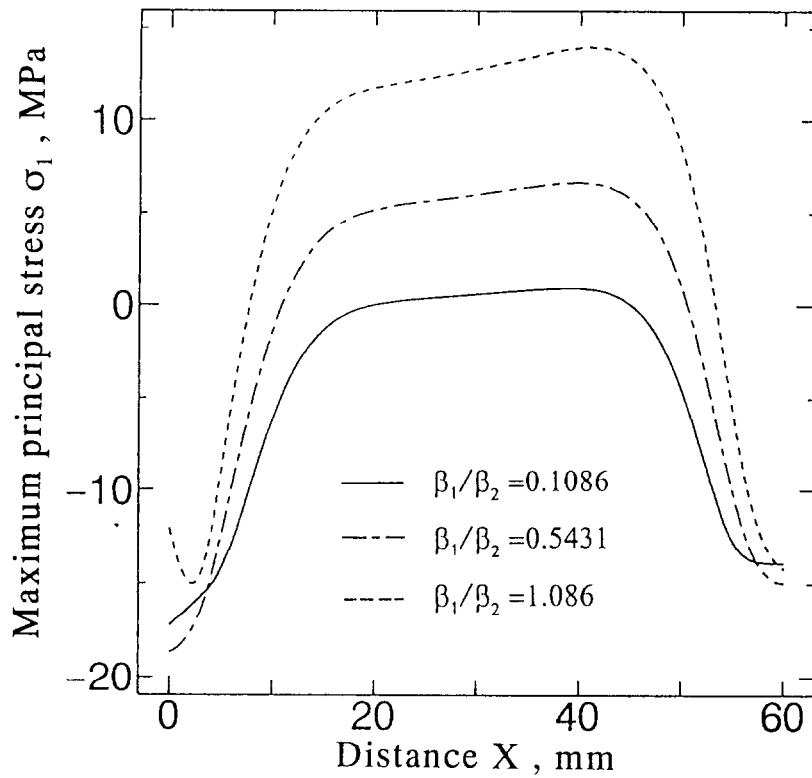
(a) ふたの板厚が 1mm の場合



(b) ふたの板厚が 2mm の場合

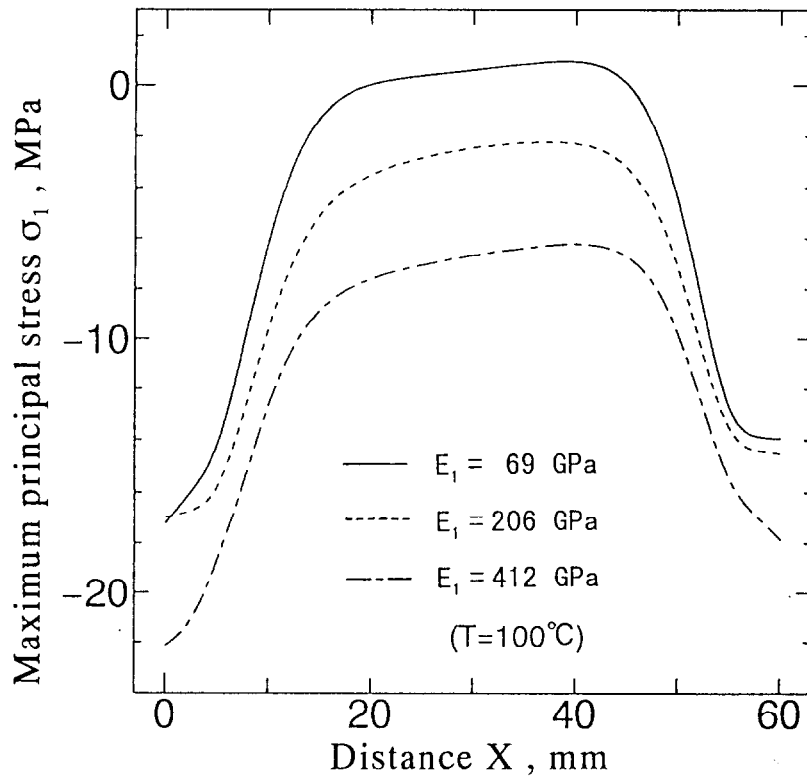
($2d=60\text{mm}$, $h_2=0.03\text{mm}$, $F_f=2\text{kN}$, $\Delta T_0=0^\circ\text{C}$)

図 4.8 接合界面の Y 方向の最大主応力分布



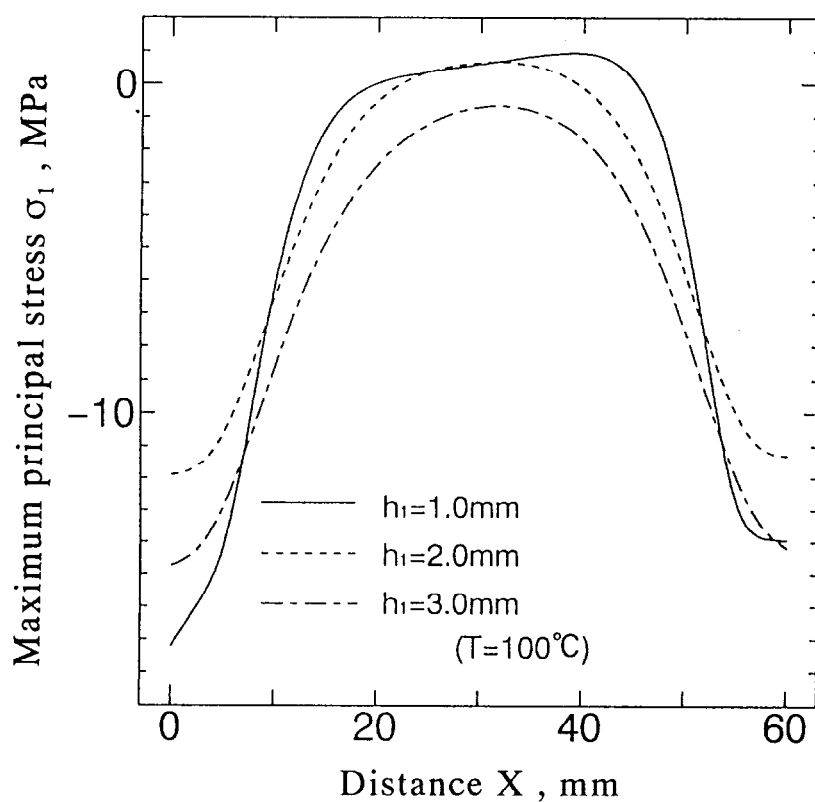
$2d=60\text{mm}, h_1=1\text{mm}, h_2=0.03\text{mm}, E_2=1.85\text{MPa}, E_3=68.9\text{GPa}, \beta_1 = \beta_3 = 23.9 \times 10^{-6}/^\circ\text{C},$
 $\beta_2 = 220 \times 10^{-6}/^\circ\text{C}, F_1 = 2\text{kN}, P = 50\text{kPa}, \Delta T_1 = 100^\circ\text{C}, \Delta T_0 = 0^\circ\text{C}$

図 4.9 ふたの縦弾性係数が接合界面の最大主応力に及ぼす影響



$2d=60\text{mm}, h_1=1\text{mm}, h_2=0.03\text{mm}, E_1 = E_3 = 68.9\text{GPa}, E_2=1.85\text{MPa},$
 $\beta_2 = 220 \times 10^{-6}/^\circ\text{C}, \beta_3 = 23.9 \times 10^{-6}/^\circ\text{C}, F_1 = 2\text{kN}, P = 50\text{kPa}, \Delta T_1 = 100^\circ\text{C}, \Delta T_0 = 0^\circ\text{C}$

図 4.10 線膨張係数比が接合界面の最大主応力に及ぼす影響



$2d=60\text{mm}$, $h_1=1\text{mm}$, $h_2=0.03\text{mm}$, $E_1=E_3=68.9\text{GPa}$, $E_2=1.85\text{MPa}$,
 $\beta_1=23.9 \times 10^{-6}/^\circ\text{C}$, $\beta_2=220 \times 10^{-6}/^\circ\text{C}$, $\beta_3=23.9 \times 10^{-6}/^\circ\text{C}$,
 $F_f=2\text{kN}$, $P=50\text{kPa}$, $\Delta T_1=100^\circ\text{C}$, $\Delta T_0=0^\circ\text{C}$

図 4.11 ふたの板厚が接合界面の最大主応力に及ぼす影響

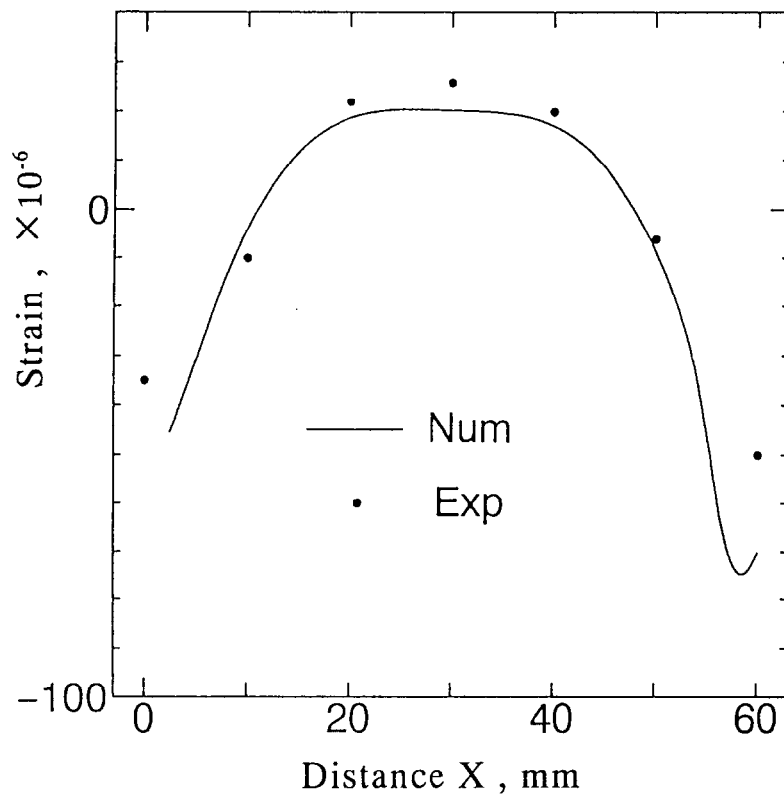
4.4.2 締結体上部ふたのひずみ分布

表 4.1 は実験に用いたシリコン系シーラントの材料定数を示す。表中のシーラントの破壊応力 1.92MPa は、シーラントで突合せ接着した鋼 (S45C) の薄肉円筒試験片 20 本による引張強度試験によって得られた平均値を示す。この円筒試験片の寸法は内径 34mm、外径 40mm (肉厚 3mm) とし、引張強度の測定は油圧式万能試験機 (島津製作所製、UH50H) により行った。

図 4.12 は初期締付け時の温度 20℃ の薄板箱形容器締結体が一様温度下 ($T_1 = T_2 = 100^\circ\text{C}$) にあり、その際熱膨張から生じるふたの側面におけるひずみ分布の測定結果と FEM 解析結果を示す。締結体上部のふたは鋼 (S45C)、下部容器はアルミニウム合金 (A5052) とした。ひずみゲージは図 4.6 に示す位置 7 ヶ所に貼り、予め電気炉中においてみかけひずみの較正を行った。図中の縦軸はひずみ、横軸は容器中心からの距離を示し、●印は実験結果、実線は解析結果を表す。図から、実験および解析の結果はかなり良く一致しており本熱応力解析の妥当性を示している。

表 4.1 シリコンシーラントの材料定数
(Loctite 5699)

Young's modulus	E	1.85	[MPa]
Poisson's ratio	ν	0.47	
Fracture stress	σ_{fr}	1.92	[MPa]
Thermal expansion coefficient	β	220	$[\times 10^{-6}/^{\circ}\text{C}]$



$2d=60\text{mm}, h_1=3\text{mm}, h_2=0.03\text{mm}, E_1=206\text{GPa}, E_2=1.85\text{MPa},$
 $E_3=68.9\text{GPa}, \beta_1=10.5 \times 10^{-6}/^{\circ}\text{C}, \beta_2=220 \times 10^{-6}/^{\circ}\text{C},$
 $\beta_3=23.9 \times 10^{-6}/^{\circ}\text{C}, F_f=2\text{kN}, P=0, \Delta T_1=\Delta T_0=80^{\circ}\text{C}$

図 4.12 一様温度におけるふた側面のひずみ分布

4.5 薄板箱形容器締結体の密封性能

本節においては、軽量化のため薄板構造となる箱形圧力容器締結体に従来のガスケットに代わり接着剤を応用した場合の密封性能について検討するため、接着ーボルト併用薄板箱形容器締結体の試験容器による漏洩開始内圧の測定およびFEM解析結果から漏洩開始内圧の予測について示す。

表 4.2 は実験に用いた締結体上部ふたの材料定数を示す。なお、シーラントの材料定数はひずみ測定実験と同様のものとし表 4.1 で表される。

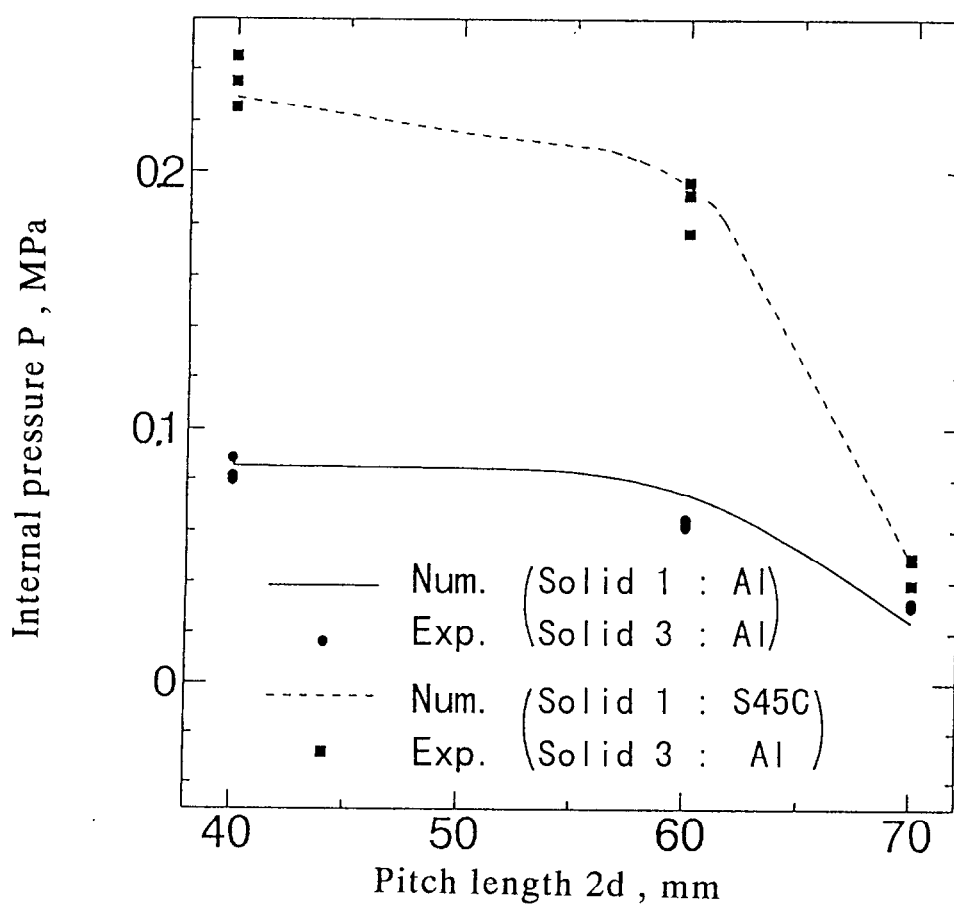
図 4.13 は薄板箱形容器締結体が一様温度(室温)にある場合のボルト間ピッチおよびふたの材質が漏洩開始内圧に及ぼす影響を示す。縦軸は漏洩開始内圧 P (MPa)、横軸はボルト間ピッチ $2d$ (mm)を示し、図中の●印および■印はふたの材質がそれぞれアルミニウム合金および鋼の場合の漏洩実験による結果である。また、実線および破線はそれぞれの場合におけるFEM解析より得られた漏洩開始内圧の結果を示す。なお、実験による漏洩開始内圧の決定は目視観察により接合界面より内部流体がにじみ出たときの負荷内圧とし、解析による漏洩開始内圧の決定は接合界面内側(内圧作用面)の任意の位置で引張応力が薄肉円筒の突合せ接着試験片による引張強度 1.92MPa に達した時点の負荷内圧とした。図から、ボルト間ピッチが小さいほど密封性能がよく、上部のふたがアルミニウム合金製に対し、シーラントとの剛性比がより大きい鋼製の場合に高い密封性能を示していることが分かる。また、解析結果と実験結果はかなり良く一致し、薄肉円筒試験片から得られた接着剤の引張強度による密封性能の推定が可能であることを示している。

ボルトの初期締付け力を本実験では適正值よりかなり低い 2 kN としたが、実際の自動車用オイルパン等では強度区分 10.9 のボルトの適正締付け力は鋼製のオイルパンで 23kN 程度、アルミニウム合金製ではこれより小さくなり座面陥没の生じない程度とされている。締付け力の影響に関しては、液状シーラントを用いた場合はシーラントの接着・硬化後の厚さが極めて薄く、ボルト間ピッチ中央部の変形量が少ないことから締付け力の増加による漏洩開始内圧は実験値より増大することが予想される。一方、シーラントに比べかなり厚い層となるガスケットを用いた場合は、初期締付け力によるガスケットの変形量が大きく影響し、初期締付け力の増加による漏洩開始内圧の向上はシーラントを用いた場合より少ないことが推測される。いずれの場合も内部流体の漏洩は変形量の大きいボルト間

ピッチ中央部から生じることが予測される。図 4.13 の結果から、低圧用圧力容器締結体の漏洩防止に対し、内圧や温度の変化を考慮した応力解析は適切な設計指針を与えるものと思われる。

表 4. 2 実験に用いた容器ふたの材料定数

		Steel (S45C)	Al-alloy (A5052)
Young's modulus	E	206	68.9 [GPa]
Poisson's ratio	ν	0.3	0.3
Thermal expansion coefficient	β	10.5	23.9 [$\times 10^{-6}/^{\circ}\text{C}$]



$2d=60\text{mm}$, $h_1=1\text{mm}$, $h_2=0.03\text{mm}$, $E_1=206\text{GPa}$ (S45C), 68.9GPa (Al),
 $E_2=1.85\text{MPa}$, $E_3=68.9\text{GPa}$, $\beta_1=23.9 \times 10^{-6}/^{\circ}\text{C}$, $\beta_2=220 \times 10^{-6}/^{\circ}\text{C}$,
 $\beta_3=23.9 \times 10^{-6}/^{\circ}\text{C}$, $F_f=2\text{kN}$, $P=50\text{kPa}$, $\Delta T_1=\Delta T_0=0^{\circ}\text{C}$,

図 4. 13 ボルト間ピッチが漏洩開始内圧に及ぼす影響

4.6 結言

本章では、自動車のオイルパンに見られるような、軽量化のため薄板構造となる圧力容器締結体に内圧の作用と同時に熱的影響を受ける場合の熱応力挙動を検討するため、接着－ボルト併用薄板箱形容器締結体にボルトによる初期締付け力および内圧が作用し、内部から加熱され外周面で放熱する場合の三次元熱応力解析を有限要素法により行い、箱形締結体の上部のふたと接着剤の接合界面の熱応力分布を求めた。併せて、内部流体の漏洩や容器のひずみに関する実験を行い、箱形容器締結体の密封性能に及ぼす熱応力の影響を検討し以下の結果を得た。

(1) 有限要素解析の結果

a. 締結体ふたの板厚の影響

内部と外部流体の温度差の増大とともに大きな熱応力が発生し、ふたの板厚が薄くなるにつれその影響が顕著となる。

b. 締結体ボルト間ピッチの接合界面の応力分布

ふたと接着剤の縦弾性係数比が比較的小さい(例えばアルミニウム合金とシーラントの組み合わせ)場合、ボルト間ピッチ中央部付近の応力は引張応力となる。また、締結体上部のふたと接着剤の線膨張係数比が大きくなるに従い、ボルト間ピッチの接合界面の引張応力も大きくなる。

(2) 一様温度状態における薄板箱形容器締結体の漏洩実験

a. 締結体上部のふたの材質を鋼およびアルミニウム合金とした場合の各漏洩開始内圧を測定した結果、ボルト間ピッチが小さい場合はアルミニウム合金に比べ鋼の方は漏洩開始内圧が2倍以上大きくなる。しかし、ボルト間ピッチの増加に伴いその差は減少し、ボルト間ピッチがかなり大きい場合は漏洩開始内圧が等しくなることが予想される。

b. 漏洩開始内圧の実験結果は解析による接合界面の応力と薄肉円筒の突合せ接着試験片によるシーラントの引張強度 1.92MPa 用いた予測値とかなり良く一致した。また、締結体のふた側面の熱ひずみの測定結果も解析結果とかなり良く一致した。従って、接着－ボルト併用薄板箱形容器締結体の密封性能の向上を検討する上で、接合界面の最大主応力が薄肉円筒の突合せ接着試験片による引張強度に達した場合を漏洩開始とする推定が可能である。

(3) 内圧と熱的影響を受ける薄板箱形容器締結体の密封性能

内圧および熱的影響を受ける接着とボルト締結を併用した薄板構造の圧力容器においては、一般に、容器およびボルトの強度に比べて接着剤強度がかなり低くなることから締結体の密封性能に対する接合部の影響を考慮した熱的設計指針が重要となる。本章の実験および解析結果より、内圧と熱的影響に対する締結体の密封性能は接合界面の最大主応力に影響される。従って、熱的影響を受ける締結体においては熱応力の軽減が密封性能の向上につながる。

すなわち、密封性能の向上をはかるための基本的な設計指針をまとめると、締結体のボルト間ピッチを小さくとることがあげられる。ピッチ間を小さくできない場合は板厚を増す、あるいは材質を変えることによってふたの剛性を高める。また、ふたの剛性および厚さがある程度制限されるような場合は剛性が小さく線膨張係数の大きい接着剤(接合材)が有効である。すなわち、板と接着剤との線膨張係数比を小さくすることによって接合界面の熱応力が圧縮側に大きくなるようにし、薄肉円筒の突合せ接着試験片による接着剤の引張強度以下の応力とする。

第5章 接着－ボルト併用管フランジ締結体の熱応力と密封性能

5.1 緒言

従来、配管系の締結体や圧力容器等の接合部には内部流体の密封のため金属やアスベスト等の成形ガスケットを介したボルト締結が用いられている。これらのガスケット付き管フランジ締結体に引張荷重、曲げモーメント、内圧等の外荷重が作用する場合の接触面応力、フランジの強度に影響するフランジハブ部の応力特性等に関する研究は数多く行われてきた[51, 52, 53, 55, 65, 75]。さらに、これらは内部流体や外部からの熱伝導、熱伝達等の熱的条件下で使用されるため、熱的影響を受けるガスケット付管フランジ締結体に対し、差分法を用いてボルト軸力の変動および接触面圧等を解析した報告もなされている[57, 58, 59]。しかし、締結体のフランジとガスケットの接触界面のより詳細な力学的挙動に関して明らかにされていない。また、アメリカ機械学会(ASME)の圧力容器研究委員会(PVRC)では、高温下でのガスケット密封性能に関する研究[84]を行っているが、ガスケット単体に関する研究であり、熱的条件下での締結体全体の力学特性が把握されているとはいえない。

最近、放射性同位元素などの危険物質の密封問題が重要視されるようになっており、これらの問題に対してアメリカ機械学会(ASME)、圧力容器研究委員会(PVRC)のボルト締結体委員会(Bolted Flanged Connection Committee)ではガスケット面からの微量の漏洩量についてタイトネスパラメータを用いて定量化し、さらに新ガスケット係数を提案するなど、密封性能に対しかなり厳密な規格の適用を試みている[86]。

このような現状をふまえて管フランジ締結体の密封性能の向上を目指してガスケットに代わり接着剤を用いた締結体の応用が試みられている。この接着とボルトを併用した締結体に引張荷重や内圧等の外荷重が作用する場合についてすでに一部検討されており[48, 49]、これらは接着－ボルト併用継手(締結体)と呼ばれている。しかし、このような接着－ボルト併用締結体の実際の利用においては外荷重の他に内部流体および外部からの熱的負荷の影響を考慮する必要がある。現在までのところガスケットに代わり接着剤を用いた接着－ボルト併用管フランジ締結体が熱的影響を受ける場合の熱応力に及ぼす影響の研究はほとんどなされてい

ない。

そこで本章では、今後の併用継手の利用拡大を考慮して、接着－ボルト併用管フランジ締結体が内部流体により加熱され外周面で放熱する場合の、定常状態における熱応力分布を軸対称三次元弾性論により解析し、解析結果から管フランジ締結体の密封性能に及ぼす熱応力の影響を検討する。

ガスケット付き管フランジ締結体に関しても、締結体を構成する各要素が熱応力分布特性に及ぼす影響についてはこれまで検討されていないのが現状であり、併せて本章において、平面座ガスケット付き管フランジ締結体が内部流体により加熱され外周面で放熱する場合の、定常状態におけるガスケット接触面およびフランジハブ部の熱応力分布、ボルト軸力変動などの力学的特性を明らかにし、接着－ボルト併用管フランジ締結体の特性と比較検討する。

5. 2 解析方法

図 5.1 は接着剤により接合した同一寸法の 1 組の管フランジを、 N 本のボルト・ナットにより初期締め付け力 F_i で均一に締付けた管フランジ締結体を示す。締結体は接合時の温度を基準温度 T_0 とし、その後、締結体の内周面は内部流体により一定温度 T_1 で加熱され、外周面は外気中 (T_0) に自然放熱している定常状態にあるものとする。図中の F_i は締結体が熱的影響を受け被締結体とボルトの熱膨張差により生じる軸力変動分を表す。このボルトに生じる軸力の変動分 F_i は、ボルト穴付近を中空円筒に置き換え、その圧縮ばね定数およびボルト・ナット系のばね定数を用い、ボルトの伸びとボルト軸力変動分による被締結体の縮み量の和が両者の線膨張係数の差による伸び差に等しいという条件より求められる。

図 5.2 は図 5.1 に示した接着-ボルト併用管フランジ締結体の熱応力を解析するための解析モデルを示す。解析においては、フランジをハブ部とリング部に分けハブ部を円筒 [I]、リング部を円筒 [II]、接着層を円筒 [III] とする。図中の T_1 は内部流体温度 (内壁温度)、 T_0 は外気温度、 α_i は各円筒外表面における熱伝達率を表す。また、各円筒の内径を $2a_i$ 、外径を $2b_i$ 、厚さを $2h_i$ とし、縦弾性係数を E_i 、ポアソン比を ν_i 、線膨張係数を β_i 、熱伝導率を k_i とする。ここで、 i は 1、2、3 とし、円筒 [I]、[II]、[III] に関するものを示す。また、 $2c$ は座面直径、 $2d$ はボルト穴中心直径である。円筒 [II] 上面の応力 P はフランジリング部上面に作用するボルト N 本の初期締め付け力を座面相当部分 ($d-c \leq r \leq d+c$) に円環状に作用させたときの一様分布力 ($P = F_i \times N / 4\pi dc$) を示し、この分布をベッセル関数の級数に展開して解析を行う。なお、各円筒の座標原点を 0_1 、 0_2 および 0_3 とし、それぞれの座標系を (r, z_1) 、 (r, z_2) 、 (r, z_3) とする。

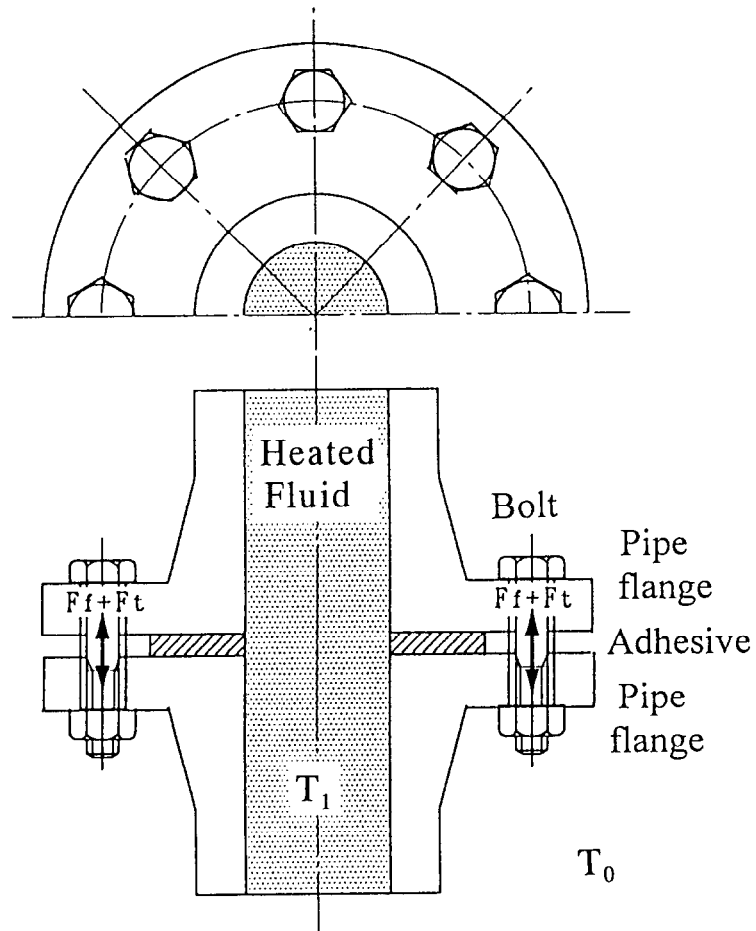


図 5 . 1 内部流体加熱を受ける接着－ボルト併用
管フランジ締結体

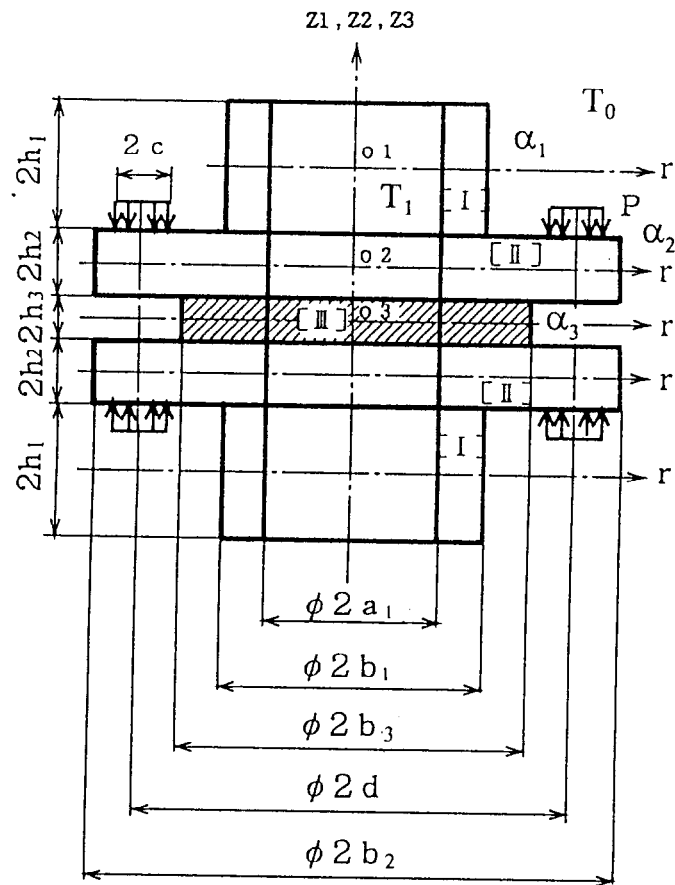


図 5.2 管フランジ締結体の解析モデル

5.2.1 熱伝導解析

熱応力を解析するに当たり、まず温度分布の解析を行う。なお、温度分布の解析においては、解析上の困難さからボルト穴を考慮せず行う。また、各中空円筒の接合面における熱抵抗は無視する。

定常状態における三次元熱伝導問題の基礎式は温度を T とすると次のように表される。

$$\nabla^2 T = 0 \quad \left(\nabla^2 = \frac{\partial^2}{\partial r^2} + \frac{\partial}{r \partial r} + \frac{\partial^2}{\partial z^2} \right) \quad (5-1)$$

また、境界条件は接合面における、温度および熱流束の熱的連続条件を考慮すると次式(5-2-1)～(5-2-5)で表される。ここで、上付き添字 i ($i = \text{I}, \text{II}, \text{III}$) はそれぞれ中空円筒 I、II、III に対応する。

(1) 円筒 [I] (フランジハブ部) において

$$\begin{aligned} z_1 = h_1 & \quad ; \quad k_1 \left(\frac{\partial T^{\text{I}}}{\partial z_1} \right) = 0 \\ r = a_1 & \quad ; \quad T^{\text{I}} = T_1 \\ r = b_1 & \quad ; \quad k_1 \left(\frac{\partial T^{\text{I}}}{\partial r} \right) = -\alpha_1 (T^{\text{I}} - T_0) \end{aligned} \quad (5-2-1)$$

(2) 円筒 [II] (フランジリング部) において

$$\begin{aligned} r = a_2 & \quad ; \quad T^{\text{II}} = T_1 \\ r = b_2 & \quad ; \quad k_2 \left(\frac{\partial T^{\text{II}}}{\partial r} \right) = -\alpha_2 (T^{\text{II}} - T_0) \end{aligned} \quad (5-2-2)$$

(3) 円筒 [III] (接着層) において

$$\begin{aligned} r = a_3 & \quad ; \quad T^{\text{III}} = T_1 \\ r = b_3 & \quad ; \quad k_3 \left(\frac{\partial T^{\text{III}}}{\partial r} \right) = -\alpha_3 (T^{\text{III}} - T_0) \\ z_3 = 0 & \quad ; \quad k_3 \left(\frac{\partial T^{\text{III}}}{\partial z_3} \right) = 0 \end{aligned} \quad (5-2-3)$$

(4) 円筒 [I] と [II] の接触面において

$$\begin{aligned}
 a_1 \leq r \leq b_1 ; \quad (T^I)_{z_1 = -h_1} &= (T^{II})_{z_2 = h_2} \\
 k_1 \left(\frac{\partial T^I}{\partial z_1} \right)_{z_1 = -h_1} &= k_2 \left(\frac{\partial T^{II}}{\partial z_2} \right)_{z_2 = h_2} \\
 b_1 \leq r \leq b_2 ; \quad k_2 \left(\frac{\partial T^{II}}{\partial z_2} \right)_{z_2 = h_2} &= -\alpha_2 (T^{II} - T_0)_{z_2 = h_2}
 \end{aligned} \tag{5-2-4}$$

(5) 円筒 [II] と [III] の接触面において

$$\begin{aligned}
 a_3 \leq r \leq b_3 ; \quad (T^{II})_{z_2 = -h_2} &= (T^{III})_{z_3 = h_3} \\
 k_2 \left(\frac{\partial T^{II}}{\partial z_2} \right)_{z_2 = -h_2} &= k_3 \left(\frac{\partial T^{III}}{\partial z_3} \right)_{z_3 = h_3} \\
 b_3 \leq r \leq b_2 ; \quad k_2 \left(\frac{\partial T^{II}}{\partial z_2} \right)_{z_2 = -h_2} &= -\alpha_2 (T^{II} - T_0)_{z_2 = -h_2}
 \end{aligned} \tag{5-2-5}$$

次に、式 (5-1) の変数分離解を用いて、式 (5-2-1) ～ (5-2-5) の境界条件を考慮すると各円筒の温度分布 T^i ($i = I, II, III$) は式 (5-3) となる。

$$\left. \begin{aligned}
 T^I &= T(A_0^I, B_0^I, C_m^I, D_m^I, \gamma_m^I, h_1, b_1, r, z_1) \\
 &= A_0^I + \frac{B_0^I}{b_1} \ln(r) \\
 &\quad + \sum_{m=1}^{\infty} \left\{ C_m^I \frac{\cosh(\gamma_m^I z_1)}{\cosh(\gamma_m^I h_1)} + D_m^I \frac{\sinh(\gamma_m^I z_1)}{\sinh(\gamma_m^I h_1)} \right\} C_0(\gamma_m^I r) \\
 T^{II} &= T(A_0^{II}, B_0^{II}, C_m^{II}, D_m^{II}, \gamma_m^{II}, h_2, b_2, r, z_2) \\
 T^{III} &= T(A_0^{III}, B_0^{III}, C_m^{III}, \gamma_m^{III}, h_3, b_3, r, z_3) \\
 &= A_0^{III} + \frac{B_0^{III}}{b_3} \ln(r) + \sum_{m=1}^{\infty} C_m^{III} \frac{\cosh(\gamma_m^{III} z_3)}{\cosh(\gamma_m^{III} h_3)} C_0(\gamma_m^{III} r)
 \end{aligned} \right\} \tag{5-3}$$

ここで $C_n(\gamma_m r)$ はベッセル関数で次式を表し

$$C_n(\gamma_m r) = J_n(\gamma_m r) - J_0(\gamma_m b) Y_n(\gamma_m r) / Y_0(\gamma_m b)$$

$J_n(\gamma_{mr})$ 、 $Y_n(\gamma_{mr})$ 等は各々 n 次の第一種および第二種のベッセル関数である ($n=0, 1$)。なお、式中の $A_0^i, B_0^i, C_m^i, D_m^i, \dots$ は境界条件より決定される未定係数である。式(5-3)と式(5-2)より、上記の未定係数を決定し、決定した係数を用いることにより各円筒の温度分布 $T^i (i=I, II, III)$ が得られる。

5.2.2 熱応力解析

熱応力を解析するために熱弾性ポテンシャル Ω を用いると、熱弾性ポテンシャル Ω は第2章と同様に温度分布 T を用いて次式(5-4)で表される。

$$\nabla^2 \Omega = T \quad (5-4)$$

式(5-3)、式(5-4)から各円筒の熱弾性ポテンシャル Ω^i ($i = I, II, III$)は次式(5-5)で表される。

$$\left. \begin{aligned} \Omega^I &= \Omega(A_0^I, B_0^I, C_m^I, D_m^I, \gamma_m^I, h_1, b_1, r, z_1) \\ &= \frac{1}{4} A_0^I r^2 + \frac{B_0^I}{4b_1} r^2 (\ln r - 1) \\ &\quad + \sum_{m=1}^{\infty} \left\{ C_m^I \frac{\cosh(\gamma_m^I z_1)}{\cosh(\gamma_m^I h_1)} + D_m^I \frac{\sinh(\gamma_m^I z_1)}{\sinh(\gamma_m^I h_1)} \right\} \frac{r}{2\gamma_m^I} C_1(\gamma_m^I r) \\ \Omega^{II} &= \Omega(A_0^{II}, B_0^{II}, C_m^{II}, D_m^{II}, \gamma_m^{II}, h_2, b_2, r, z_2) \\ \Omega^{III} &= \Omega(A_0^{III}, B_0^{III}, C_m^{III}, \gamma_m^{III}, h_3, b_3, r, z_3) \\ &= \frac{1}{4} A_0^{III} r^2 + \frac{B_0^{III}}{4b_3} r^2 (\ln r - 1) \\ &\quad + \sum_{m=1}^{\infty} C_m^{III} \frac{\cosh(\gamma_m^{III} z_3)}{\cosh(\gamma_m^{III} h_1)} \frac{r}{2\gamma_m^{III}} C_1(\gamma_m^{III} r) \end{aligned} \right\} \quad (5-5)$$

これらの熱弾性ポテンシャル Ω^i ($i = I, II, III$)を用いることにより各円筒の応力成分と半径方向および軸方向の変位 u_r, w_z は次式(5-6)で計算できる。

$$\left. \begin{aligned} \sigma_r &= \frac{E\beta}{1-\nu} \left\{ \frac{\partial^2 \Omega}{\partial r^2} - T \right\}, \quad \sigma_z = \frac{E\beta}{1-\nu} \left\{ \frac{\partial^2 \Omega}{\partial z^2} - T \right\} \\ \sigma_\theta &= \frac{E\beta}{1-\nu} \left\{ \frac{\partial \Omega}{r \partial r} - T \right\} \\ \tau_{rz} &= \frac{E\beta}{1-\nu} \frac{\partial^2 \Omega}{\partial r \partial z} \\ u_r &= \frac{1+\nu}{1-\nu} \beta \frac{\partial \Omega}{\partial r}, \quad w_z = \frac{1+\nu}{1-\nu} \beta \frac{\partial \Omega}{\partial z} \end{aligned} \right\} \quad (5-6)$$

一方、締結体の応力と変位に関する境界条件は次式(5-7-1)～(5-7-5)で表される。本解析ではガスケットの場合と異なり、締結体モデルの各円筒境界面では変位または変位勾配と応力が等しい完全固着状態とした。すなわち、各円筒の座標原点が異なることからそれぞれの界面では z 方向変位の半径方向勾配 ($\partial w_z / \partial r$) が等しいとおく。また、 z 方向の力の釣合いは成り立つものとする。すなわち各円筒において、

(1) 中空円筒 [I] (フランジハブ部) に対して

$$\begin{aligned} r = a_1 & \quad ; \quad \sigma_r^I = \tau_{rz}^I = 0 \\ r = b_1 & \quad ; \quad \sigma_r^I = \tau_{rz}^I = 0 \\ z_1 = h_1 & \quad ; \quad \sigma_z^I = \tau_{rz}^I = 0 \end{aligned} \quad (5-7-1)$$

(2) 中空円筒 [II] (フランジリング部) に対して

$$\begin{aligned} r = a_2 & \quad ; \quad \sigma_r^{II} = \tau_{rz}^{II} = 0 \\ r = b_2 & \quad ; \quad \sigma_r^{II} = \tau_{rz}^{II} = 0 \\ z_2 = h_2 & \quad ; \quad \sigma_z^{II} = a_0 + \sum_{s=1}^{\infty} a_s C_0(\gamma_s^{II} r) \\ z_2 = h_2 & \quad ; \quad \tau_{rz}^{II} = 0 \quad (b_1 \leq r \leq b_2) \end{aligned} \quad (5-7-2)$$

(3) 中空円筒 [III] (接着層) に対して

$$\begin{aligned} r = a_3 & \quad ; \quad \sigma_r^{III} = \tau_{rz}^{III} = 0 \\ r = b_3 & \quad ; \quad \sigma_r^{III} = \tau_{rz}^{III} = 0 \end{aligned} \quad (5-7-3)$$

(4) 中空円筒 [I] と [II] の境界に対して

$$\begin{aligned} (\sigma_z^I)_{z_1 = -h_1} &= (\sigma_z^{II})_{z_2 = h_2} \\ (\tau_{rz}^I)_{z_1 = -h_1} &= (\tau_{rz}^{II})_{z_2 = h_2} \\ (u_r^I)_{z_1 = -h_1} &= (u_r^{II})_{z_2 = h_2} \\ \left(\frac{\partial w_z^I}{\partial r}\right)_{z_1 = -h_1} &= \left(\frac{\partial w_z^{II}}{\partial r}\right)_{z_2 = h_2} \end{aligned} \quad (5-7-4)$$

(5) 中空円筒 [Ⅱ] と [Ⅲ] の境界に対して

$$\begin{aligned}
 (\sigma_z^{\text{II}})_{z_2=-h_2} &= (\sigma_z^{\text{III}})_{z_3=h_3} \\
 (\tau_{rz}^{\text{II}})_{z_2=-h_2} &= (\tau_{rz}^{\text{III}})_{z_3=h_3} \\
 (u_r^{\text{II}})_{z_2=-h_2} &= (u_r^{\text{III}})_{z_3=h_3} \\
 \left(\frac{\partial w_z^{\text{II}}}{\partial r}\right)_{z_2=-h_2} &= \left(\frac{\partial w_z^{\text{III}}}{\partial r}\right)_{z_3=h_3}
 \end{aligned} \tag{5-7-5}$$

ここで、 a_0 および a_s は、

$$a_0 = -\frac{d_2^2 - d_1^2}{b_2^2 - a_2^2}P, \quad a_s = -\frac{2\{d_2 C_1(\gamma_s^{\text{II}}, d_2) - d_1 C_1(\gamma_s^{\text{I}}, d_1)\}}{\gamma_s^{\text{II}}\{b_2^2 C_0^2(\gamma_s^{\text{II}}, b_2) - a_2^2 C_0^2(\gamma_s^{\text{II}}, a_2)\}}P$$

$$d_1 = d - c, \quad d_2 = d + c$$

を表す。

しかし、一般にこれらの境界条件式 (5-7-1) ~ (5-7-5) は熱弾性ポテンシャルより得られる応力と変位 [式 (5-6)] だけでは満足されない。そこで、円筒 [Ⅰ], [Ⅱ], [Ⅲ] に対してそれぞれ次式 (5-8) で表される Michell の応力関数 ϕ^i ($i = \text{I}, \text{II}, \text{III}$) を用い、これによる応力および変位を求める。

すなわち、

$$\begin{aligned}
 \text{円筒 [Ⅰ] に対しては} \quad \phi^{\text{I}} &= \phi_1^{\text{I}} + \phi_2^{\text{I}} + \phi_3^{\text{I}} + \phi_4^{\text{I}} \\
 \text{円筒 [Ⅱ] に対しては} \quad \phi^{\text{II}} &= \phi_1^{\text{II}} + \phi_2^{\text{II}} + \phi_3^{\text{II}} + \phi_4^{\text{II}} \\
 \text{円筒 [Ⅲ] に対しては} \quad \phi^{\text{III}} &= \phi_1^{\text{III}} + \phi_3^{\text{III}}
 \end{aligned} \tag{5-8}$$

と置く。ここで、円筒の応力関数 ϕ_i ($i=1, 2, 3, 4$) は次式 (5-9-1) ~ (5-9-4) で表される。

$$\phi_1^I = \phi_1(\bar{A}_0^I, \bar{B}_0^I, \bar{C}_0^I, \bar{A}_n^I, \bar{B}_n^I, \bar{C}_n^I, a_1, b_1, h_1, \beta_n^I, \gamma_s^I, \bar{\Delta}_n^I, \bar{\Delta}_3^{I1},$$

$$\bar{\Delta}_3^{I2}, \bar{\Delta}_3^{I3}, \bar{\Delta}_3^{I4}, \bar{\Delta}_4^{I1}, \bar{\Delta}_4^{I2}, \bar{\Delta}_4^{I3}, \bar{\Delta}_4^{I4}, \bar{\Omega}_s^I, v_1, r, z)$$

$$\begin{aligned} &= \bar{A}_0^I \frac{z^3}{6} + \bar{B}_0^I z \ln r + \bar{C}_0^I \frac{z r^2}{2} \\ &+ \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{\bar{\Delta}_n^I \beta_n^{I3}} [\bar{A}_n^I \{ \bar{\Delta}_3^I I_0(\beta_n^I r) + \bar{\Delta}_3^{I2} \beta_n^I r I_1(\beta_n^I r) \\ &+ \bar{\Delta}_3^{I3} K_0(\beta_n^I r) + \bar{\Delta}_3^{I4} \beta_n^I r K_1(\beta_n^I r) \} \\ &+ [\bar{B}_n^I \{ \bar{\Delta}_4^I I_0(\beta_n^I r) + \bar{\Delta}_4^{I2} \beta_n^I r I_1(\beta_n^I r) \\ &+ \bar{\Delta}_4^{I3} K_0(\beta_n^I r) + \bar{\Delta}_4^{I4} \beta_n^I r K_1(\beta_n^I r) \}] \sin(\beta_n^I z) \\ &+ \sum_{s=1}^{\infty} \frac{1}{\bar{\Omega}_s^I \gamma_s^{I3}} [- \{ 2v_1 \sinh(\gamma_s^I h_1) + \gamma_s^I h_1 \cosh(\gamma_s^I h_1) \} \\ &+ \gamma_s^I z \sinh(\gamma_s^I h_1) \cosh(\gamma_s^I z)] C_0(\gamma_s^I r) \end{aligned} \quad (5-9-1)$$

$$\phi_2^I = \phi_2(\bar{\bar{A}}_n^I, \bar{\bar{B}}_n^I, \bar{\bar{C}}_n^I, a_1, b_1, h_1, \beta_n^I, \gamma_s^I, \bar{\bar{\Delta}}_n^I, \bar{\bar{\Delta}}_3^{I1}, \bar{\bar{\Delta}}_3^{I2}, \bar{\bar{\Delta}}_3^{I3},$$

$$\bar{\bar{\Delta}}_3^{I4}, \bar{\bar{\Delta}}_3^{I1}, \bar{\bar{\Delta}}_3^{I2}, \bar{\bar{\Delta}}_3^{I3}, \bar{\bar{\Delta}}_3^{I4}, \bar{\bar{\Omega}}_s^I, v_1, r, z)$$

$$\begin{aligned} &= - \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{\bar{\bar{\Delta}}_n^I \beta_n^{I'3}} [\bar{\bar{A}}_n^I \{ \bar{\bar{\Delta}}_3^I I_0(\beta_n^{I'3} r) + \bar{\bar{\Delta}}_3^{I2} \beta_n^{I'} r I_1(\beta_n^{I'} r) \\ &+ \bar{\bar{\Delta}}_3^{I3} K_0(\beta_n^{I'} r) + \bar{\bar{\Delta}}_3^{I4} \beta_n^{I'} r K_1(\beta_n^{I'} r) \} \\ &+ [\bar{\bar{B}}_n^I \{ \bar{\bar{\Delta}}_4^I I_0(\beta_n^{I'} r) + \bar{\bar{\Delta}}_3^{I2} \beta_n^{I'} r I_1(\beta_n^{I'} r) \\ &+ \bar{\bar{\Delta}}_3^{I3} K_0(\beta_n^{I'} r) + \bar{\bar{\Delta}}_3^{I4} \beta_n^{I'} r K_1(\beta_n^{I'} r) \}] \cos(\beta_n^{I'} z) \\ &+ \sum_{s=1}^{\infty} \frac{\bar{\bar{C}}_s^I}{\bar{\bar{\Omega}}_s^I \gamma_s^{I3}} [- \{ 2v_1 \cosh(\gamma_s^I h_1) + \gamma_s^I h_1 \sinh(\gamma_s^I h_1) \} \cosh(\gamma_s^I z) \\ &+ \gamma_s^I z \cosh(\gamma_s^I h_1) \sinh(\gamma_s^I z)] C_0(\gamma_s^I r) \end{aligned} \quad (5-9-2)$$

$$\begin{aligned}
\phi_3^I &= \phi_3(\tilde{A}_0^I, \tilde{B}_0^I, \tilde{C}_0^I, \tilde{A}_n^I, \tilde{B}_n^I, \tilde{C}_s^I, a_1, b_1, h_1, \beta_n^I, \gamma_s^I, \tilde{\Delta}_n^I, \tilde{\Delta}_3^{I1}, \tilde{\Delta}_3^{I2}, \tilde{\Delta}_3^{I3}, \\
&\quad \tilde{\Delta}_4^{I4}, \tilde{\Delta}_4^{I1}, \tilde{\Delta}_4^{I2}, \tilde{\Delta}_4^{I3}, \tilde{\Delta}_4^{I4}, \tilde{\Omega}_s^I, v_1, r, z) \\
&= \tilde{A}_0^I \frac{z^3}{6} + \tilde{B}_0^I z \ln r + \tilde{C}_0^I \frac{z r^2}{2} \\
&\quad + \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{\tilde{\Delta}_n^I \beta_n^{I'3}} [\tilde{A}_n^I \{ \tilde{\Delta}_3^{I1} I_0(\beta_n^{I'3} r) + \tilde{\Delta}_3^{I2} \beta_n^I r I_1(\beta_n^{I'} r) \\
&\quad + \tilde{\Delta}_3^{I3} K_0(\beta_n^{I'} r) + \tilde{\Delta}_3^{I4} \beta_n^{I'} r K_1(\beta_n^{I'} r) \} \\
&\quad + [\tilde{B}_n^I \{ \tilde{\Delta}_4^{I1} I_0(\beta_n^{I'} r) + \tilde{\Delta}_4^{I2} \beta_n^{I'} r I_1(\beta_n^{I'} r) \\
&\quad + \tilde{\Delta}_4^{I3} K_0(\beta_n^{I'} r) + \tilde{\Delta}_4^{I4} \beta_n^{I'} r K_1(\beta_n^{I'} r) \}] \sin(\beta_n^{I'} z) \\
&\quad + \sum_{s=1}^{\infty} \frac{\tilde{C}_s^I}{\tilde{\Omega}_s^I \gamma_s^{I3}} [- \{ 2v_1 \sinh(\gamma_s^I h_1) + \gamma_s^I h_1 \cosh(\gamma_s^I h_1) \} \\
&\quad + \gamma_s^I z \sinh(\gamma_s^I h_1) \cosh(\gamma_s^I z)] C_0(\gamma_s^I r)
\end{aligned} \tag{5-9-3}$$

$$\begin{aligned}
\phi_4^I &= \phi_4(\tilde{A}_n^I, \tilde{B}_n^I, \tilde{C}_s^I, a_1, b_1, h_1, \beta_n^I, \gamma_s^I, \tilde{\Delta}_n^I, \tilde{\Delta}_3^{I1}, \tilde{\Delta}_3^{I2}, \tilde{\Delta}_3^{I3}, \\
&\quad \tilde{\Delta}_3^{I4}, \tilde{\Delta}_4^{I1}, \tilde{\Delta}_4^{I2}, \tilde{\Delta}_4^{I3}, \tilde{\Delta}_4^{I4}, \tilde{\Omega}_s^I, v_1, r, z) \\
&= - \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{\tilde{\Delta}_n^I \beta_n^{I3}} [\tilde{A}_n^I \{ \tilde{\Delta}_3^{I1} I_0(\beta_n^I r) + \tilde{\Delta}_3^{I2} \beta_n^I r I_1(\beta_n^I r) \\
&\quad + \tilde{\Delta}_3^{I3} K_0(\beta_n^I r) + \tilde{\Delta}_3^{I4} \beta_n^I r K_1(\beta_n^I r) \} \\
&\quad + [\tilde{B}_n^I \{ \tilde{\Delta}_4^{I1} I_0(\beta_n^I r) + \tilde{\Delta}_4^{I2} \beta_n^I r I_1(\beta_n^I r) \\
&\quad + \tilde{\Delta}_4^{I3} K_0(\beta_n^I r) + \tilde{\Delta}_4^{I4} \beta_n^I r K_1(\beta_n^I r) \}] \cos(\beta_n^I z) \\
&\quad + \sum_{s=1}^{\infty} \frac{\tilde{C}_s^I}{\tilde{\Omega}_s^I \gamma_s^{I3}} [- \{ 2v_1 \cosh(\gamma_s^I h_1) + \gamma_s^I h_1 \sinh(\gamma_s^I h_1) \} \cosh(\gamma_s^I z) \\
&\quad + \gamma_s^I z \cosh(\gamma_s^I h_1) \sinh(\gamma_s^I z)] C_0(\gamma_s^I r)
\end{aligned} \tag{5-9-4}$$

ここで、式中の $A_0^I, B_0^I, C_0^I, A_n^I, B_n^I, C_s^I, \dots$ 等は境界条件より決定される未定係数である。

Michell の応力関数による応力と変位は次式 (5-10) で求められる。

$$\left. \begin{aligned} \sigma_r &= \frac{\partial}{\partial z} \left(\nu \nabla^2 \phi - \frac{\partial^2 \phi}{\partial r^2} \right) \\ \sigma_\theta &= \frac{\partial}{\partial z} \left(\nu \nabla^2 \phi - \frac{1}{r} \frac{\partial \phi}{\partial r} \right) \\ \sigma_z &= \frac{\partial}{\partial z} \left\{ (2 - \nu) \nabla^2 \phi - \frac{\partial^2 \phi}{\partial z^2} \right\} \\ \tau_{rz} &= \frac{\partial}{\partial r} \left\{ (1 - \nu) \nabla^2 \phi - \frac{\partial^2 \phi}{\partial z^2} \right\} \\ u_r &= - \frac{1 + \nu}{E} \frac{\partial^2 \phi}{\partial r \partial z} \\ w_z &= \frac{1 + \nu}{E} \left\{ (1 - 2\nu) \nabla^2 \phi + \frac{\partial^2 \phi}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial \phi}{\partial r} \right\} \end{aligned} \right\} \quad (5-10)$$

これらの Michell の応力関数による応力、変位と熱弾性ポテンシャルによる応力、変位とを重ね合わせ、境界条件式 (5-7-1) ~ (5-7-5) を満足させることにより締結体内の熱応力および熱変位が得られる。

5.2.3 ボルト軸力変動の解析

図 5.1 に示す初期締付け力 F_i で締結された管フランジ締結体の内周面が基準温度 T_0 (室温) からある温度 T_1 まで加熱され、締結体外周面より放熱されるものとする、被締結体とボルトの熱膨張差によりボルトには初期締付け力 F_i の他に軸力変動分 F_t が生じる。このとき、ボルト穴付近を中空円筒に置き換え、その圧縮ばね定数を K_{cg} 、ボルト・ナット系のばね定数を K_t とすると、ボルトの伸びとボルト軸力変動分 F_t による被締結体の縮み量の和 $(F_i/K_t + F_t/K_{cg})$ は両者の線膨張係数の差による伸び差 δ に等しいという条件より、ボルトに生じる軸力の増加分 F_t は次式 (5-11) となる。

$$F_t = \frac{K_t \cdot K_{cg}}{K_t + K_{cg}} \delta \quad (5-11)$$

ただし、 δ は次式で与えられる。

$$\delta = 2\{2(T_c - T_0)h_2\beta_c + (T_a - T_0)h_3\beta_a\} - (T_b - T_0)l_f\beta_b$$

ここで T_c は被締結体ボルト穴付近の平均温度、 T_b はボルト軸部平均温度、 T_a は接着層 (ガスケット付き管締結体の場合はガスケット) のボルト穴付近の平均温度、 l_f はボルト締結長さおよび β_c 、 β_b 、 β_a はそれぞれフランジ、ボルトおよび接着層 (ガスケット付き管締結体の場合はガスケット) の線膨張係数である。

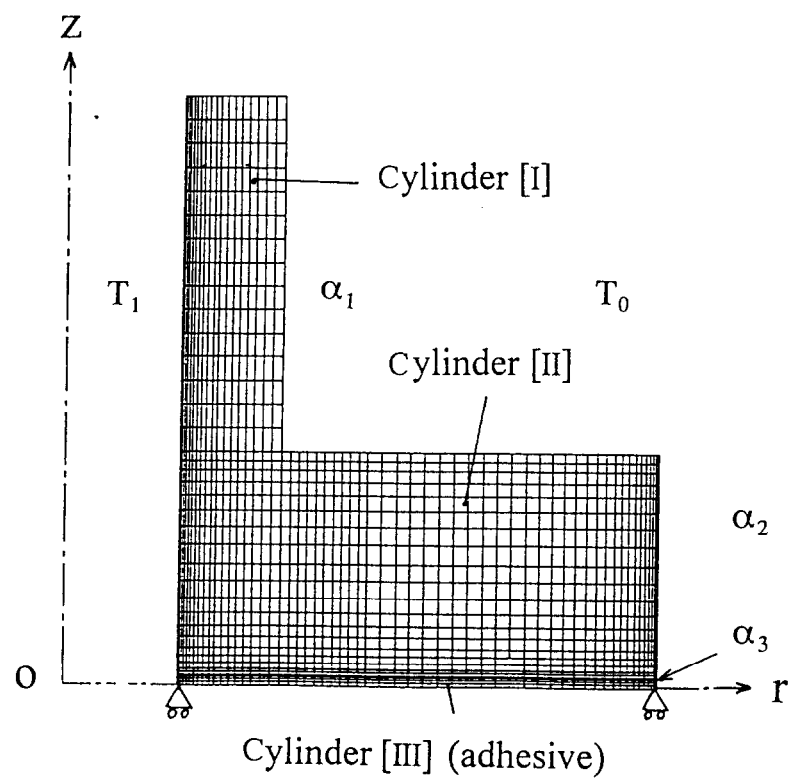
5.2.4 有限要素法による熱応力解析

図 5.3 は有限要素法によるフランジ接合面を全面接着した接着－ボルト併用管フランジ締結体の解析モデルの要素分割例を示す。解析はモデルの対称性から 1/4 モデルについて行い、四辺形 4 節点軸対称要素、締め付けボルトはトラス要素を用いる。座標は原点 o を接着層である円筒 [Ⅲ] の中心に置いた r - z 座標とし、解析においては原点 o を固定し、円筒 [Ⅲ] の r 軸上で軸方向変位、 z 軸上で半径方向変位を拘束する。また、ボルト N 本による初期締め付け力はボルトに相当するトラス要素とボルトヘッドに相当する節点とを接続し N 本の締め付け力に相当する圧縮力を与えることにより初期締め付けを完了する。始めに内周面で加熱され、外周面から熱伝達率 α で外気に放熱する締結体の熱伝導解析を行い、次に、その結果を用いて熱応力解析を行う。

表 5.1 に解析に用いた各円筒の材料定数、表 5.2 に各円筒の寸法を示す。

なお、ボルト N 本による初期締め付け力を弾性論による解析と同様に円筒 [Ⅱ] の上端面のボルト座面相当部分 ($d-c \leq r \leq d+c$) に一様分布応力 P で円環状に作用させる場合についても解析した結果、トラス要素を用いた場合と同様の結果が得られた。

解析には有限要素コード Marc K7.2/Mentat 320 (MARC Analysis Research Corporation) を使用した。



Elements : 1800

Node : 1901

図 5 . 3 有限要素法による解析モデルの要素分割例

表 5 . 1 円筒の材料定数

		Flange (SUS304)	Adhesive (Epoxy)	
Young's modulus	E	193	3.6	[GPa]
Poisson's ratio	ν	0.3	0.37	
Thermal expansion coefficient	β	16.7	60.0	$[\times 10^{-6}/K]$
Thermal conductivity	k	14.0	0.4	[W/mK]

表 5 . 2 円筒の寸法

Cylinder	Inner diameter 2a	Outer diameter 2b	Length 2h
I	74.0 mm	103.0 mm	50.6 mm
II	74.0 mm	210.0 mm	32.0 mm
III	74.0 mm	127.0 mm	3.0 mm

5.3 解析結果および有限要素解析との比較・考察

数値計算においては接着－ボルト併用管フランジ締結体の内周面が温度 ΔT_1 (100℃)で加熱され、外周面は温度 ΔT_0 (0℃)の空气中に熱伝達率 α で放熱しているものとして数値計算を行った。ここで、温度 ΔT_1 および ΔT_0 は接合時の温度を基準温度とし、基準温度との差を表す。なお、 α の値は大気中に自然放熱しているため各円筒において $5.8(\text{W}/\text{m}^2\text{K})$ とした[87]。予めこの α による温度分布への影響を検討するため値を数倍変えて温度分布の計算を行ったが、締結体内の温度分布に与える影響は極めて小さいことが分かった。また、Michell の応力関数 $\phi(r, z)$ の級数の項数が接合界面の応力分布に及ぼす影響を調べた結果、級数の項数50の場合と80の場合で各点の応力値の差は1%以下であったため、実用上、級数の項数は50で十分収束するものと考え以下の計算では項数を50とした。解析モデルの材料定数および寸法は実用されている管フランジ締結体の寸法を考慮し、表5.1および表5.2に示す値を基準値として用いた。

なお、接合界面の応力分布の数値計算例では端部で特異応力となることを考慮し、端部近傍の接着幅の98%の位置までの応力を示し、また、この時の応力はボルトによる初期締付け力 F_f による応力を除いた熱応力のみとした。ただし、ハブ部の応力分布および有限要素法による解析結果との比較ではボルトによる初期締付け力 F_f を考慮した応力で示す。なお、以下の計算例では円筒[I]と[II]は同じ材質とし、特に断らない限りこれらを総称してフランジと呼ぶ。

数値計算例においては、接合界面の熱応力分布の比較では垂直応力 σ_z を用い、フランジハブ部の応力ではミーゼスの相当応力 σ_M で示す。本研究において第4章までは接着併用締結体(継手)の密封性能を評価する際、最大主応力を用いており、本章の接着－ボルト併用管フランジ締結体においても前章までと同様に、接合界面の密封性能の評価は最大主応力によってなされるべきと考える。しかし、ガスケット管フランジ締結体の密封性能はガスケットの接触面圧 σ_z を用いて評価できることから、これとガスケットに代わり接着剤を併用した場合との比較を示すため、また、最大主応力の分布挙動は垂直応力 σ_z とかなり近いことから本数値計算例においては垂直応力 σ_z を用いる。ただし、フランジハブ部の熱応力の評価はフランジが延性材であることからガスケットおよび接着併用のいずれの場合もミーゼスの相当応力で示す。

5.3.1 接合界面の熱応力分布

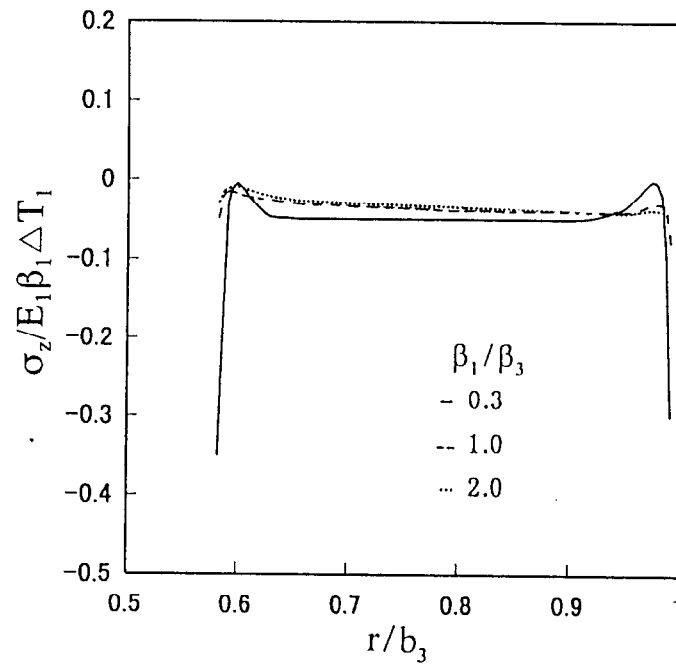
(1) 接着剤の材料特性が熱応力分布に及ぼす影響

a. 線膨張係数比 β_1/β_3 が接合界面の熱応力分布に及ぼす影響

図 5.4 はフランジと接着剤の線膨張係数比 β_1/β_3 が接合界面の軸方向熱応力分布に及ぼす影響を示す。線膨張係数比は $\beta_1/\beta_3=0.3$ 、1 および 2 について行った。なお、この時のフランジと接着剤の縦弾性係数比は $E_1/E_3=54$ およびフランジリング部と接着層の厚さ比は $h_2/h_3=10.7$ とした。図中の縦軸は接合界面における軸方向熱応力 σ_z を $E_1 \beta_1 \Delta T_1$ で除して無次元化し、横軸は半径方向の距離 r を接着層(円筒[Ⅲ])の外半径 b_3 で除し無次元化して示す。図から、いずれの線膨張係数比においても接合界面の応力は端部近傍を除いて比較的一様な応力分布となる。また、各線膨張係数比の比較から β_1/β_3 が小さくなるにつれて圧縮応力が大きくなり、端部近傍でその傾向が顕著となることが分かる。すなわち、4章で示したように圧縮応力が大きくなるほど密封性能が向上するため、接着剤の線膨張係数が相対的に大きいほどフランジの密封性能が向上することが予想される。

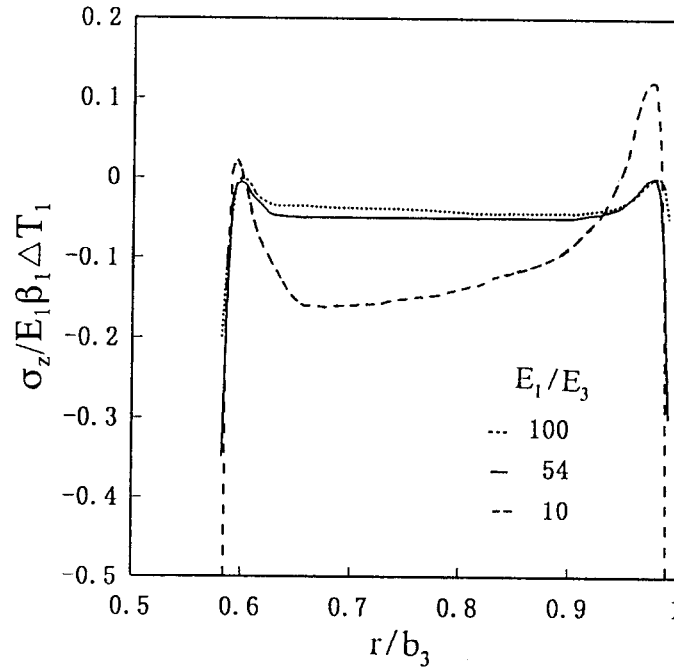
b. 縦弾性係数比 E_1/E_3 が接合界面の熱応力分布に及ぼす影響

図 5.5 はフランジと接着剤の縦弾性係数比 E_1/E_3 が接合界面の無次元化した軸方向熱応力分布 $\sigma_z/E_1 \beta_1 \Delta T_1$ に及ぼす影響を示す。縦弾性係数比は $E_1/E_3=10$ 、54 および 100 とし、また、フランジと接着剤の線膨張係数比は $\beta_1/\beta_3=0.3$ およびフランジリング部と接着層の厚さ比は $h_2/h_3=10.7$ とした。図から、いずれの場合も接合界面の軸方向熱応力は界面端部を除いた中間部では一様な分布となり、縦弾性係数比 E_1/E_3 が小さくなるほど圧縮応力が大きくなる傾向を示した。しかし、端部近傍ではいずれの場合も急激な変化を示し、縦弾性係数比が最も小さい $E_1/E_3=10$ では外周側端部近傍の $r/b_3=0.97$ の応力が約 48MPa ($\sigma_z/E_1 \beta_1 \Delta T_1 \approx 0.15$) の引張応力から急激に圧縮応力へとかなり大きく変化した。一方、 $E_1/E_3=54$ 、100 の場合、端部においてもほぼ一様な応力分布となり、このことから相対的に接着層の剛性が低くなるほど応力分布は均一化されることが分かる。



($E_1/E_3 = 54$, $h_2/h_3 = 10.7$, $\Delta T_1 = 100^\circ\text{C}$, $\Delta T_0 = 0^\circ\text{C}$)

図 5.4 フランジと接着剤の線膨張係数比 β_1/β_3 が接合界面の軸方向熱応力分布に及ぼす影響



($\beta_1/\beta_3 = 0.3$, $h_2/h_3 = 10.7$, $\Delta T_1 = 100^\circ\text{C}$, $\Delta T_0 = 0^\circ\text{C}$)

図 5.5 フランジと接着剤の縦弾性係数比 E_1/E_3 が接合界面の軸方向熱応力分布に及ぼす影響

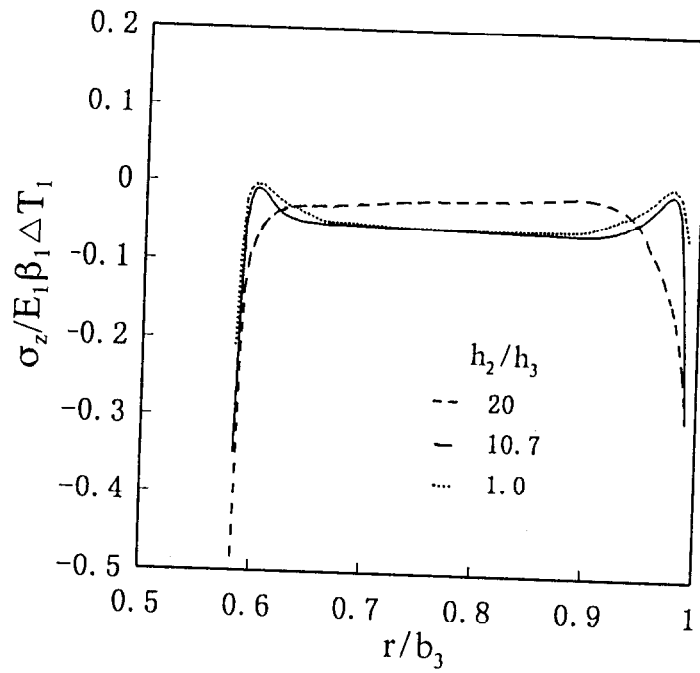
(2) 接着層の寸法が熱応力分布に及ぼす影響

a. 接着層厚さが接合界面の熱応力分布に及ぼす影響

図 5.6 はフランジリング部(円筒[Ⅱ])厚さと接着層(円筒[Ⅲ])厚さの比 h_2/h_3 が接合界面の軸方向熱応力分布 $\sigma_z/E_1\beta_1\Delta T_1$ に及ぼす影響を示す。厚さ比は比較のため現実的でない厚さも含め $h_2/h_3=1, 10.7, 20$ ($2h_2=32\text{mm}$, $2h_3=32\text{mm}$, 3mm , 1.6mm)とした。また、全ての厚さ比においてフランジと接着剤の線膨張係数比は $\beta_1/\beta_3=0.3$ 、縦弾性係数比は $E_1/E_3=54$ として計算を行った。図から、いずれの場合も接合界面の軸方向熱応力は内周面および外周面で圧縮側に大きくなるが、特に厚さ比 h_2/h_3 が大きくなるほど(接着層厚さが相対的に薄くなるほど)その傾向は顕著である。このことから、接着—ボルト併用管フランジの密封性能は接着層厚さが小さい場合に向上すると予測される。

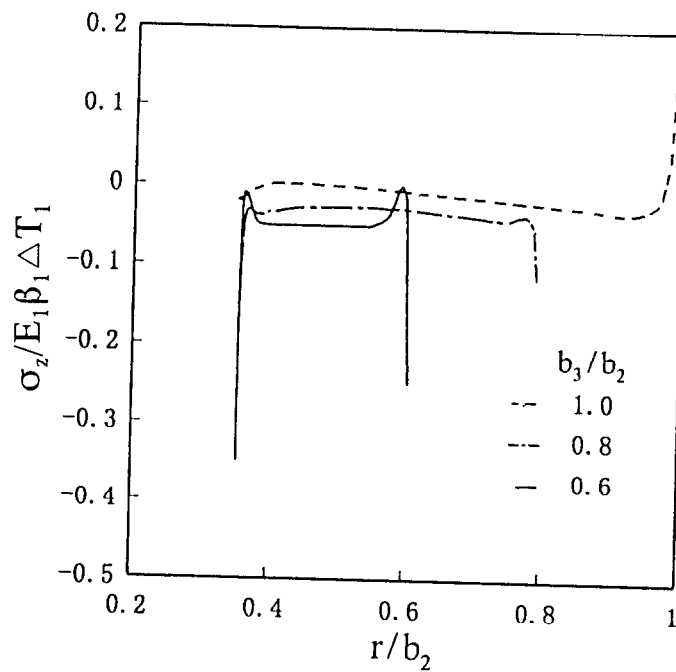
b. 接着層幅が接合界面の熱応力分布に及ぼす影響

図 5.7 は接着層の幅が接合界面の軸方向熱応力分布に及ぼす影響を示す。接着層の内径はいずれの場合もフランジ内径と同様の $2a_3=74\text{mm}$ とし、接着層外径とフランジリング部外径($2b_2=210\text{mm}$)の比 b_3/b_2 を 0.6、0.8 および 1 と変えて応力分布を求めた。 $b_3/b_2=0.6, 0.8$ は部分接着の場合、 $b_3/b_2=1$ は全面接着の場合をそれぞれ示す。縦軸は無次元表示した軸方向熱応力 $\sigma_z/E_1\beta_1\Delta T_1$ 、横軸は半径方向の距離をフランジリング部半径で除した無次元距離 r/b_2 を示す。図から、いずれの場合も接合界面の応力分布は端部近傍を除き一様な分布となるが、全面接着に比べ部分接着の方が、さらに接着層幅がより小さい方が圧縮応力は大きくなる傾向を示す。また、全面接着の場合は圧縮応力が小さくなり、外周側端部近傍では引張応力となることが分かる。これらの結果は、必ずしも接着層幅が小さいほど密封性能の向上を意味するものではないが、いずれの分布も端部を除きほぼ平坦であることから端部の特異応力を除いた平均圧縮応力を比較すると、 $b_3/b_2=1$ の場合が最も小さく、 $b_3/b_2=0.6$ と $b_3/b_2=0.8$ はかなり大きくなることから密封性能向上に関しては全面接着より部分接着の方が望ましいことが予測される。



($\beta_1/\beta_3 = 0.3$, $E_1/E_3 = 54$, $\Delta T_1 = 100^\circ\text{C}$, $\Delta T_0 = 0^\circ\text{C}$)

図 5. 6 フランジリング部と接着層の厚さ比 h_2/h_3 が接合界面の軸方向熱応力分布に及ぼす影響



($\beta_1/\beta_3 = 0.3$, $E_1/E_3 = 54$, $h_2/h_3 = 10.7$, $\Delta T_1 = 100^\circ\text{C}$, $\Delta T_0 = 0^\circ\text{C}$)

図 5. 7 接着層幅が接合界面の軸方向熱応力分布に及ぼす影響

5.3.2 フランジハブの熱応力

フランジと接着剤の線膨張係数比 β_1/β_3 、縦弾性係数比 E_1/E_3 および厚さ比 h_2/h_3 が管フランジハブの角部の応力に与える影響を検討する。ただし、角部は特異応力となることから、ここでは円筒 [I] と [II] の境界面外周側端部より円筒 [I] 側の $z=-0.98h_1$ の位置における応力を用いる。

表 5.3 はボルトの初期締付け力 $F_t=5\text{kN}$ 、内壁温度 $\Delta T_1=100^\circ\text{C}$ とした場合の各係数比に対するフランジハブ部のミーゼス相当応力 σ_M を示す。ただし、接着層の外径は 127mm とし、各係数比に対する計算の基準値は $\beta_1/\beta_3=0.3$ 、 $E_1/E_3=54$ 、 $h_2/h_3=10.7$ とした。この結果から、本計算条件の範囲では、フランジと接着剤の線膨張係数比 β_1/β_3 がフランジハブ部のミーゼス相当応力に及ぼす影響は見られない。また、縦弾性係数比 E_1/E_3 および接着層厚さ比 h_2/h_3 を変えた場合は、各係数比が小さい場合に応力が最も大きくなっていることが分かる。

5.3.3 有限要素法による接合界面の軸方向熱応力との比較

図 5.8 は 8 本のボルト・ナットにより締結した接着一ボルト併用管フランジ締結体における部分接着と全面接着した場合の接合界面における軸方向熱応力の軸対称三次元弾性論による数値解析結果と有限要素法による解析結果の比較を示す。図の縦軸は無次元熱応力 $\sigma_z/E_1\beta_1\Delta T_1$ 、横軸は半径方向距離 r をフランジリング部半径 b_2 で除した無次元距離を示す。また、計算においてはボルトによる初期締付け力 $F_t=5\text{kN}$ 、内壁温度 $\Delta T_1=100^\circ\text{C}$ 、フランジと接着剤の縦弾性係数比は $E_1/E_2=54$ 、フランジリング部の厚さと接着層の厚さ比は $h_2/h_3=10.7$ とした。図中の実線は部分接着 ($2a_2=74\text{mm}$ 、 $2b_2=127\text{mm}$) と全面接着 ($2a_2=74\text{mm}$ 、 $2b_2=210\text{mm}$) の場合の軸対称三次元弾性論を用いた解析による熱応力分布の計算結果を示し、◇印および○印は有限要素法による部分接着と全面接着の場合のそれぞれの計算結果を示す。

図から、全面接着した締結体の場合は両端部を除き比較的一様な応力分布となり、界面端部近傍の応力は内周側では端部近傍から端部にかけて引張応力から圧縮応力へと変化し、外周側では引張応力となることが分かる。また、部分接着した締結体の場合は内周側端部近傍から外周側にかけて圧縮応力が増加していく傾向があり、ボルト・ナットによる締付け力の影響が接着層の外周側に大きく作用

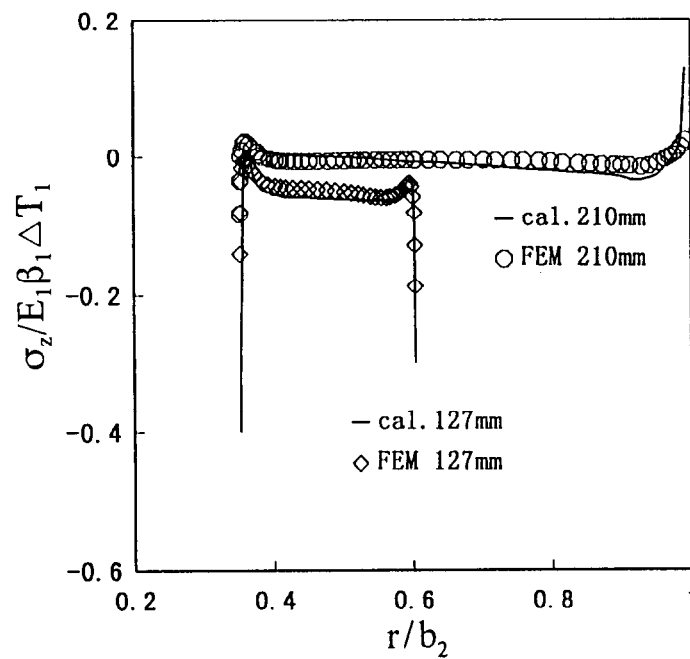
していることが推測される。また、それぞれの結果の比較から弾性解析に基づく数値計算結果と有限要素法による結果はよく一致することが分かる。

表 5.3 接着併用締結体のフランジハブ部のミーゼス相当応力

($2a_2=2a_3=74\text{mm}$, $2b_2=210\text{mm}$, $2b_3=127\text{mm}$, $F_f=5\text{kN}$)

(unit : MPa)

β_1/β_3	0.3	1.0	2.0
σ_M	241.7	248.2	248.2
E_1/E_3	10	54	100
σ_M	299.7	241.7	222.4
h_1/h_3	1.0	10.7	20
σ_M	280.4	241.7	228.8



($\beta_1/\beta_3=0.3$, $E_1/E_3=54$, $h_2/h_3=10.7$, $\Delta T_1=100^\circ\text{C}$, $\Delta T_0=0^\circ\text{C}$)

図 5.8 部分および全面接着における接合界面の軸方向熱応力分布
(弾性論による解析結果と FEM 解析結果の比較)

5.4 ガasket付き管フランジ締結体との比較

始めに、平面座ガasket付き管フランジ締結体の軸対称三次元熱応力解析の方法を示し、次に、解析に基づく数値計算からガasket接触面の応力分布、ハブ部応力などの力学的特性を明らかにし、接着－ボルト併用管フランジ締結体の特性と比較検討する。

5.4.1 ガasket付き管フランジ締結体の熱応力解析および実験方法

〔1〕熱応力解析

図 5.9 は平面座ガasketを挟んだ同一寸法の 1 組の管フランジが N 本のボルト・ナットにより初期締め付け力 F_f で均一に締付けた管フランジ締結体を示す。締結体は内部流体により一定温度 T_1 で加熱され、外周面は外気中 (T_0) に自然放熱している定常状態にあるものとする。解析に当たっては、接着－ボルト併用管フランジ締結体と同様に図 5.2 に示した解析モデルを用いる。すなわち、フランジハブ部を円筒 [I]、フランジリング部を円筒 [II]、ガasketを円筒 [III] とする。また、各円筒の内径、外径、厚さ、線膨張係数、縦弾性係数、ポアソン比、熱伝導率および熱伝達率をそれぞれ $2a_i$ 、 $2b_i$ 、 $2h_i$ 、 β_i 、 E_i 、 ν_i 、 λ_i および α_i とする。ただし、添字 i は中空円筒 [I]、[II]、[III] に関するものを表す。 $2c$ は座面直径、 $2d$ はボルト穴中心円直径である。円筒 [II] の上端面のボルト座面相当部分 ($d-c \leq r \leq d+c$) には、接着－ボルト併用管フランジ締結体と同様に初期締め付け力 $F_f \times N$ が一様分布応力 $P (= F_f \times N / 4\pi dc)$ で円環状に作用するものとし、この分布をベッセル関数の級数に展開して解析を行う。なお、各円筒の座標原点を 0_1 、 0_2 および 0_3 とし、それぞれの座標系を (r, z_1) 、 (r, z_2) 、 (r, z_3) とする。

次に、温度分布の解析においては、接着－ボルト併用管フランジ締結体と同様に解析上の困難さからボルト穴を考慮せず、各中空円筒の接触面は完全に密着しているものとし接触熱抵抗は無視するものとする、温度境界条件は式 (5-2-1) ～ (5-2-5) で表される。さらに、各円筒の温度分布 $T^i (i = I, II, III)$ が、式 (5-1) の変数分離解を用いて式 (5-3) と同様に求められる。

熱応力の解析においても同様に、式 (5-4) の熱弾性ポテンシャルと各円筒の温度分布 $T^i (i = I, II, III)$ から熱弾性ポテンシャル $\Omega^i (i = I, II, III)$ を求めることに

より各円筒の応力成分と半径方向および軸方向の変位 u_r, w_z が式(5-6)から得られる。

一方、ガスケット付き管フランジ締結体の応力と変位に関する境界条件は次式(5-12-1)～(5-12-5)で表される。

(1) 中空円筒 [I] (フランジハブ部) に対して

$$\begin{aligned} r = a_1 & \quad ; \quad \sigma_r^I = \tau_{rz}^I = 0 \\ r = b_1 & \quad ; \quad \sigma_r^I = \tau_{rz}^I = 0 \\ z_1 = h_1 & \quad ; \quad \sigma_z^I = \tau_{rz}^I = 0 \end{aligned} \quad (5-12-1)$$

(2) 中空円筒 [II] (フランジリング部) に対して

$$\begin{aligned} r = a_2 & \quad ; \quad \sigma_r^{II} = \tau_{rz}^{II} = 0 \\ r = b_2 & \quad ; \quad \sigma_r^{II} = \tau_{rz}^{II} = 0 \\ z_2 = h_2 & \quad ; \quad \sigma_z^{II} = a_0 + \sum_{s=1}^{\infty} a_s C_0(\gamma_s^{II} r) \\ z_2 = -h_2 & \quad ; \quad \tau_{rz}^{II} = 0 \end{aligned} \quad (5-12-2)$$

(2) 中空円筒 [III] (ガスケット) に対して

$$\begin{aligned} r = a_3 & \quad ; \quad \sigma_r^{III} = \tau_{rz}^{III} = 0 \\ r = b_3 & \quad ; \quad \sigma_r^{III} = \tau_{rz}^{III} = 0 \\ z_3 = h_3 & \quad ; \quad \tau_{rz}^{III} = 0 \end{aligned} \quad (5-12-3)$$

(4) 中空円筒 [I] と [II] の境界に対して

$$\begin{aligned} (\sigma_z^I)_{z_1 = -h_1} &= (\sigma_z^{II})_{z_2 = h_2} \\ (\tau_{rz}^I)_{z_1 = -h_1} &= (\tau_{rz}^{II})_{z_2 = h_2} \\ (u_r^I)_{z_1 = -h_1} &= (u_r^{II})_{z_2 = h_2} \\ \left(\frac{\partial w_z^I}{\partial r}\right)_{z_1 = -h_1} &= \left(\frac{\partial w_z^{II}}{\partial r}\right)_{z_2 = h_2} \end{aligned} \quad (5-12-4)$$

(5) 中空円筒 [II] と [III] の境界に対して

$$\begin{aligned} (\sigma_z^{II})_{z_2 = -h_2} &= (\sigma_z^{III})_{z_3 = h_3} \\ \left(\frac{\partial w_z^{II}}{\partial r}\right)_{z_2 = -h_2} &= \left(\frac{\partial w_z^{III}}{\partial r}\right)_{z_3 = h_3} \\ z_2 = -h_2, b_3 < r \leq b_2 & \quad ; \quad \sigma_z^{II} = \tau_{rz}^{II} = 0 \end{aligned} \quad (5-12-5)$$

ここで、 a_0 、 a_s は、

$$a_0 = -\frac{d_2^2 - d_1^2}{b_2^2 - a_2^2} P, \quad a_s = -\frac{2\{d_2 C_1(\gamma_s^{II}, d_2) - d_1 C_1(\gamma_s^I, d_1)\}}{\gamma_s^{II}\{b_2^2 C_0^2(\gamma_s^{II}, b_2) - a_2^2 C_0^2(\gamma_s^{II}, a_2)\}} P$$

$$d_1 = d - c, \quad d_2 = d + c$$

を表し、式中の P は接着－ボルト併用管フランジ締結体と同様にボルトによる締め付け力 F_r を座面相当部分に円環状に作用させた一様分布力を表す。

すなわち、各円筒接触面に対する境界条件式では円筒 [I] (ハブ部) と円筒 [II] (フランジ) は完全固着状態とした。円筒 [II] (フランジ) と円筒 [III] (ガスケット) の接触面では接着－ボルト併用管フランジ締結体の場合と異なり完全すべり状態とし、せん断応力は無視した。また、各円筒の座標原点が異なることからそれぞれの接触面で z 方向の変位の微分 ($\partial w_z / \partial r$) が等しいという条件を用いた。

しかし、一般にこれらの境界条件は熱弾性ポテンシャルより得られる応力と変位だけでは満足されない。そこで、接着－ボルト併用管フランジ締結体と同様に円筒 [I]、[II]、[III] に対してそれぞれ Michell の応力関数 ϕ を用い、これによる応力および変位を求める。Michell の応力関数と熱弾性ポテンシャルによる応力、変位とをそれぞれ重ね合わせ、境界条件式 (5-12-1) ～ (5-12-5) を満足させることによりガスケット締結体内の熱応力および熱変位が得られる。

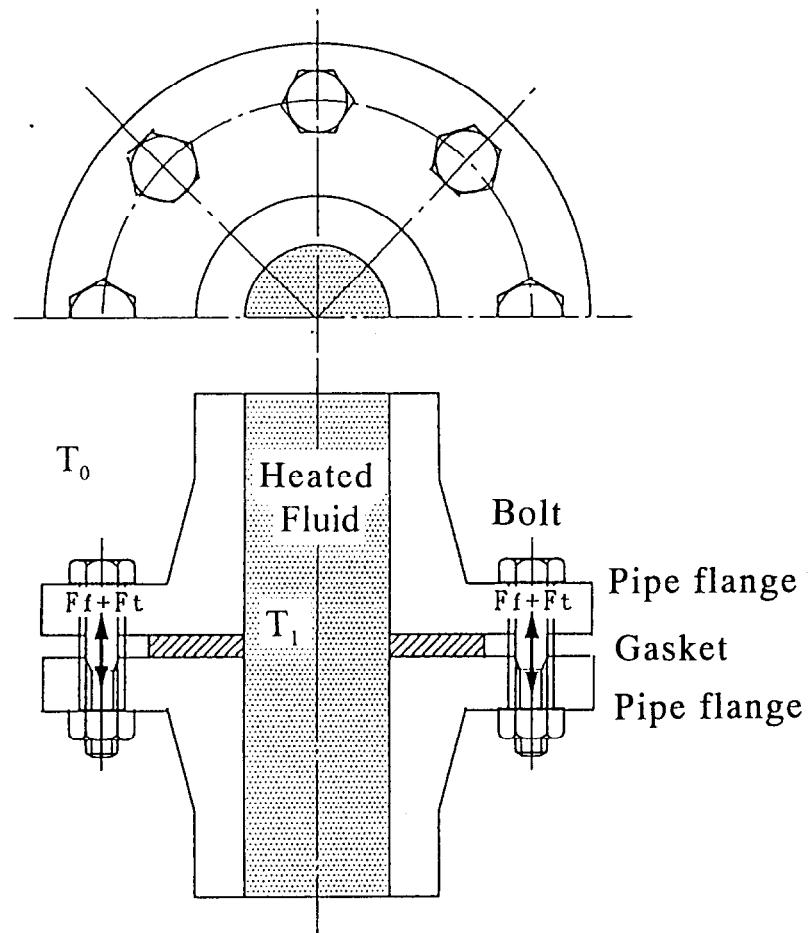
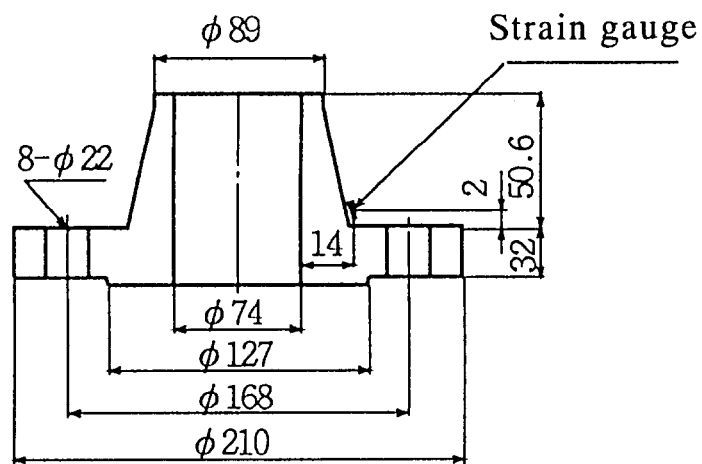


図 5 . 9 内部流体加熱を受ける平面座ガスケット付き
管フランジ締結体

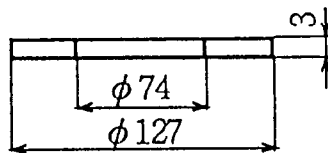
〔 2 〕 ひずみ測定実験

図 5.10 は締結体内の温度分布、ボルト軸力およびハブ部に生ずるひずみ測定に関する実験に用いた管フランジ、ガスケットおよびボルトの形状と寸法を示す。図(a)は管フランジを示し、材質はステンレス鋼(SUS304、JIS)である。図(b)はガスケットを示し、材質はアルミニウム合金(A5083、JIS)で厚さは3 mmである。図(c)は締結ボルトを示す。ボルト呼び径は M20、材質はステンレス鋼(SUS304、JIS)で、ボルト軸部には180°の位相で2枚の高温用ひずみゲージ(共和電業製、KFH-1-120-C1-16)を貼り、出力はボルト軸部にあけられた穴より取り出している。なお、ステンレス鋼は縦弾性係数 $E=193 \text{ GPa}$ 、ポアソン比 $\nu=0.3$ 、熱伝導率 $k=14.0 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$ および線膨張係数 $\beta=16.7\times 10^{-6}/^{\circ}\text{C}$ とし、アルミニウム合金については $E=66.0 \text{ GPa}$ 、 $\nu=0.33$ 、 $k=222 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$ および $\beta=21.6\times 10^{-6}/^{\circ}\text{C}$ とする。

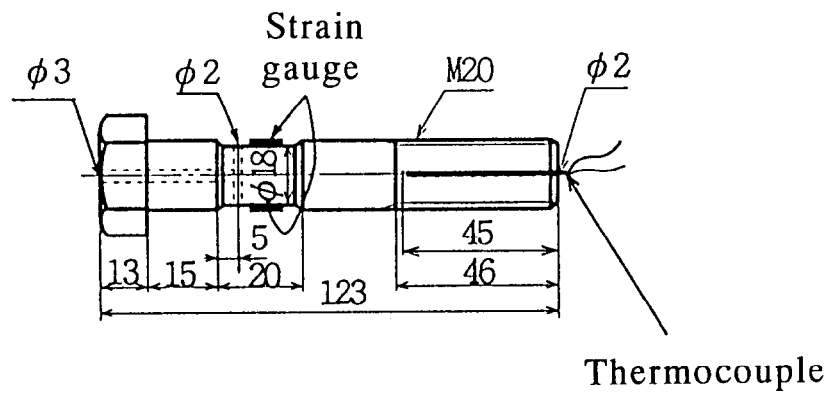
実験に際しては図 5.11 に示すようにガスケットを挟んだ1組の管フランジ締結体を8本のボルト・ナットにより均一な締付け力 $F_t=5 \text{ kN}$ で締結した後、管フランジ内部に挿入したヒータにより加熱する。このときの締結体の温度分布を純鉄・銅コンスタンタン製の熱電対とデジタルマルチ温度計(横河電機製、2423A)で測定し、締結体の温度分布が定常になったことを確認した。ボルト軸力およびハブ部のひずみについてはそれぞれの箇所に貼った高温用ひずみゲージにより測定した。なお、このひずみゲージの測定値には熱膨張に伴う見かけひずみも含まれているため、予め試験片に貼った高温用ひずみゲージの見かけひずみを求めておき測定値より差し引いた。



(a) Pipe flange



(b) Gasket



(c) Bolt

図 5.10 ひずみ測定の実験に用いた管フランジ、ガスケット
およびボルトの形状・寸法（単位 mm）

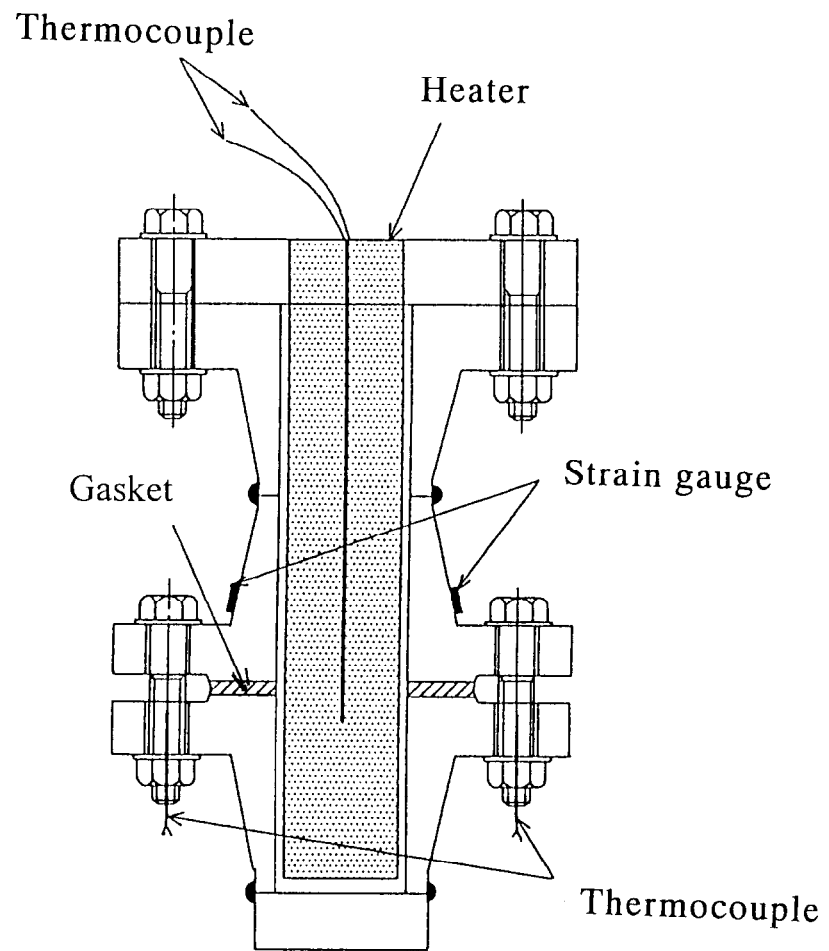


図 5 . 11 実験用ガスケット付き管フランジ締結体

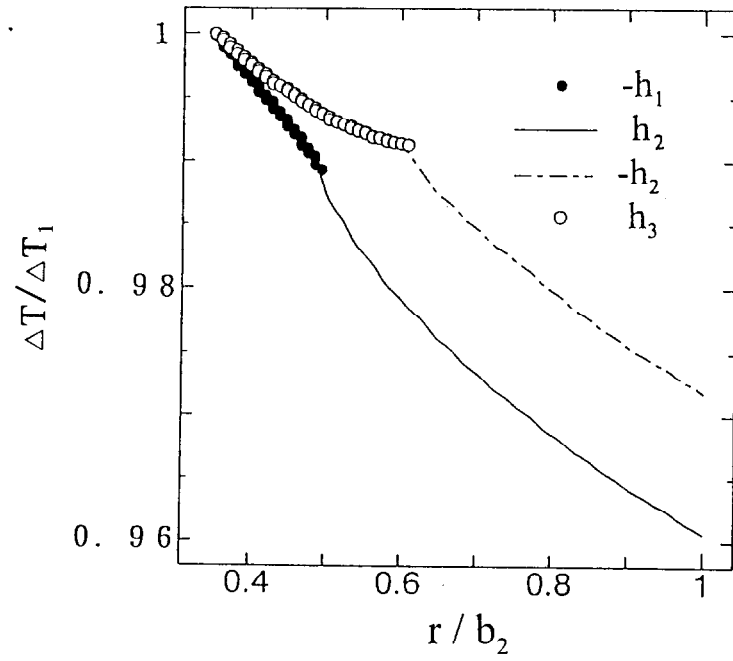
5.4.2 ガasket付き管フランジ締結体の解析および実験結果

数値計算においては平面座ガスケット付き管フランジ締結体が内周面を温度 ΔT_1 (100℃)で加熱され、外周面は温度 ΔT_0 (0℃)の空气中に熱伝達率 α で放熱しているものとして数値計算を行った。なお、 α の値は接着—ボルト併用管フランジ締結体と同様に大気中に自然放熱しているため 5.8 (W/m²K)とした[87]。また、Michell の応力関数 $\phi(r, z)$ の級数の項数が接合界面の応力分布に及ぼす影響についても調べた結果、接着—ボルト併用管フランジ締結体と同様に、項数 50 の場合と項数 80 の場合で各点の応力値の差は 1%以下であり、実用上級数の項数は 50 で十分収束するものと考え以下の計算では項数を 50 とした。

解析モデルの寸法は実験との比較のため、実験に用いた試験片の寸法と対応させ、各円筒の内径(2a)、外径(2b)および高さ(2h)を表 5.2 と同様とし、ボルト穴中心直径: 2d=168.0mm、座面直径: 2c=32.0mm とした。また、ガスケットとフランジの接触面は完全接触しているものとして解析を行い、接触面およびハブ部の応力分布の数値計算例ではボルト・ナットによる初期締付け力 F_i による応力を除いた熱応力の比較を示す。また、ガスケットのサイズがフランジ締結体の密封性能に与える影響を検討するため、ガスケット外径を 127mm、168mm(平面座ガスケット)および 210mm(全面座ガスケット)に変えた場合についても数値計算を行い、無次元化した軸方向垂直応力分布 $\sigma_z/E_1 \beta_1 \Delta T_1$ の比較を行った。

〔1〕ガスケット締結体の温度分布

図 5.12 は円筒〔I〕($z_1=-h_1$)と円筒〔II〕($z_2=h_2$)の境界面および〔II〕($z_2=-h_2$)と〔III〕($z_3=h_3$)の境界面における半径方向の温度分布を示す。縦軸は内周温度 ΔT_1 で除した無次元温度、横軸は内周面から半径方向への距離を円筒外半径 b_2 で除した無次元距離である。図中の●印は円筒〔I〕の $z_1=-h_1$ 、実線は円筒〔II〕の $z_2=h_2$ 、一点鎖線は円筒〔II〕の $z_2=-h_2$ および○印は円筒〔III〕の $z_3=h_3$ における半径方向の温度分布を表す。図から各円筒の接触面での温度は一致していることが分かる。円筒〔I〕と〔II〕および円筒〔II〕と〔III〕の境界における温度を比較すると円筒〔II〕と〔III〕の境界面において僅かに高くなるが、外周面で空气中に放熱の条件下では内周面と外周面での温度差は小さく締結体全体が一様に加熱される場合の結果にほぼ等しいことが分かる。



($z = -h_1, h_2, -h_2$ and $h_3, \Delta T_1 = 100^\circ\text{C}, \Delta T_0 = 0^\circ\text{C}$)

図 5.12 接合界面の半径方向温度分布の解析結果

〔２〕 ガスケット接触面の熱応力分布

（１） ガスケットの材料特性が熱応力分布に及ぼす影響

a. 線膨張係数比 β_1/β_3 がガスケット接触面の熱応力分布に及ぼす影響

図 5.13 はフランジとガスケットの線膨張係数比 β_1/β_3 がガスケット接触面の軸方向熱応力分布に及ぼす影響を示す。線膨張係数比は $\beta_1/\beta_3=0.8$ 、1 および 2 とした。縦軸は締結体の熱膨張から生じるガスケット接触面における軸方向熱応力 σ_z を $E_1\beta_1\Delta T_1$ で除し、無次元化した応力、横軸は内周面から半径方向への距離 r をガスケット(円筒[Ⅲ])の外半径 b_3 で除し、無次元化した距離である。図から分かるようにフランジとガスケットの線膨張係数比を変化させた場合、接触面での応力分布にほとんど変化は見られず、この計算条件の範囲では線膨張係数比が接触面の熱応力分布に及ぼす影響が小さいことを示している。また、内周面および外周面で圧縮応力が大きくなり、 $\Delta T_1=100^\circ\text{C}$ 、 $E_1=193\text{GPa}$ 、 $\beta_1=16.7\times 10^{-6}/^\circ\text{C}$ のとき内側端部で約 -55MPa ($\sigma_z/E_1\beta_1\Delta T_1=-0.17$)、外側端部で約 -48MPa ($\sigma_z/E_1\beta_1\Delta T_1=-0.15$) となっている。

b. 縦弾性係数比 E_1/E_3 がガスケット接触面の熱応力分布に及ぼす影響

図 5.14 はフランジとガスケットの縦弾性係数比 E_1/E_3 がガスケット接触面の無次元化した軸方向熱応力分布 $\sigma_z/E_1\beta_1\Delta T_1$ に及ぼす影響を示す。縦弾性係数比は $E_1/E_3=1$ 、3 および 54 とした。図から、いずれの場合も接触面の軸方向応力は圧縮応力となる。また、縦弾性係数比の小さい $E_1/E_3=1$ および 3 の場合、接触面での軸方向応力は端部において大きく変化し、特にガスケットの剛性が大きい $E_1/E_3=1$ のとき、内周面で約 -80MPa ($\Delta T_1=100^\circ\text{C}$ 、 $E_1=193\text{GPa}$ 、 $\beta_1=16.7\times 10^{-6}/^\circ\text{C}$) と最も大きい圧縮応力となっている。一方、 $E_1/E_3=54$ の場合はほぼ一様な応力分布となり、相対的にガスケットの剛性が低くなるほど応力分布は均一化されることを示す。

（２） ガスケットの寸法が熱応力分布に及ぼす影響

a. ガスケット厚さがガスケット接触面の熱応力分布に及ぼす影響

図 5.15 はガスケット厚さ h_3 がガスケット接触面の軸方向熱応力分布 $\sigma_z/E_1\beta_1\Delta T_1$ に及ぼす影響を示す。フランジ部の厚さとガスケット厚さ比 h_2/h_3 は 1、10.7 および 20 ($2h_2=32\text{mm}$ 、 $2h_3=32\text{mm}$ 、3mm および 1.6mm) とした。いずれの場合

も熱膨張による接触面の軸方向応力(圧縮応力)は内周面および外周面で大きくなる。また、厚さ比 h_2/h_3 が大きくなるほど(ガスケット厚さが相対的に薄くなるほど)端部の圧縮応力が大きくなる傾向を示す。

b. ガスケット幅がガスケット接触面の熱応力分布に及ぼす影響

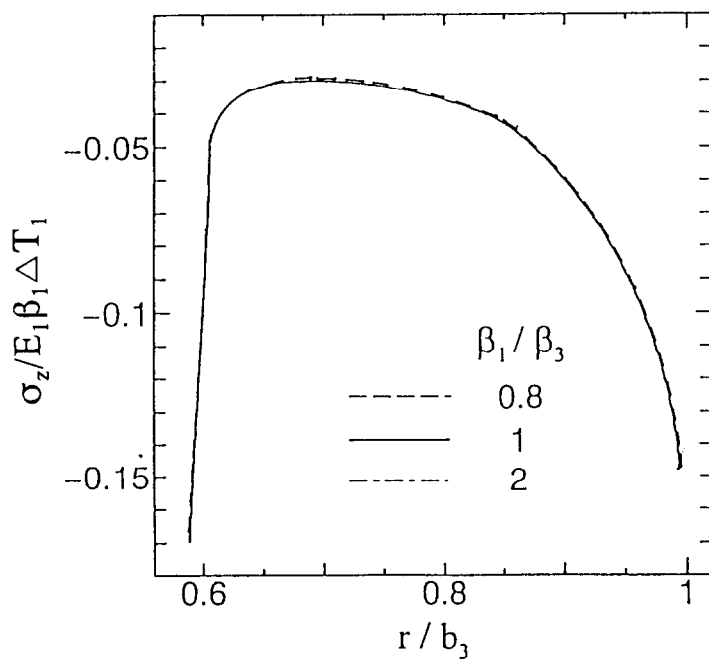
ガスケットを用いたフランジ締結体の密封性能に対してガスケット形状が大きく影響することが予想される。

図 5.16 はフランジ締結体に平面座ガスケットを用いた場合および全面座ガスケットを用いた場合のガスケット接触面の無次元化した軸方向熱応力分布 $\sigma_z/E_1 \beta_1 \Delta T_1$ の比較を示す。全面座ガスケットの外径は $2b_3=210\text{mm}$ および平面座ガスケットの外径はそれぞれ、 $2b=168\text{ mm}$ および 127mm とした。図から、外径 127mm の平面座ガスケットでは内周面および外周面で圧縮応力が大きくなる。全面座ガスケットの場合、両端部を除きほぼ一様な応力分布となることが分かる。また、内周面の応力値ではいずれのガスケットにおいてもあまり差はみられない。しかし、ガスケット外周側ではガスケット外径が大きくなるにつれ引張応力が作用する傾向が見られる。

〔3〕フランジハブ部の熱応力

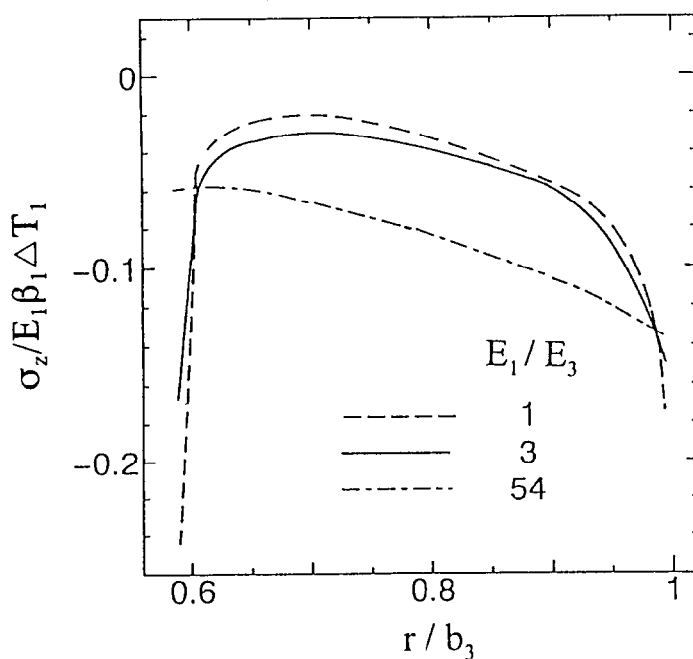
各円筒の線膨張係数比 β_1/β_3 、縦弾性係数比 E_1/E_3 およびガスケット厚さ比 h_2/h_3 が管フランジハブ部の熱応力に与える影響を検討する。ただし、角部は特異応力となることから、ここでは円筒〔I〕と〔II〕の境界面外周側端部より円筒〔I〕側の $z=-0.98h_1$ の位置における応力を用いる。

表 5.4 はボルトの初期締付け力 $F_f=0$ 、温度 $\Delta T_1=100^\circ\text{C}$ とした場合の各係数比に対するフランジハブ部のミーゼス相当応力値 σ_M を示す。この結果から、本計算条件の範囲では、フランジとガスケットの線膨張係数比 β_1/β_3 がフランジハブ部のミーゼス相当応力に及ぼす影響は見られない。一方、縦弾性係数比 E_1/E_3 およびガスケット厚さ比 h_2/h_3 を変えた場合の応力値は大きな差はないが、各係数比が 1 の場合に最も大きくなっていることが分かる。しかし、いずれにしても締結体が熱的影響を受ける場合はボルト・ナットによる初期締付け力を考慮しない場合でもフランジハブ部にかなり大きな熱応力が生じる。このため、フランジハブ部での熱的特性を十分考慮に入れた強度設計が必要である。



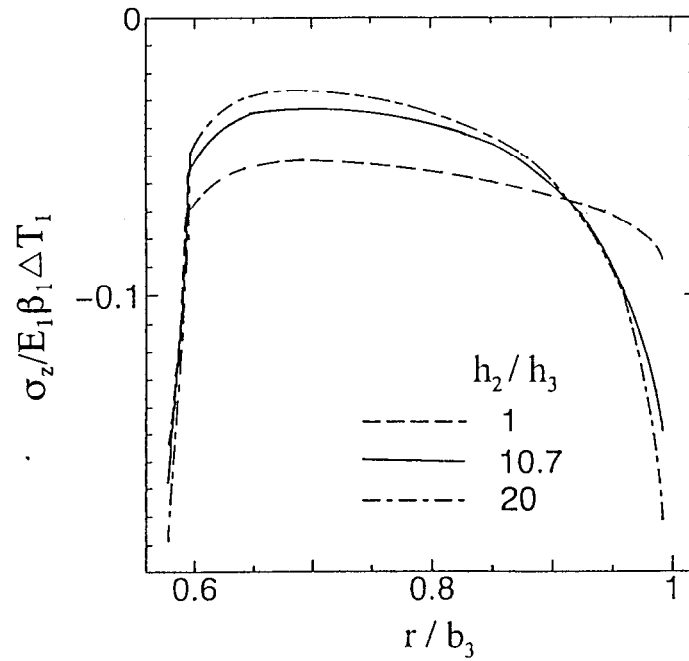
($E_1/E_3=2.9, h_2/h_3=10.7, \Delta T_1=100^\circ\text{C}, \Delta T_0=0^\circ\text{C}$)

図 5.13 フランジとガスケットの線膨張係数比 β_1/β_3 がガスケット接触面の軸方向熱応力分布に及ぼす影響



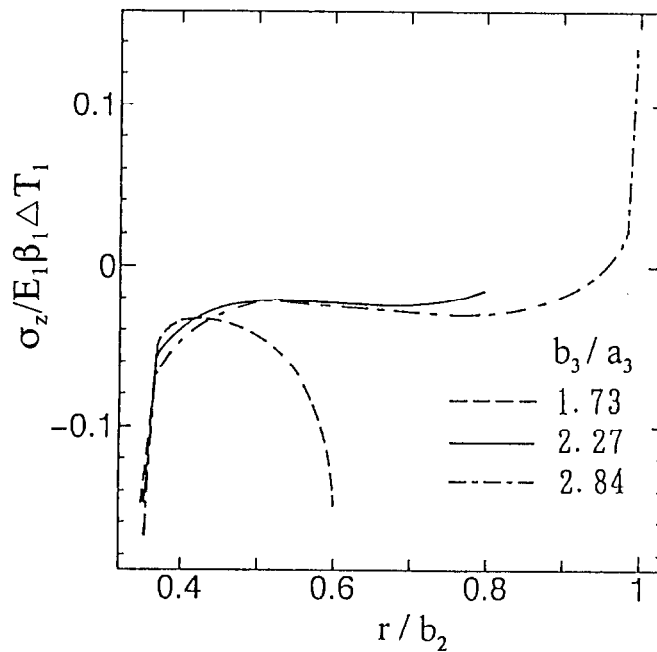
($\beta_1/\beta_3=0.8, h_2/h_3=10.7, \Delta T_1=100^\circ\text{C}, \Delta T_0=0^\circ\text{C}$)

図 5.14 フランジとガスケットの縦弾性係数比 E_1/E_3 がガスケット接触面の軸方向熱応力分布に及ぼす影響



($\beta_1/\beta_3=0.8, E_1/E_3=2.9, \Delta T_1=100^\circ\text{C}, \Delta T_0=0^\circ\text{C}$)

図 5.15 フランジリング部とガスケットの厚さ比 h_2/h_3 が
ガスケット接触面の軸方向熱応力分布に及ぼす影響



($\beta_1/\beta_3=0.8, E_1/E_3=2.9, h_2/h_3=10.7, \Delta T_1=100^\circ\text{C}, \Delta T_0=0^\circ\text{C}$)

図 5.16 ガスケットの幅がガスケット接触面の軸方向
熱応力分布に及ぼす影響

表 5 . 4 フランジハブ部のミーゼス相当応力

($2a_2=2a_3=74\text{mm}$, $2b_2=210\text{mm}$, $2b_3=127\text{mm}$, $F_f=0$)

(unit : MPa)

β_1/β_3	0.8	1.0	2.0
σ_M	183.2	183.2	183.3
E_1/E_3	1.0	3.0	54
σ_M	184.7	183.2	174.9
h_1/h_3	1.0	10.7	20
σ_M	189.8	183.2	179.9

〔４〕解析結果と実験結果の比較

（１）温度分布の比較

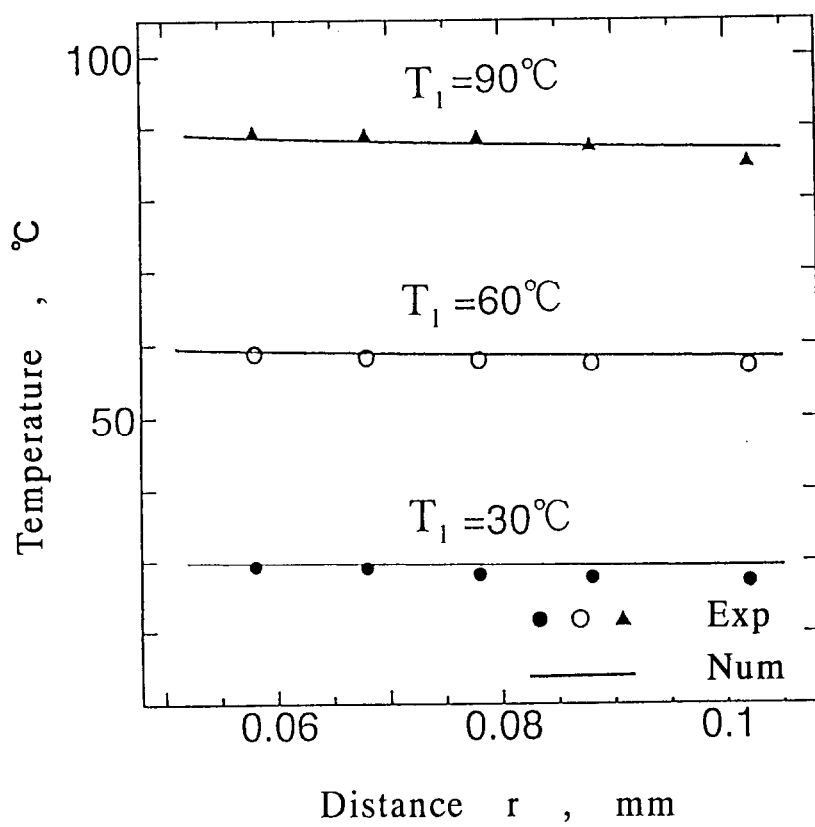
図 5.17 は平面座ガスケット ($2b_3=127\text{mm}$) を用いたボルト穴中心円直径 $2d=168\text{mm}$ の管フランジ締結体を基準温度 T_0 (室温: 14°C) からヒータによりフランジ内部を加熱し、外周面は室温に放熱している場合のフランジ面 ($z=h_2$) における温度分布の数値計算結果と実験結果の比較を示す。図中の各実線および記号は内周面温度 $T_1=30, 60$ および 90°C における数値計算結果および実験結果をそれぞれ示す。ただし、数値計算においては基準温度を $\Delta T_0=0^\circ\text{C}$ 、内周面温度を $\Delta T_1=16, 46$ および 76°C とし加熱温度から室温を差し引いた温度とした。これらの結果から、フランジ内周面と外周面の温度差は小さく、また、数値計算結果と実験結果はかなりよく一致していることが分かる。

（２）ボルト軸力変動の比較

図 5.18 はボルトの初期締付け力 $F_f=5\text{kN}$ とした締結体の熱伝導下におけるボルト軸力変動の数値計算結果と実験結果の比較を示す。横軸は内周面温度 T_1 ($^\circ\text{C}$)、縦軸はボルト軸力 F_f+F_l (kN) を示す。初期締付け力 F_f は軸力変動分 F_l の大きな増加が予想されるため、適正締付け力よりかなり小さい 5 kN とした。図中の実線は数値計算結果、記号は実験による軸力測定値を示す。また、数値計算における温度は(1)と同様に室温を差し引いた値を用いた。この結果、フランジ内周面温度が上昇するにつれてボルト軸力はかなり急激に増加することが分かる。また、数値計算結果と実験結果はかなりよく一致している。

（３）ハブ部の軸方向ひずみに関する数値計算値と実験値の比較

図 5.19 はフランジ上端面 ($z=h_2$) から 2mm の位置 [図 5.10(a)] におけるハブ部に生ずる軸方向ひずみを示す。ボルトの初期締付け力 $F_f=5\text{kN}$ とし、縦軸はハブ部での軸方向ひずみ ε_z 、横軸は加熱温度 T_1 を示す。図中の実線は数値計算結果、記号は実験によるひずみ測定値を示す。この結果、軸方向ひずみは内周面温度の上昇とともに急激に増加し、ハブ部ではかなり大きな熱ひずみ ε_z が生じていることが分かる。また、数値計算結果と実験結果はかなりよく一致している。



($z=h_2, T_0=14.0^\circ\text{C}$)

図 5.17 フランジ面温度分布の解析結果と実験結果の比較

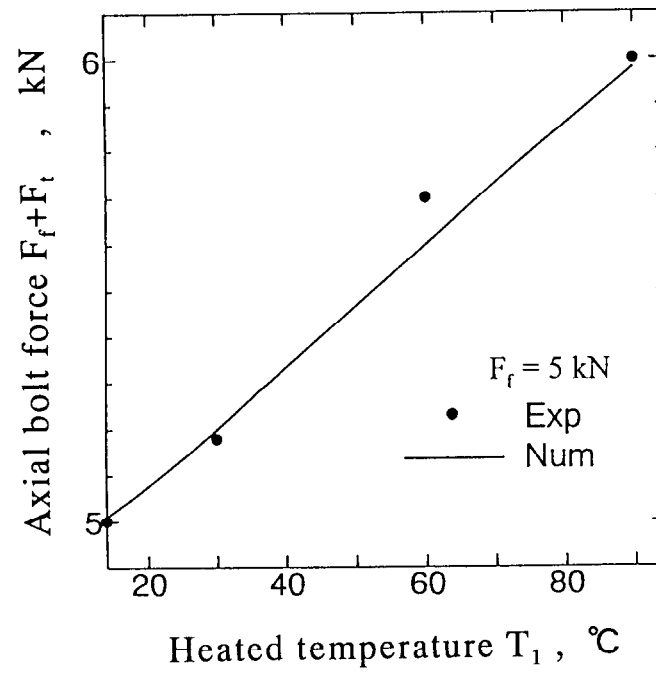


図 5.18 ボルト軸力変動の解析結果と実験結果の比較

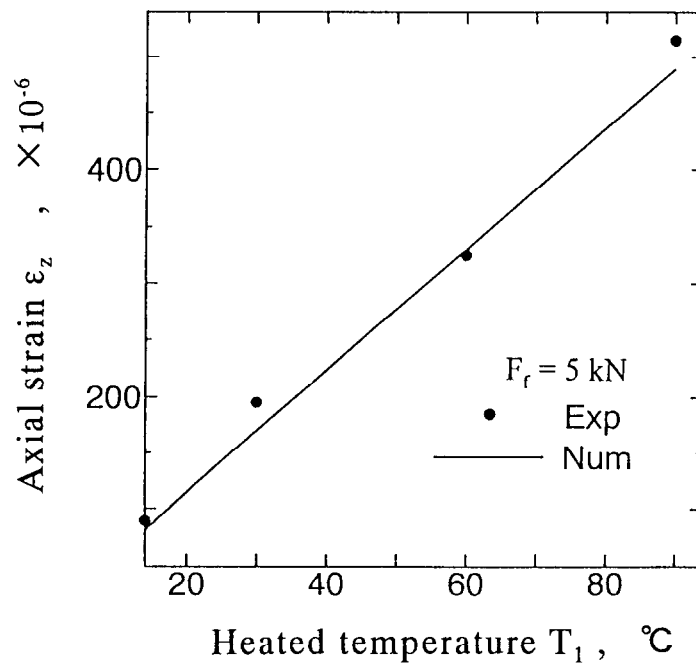


図 5.19 ハブ部軸方向ひずみの解析結果と実験結果の比較

5. 5 接着－ボルト併用管フランジ締結体の密封性能

本節においてはボルト併用管フランジ締結体に従来のガスケットに代わり接着剤を応用した場合の密封性能について検討するため、接着－ボルト併用管フランジ締結体とガスケット付き管フランジ締結体におけるフランジと接着層およびフランジとガスケットの接合界面の熱応力分布を比較する。併せて、フランジの強度に影響すると予想されるハブ部に生じる熱応力についても比較する。

(1) 接合界面の軸方向応力分布と密封性能

図 5.20 は 8 本のボルトを用い、初期締付け力 $F_f=5\text{kN}$ 、内周面温度 $\Delta T_1=100^\circ\text{C}$ とした場合で、部分接着した接着－ボルト併用管フランジ締結体および部分接合となる平面座ガスケット付き管フランジ締結体の接合界面における軸方向応力分布の比較を示す。図中の実線は接着－ボルト併用管フランジ締結体および破線はガスケット付き管フランジ締結体の応力分布をそれぞれ示す。図より、いずれの場合も部分接合であることから接合界面の両端部で圧縮側に大きくなる応力分布の傾向を示す。また、ガスケットを用いた場合の応力分布は外周側でボルトによる締付け力の影響により圧縮側に下降する傾向があり、接着剤を用いた場合は端部近傍を除き比較的一様な分布となっている。

図 5.21 は同じく 8 本のボルトの初期締付け力 $F_f=5\text{kN}$ 、内周面温度 $\Delta T_1=100^\circ\text{C}$ とした場合の接着－ボルト併用管フランジ締結体およびガスケット付き管フランジ締結体の全面接着と部分接着した場合および全面座ガスケットと平面座ガスケットの場合の接合界面における軸方向応力分布の比較を示す。部分接着または平面座ガスケットの場合は両端部で圧縮応力となるのに対し、全面接着および全面座ガスケットにおいては接合界面の外周側端部近傍では引張応力となることが分かる。

一般に、ガスケット付き管フランジ締結体の密封性能はガスケット接触面の圧縮応力分布が均一である方がよいとされている。これは、ガスケットの特性を示す一つの目安となるガスケット係数(ガスケット締付け力と漏洩開始内圧の比)が小さくなることが予想されるためである。次に、接着－ボルト併用管フランジ締結体においては、第 4 章「接着－ボルト併用薄板箱形容器締結体の熱応力」の内部流体漏洩に関する実験と解析による応力分布の結果から応力が均一であることに加えて接合界面端部近傍の圧縮応力が大きいほど密封性能が向上すると予想さ

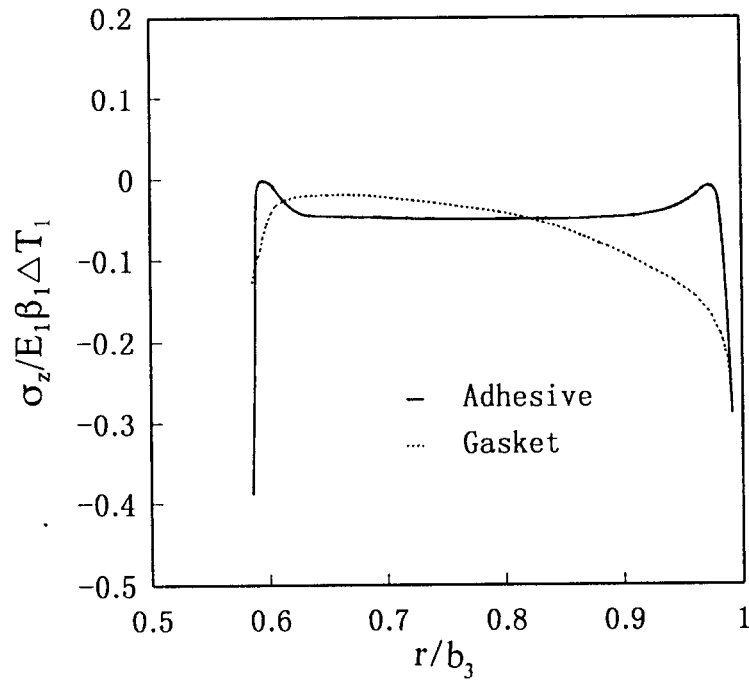
れる。これらのことを考慮すると、全面接着および全面座ガスケットの場合は端部近傍を除いて比較的均一な応力分布となるが外周側で引張応力となり締付け力に応じた密封性能が得られないことが予想される。すなわち、部分接着および平面座ガスケットにおいて密封性能の向上が予想される。

部分接着と平面座ガスケットによる応力分布の比較から、管フランジ締結体に部分接着を適用した場合により均一な応力分布が得られ密封性能の向上がはかれる。さらに、接着剤の引張強度を考慮するとガスケット係数に相当するフランジの締付け力と漏洩開始内圧の比はガスケットを適用した場合よりかなり小さくなることが予想され接着剤適用の優位性が分かる。

(2) フランジハブ部の応力

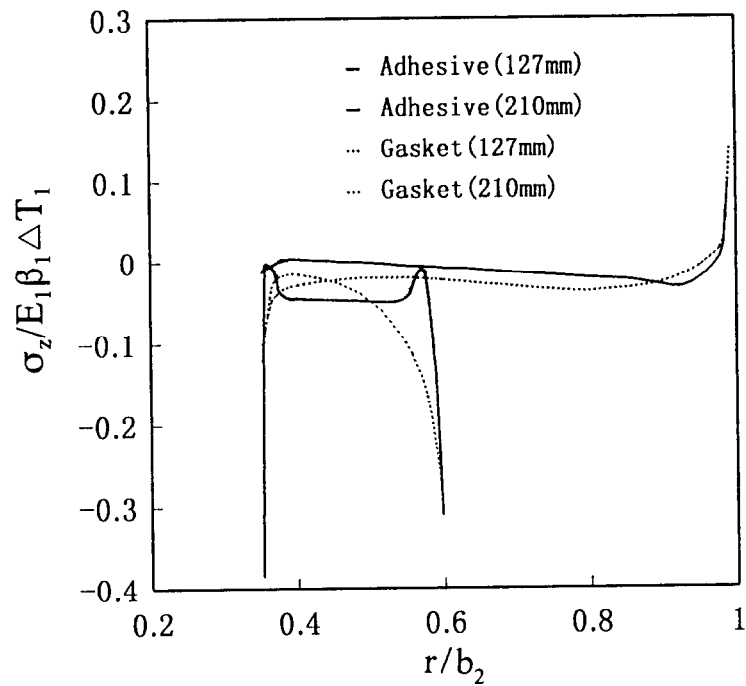
表 5.5 は平面座ガスケットを用いた管フランジ締結体のボルト初期締付け力を考慮したハブ部のミーゼス相当応力を示す。解析条件はガスケット幅を 127mm とし、ボルトの初期締付け力 $F_f=5\text{kN}$ 、内周面温度 $\Delta T_1=100^\circ\text{C}$ とし、各係数比に対する計算の基準値は $\beta_1/\beta_3=0.8$ 、 $E_1/E_3=3.0$ 、 $h_2/h_3=10.7$ とした。表から、線膨張係数比による差はなく、縦弾性係数および厚さ比が 1.0 の場合に最も小さくなることが分かる。しかし、いずれの比においても熱的影響を受けることによってフランジハブ部にかなり大きな熱応力が生じることが分かる。

これらの結果とボルト初期締付け力を考慮した接着－ボルト併用管フランジ締結体の結果（表 5.3）を比較すると、接着－ボルト併用管フランジ締結体ではガスケット付き管フランジ締結体に比べハブ部の熱応力がかなり軽減されることが分かる。しかし、いずれの場合もフランジハブ部にかなり大きな熱応力が発生することから、フランジの製作に当たっては、フランジハブ部での熱的特性を十分考慮に入れた強度設計が必要である。



Adhesive $\beta_1/\beta_3 = 0.3$, $E_1/E_3 = 54$, $h_2/h_3 = 10.7$
 Gasket $\beta_1/\beta_3 = 0.8$, $E_1/E_3 = 2.9$, $h_2/h_3 = 10.7$

図 5.20 接着－ボルト併用管フランジ締結体とガスケット付き管フランジ締結体の軸方向応力分布の比較(部分接合)



Adhesive $\beta_1/\beta_3 = 0.3$, $E_1/E_3 = 54$, $h_2/h_3 = 10.7$
 Gasket $\beta_1/\beta_3 = 0.8$, $E_1/E_3 = 2.9$, $h_2/h_3 = 10.7$

図 5.21 接着－ボルト併用管フランジ締結体とガスケット付き管フランジ締結体の軸方向応力分布の比較
(部分接合および全面接合)

表 5.5 フランジハブ部のミーゼス相当応力

($2a_2=2a_3=74\text{mm}$, $2b_2=210\text{mm}$, $2b_3=127\text{mm}$, $F_f=5\text{kN}$)
(unit : MPa)

β_1/β_3	0.8	1.0	2.0
σ_M	412.5	412.5	412.5
E_1/E_3	1.0	3.0	54
σ_M	451.2	412.5	409.3
h_1/h_3	1.0	10.7	20
σ_M	435.1	412.5	418.7

5.6 結言

本章では接着－ボルト併用管フランジ締結体がフランジ内周面で内部流体により一定温度で加熱され、外周面で空気中に放熱する場合の締結体内の熱応力挙動を検討するため軸対称三次元弾性論を用いた解析および有限要素法による解析を行った。また、解析に基づく数値計算を行い、締結体の密封性能と強度に影響することが予想されるフランジと接着剤の接合界面における熱応力分布およびハブ部の熱応力に関して材料定数および寸法が及ぼす影響を明らかにした。

また、ガスケット付き管フランジ締結体の熱応力解析も行い比較検討し以下の結果を得た。

(1) フランジ接合部を部分接合した場合の接合界面の熱応力

a. 接着－ボルト併用管フランジ締結体の場合

フランジと接着剤の線膨張係数比、縦弾性係数比およびリング部と接着層の厚さ比が接合界面の軸方向熱応力分布に及ぼす影響を検討した結果、いずれの場合も熱応力分布は界面端部近傍を除いて比較的一様な分布となる。また、接着剤の線膨張係数および縦弾性係数がフランジのそれらと比べて相対的に大きくなるほど、接合界面での軸方向熱応力(圧縮応力)が大きくなり、特にその傾向は端部近傍で顕著となる。また、接着層の厚さが小さくなるほど接合界面端部での圧縮応力は大きくなる。

この結果、熱的影響を受ける接着－ボルト併用管フランジ締結体においては接着剤の線膨張係数および縦弾性係数を大きくし、接着層の厚さを小さくすることが密封性能の向上につながる。

b. ガスケット付き管フランジ締結体の場合

フランジとガスケットの線膨張係数比、縦弾性係数比および厚さ比がガスケット接触面の軸方向熱応力分布に及ぼす影響を検討した結果、線膨張係数比の影響は小さいが、ガスケットの縦弾性係数が大きくなるほど、また、ガスケット厚さが小さくなるほど接触面での端部での圧縮応力は大きくなる。しかし、縦弾性係数が小さく、厚さが大きくなるほど軸方向熱応力分布は均一化する傾向がある。

(2) フランジ接合部を全面接合した場合と部分接合した場合の比較

a. 接着－ボルト併用管フランジ締結体の場合

フランジの外周側が未接着となる部分接着および全面接着した場合、接合界面の軸方向熱応力分布はいずれの場合も内周面で圧縮応力が大きくなるが、全面接着した場合は外周面で引張応力となる。また、部分接着した場合は接着幅が小さくなるほど圧縮応力が大きくなる傾向を示し、密封性能の向上が推測される。

b. ガasket付き管フランジ締結体の場合

全面接触の全面座ガスケットおよび部分接触の平面座ガスケットの場合、ガスケット接触面の軸方向熱応力分布はいずれの場合も内周面で圧縮応力が大きくなる。また、全面座ガスケットを用いた場合は外周面で引張応力となる。このことから、平面座ガスケットを用いた場合に密封性能の向上が推測される。

(3) フランジハブ部の熱応力

a. 接着－ボルト併用管フランジ締結体の場合

接着層の厚さおよび接着剤の縦弾性係数がフランジに対し相対的に小さくなるほどハブ部のミーゼス相当応力が小さくなる傾向を示す。しかし、線膨張係数がハブ部の応力に及ぼす影響は少ない。

b. ガasket付き管フランジ締結体の場合

ボルトによる初期締め付け力が作用する場合、ハブ部にかなり大きな熱応力が生じる。しかし、フランジとガスケットの厚さ比、縦弾性係数比および線膨張係数比によるミーゼス相当応力への影響に大きな差はみられない。

(4) ボルトによる初期締め付け力を考慮した接合界面の熱応力

a. 接着－ボルト併用管フランジ締結体の場合

部分接着した場合は外周側端部においても圧縮応力となり締め付け力の影響が見られる。しかし、全面接着において影響は少ない。すなわち、部分接着した場合にボルトの初期締め付け力による密封性能の向上がはかれる。

b. ガasket付き管フランジ締結体の場合

接着－ボルト併用管フランジ締結体と同様に、部分接触となる平面座ガスケットの場合に圧縮応力が外周側端部でも発生し、初期締め付け力の影響が大きい。

(5) 有限要素熱応力解析の結果

ボルトによる初期締付け力と熱的影響を受ける部分接着および全面接着した管フランジ締結体の有限要素熱応力解析を行った結果、接合界面の軸方向熱応力は本章の弾性論による解析結果とかなりよく一致した。

(6) ボルト軸力およびひずみに関する実験結果

平面座ガスケットを有する管フランジ締結体に対して被締結体の温度分布、ボルト軸力およびハブ部のひずみを測定する実験を行った。温度分布に関してフランジ外周面で外気に放熱する条件下ではフランジ内周面と外周面の温度差は小さいことが分かった。また、ボルト軸力およびハブ部のひずみはともに温度の上昇につれて急激に増加する。さらに、解析結果と実験結果はかなりよく一致した。

これらの接着－ボルト併用管フランジ締結体およびガスケット付き管フランジ締結体の結果から、熱的影響を受ける場合の熱応力の挙動特性はいずれの場合も同じ傾向を示す。すなわち、全面接着あるいは全面座ガスケットに比べ部分接着および平面座ガスケットでは接合界面の圧縮応力が大きくなり密封性能が向上すると推測される。また、接着剤およびガスケットの縦弾性係数、線膨張係数が大きくなるほど接合界面端部の圧縮応力が大きくなる傾向を示す。また、フランジハブ部の熱応力はガスケットを用いた締結体に対し接着を用いた締結体の場合はかなり軽減される。

密封性能に対しては、ガスケット付き管フランジ締結体では接合界面の応力が引張応力となった時点で失われる。しかし、接着－ボルト併用管フランジ締結体の場合は接合界面の応力が引張応力となった時点でも接着強度を超えない範囲では失われないため密封性能の向上がはかれると推測される。

第 6 章 結 論

6.1 各章の結言

本論文において、接着接合体が内部流体あるいは外部流体から熱的影響を受ける場合の熱応力分布を求め、これが接着接合体の密封性能に及ぼす影響について検討した。始めに、基本的な接着層の熱応力特性を検討するため、二次元接着接合体の熱応力分布の挙動について示す。

次に、実際の三次元接着接合体として接着剤単体による管継手、ボルト締結と併用した薄板箱形容器締結体および接着－ボルト併用管フランジ締結体を取り上げ、熱応力分布を求めるため軸対称三次元弾性論および三次元有限要素解析を用いて解析的に扱う手法を示し、解析に基づく数値計算により締結体の熱応力が密封性能に及ぼす影響を検討した。

以下に本論文で得られた結果について各章ごとに示す。

第 2 章では、二次元形状の接着接合体が外部流体から加熱または冷却の熱的影響を受ける場合に生じる熱応力分布の挙動特性を明らかにし、接着接合体の基本的な設計指針を得るため、突合せ接着接合体における熱応力解析を行い、また、突合せ接着接合体の特別な場合としてバンド接着接合体における熱応力解析を行った。本章で得られた結果をまとめると以下の通りである。

(1) 突合せ接着接合体の非定常熱応力

一様温度で接合した突合せ接着接合体の上部・下部表面がある瞬間に一定温度の流体にさらされた場合の接着層の非定常熱応力分布について検討し、以下の結果が得られた。

a. 接合体が非定常加熱される場合、接合界面の中央部では熱応力分布の時間的変化は比較的小さいが、端部近傍では極めて大きい。また、接合界面の垂直熱応力は中央部で圧縮応力、端部近傍では引張応力となる。

b. 接合体を構成する要素の材料特性が熱応力分布に及ぼす影響を求めた結果、接着剤と被着体の線膨張係数比(β_2/β_1)が大きくなるにつれ接合界面の熱応力が大きくなり、特に、端部近傍においてその影響が顕著となる。

c. 接着接合体の熱応力分布は時間の経過と共に定常状態に近づき、定常温度

分布に達した時に熱応力は最大となる。

d. 接着層をエポキシ樹脂板でモデル化した接着接合体試験片による光弾性実験を行い熱応力分布(等色線しま)を測定した結果は弾性論を用いた本解析に基づく主応力差の数値計算で得られた結果とかなりよく一致した。

(2) バンド接着接合体の熱応力

バンド接着接合体の被着体が接合時の温度より低い一様温度に保たれ、接着層の両側面で外部流体と熱移動がある定常温度状態における接着層の熱応力分布について検討し、以下の結果が得られた。

a. 接合時の温度以下に接合体を冷却した定常温度場においては、接合界面の最大主応力は引張応力となり、部分接着した界面の両端部では指数形($\sigma = Kr^{-\lambda}$)の応力特異性を示し、応力特異場の強さ K は接合部の内側の界面端部において最も大きくなる。また、特異性の指数 λ は Bogy の式[1,2]から得られる値で近似できる。

b. 接合体を構成する要素の材料特性および厚さが熱応力に及ぼす影響を求めた結果、接着剤と被着体の縦弾性係数比(E_2/E_1)、線膨張係数比(β_2/β_1)、厚さ比(h_2/h_1)が大きくなるに従って接合界面の最大主応力が大きくなる。

c. 接着層両側面での熱伝達率の影響について求めた結果、熱伝達率の小さい側面側界面端部の最大主応力が大きくなる傾向を示す。これは、外部流体温度を基準温度(接合時の温度)とし、被着体がこれより冷却されるため、熱伝達率の小さい側で温度が低くなった結果による。

(3) 外部流体から熱的影響を受ける接着接合体の基本的な設計指針

(1) 突合せ接着接合体、(2) バンド接着接合体の結果より、熱的影響を受ける接着接合体の設計にあたっては、基本的に接合界面の熱応力の軽減を考慮しなければならない。そのためには、

第一に、接着剤特性および接着層厚さを考慮し、

- 接着剤は線膨張係数が被着体に近いものを選択する。
- 接着剤は縦弾性係数が被着体より小さいものを選択する。
- 接着層の厚さは薄くなるように接着接合する。

第二に、接合時との温度差を軽減するため、

- a. 接合部が直接冷却あるいは加熱される位置に接合体を設置しない。
- b. 接着層側面の熱伝達率による影響を考慮し、接合界面端部における温度の接合時と差を軽減する工夫が強度向上に効果的である。
- c. バンド接合においては、接合界面の内側端部の特異応力が大きくなることから、特にこの位置での基準温度との温度差を小さくする工夫が必要である。

なお、接合体がある瞬間から熱的影響を受ける場合は、接合界面の熱応力は時間の経過と共に変動し、定常温度に達した時に最大応力となる。このことから、接合体の熱環境が周期的に変動する場合の熱疲労や極めて高速な熱衝撃等の場合を除き、本章で検討したような準静的扱いが可能な場合は非定常温度の最大温度を用いた接合体の定常温度場に対応する設計指針を考慮すればよいことになる。

第3章では、重ね合わせ接着管継手に内圧と熱的影響を同時に受ける場合の継手の応力分布と強度およびそれに伴う管継手の密封性能について検討し、また、突合せ接着管継手に内圧が作用する場合と比較した。併せて、それぞれの継手に引張荷重のみが作用する場合についても検討を行った。本章で得られた結果をまとめると以下の通りである。

(1) 管継手の接合界面における最大主応力分布の有限要素解析の結果

a. 重ね合わせ接着管継手の場合

接着層厚さが厚くなるに従い内圧作用時の応力および一様温度変化による熱応力がともに大きくなる。また、端部の特異応力は内圧作用時においては接着層厚さに関わらず接着層の外周側界面の内側端部(内圧作用側)で最大となる。接合時との温度差で生じる熱応力に関しては、接着層が厚い場合は内圧作用時と同様に接着層の外周側界面の内側端部で最大となる。しかし、接着層が薄い場合(0.05mm)では特異応力とならない。

b. 突合せ接着管継手の場合

接着部が直管形では端部を除きほぼ均一な応力分布となる。しかし、フランジ形では外周側端部に近くなるほど応力は小さく、外周側端部では圧縮応力となる。また、端部の特異応力は、直管形において引張荷重のみが作用し内圧が作用

しない場合は両端部で同じ大きさであるが、内圧が作用する場合は内周側端部の方がより大きくなる傾向を示す。

(2) 内圧の作用と一様温度変化がある管継手の破壊実験結果

ここでは多数の実験結果を用い 95% の非破壊確率値により継手強度を評価した。

a. 重ね合わせ接着管継手の場合

円筒の肉厚および重ね合わせ接着長さの等しい管継手試験片においては、接着層厚さが薄くなるほど強度が増す。また、一様温度変化に加えて引張荷重が作用する場合においても同様に接着層が薄い場合に強度が増す。

b. 突合せ接着管継手の場合

円筒の肉厚が大きくなると強度 (95% 非破壊確率値) も増す。また、接着部をフランジ形にし接着面積を大きくとった方が直管形より強度は大きくなる。しかし、その強度は接着面積に比例しない。

(3) 破壊実験による継手強度 (95% 非破壊確率値) と接合界面端部の特異応力の解析結果を用いた管継手の強度予測

a. 重ね合わせ接着管継手の場合

接合界面の内周側端部近傍で無次元距離 $(l-x)/l=0.1\sim0.2$ (l : 重ね合わせ長さ、 x : 端部からの軸方向距離) の最大主応力が薄肉円筒の突合せ接着継手試験片による引張強度に達したときに継手の破壊が生じる。

b. 突合せ接着管継手の場合

接合界面の内周側端部近傍で無次元距離 $(r-a)/(b-a)=0.001\sim0.002$ (r : 端部からの半径距離、 a : 内半径、 b : 外半径) の最大主応力が薄肉円筒の突合せ接着継手試験片による引張強度に達したときに継手の破壊が生じる。

以上の結果から、内圧の作用および温度変化のある場合の重ね合わせ接着管継手の密封性能の向上をはかる基本的な設計指針は接着層を薄くし、熱応力の軽減をはかることが密封性能の向上につながる。すなわち、管継手の密封性能を継手の破壊強度を用いて評価すると、予め実験的に求めた継手と同種材の薄肉円筒による引張強度と熱応力解析による接合界面端部局所位置での最大主応力との比較から評価することができる。

第4章では、自動車のオイルパンに見られるような、軽量化のため薄板構造となる圧力容器締結体に内圧および熱移動のある場合の熱応力挙動を検討するため、接着－ボルト併用薄板箱形容器締結体にボルトによる初期締付け力および内圧が作用し、内部から加熱され外周面で放熱する場合の三次元熱応力解析を有限要素法により行い、箱形締結体の上部のふたと接着剤の接合界面の熱応力分布を求めた。併せて、内部流体の漏洩や容器のひずみに関する実験を行い、箱形容器締結体の密封性能に及ぼす熱応力の影響を検討した。本章で得られた結果をまとめると以下の通りである。

(1) 有限要素解析による接合界面の熱応力

a. 締結体ふたの板厚の影響

内部と外部流体の温度差の増大とともに大きな熱応力が発生し、ふたの板厚が薄くなるにつれその影響が顕著となる。

b. 締結体ボルト間ピッチの接合界面の応力分布

ふたと接着剤の縦弾性係数比が比較的小さい(例えばアルミニウム合金とシーラントの組み合わせ)場合、ボルト間ピッチ中央部付近の応力は引張応力となる。

また、締結体上部のふたと接着剤の線膨張係数比が大きくなるに従い、ボルト間ピッチの接合界面の引張応力も大きくなる。

(2) 一様温度状態における薄板箱形容器締結体の漏洩実験

a. 締結体上部のふたの材質を鋼およびアルミニウム合金とした場合の各漏洩開始内圧を測定した結果、ボルト間ピッチが小さい場合はアルミニウム合金に比べ鋼の方は漏洩開始内圧が2倍以上大きくなる。しかし、ボルト間ピッチの増加に伴いその差は減少し、ボルト間ピッチがかなり大きい場合は漏洩開始内圧が等しくなることが予想される。

b. 漏洩開始内圧の実験結果は解析による接合界面の応力と薄肉円筒の突合せ接着試験片によるシーラントの引張強度 1.92MPa 用いた予測値とかなりよく一致した。また、締結体のふた側面の熱ひずみの測定結果も解析結果とかなりよく一致した。従って、接着－ボルト併用薄板箱形容器締結体の密封性能の向上を検討する上で、接合界面の最大主応力が薄肉円筒の突合せ接着試験片による引張強度に達した場合を漏洩開始とする推定が可能である。

以上の結果より、内部から加熱され、外部に放熱する接着－ボルト併用薄板箱形容器締結体の密封性能の向上をはかるための基本的な設計指針をまとめると、締結体のボルト間ピッチを小さくとることがあげられる。ピッチ間を小さくできない場合は板厚を増す、あるいは材質を変えることによってふたの剛性を高める。また、ふたの剛性および厚さがある程度制限されるような場合は剛性が小さく線膨張係数の大きい接着剤(接合材)が有効である。すなわち、板と接着剤との線膨張係数比を小さくすることによって接合界面の熱応力(最大主応力)が圧縮側に大きくなるようにし、薄肉円筒の突合せ接着試験片による接着剤の引張強度以下の応力とする。

第5章では、接着－ボルト併用管フランジ締結体の熱応力と密封性能を検討するため、接着接合した管フランジ締結体がフランジ内周面で内部流体により一定温度に加熱され、外周面で空気中に放熱する場合の締結体内の熱応力挙動を検討するため軸対称三次元弾性解析を行う。解析に基づく数値計算から、フランジと接着層の接合界面の応力分布およびハブ部に生ずる応力に関してフランジと接着剤の材料定数および寸法が及ぼす影響を明らかにした。併せて、ガスケット付き管フランジ締結体の熱応力解析を行い、接着併用締結体とガスケット付き締結体における熱応力分布の比較を行った。本章で得られた結果をまとめると以下の通りである。

(1) フランジ接合部を部分接合した場合の接合界面の熱応力

a. 接着－ボルト併用管フランジ締結体の場合

フランジと接着剤の線膨張係数比、縦弾性係数比およびリング部と接着層の厚さ比が接合界面の軸方向熱応力分布に及ぼす影響を検討した結果、いずれの場合も熱応力分布は界面端部近傍を除いて比較的一様な分布となる。また、接着剤の線膨張係数および縦弾性係数がフランジのそれらと比べて相対的に大きくなるほど、接合界面での軸方向熱応力(圧縮応力)が大きくなり、特にその傾向は端部近傍で顕著となる。また、接着層の厚さが小さくなるほど接合界面端部での圧縮応力は大きくなる。

この結果、内部から加熱され、外部に放熱する接着－ボルト併用管フランジ締結体においては接着剤の線膨張係数および縦弾性係数を大きくし、接着層の厚

さを小さくすることが密封性能の向上につながる。

b. ガasket付き管フランジ締結体の場合

フランジとガasketの線膨張係数比、縦弾性係数比および厚さ比がガasket接触面の軸方向熱応力分布に及ぼす影響を検討した結果、線膨張係数比の影響は小さいが、ガasketの縦弾性係数が大きくなるほど、また、ガasket厚さが小さくなるほど接触面での端部での圧縮応力は大きくなる。しかし、縦弾性係数が小さく、厚さが大きくなるほど軸方向熱応力分布は均一化する傾向がある。

(2) フランジ接合部を全面接合した場合と部分接合した場合の比較

a. 接着－ボルト併用管フランジ締結体の場合

フランジの外周側が未接着となる部分接着および全面接着した場合、接合界面の軸方向熱応力分布はいずれの場合も内周面で圧縮応力が大きくなるが、全面接着した場合は外周面で引張応力となる。また、部分接着した場合は接着幅が小さくなるほど圧縮応力が大きくなる傾向を示し、密封性能の向上が推測される。

b. ガasket付き管フランジ締結体の場合

全面接触の全面座ガasketおよび部分接触の平面座ガasketの場合、ガasket接触面の軸方向熱応力分布はいずれの場合も内周面で圧縮応力が大きくなる。また、全面座ガasketを用いた場合は外周面で引張応力となる。このことから、平面座ガasketを用いた場合に密封性能の向上が推測される。

(3) フランジハブ部の熱応力

a. 接着－ボルト併用管フランジ締結体の場合

接着層の厚さおよび縦弾性係数がフランジに対し相対的に小さくなるほどハブ部のミーゼス相当応力が小さくなる傾向を示す。しかし、線膨張係数がハブ部の応力に及ぼす影響は少ない。

b. ガasket付き管フランジ締結体の場合

ボルトによる初期締付け力が作用する場合、ハブ部にかなり大きな熱応力が生じる。しかし、フランジとガasketの厚さ比、縦弾性係数比および線膨張係数比によるミーゼス相当応力への影響に大きな差はみられない。

(4) ボルトによる初期締付け力を考慮した接合界面の熱応力

a. 接着－ボルト併用管フランジ締結体の場合

部分接着した場合は外周側端部においても圧縮応力となり締め付け力の影響が見られる。しかし、全面接着において影響は少ない。すなわち、部分接着した場合にボルトの初期締付け力による密封性能の向上がはかれる。

b. ガasket付き管フランジ締結体の場合

接着－ボルト併用管フランジ締結体と同様に、部分接触となる平面座ガasketの場合に圧縮応力が外周側端部でも発生し、初期締付け力の影響が大きい。

以上の接着－ボルト併用管フランジ締結体およびガasket付き管フランジ締結体の結果から、内部から加熱され、外部に放熱する場合の熱応力の挙動特性はいずれの場合も同じ傾向を示す。すなわち、全面接着あるいは全面座ガasketに比べ部分接着および平面座ガasketの場合に圧縮応力が大きくなり密封性能が向上すると推測される。また、フランジおよび接着剤の材料特性や寸法が熱応力に及ぼす影響において、接着剤およびガasketの縦弾性係数、線膨張係数が大きくなるほど接合界面端部の圧縮応力が大きくなる傾向を示す。

フランジハブ部の熱応力はガasketを用いた締結体に対し接着を用いた締結体の場合はかなり軽減される。また、ガasket付き管フランジ締結体では接合界面の応力が引張応力となった時点で密封性能が失われる。しかし、接着－ボルト併用管フランジ締結体の場合は接合界面の応力が引張応力となった時点でも接着剤の引張強度により密封性能が失われないため密封性能の向上がはかれると推測される。

6. 2 接着接合体の密封性能に影響する熱応力に対する設計指針

一般に、線膨張係数の異なる接着剤と被着体を用いる接着接合体の設計においては、外荷重に対する力学的な設計指針と、併せて、熱的使用環境下で発生する熱応力に対する設計指針を検討することが極めて重要である。

本節においては、本研究で取り上げた薄板箱形容器や円筒の接着接合体に対する要求が継手の力学的および熱的強度と密封性能向上にあることから、熱的強度に対する設計指針を、(1)接着剤単体で接合する接着接合体、(2)接着剤とボルト等の機械的締結を併用した接着－ボルト併用接着接合体の二種の接合形態に分けて示す。

6. 2. 1 接着剤単体で接合する接着接合体の設計指針

(1) 密封性能に及ぼす接合界面の熱応力の影響

a. 接合強度(継手の強度)を予測する場合は、被着体と接着層の接合界面で生じる熱応力を検討しなければならない。特に、界面端部の特異応力($\sigma = K r^{-\lambda}$ の熱応力)は接合強度の予測に重要な要因となる。

b. 接合体が接着時の温度以下に冷却される場合は、界面端部で急激に引張応力が増大し特異性を示す。この場合、特異応力を下げるには被着体と接着剤の線膨張係数比を小さくすると効果的である。また、接着剤の線膨張係数が極めて大きくなる場合は縦弾性係数比を小さくすると効果的である。

c. 接着層の薄い接合体が接着時の温度以上に加熱される場合は、界面端部近傍で引張応力が急激に増加するが界面端部の極近傍では減少する。しかし、端部近傍の応力の増大は接着剤の強度より大きくなることも推測され、接着剤の高温時における強度(材料の熱特性)の検討が必要となる。

d. 接着層内に気泡等の欠陥や充てん物を有する場合は、それらの周縁で応力の集中が生じることから、接着層の強度低下の要因となる。また、欠陥や充てん物の寸法および位置は接合界面の熱応力に影響する。しかし、このような気泡や充てん物は一般に小さいことから接合界面の熱応力に及ぼす影響もかなり小さいことが推測される。ただし、それらが微小粒子であっても巨視的な材料特性に影響するほど多量である場合あるいはかなり大きな欠陥である場合はそれらを考慮した熱応力解析が必要となる。

e. 接合体が流体と接する場合は、接触面における熱伝達を考慮した熱伝導解析が必要である。すなわち、バンド継手のように複数の接合部を有し、それぞれの雰囲気異なる場合、継手の破壊開始位置の予測には厳密な熱伝導解析によって得た温度分布からの熱応力の解析が必要である。

F. 接合体が準静的な扱いが可能な非定常な熱影響を受ける場合は、非定常温度の最大温度を用いた定常温度場に対応した設計指針を用いることができる。しかし、周期的に変動する場合の熱疲労や極めて高速な熱衝撃に対しては、温度と時間の厳密な検討が必要となる。

(2) 内圧の作用および一様温度変化のある接着管継手の密封性能

a. 一様温度変化のみがある重ね合わせ接着継手の場合、接着層がかなり薄い継手において接合界面端部の熱応力は小さい。従って、重ね合わせ接着長さおよび管の肉厚の等しい管継手においては接着層厚さを薄くすることによって強度の向上が可能と推測される。すなわち、密封性能の向上につながると推測される。

b. 一様温度変化に加えて引張荷重が作用する重ね合わせ接着管継手においても同様に接着層厚さが薄い継手ほど強度の向上が見込まれる。また、引張荷重だけが作用する継手においても同じと推測される。

c. 一様温度変化に加えて内圧や引張荷重の作用を受ける重ね合わせ接着継手の場合、接合界面端部の最大主応力が継手の強度予測に有効である。すなわち、外周側接合界面の内圧作用側端部近傍 $[(1-x)/l=0.1\sim0.2]$ の最大主応力が薄肉円筒突合せ接着試験片による引張強度に達したときに継手の破壊が生じ、密封性能が失われる。

d. 一様温度変化に加えて内圧の作用を受ける突合せ接着管継手では、一般に接着層厚さが薄くなることから温度変化によって生じる熱応力は小さく、継手の強度は内圧および内圧が軸方向に作用することによって生じる引張荷重に依存する。しかし、接着層厚さが大きくなる場合は熱応力を考慮し、特に接合界面端部近傍での熱応力の大きさを検討する必要がある。

e. 一様温度変化に加えて内圧や引張荷重の作用を受ける突合せ接着管継手では、重ね合わせ管継手と同様に接合界面端部の最大主応力が継手の強度予測に有効である。すなわち、接合界面の内圧作用側端部近傍 $[(r-a)/(b-a)=0.001\sim0.003]$

の最大主応力が同種材の薄肉円筒の突合せ接着試験片による引張強度に達したときに継手の破壊が生じる。

6. 2. 2 接着－ボルト併用接着接合体の設計指針

(1) 密封性能に及ぼす接合界面の熱応力の影響

a. 加熱あるいは冷却によって温度変化のある締結体の密封性能を検討する場合は、ボルトによる初期締め付け力の変動および温度変化によって生じる接合界面の熱応力分布を考慮する必要がある。すなわち、ボルト軸力の低下を防止し、接合界面の面圧が一様な分布となることが密封性能向上に望ましい。

b. 内圧が作用する締結体の密封性能を評価する場合、接着層の破壊開始時点の内圧を検討する。すなわち、本研究における応力解析と内部流体の漏洩実験から、接合界面の最大主応力が接着剤の薄肉円筒の突合せ接着継手試験片による引張強度に達した時点で漏洩が生じるとすることが可能であると推測される。従って、接合界面の内圧作用側端部近傍の最大主応力が圧縮側に大きいほど密封性能の向上が見込まれる。

(2) 接着－ボルト併用薄板薄板箱形容器締結体の密封性能

a. 薄板構造の締結体の場合は、板の厚さによる剛性が一般の管フランジに用いる厚板構造の締結体より低い、また、熱環境によって接合部の温度変化が大きくなることから熱応力が密封性能に大きく影響することが予測される。このことから、使用環境に適応した熱伝導解析が重要となる。

b. 薄板構造の締結体に接着剤を併用した場合は、ガスケット付き締結体より密封性能の向上が見込まれる。すなわち、ガスケットを併用する場合はボルトの締め付けによるボルト間ピッチのガスケットの弛緩が漏洩の原因となることが多い。一方、接着－ボルト併用締結体では接着層が薄いためボルト間ピッチの弛緩が無く、また、接着剤の接合強度による密封性能の向上が見込まれる。

c. 締結体の被着体および接着剤の選択による密封性能の向上をはかるには、被着体と接着剤の縦弾性係数比を大きくし、線膨張係数比を小さくすることが必要である。すなわち、被着体は縦弾性係数の大きい材質の板とし、接着剤は被着体より線膨張係数の大きいものとする。と接合界面の圧縮力の増大がはかられる。

（３）接着－ボルト併用管フランジ締結体の密封性能

a. 管フランジ締結体に接着を併用すると、ガスケット付き管フランジ締結体より接合面の熱応力分布が一様な分布となるため密封性能の向上が見込まれる。

さらに、接着剤の接合強度による密封性能の向上が見込まれる。

b. 接着併用管フランジ締結体は、成形ガスケットに比べ容易に接着幅が変えられることから、目的に合わせた接着によって継手強度の設計が可能である。すなわち、内部流体により加熱される場合は、接着幅が小さくなるほど接合界面の圧縮応力が大きくなり密封性能の向上がはかれる。また、部分接着の場合、継手の脱着が容易となる。

c. 接着剤併用の管フランジの強度および密封性能向上には、フランジと接着層の厚さ比を大きくし、縦弾性係数比を大きく、線膨張係数比を小さくとる方が望ましい。すなわち、フランジが縦弾性係数の大きい金属の場合は、接着剤の硬化後の縦弾性係数が小さいほど、また、線膨張係数が大きくなるほど密封性能の向上が見込まれる。

6. 3 今後の課題

本研究において、接着接合体の熱応力と接合体の強度および密封性能に関する特性を検討したが、まだ解決すべき問題も多い。以下に、今後の課題として列挙する。

(1) 接着接合体の熱応力解析と強度に関して

a. 接着接合体の強度は接合界面の端部近傍の熱応力に影響される。本研究においては単純な形状の接着接合体の場合について基礎的な検討を加えたが、現実の接合体に対応するためには、スカーフ継手、段付き継手等の接合界面が傾斜した場合や多数の複雑な界面形状における熱応力解析の検討が必要である。また、これらが熱的影響の他に引張や曲げモーメント等の外荷重が同時に加わる場合はより複雑な応力分布となることが予想され、それぞれのケースにおいて、解析的および実験的な熱応力と強度の検討が必要である。

b. 実際の接合体の使用状況に置ける熱的強度は、周囲の熱的環境の変化に応じた要求が満たされなければならない。従って、流体によって加熱あるいは冷却される接合体が複雑な形状の場合においては、流れが複雑となるために、流体に接した面における熱伝達率を正確にした厳密な温度解析の検討が必要である。

c. 熱伝導解析および熱応力解析においては、接合体を構成する部品の熱物性値(材料定数)や境界条件が大きく影響する。すなわち、厳密な解析を行うためには、被着体および接着剤の熱伝導率、線膨張係数、弾性係数、ポアソン比等および流体に関する同様の熱物性値の温度依存性を考慮する必要がある。

(2) 内圧と加熱や冷却を受ける接着管継手の強度に関して

a. 本研究においては、内圧の作用と併せて一様温度変化のある重ね合わせ接着管継手および突合せ接着管継手の強度について被着体が同種材である解析および実験を行った。しかし、より一般的な強度予測を行うには、被着体の材質が異なる異種材接合についての検討が必要である。

c. 重ね合わせ継手の強度については重ね合わせ長さが一定長さ(10mm)について行ったが、接合長さが強度に及ぼす影響および接合時に生成されやすいフィレットや未接着部を有する場合等が継手強度に及ぼす影響を検討する必要がある。

d. 一般に管継手が用いられる場合、配管に接合されるバルブや機器および配

管端部のプラグ等で閉止されることがある。本研究においてはこれらを想定し、半径方向および軸方向に数十MPa以下の内圧が作用する単純形状について行った。しかし、接着された管が端部を閉止していない直管あるいは曲管に内圧が作用した場合についても検討が必要である。また、海底ケーブルの配管接続等は深海の高圧、低温の過酷な環境下に置かれ、このような場合は接着剤の温度依存性並びに静水圧に対する影響も考慮する必要がある。

(3) 薄板構造の圧力容器締結体および管フランジ締結体の密封性能に関して

a. 液状シール剤による締結体の密封性能は、液状シール剤の硬化後の機械的・熱的特性が十分に知られていないものも多い。従って、厳密な解析を行うためには十分に接着剤特性を把握する必要がある。例えば、嫌気性の液状接着剤の熱伝導率や引張強度等の材料定数を求めるにあたっては、バルクの作製が困難であることから紫外線硬化型の硬化剤を添加して作製しているため、硬化剤による影響が含まれることが推測される。

b. 化学プラント、原子力産業等で用いられる圧力容器および配管は耐熱、耐食等を考慮した積層材が用いられる。このような多層積層材や異方性複合材においては熱伝導解析も困難であり、接合体の熱応力特性についてあまり検討されていない。従って、積層管や複合材を用いた接着剤併用ボルト締結体の熱応力特性を検討する必要がある。

c. 本研究においては、締結体が内圧および熱的影響を受ける場合の基本的検討を行った。しかし、現実的な問題に対応するためには、締結体が他の機器や配管からの拘束と熱移動のある場合についても検討する必要がある。すなわち、締結体両端部での変位拘束、接続機器の質量による曲げあるいはねじりモーメントの作用、等の力学的影響と熱伝導、熱輻射および熱伝達等の熱的影響が考えられる。これらの荷重や拘束も考慮した熱応力解析を検討する必要がある。

d. 熱移動と内圧の作用を同時に受ける接着ーボルト併用締結体の密封性能向上のより一般的な設計指針を確率するため、接着層厚さ、接着面積、ボルト締付け力および締結位置による影響を考慮した定量的な実験を行う必要がある。

文 献

以下に、(1)異種材接合の界面の応力に関する研究、(2)接着接合体の熱応力に関する研究、(3)内圧が作用する接着接合体の密封性能に関する研究、(4)関連するその他の研究、(5)著者の本研究に関係するもの、についてそれぞれ列挙する。

(1)異種材接合の界面の応力に関する研究

- [1] David B.Bogy,
Edge-Bonded Dissimilar Orthogonal Elastic Wedes Under Normal and
Shear Loading
Trans.ASME, J.Applied Mechanics,35(1968),460.
- [2] David B.Bogy,
Two Edge-Bonded Elastic Wedes of Different Materials and Wedge
Angles Under Surface Traction Shear Loading
Trans.ASME, J.Applied Mechanics,38(1971),377.
- [3] 野田直剛、辻 知章、
異種材料界面端部の応力特異性(三次元軸対称弾性問題)
日本機械学会論文集(A編)、58巻、546号(1992)、275
- [4] 天摩勝洋、沢 俊行、広島 哲、
曲げモーメントを受ける層内に円筒剛体充てん物を有する接着継手の二次元
応力解析、
日本機械学会論文集(A編)、57巻、540号(1991)、1782
- [5] K.TEMMA, T.SAWA, H.UCHIDA, Y.NAKANO
A Two-dimensional Stress Analysis of Butt Adhesive Joints Having a
Circular Hole Defect in the Adhesive Subjected to External Bending
Moments
J. Adhesion, vol.33(1991),133

- [6] 沢 俊行、天摩勝洋、仲野雄一、浦江 潔、
引張荷重を受ける層内に円形剛体充てん物を有する突合せ接着継手の二次元
応力解析、
日本接着学会誌、29 巻、12 号(1993)、546
- [7] 沢 俊行、中野勝之、
引張せん断荷重を受ける層内に円孔欠陥を有する単純重ね合わせ接着継手の
二次元応力解析、
日本機械学会論文集(A 編)、61 巻、589 号(1995)、1986
- [8] 仲野雄一、川脇賢剛、沢俊行、
軸力を受ける中空軸の重ね合わせ接着継手の応力解析
日本接着学会誌、33 巻、2 号(1997)、55
- [9] 天摩勝洋、沢 俊行、石川浩久、西ヶ谷達
引張荷重を受ける異種材料突合せ接着継手の二次元応力解析と強度評価
日本接着学会誌、29 巻、7 号(1993)、302
- [10] 沢 俊行、天摩勝洋、西ヶ谷達、仲野雄一、
引張荷重を受ける異種材料突合せバンド接着継手の二次元応力解析と強度
評価について
日本機械学会論文集(A 編)、59 巻、563 号(1993)、189
- [11] 仲野雄一、天摩勝洋、沢俊行、
層内に円孔欠陥を有する突合せ接着継手の応力解析(引張荷重を受ける場合)
日本機械学会論文集(A 編)、53 巻、496 号(1987)、2349
- [12] 池上皓三、神谷公二、
接着界面に欠陥のある円筒突合せ接着継手の強度
日本接着協会誌、18 巻、2 号(1982)、60
- [13] K.Ikegami, T.Sugibayashi
A Method of Estimating the Strength of Adhesive Bonded Joints of Metals
J. Adhesion, Vol.21, (1987), 211

- [14]R.D.Adams
Strength Predictions for Lap Joints, Especially with Composite Adherends.
A Review
J. Adhesion, Vol.30 (1989) 219
- [15]杉林俊雄、池上皓三、白鳥英亮
円筒突合せ試験片による接着強度試験法(第1報、接着層の応力解析)
日本接着協会誌、17巻、2号(1981)、50
- [16]H.L.Groth
Stress singularities and fracture at interface corner in bonded joints
INT.J.ADHESION AND ADHESIVES VOL.8, NO.2 (1988), 107
- [17]服部敏雄
応力特異場パラメータを用いた接着継手の強度評価
日本機械学会論文集(A編)、56巻、523号(1990)、618
- [18]G.P.Anderson, K.L.DeVries
Predicting strength of adhesive joints from test results
Int. J. Fracture, Vol.39, (1989), 191
- [19]池上皓三
最近の接着接合技術の動向
日本ねじ研究協会誌、27巻、7号、(1996)、207
- [20]結城良治編著、「界面の力学」、培風館、(1993)
- [21]鈴木靖昭
鋼のスカーフおよびバット継手の引張接着強度
(第1報、ぜい性接着剤の場合)
日本機械学会論文集(A編)、50巻、451号(1984)、526
- [22]鈴木靖昭
鋼のスカーフおよびバット継手の引張接着強度
(第3報、接着層の厚さと接着強度との関係)
日本機械学会論文集(A編)、53巻、487号(1987)、514

[23]李 銀生、古口日出男、矢田敏夫

セラミック-金属接合材の応力集中緩和法(三次元接合体に対する接合端部の幾何形状効果に関する考察)

日本機械学会論文集(A編)、58巻、552号(1992)、1417

[24]井上忠信、古口日出男、矢田敏夫

表面に垂直力が作用する任意角度を有する3相異材接合体

(第1報、応力場が $r^{-\lambda}$ および $\log r$ 型の特異性を持つ場合の応力分布)

日本機械学会論文集(A編)、60巻、578号(1994)、2286

(2) 接着接合体の熱応力に関する研究

[25] 仲野雄一、沢 俊行、中川文人、

突合せ接着継手の二次元熱応力解析

日本機械学会論文集(A編)、57巻、537号(1991)、1184

[26]服部敏雄、坂田荘司、初田俊雄、村上 元、

応力特異場パラメータを用いた接着界面強度評価

日本機械学会論文集(A編)、54巻、499号(1988)、597

[27]中川文人、仲野雄一、沢 俊行、

中空軸突合せ接着継手の熱応力解析

日本機械学会論文集(A編)、60巻、573号(1994)、123

[28]中川文人、仲野雄一、沢 俊行、

異種材料板の突合せ接着継手の二次元有限要素法熱応力解析

日本接着学会誌、31巻、7号(1995)、269

[29]中川文人、沢 俊行、勝尾正秀、

層内に多数円孔欠陥を有する突合せ接着継手の二次元有限要素法熱応力解析、

日本接着学会誌、31巻、8号(1995)、312

[30]中川文人、沢 俊行、勝尾正秀、

定常温度状態における突合せ接着継手の二次元有限要素法熱応力解析、

日本接着学会誌、31巻、12号(1995)、481

- [31]中川文人、沢 俊行、勝尾正秀、
未接着部またはフィレットを有する突合せ接着継手の二次元有限要素法
熱応力解析、
日本接着学会誌、32 巻、4 号(1996)、124
- [32]中川文人、沢 俊行、勝尾正秀、
一様温度変化を受ける層内に円孔欠陥と充てん物を有する突合せ接着継手の
熱応力解析と層間はく離、
日本機械学会論文集(A 編)、62 巻、603 号(1996)、2587
- [33]春名一志、原賀康介、
接着剤の硬化収縮による内部応力を対象とした数値解析手法
日本機械学会論文集(A 編)、60 巻、579 号(1994)、2589
- [34]S.J.Lee、 D.G.Lee、
Optimal Design of the Adhesively-Bonded Tubular Single Lap Joint.
J. Adhesion、Vol.50, 2,(1995),165
- [35]R.D.Adams and V.Mallick
The Effect of Temperature on the Strength of Adhesively-Bonded
Composite-Aluminum Joints
J. Adhesion, Vol.43,(1993), 17
- [36]佐藤千晶、池上皓三
CFRP 円筒とステンレス鋼軸の接着継手の低温での引張強度
日本機械学会論文集(A 編)、58 巻、554 号(1992)、1913
- [37]坂田荘司、服部敏雄、初田俊雄
レジンモールドによって形成される金属－レジン接着界面の強度評価
日本機械学会論文集(A 編)、53 巻、495 号(1987)、2151
- [38]結城良治、許金泉
異材界面端の熱応力・残留応力の対数型応力特異性
日本機械学会論文集(A 編)、58 巻、556 号(1992)、2394
- [39]保川彰夫
多接合層を有する半導体チップ接合構造のひずみ支配パラメータ
日本機械学会論文集(A 編)、59 巻、566 号(1993)、2303

- [40]村田雅人、向井喜彦
パワーモジュール基板の自由縁における特異応力場と破壊特性
日本機械学会論文集(A編)、59巻、564号(1993)、1931
- [41]辻正利、織田昌信、舟橋明男
長方形板の非定常熱応力
日本機械学会論文集(第1部)、49巻、349号(1975)、2527
- [42]Y.Tanigawa, H.Murakami, Y.Ootao
Transient Thermal Stress Analysis of a Laminated Composite Beam
J. Thermal Stresses, Vol.12,(1989), 25
- [43]武井明朗
流体によって加熱されるクラッド円筒の熱応力
日本機械学会論文集(第1部)、41巻、348号(1975)、2278
- [44]三浦永生、西村朝雄、河合末男、西 邦彦
IC プラスチックパッケージ内シリコンチップ熱応力の検討
日本機械学会論文集(A編)、57巻、539号(1991)、1575
- [45]E.Suhir
Stress in Bi-Metal Thermostats
J.Applied Mech., Vol.53,(1986),657
- [46]佐藤千明、池上皓三
CFRP 円筒とステンレス鋼軸の接着継手の低温でのねじり強度
日本接着学会誌、30巻、5号(1994)、192

(3) 内圧が作用する接着接合体の密封性能に関する研究

- [47]松居國夫
リベット(またはボルト)併用接着継手設計
日本接着学会誌、29巻、10号(1993)、441

- [48]米野正博、沢俊行、石原智也、
接着ーボルト併用継手の有限要素応力解析と密封性能
(被着体が圧力容器ふた締結体の場合)
日本接着学会誌、33 巻、8 号(1997)、299
- [49]米野正博、沢俊行、川村浩、
液状シーラントを用いた内圧を受ける箱形薄板容器におけるフランジ締結体の
密封性能
日本接着学会誌、32 巻、12 号(1996)、446
- [50]T.Sawa, R.Sasaki, M.Yoneno
An Analysis of Pipe Flange Connections Using Epoxy Adhesives/
Anaerobic Sealant Instead of Gaskets
Trans. ASME, J. Pressure Vessel Technology, Vol.117,(1995),298
- [51]沢俊行、日暮伸幸、赤川博実
管フランジ締結体の特性に及ぼすハブ部の影響
日本機械学会論文集(A 編)、55、516 号(1989)、1927
- [52]沢俊行、丸山久則
接合面形状がねじ締結体の特性に及ぼす影響
日本機械学会論文集(A 編)、51、463 号(1985)、679
- [53]T.Sawa, N.Higurashi, T.Hirose
A Stress Analysis of a Taper Hub Flange With a Bolted Flat Cover
Trans.ASME, J.Pressure Vessel Technology, Vol.119(1997),293
- [54]河村 繁
アルミニウム製管フランジの設計に関する研究
(第1報、一体形フランジの漏えい特性とガスケット反力の関係)
日本機械学会論文集(C 編)、51、461 号(1985)、196
- [55]沢俊行、諸星常志、山本京一
曲げモーメントを受けるねじ締結体の特性について
(三次元弾性論による被締結体が管フランジの場合の解析)
日本機械学会論文集(C 編)、53、491 号(1987)、1511

[56] 沢 俊 行、石 川 速 巳、武 藤 慶 太

接着－ボルト併用継手の強度特性

(被着体が管フランジおよび円形フランジの場合)

日本機械学会論文集(A 編)、57 巻、534 号(1991)、417

(4) 関連するその他の研究

[57] T.Sawa, T. Hirose, Y. Nakagomi

Behavior of a Tapered Hub Flange With a Bolted Flat Cover in
Transient Temperature Field

Trans.ASME,J.Pressure Vessel Technology, Vol.118,(1996),115

[58] H.Kumano, T.Sawa, T.Hirose

Mechanical Behavior of Bolted Joints Under Steady Heat Conduction

Trans.ASME,J.Pressure Vessel Technology, Vol.116,(1994),42

[59] T.Sawa, T.Hirose, H.Kumano

Behavior of Flange Connection in Transient Temperature Field

Trans.ASME,J.Pressure Vessel Technology, Vol.115,(1993),142

[60] 沢 俊 行、熊 野 博 之、岩 川 浩 文

ガスケットを用いたねじ締結体の特性について

(管フランジにはさまれた全面座金金属平形ガスケットの応力解析)

日本機械学会論文集(A 編)、50、455 号(1984)、1383

[61] 陳 玳 珩、西 谷 弘 信、森 和 也

内圧を受ける有限厚肉円筒の内面に存在する半だ円表面き裂の応力拡大係数

日本機械学会論文集(A 編)、55、515 号(1989)、1532

[62] 福 井 泰 好、山 中 昇

内圧を受ける傾斜機能材料厚肉円筒の変形解析

日本機械学会論文集(A 編)、57、542 号(1991)、2438

- [63]吉田聖一、三好俊郎
内圧を受ける石油タンク頂部の座屈解析
日本機械学会論文集(A編)、57、541号(1991)、2110
- [64]北川正義、米山猛、邸建輝、西田憲一
高圧下における高分子材料の繰り返しねじり試験
日本機械学会論文集(A編)、57、539号(1991)、1680
- [65]W.J.Koves
Analysis of Flange Joints Under External Loads
Trans.ASME, J.Pressure Vessel Technology, Vol.118(1996),59
- [66]綱島貞、藤井透、飯塚孝次、大久保幸浩、柴田昌宏
延性接着剤を用いた接着継手の強度評価
(1.材料力学的手法に基づく強度予測)
日本接着学会誌 27巻、10号(1991)、416
- [67]森きよみ、鈴木康夫、杉林俊雄、甲斐美利
スポット溶接継手と接着継手の引張負荷に対する変形挙動の比較
日本接着学会誌、28巻、3号(1992)、92
- [68]今中誠、原賀康介、西川哲也
接着およびリベット/接着併用継手の強度分布特性
材料、41巻、470号(1992)、1662
- [69]今中誠、原賀康介、西川哲也
突合せおよび重ね合せ接着継手の強度分布特性
材料、42巻、480号(1993)、1096
- [70]Z.Gendler, et.al.,
Improvement of adhesive bonding strength in sealed anodized aluminum
through excimer laser prebond treatment
J. Material Science
- [71]池上皓三、他6名
接着継手強度の総合的評価のためのベンチマークテスト
日本機械学会論文集(A編)、63巻、608号(1997)、830

- [72]村田正広、陳 玳 玳ら
同心2円筒と平板で構成される圧力容器の応力解析
日本機械学会論文集(A編)、55、509号(1989)、79
- [73]M.Imanaka, K.Haraga, T.Nishikawa
Fatigue Strength of Adhesive/Rivet Combined Lap Joints
J. Adhesion, Vol.49-3 (1995),197
- [74]高温・低温用ねじ材料に関する文献・規格等の概要集(第3報)
日本ねじ研究協会, 1998年12月発行
- [75]T.Morohoshi, T.Sawa
On the Characteristics of Rectangular Bolted Flanged Connections
With Gaskets Subjected to External Tensile Loads and Bending Moments
Trans.ASME,J.Pressure Vessel Technology, Vol.116,(1994),207
- [76]柴原正雄、尾田十八
軸対称変形をする有限円筒問題
日本機械学会論文集(第1部)、54巻、259号(1968)、388
- [77]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)
日本機械学会論文集(A編)、54巻、498号(1988)、251
- [78]F.Erdogan, M.Ratwani
Stress Distribution in Bonded Joints
J.COMPOSITE MATERIALS, Vol.5,(1971),378
- [79]船津晋治、佐藤千明、池上皓三
CFRP 円筒と金属の接着接合軸の強度
日本接着学会誌、28巻、2号(1992)、50
- [80]京極秀樹、杉林俊雄、池上皓三
異種金属材料の接着軸継手の強度評価
(第1報、軸が同種金属材料の場合)
日本機械学会論文集(A編)、54巻、503号(1988)、1390

- [81]京極秀樹、杉林俊雄、池上皓三
異種金属材料の接着軸継手の強度評価
(第2報、軸が異種金属材料の場合)
日本機械学会論文集(A編)、54巻、503号(1988)、1397
- [82]竹下達郎、池上皓三
金属の単純重合せ継手の弾塑性変形と破断強度
材料、39巻、441号(1990)、661
- [83]L.Dorn, Weiping Liu
The stress state and failure properties of adhesive-
bonded plastic/metal joints
Int.J.Adhesion and Adhesive, Vol.13,No.1(1993),21
- [84]W.Catena
Form-In-Place Gasketing Improves Engine Assembly
Adhesives Age, May(1991),22
- [85]M.Derene, J.Payne
New PVRC Constant for Gasket Selection and New ASME Rules
for Bolted Flanged joints
PVRC Report,(1997-3)
- [86]Y.Birembaut, et.al.,
Bolted Flanged Gasketed Joints Technology:
Comparison of North American and European Approaches
ASME(1997),PVP-Vol.354,209
- [87]甲藤好郎、伝熱概論(1973)、養賢堂

(5) 著者の本研究に関するもの

- [88]勝尾正秀・仲野雄一・中川文人・沢 俊行
被着体温度が異なり接合側面で熱伝達があるサーフェスマウント継手の熱応力解析
日本接着学会誌 第31巻5号(1995)、178

- [88]勝尾正秀・仲野雄一・沢 俊行
Two-Dimensional Transient Thermal Stress Analysis of Adhesive Butt Joints
Journal of Adhesion, Vol.70,(1999), 75
- [89]勝尾正秀・仲野雄一・沢 俊行
流体によって温度変化を受ける突合せ接着継手の非定常二次元熱応力解析
日本接着学会誌、第 35 巻、6 号(1999)、248
- [90]M. Katsuo, Y. Nakano, T. Sawa and M. Kawawaki
Transient Thermal Stress Analysis of Butt Adhesive Joints Subjected to Heat Radiation at Side Surfaces of the Adhesive
Proceedings of ICES-95,(1995) (International Conference on Computational Engineering Science)
- [91]M. Katsuo, Y. Nakano, F. Nakagawa and T. Sawa
Two-Dimensional Transient Thermal Stress Analysis of Butt Adhesive Joints
Proceedings of EURAD'96,(1996)(Third European Conference on Adhesion)
- [92]勝尾正秀・仲野雄一・川脇賢剛・沢 俊行
層内に円孔欠陥と剛体充填物を有する突合せ接着継手の二次元熱応力
日本機械学会論文集(A編)62 巻、594 号(1996)、466
- [93]M. Katsuo, Y. Nakano, F. Nakagawa and T. Sawa
Two-Dimensional Thermal Stress Analysis in Butt Adhesive Joints Containing Hole Defects in Adhesive Subjected to Non-Uniform Temperature Field
Proceedings of THERMAL STRESS '95 (The First International Symposium on Thermal Stress and Related Topic),(1995)
- [94]勝尾正秀・沢 俊行・中川文人
内圧を受ける突合せ接着円管の応力解析と強度評価
日本接着学会誌、第 33 巻、10 号(1997)、373
- [95]M. Katsuo, T. Sawa and F. Nakagawa
Axisymmetrical FEM Analysis of Adhesive Butt Joint of Finite Circular Pipe Subjected to Internal Pressure
Proceedings of IMECE'97 (1997 International Mechanical Engineering Congress and Exposition : The Winter Annual Meeting of ASME)

[96]勝尾正秀・沢 俊行・中川文人

内圧および一様温度変化を受ける重ね合わせ接着円管の応力解析と強度評価
日本接着学会誌、第 34 巻、2 号(1998)、58

[97]M. Katsuo, T. Sawa and F. Nakagawa

Stress Analysis and Strength Evaluation of Adhesive Lap Joint of
Circular Pipe Subjected to Internal Pressure and Temperature Change
Proceedings of EURAD'98/WCARP-1(1998) (Fourth European Conference on
Adhesion/First World Congress on Adhesion and Related Phenomena)

[98]勝尾正秀・川村 浩・米野正博・沢 俊行

定常温度場におけるシリコン系シーラントを用いた薄板箱形容器締結体の
三次元有限要素熱応力解析

日本接着学会誌、第 35 巻、3 号(1999)、97

[99]勝尾正秀・沢 俊行・小谷賢一・石原智也

内部流体加熱を受ける平面座ガスケット付き管フランジ締結体の軸対称
三次元熱応力解析

日本機械学会論文集(A編)、64 巻、628 号(1998)、3023

[100]勝尾正秀・沢 俊行・中川文人

内部流体加熱を受ける接着ーボルト併用管フランジ締結体の軸対称三次元
熱応力解析

日本機械学会論文集(A編)、第 65 巻、639 号(1999)、2309

謝 辞

本研究をまとめるにあたり、ご多忙にもかかわらず、懇切丁寧なご指導とご助言を賜りました東京工業大学 精密工学研究所 教授 池上皓三先生に深く感謝の意を表します。さらに、本論文に対し、貴重なご指摘とご助言をいただきました、東京工業大学 精密工学研究所 教授 丸山一男先生、総合理工学研究科 精密機械システム専攻 教授 横山正明先生、機械知能システム学科・生産機械工学専攻 教授 渋谷壽一先生、精密工学研究所 助教授 堀江三喜男先生に深く御礼申し上げます。

本論文をまとめるにあたり、ご助言をいただきました、拓殖大学 機械システム工学科 教授 杉林俊雄先生に感謝いたします。

本研究を進めるにあたり、当初より長期にわたりご指導ご助言をいただきました山梨大学 機械システム工学科 助教授 沢 俊行先生及び研究室の皆様、湘南工科大学 機械工学科 教授 仲野雄一先生、同じく 教授 清水正之先生、東京都立航空高等専門学校 機械工学科 教授 中川文人先生に厚く御礼申し上げます。また、学会等の発表会でその都度ご助言をいただきました諸先生方に深く感謝いたします。

最後に、終始励ましてくれた妻、啓子に感謝いたします。