

2014 年度博士論文

チューブ-フィン構造体の
均質化解析に関する研究

名古屋大学大学院工学研究科
機械理工学専攻

岩堀 恵介

目 次

第 1 章 緒 論	1
1.1 研究背景	1
1.1.1 チューブ-フィン構造体について	1
1.1.2 インタークーラ付根部における疲労強度信頼性保証	2
1.2 チューブ-フィン構造体への均質化法の適用	4
1.2.1 チューブ-フィン構造体の熱応力解析技術開発における課題	4
1.2.2 均質化法について	4
1.2.3 プレート-フィン構造体への均質化法の適用事例	7
1.2.4 チューブ-フィン構造体へ均質化法を適用する場合の問題点	9
1.3 曲げ負荷に対する均質化法適用の問題点	11
1.4 本研究での取り組み	13
1.5 本論文の構成	14
第 1 章 参考文献	15
第 2 章 フィン層に適用可能な均質化解析方法の開発	21
2.1 はじめに	21
2.2 フィン層の均質化弾性剛性	22
2.2.1 フィン層の固体部分の基礎方程式	22
2.2.2 フィン層の均質化	24
2.3 インタークーラのフィンへの適用	26
2.4 まとめ	32
第 2 章 参考文献	33

第 3 章 圧縮負荷に対する検証	35
3.1 はじめに	35
3.2 有限要素解析に基づく検証	36
3.2.1 解析条件	36
3.2.2 解析結果及び考察	40
3.3 実験に基づく検証	42
3.3.1 実験条件	42
3.3.2 解析条件	44
3.3.3 結果及び考察	44
3.4 まとめ	48
第 4 章 曲げ負荷に対する検証	49
4.1 はじめに	49
4.2 有限要素解析に基づく検証	50
4.2.1 解析条件	50
4.2.2 解析結果及び考察	55
4.3 実験に基づく検証	58
4.3.1 実験条件	58
4.3.2 解析条件	61
4.3.3 結果の及び考察	63
4.4 まとめ	72
第 4 章 参考文献	73
第 5 章 均質化法を用いたインタークーラの熱応力解析	75
5.1 はじめに	75
5.2 実験条件	76
5.3 インタークーラの熱応力解析条件	81
5.4 実験及び解析結果	83

5.5 チューブ材の材料構成則	84
5.5.1 定ひずみ疲労試験条件	84
5.5.2 定ひずみ疲労試験結果	86
5.5.3 クリープ試験条件及び結果	92
5.6 ズーミング解析と実験の比較	97
5.7 まとめ	100
第5章 参考文献	101
第6章 結論	103
関連業績	107
謝 辞	109

第 1 章

緒 論

1.1 研究背景

1.1.1 チューブ-フィン構造体について

チューブ-フィン構造体は、産業用、船舶・車両用など様々な分野の熱交換器で多用されている。本研究ではその代表例として、自動車用熱交換器の一つであるインタークーラを対象とする。インタークーラはターボチャージャー付きエンジンに使われる補機である。インタークーラの働きは、ターボチャージャーにより高温高圧にされた空気を外気と熱交換することで冷却し、圧力を保持したままエンジンに送ることである。エンジンは空気の吸気温度が低いほど圧縮率が良くなり、出力を向上させることができるため、ターボチャージャー付きエンジンにおいてインタークーラは重要な製品である。

インタークーラは、図 1.1(a)に示すような、波状フィンを使用した平行フロータイプ[1]と呼ばれる構造が主流であり、自動車用の他の熱交換器においてもこの構造が多用されている。平行フロータイプは、扁平チューブと波状フィンを積層した伝熱コア部を有しており、並行に積層されたチューブ内を流体が流れる構造のためこのように呼ばれている。チューブ-フィン構造である伝熱コア部は、フィンを波状にすることで内外流体の接触表面積を増加し、熱交換を効率的に行うことが可能である。

また伝熱機能をさらに高めるために、チューブには図 1.1(b)に示すようにインナーフィンと呼ばれる波状フィンが挿入されている。伝熱コア左右端には、内側を流れる流体を一時的に貯めるタンクがある。また、伝熱コア上下端にはコア全体の剛性を増すため、インサートと呼ばれるプレートが設けられている。本研究で対象としたインタークーラの大きさは $806 \times 689 \times 66$ mm である。これらを構成する材料としては、軽量かつ熱伝達係数の高いアルミ材料が使用されている。これら構成部品の接合には、アルミろう材を用いたろう付接合技術が用いられている。これは、チューブ材及びタンク材の表面にアルミろう材をあらかじめ接合したクラッド材を用い、各部品を積層、組立てた後、約 600°C の高温熱処理炉を通すことで、アルミ材（融点 $T_m 660^\circ\text{C}$ ）より融点の低いアルミろう材（融点 $T_m 580^\circ\text{C}$ ）のみを熔融させることで、各部材を接合する方法である。そして、図 1.2 に示すようにチューブとタンクの接合部では、ろう付によるフィレットが形成される。この部位を特に付根部と呼ぶこととする。

インタークーラに流入する空気の最大温度は約 200°C であり、この温度はアルミ材において、絶対温度で測った温度 T と融点 T_m との比を T/T_m としたとき、 $T/T_m=0.5$ に相当するため、十分に高温領域と考えることができる[2-4]。この高温の空気がインタークーラに流入し、熱交換をする過程で、インタークーラ全体に非一様な温度分布が生じ、この温度分布と外部拘束により熱応力が発生する。これがエンジン回転数の増加・減少に伴い繰返し負荷する。そして、製品開発過程における厳しい条件の耐久試験を行うと、図 1.2 に示すように、付根部に疲労き裂が発生し、内側を流れる流体が外側に洩れる問題が生じることがある。したがって、インタークーラのチューブ付根部における、熱応力に対する疲労強度の信頼性保証が必要となる。

1.1.2 インタークーラ付根部における疲労強度信頼性保証

インタークーラにおける疲労強度課題の一つは、付根部に繰返し生じる熱応力である。そのため、材料強度（ストレングス）及び、付根部に発生する応力（ストレス）を把握し、安全率を見込んだ疲労強度設計が必要である[5]。材料強度については、使用材料の試験片を用いた疲労試験により取得可能である。しかし、インタークーラ付根部に生じる応力については、インタークーラの詳細設計が進み、試作品を作製す

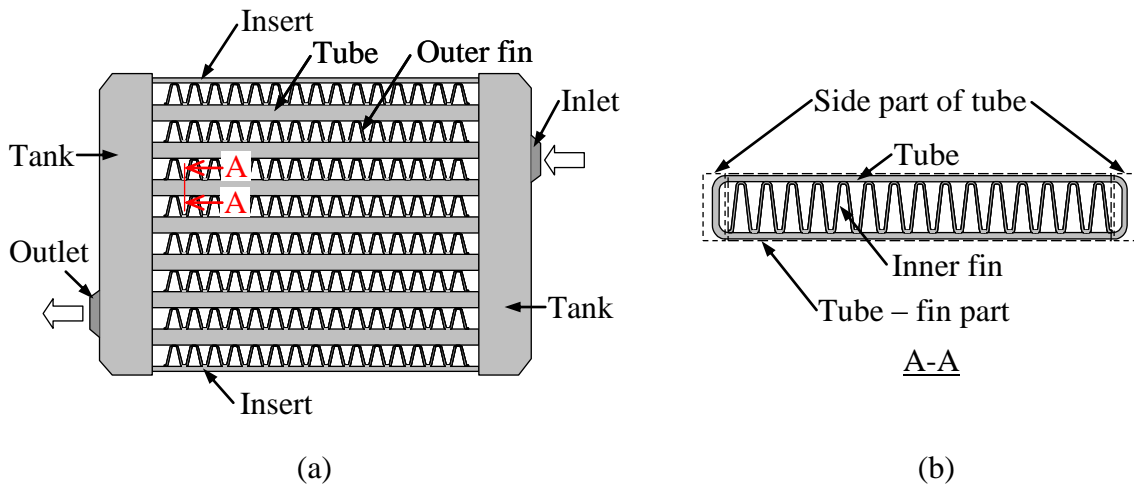


Fig. 1. 1 Heat exchanger core composed of flat tubes and wavy fins; (a) schematic view of heat exchanger, and (b) cross-section of flat tubes.

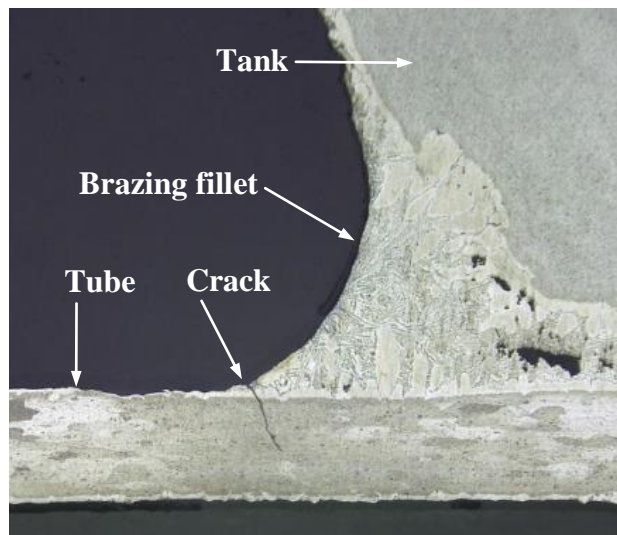


Fig. 1. 2 Cross-section at intersection of tube and tank after thermal stress test.

ることができれば、市場負荷を模擬した熱応力試験を行い、付根部に貼付したひずみゲージにより測定可能であるが、この方法は多大な時間、コストを費やす。

そこで、有限要素解析を用いたインタークーラの熱応力解析技術を開発し、付根部に発生する熱応力を高精度に推定する技術があれば、熱応力に対する疲労強度の信頼性保証精度を向上することが可能であり、大幅なコスト低減になる。

1.2 チューブ-フィン構造体への均質化法の適用

1.2.1 チューブ-フィン構造体の熱応力解析技術開発における課題

チューブ-フィン構造体の熱応力解析技術開発における課題の1つは、チューブ-フィン構造の有限要素モデル化である。チューブ-フィン構造は、インタークーラにおける全体構造の大部分を占めているが、その細部は波状フィンと扁平チューブによる複雑な構造をしており、マイクロ構造を有するマクロ構造体と考えることができる。このような構造体を有限要素解析する方法は、マイクロ構造を詳細にモデル化するフルスケール解析が考えられ、この方法が最も計算精度が高い。しかし、チューブ-フィン構造体は多数のマイクロ構造から形成されるため、忠実に有限要素モデル化すると、節点数及び要素数が莫大になり計算負荷が極めて高くなるという問題が生じる。

そこで、マクロスケールに現れるマイクロ構造の変形特性（均質化特性）を導出し、これを巨視的な構成式（マクロ構成式）によって表現することで、不均質なマイクロ構造体を、等価な均質体に置き換えて簡略化した均質化材料モデルの適用が考えられる[6-9]。この方法を用いれば、マイクロ構造を詳細にモデル化せずにマクロな変形を解析可能であるため、マクロ変形の解析精度を低下させずに、節点数及び要素数を大幅に低下させることが可能である。

1.2.2 均質化法について

マイクロ構造体の均質化特性を解析的に評価する手法として、均質化法がある。均質

化法についてはこれまでに多くの研究がされており，マイクロ構造が3次元的な周期性を有する場合の均質化弾性剛性の評価法は，すでに確立されている[10-13]．均質化法は，例えば図 1.3 で示すような周期構造体に対し，マイクロ構造に周期性(Y -周期性)を仮定し，図 1.4 で示すような周期単位（ユニットセル）の境界値問題を解くことにより，均質化特性を評価する手法である．この境界値問題は有限要素法によって数値的に解くことができるから，複雑な幾何学的形状を扱うことが可能である．また，ユニットセル内の境界値問題を解くことによりユニットセル内の応力場，ひずみ場を評価することができるため非常に有用である．

マイクロ構造体の一例として，図 1.4 に示すユニットセル Y を考える． Y 内の変位 \mathbf{u} はマクロひずみ \mathbf{E} と擾乱変位 \mathbf{u}^* によって

$$\mathbf{u} = \mathbf{E} \cdot \mathbf{x} + \mathbf{u}^* \quad (1.1)$$

と表される．ここで， \mathbf{u}^* は Y -周期性を有する擾乱変位であり， \mathbf{x}^+ ， \mathbf{x}^- はユニットセル境界上の相対する 2 点を示す．そして， \mathbf{x}^+ ， \mathbf{x}^- における擾乱変位 $\mathbf{u}^*(\mathbf{x}^+)$ ， $\mathbf{u}^*(\mathbf{x}^-)$ は次式を満足する．

$$\mathbf{u}^*(\mathbf{x}^+) = \mathbf{u}^*(\mathbf{x}^-) \quad (1.2)$$

式(1.2)を解くことで，マイクロ構造の均質化弾性剛性を評価することができる．

さらに，式(1.1)と式(1.2)より，周期境界条件は

$$\mathbf{u}(\mathbf{x}^+) - \mathbf{u}(\mathbf{x}^-) = \mathbf{E} \cdot (\mathbf{x}^+ - \mathbf{x}^-) \quad (1.3)$$

と表される．式(1.3)の周期境界条件を用い，ユニットセルにマクロひずみを与えたときのマクロ応力を評価することにより均質化弾性剛性を評価することができる．この方法は，市販の汎用有限要素解析ソルバにおいて適用可能である．

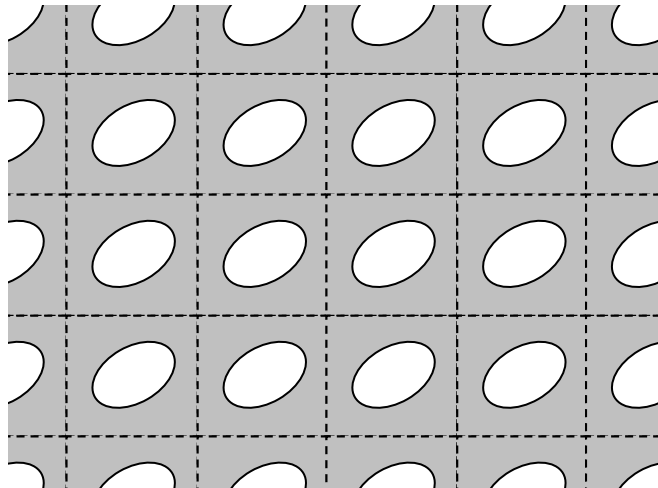


Fig. 1.3 Example of periodic structure.

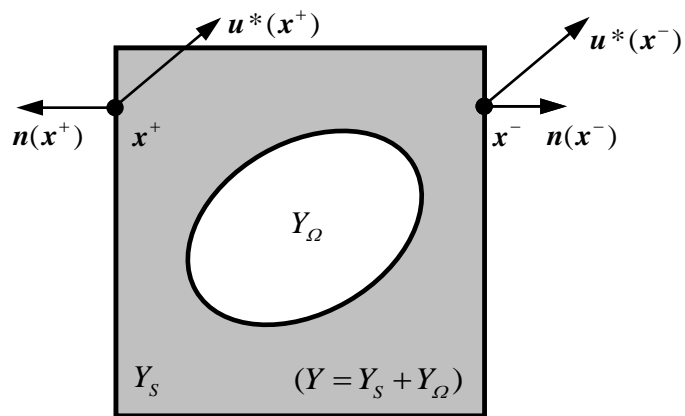


Fig. 1.4 Example of periodic unit cell Y .

1.2.3 プレート-フィン構造体への均質化法の適用事例

チューブ-フィン構造体の類似構造であるプレート-フィン構造体に均質化法を適用した事例を示す。プレート-フィン構造体とは、例えば図 1.5 に示すような、波状フィンとプレートを積層した構造をしており、図 1.1(b)に示したようなチューブ構造を有していない。このようなプレート-フィン構造において、マイクロ構造を等価な均質体と考えた事例として、Rishmany ら[6]、Dib ら[7]による線形弾性問題、Zhou and Tu[14]による線形粘弾性問題、Tsuda ら[8]、Yamamoto and Matsuda[9]による弾粘塑性問題の研究が挙げられる。Rishmany らは航空機用熱交換器のプレート-フィン構造に対し、はり曲げの力学を応用し弾性剛性を決定している。Dib らは均質化法を用いてプレート-フィン構造の弾性剛性を導出し、プレート-フィン構造体を等価な均質体と考えた均質化解析とフルスケール解析の比較・検証をしている。Zhou and Tu は、内圧を受けるプレート-フィン構造体に対しフィン層を弾性ばねと捉え、そこに線形粘弾性挙動を考え、プレート-フィン構造に生じる応力を導出するとともにフルスケール解析との比較・検証を行った。Tsuda らは、高温に曝されるプレート-フィン構造体において、異方性を考慮した弾粘塑性挙動をモデル化し、フルスケール解析との検証を行った。Yamamoto and Matsuda は、同様に高温に曝されるプレート-フィン構造体における、弾粘塑性挙動をモデル化するとともに、プレート-フィン構造の積層配置ずれ（ミスライメント）の影響を検討している。

このようにプレート-フィン構造体への均質化法の適用事例は多く存在するが、これらの事例は全て、図 1.6 に示すように、プレートとフィンを一体とした構造を等価な均質体として捉えている。

均質化法は、プレート-フィン構造体以外にも、繊維強化複合材料[15-19]や粒子複合材料[20]、層状複合材料[21]などの周期構造体に適用されている。均質化法は弾粘塑性問題にも拡張されており、Wu and Ohno[22]は、弾粘塑性変形の均質化法を定式化している。さらに、この弾粘塑性変形の均質化理論を用いた繊維強化複合材料[23-26]や織物複合材料[27]の解析が報告されている。また、ハニカム構造体への適用も研究されている[28-34]。

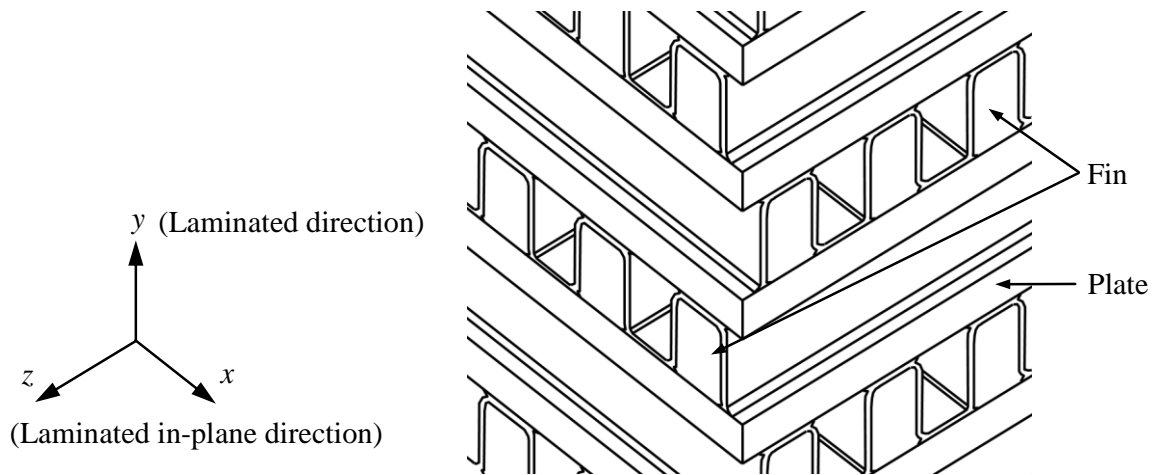


Fig. 1.5 Schematic view of plate-fin structure.

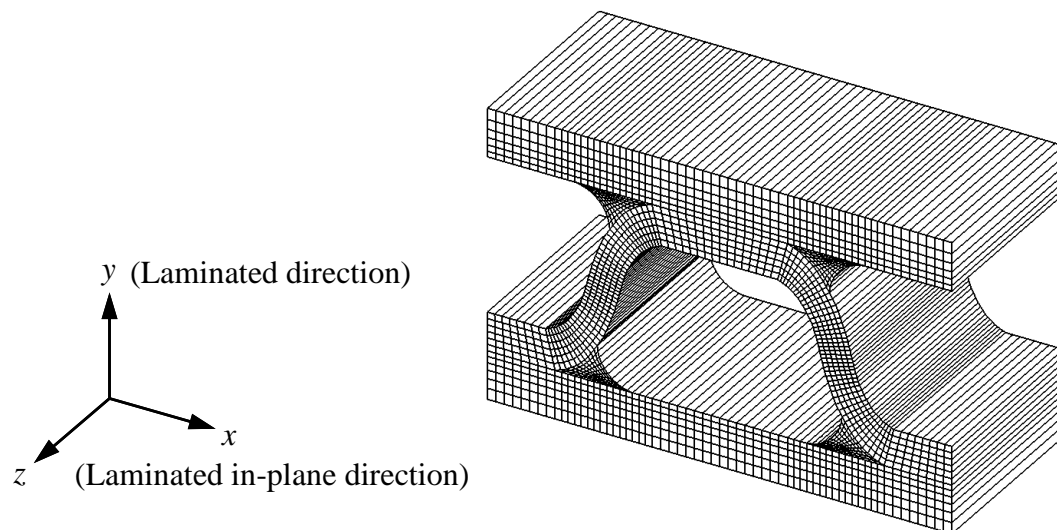


Fig. 1.6 Finite element model of unit cell of plate-fin structure [8].

1.2.4 チューブ-フィン構造体へ均質化法を適用する場合の問題点

プレート-フィン構造体に均質化法を適用する場合、プレートとフィンを一体とした構造を等価な均質体として考えるのが自然である[6-9,14]。これに対し、本研究で対象とするチューブ-フィン構造体に均質化法を適用する場合、チューブのプレート部分は残しフィン層のみを均質体として捉える方法が有効であると判断する。その理由を以下に述べる。

先述したように破損部はチューブの付根部であり、チューブは応力及びひずみを直接評価する対象となる。したがって、チューブ-フィン構造を有限要素モデル化する場合、チューブは残し均質化法の対象としないべきであると考えられる。また、図 1.1(b)で示すチューブ断面において、プレート-フィン構造とは異なり、左右端にチューブ側面部が存在する。特に積層方向の荷重が負荷された場合には、板厚 0.1mm で剛性の低いインナーフィン部分よりも、板厚 0.45mm で剛性の高いチューブ側面部の方が大きな荷重を負担すると予測される。このとき、チューブとフィンを一体とした構造に均質化法を適用すると、チューブ側面部と均質化法を適用したチューブ-フィン部の境界の接続が困難である。さらに、図 1.7 で示すように、アウターフィン層は付根部から約 50mm の位置までしか存在していない。そのため、チューブとフィンを一体とした構造に均質化法を適用してしまうと、図 1.7 赤破線で示す境界部における接続が困難である。

フィン層のみに均質化法を適用しようとした場合のユニットセルを図 1.8 に示す。これを見ると、積層面内方向には Y-周期性を有するが、積層方向には明らかに Y-周期性を有していない。そのため、先述した 3次元周期性を有する場合の均質化弾性剛性の評価方法を、そのまま適用できないという問題が生じるので、3次元周期性を部分的に有しないフィン層に適用可能な、均質化弾性剛性の評価方法の開発が必要である。

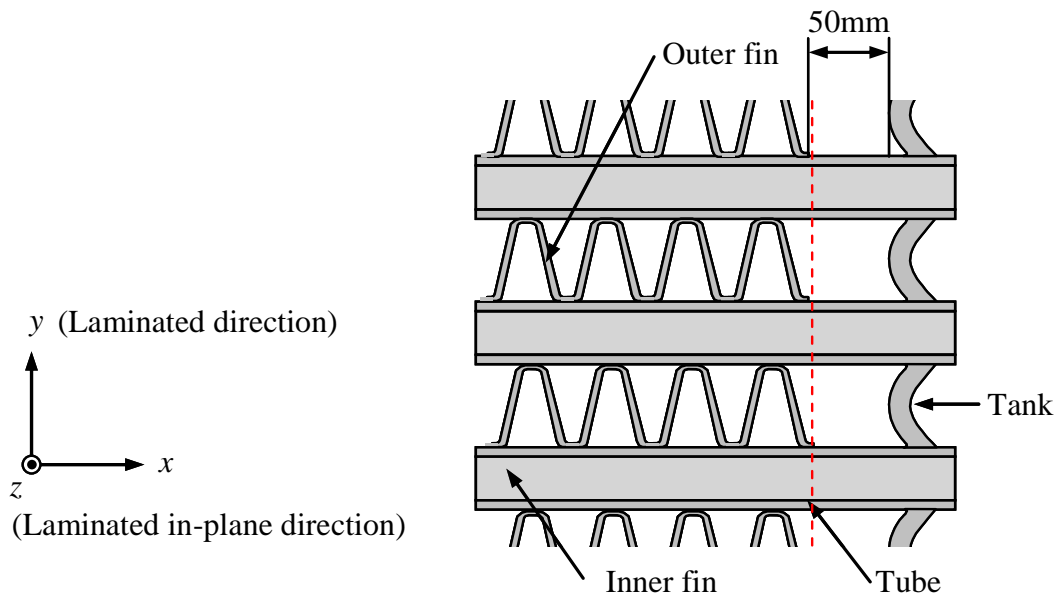


Fig. 1. 7 Schematic view around intersection of tube and tank.

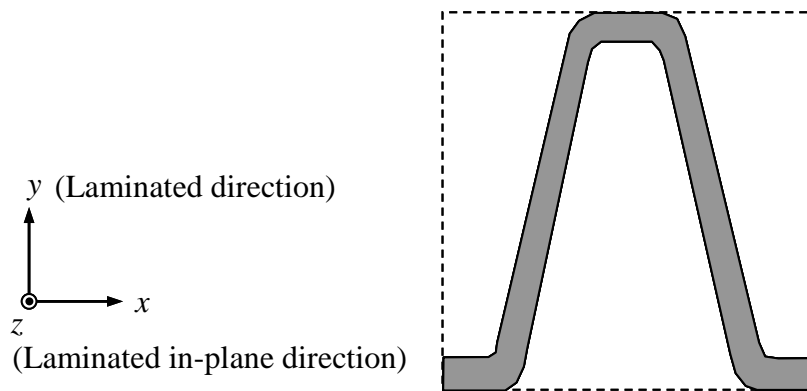


Fig. 1. 8 Schematic illustration of unit cell of fin.

チューブ-フィン構造体のフィン層のみを均質化した有限要素解析の研究事例はすでに報告されている。Knaus ら[35]はインタークーラを対象にフィン層に均質化法を適用し全体構造をモデル化し、流体解析により全体の温度分布を予測し、実機検証を行っている。さらに、その温度分布の予測結果を構造解析に受渡し、全体構造をモデル化した熱応力解析により、付根部に発生するひずみを予測し、実験検証を行っている。Brotz ら[36]はラジエータを対象に、フィン層に均質化法を適用し全体構造をモデル化し、付根部に発生するひずみを予測し、材料単体の試験片を用いた疲労試験により取得した S-N 線図を用いて破断寿命を予測している。しかし、いずれの研究事例においてもフィン層に対し均質化法を適用する上での仮定や、均質化弾性剛性を導出する方法の詳細は述べられていない。

以上より、本研究における課題の一つは、積層方向に Y-周期性を有しないフィン層に適用可能な均質化解析方法を開発し、この方法によりフィン層の均質化弾性剛性を導出することである。

1.3 曲げ負荷に対する均質化法適用の問題点

本研究で検討する均質化法は、ユニットセル内の変位が一様マクロひずみによる変位と Y-周期性を満たす擾乱変位からなるとき、マクロひずみ及びマクロ応力がユニットセル内で一様に作用していることを前提にしており、この方法を 1 次均質化法と呼んでいる。この仮定は、ユニットセル内でマクロひずみが、こう配を有するような場合には成立しない。例えば、図 1.9 に示すように、ユニットセルの大きさがはりの厚さに比べて十分に小さくないはりに曲げ負荷を与えた場合、曲げ変形後のユニットセルの変形状態は図 1.9 のようになる。この変形状態は、明らかにユニットセル内でマクロひずみがこう配を有する状態である。そのため、このような場合に、1 次均質化法を適用すると無視し得ない誤差を生じると考えられる[12,37]。これに対し、図 1.10 のように、ユニットセルの大きさが板厚に比べてある程度小さい場合は、ユニットセル内でのマクロひずみ勾配は少なくなり、曲げ負荷に対する解析誤差は小さくなることが予測される。本研究で対象とする熱交換器の伝熱コア部には非一様な温度分布により、チューブに対し曲げ負荷も生じ、チューブ-フィン構造の積層間隔は全体構造

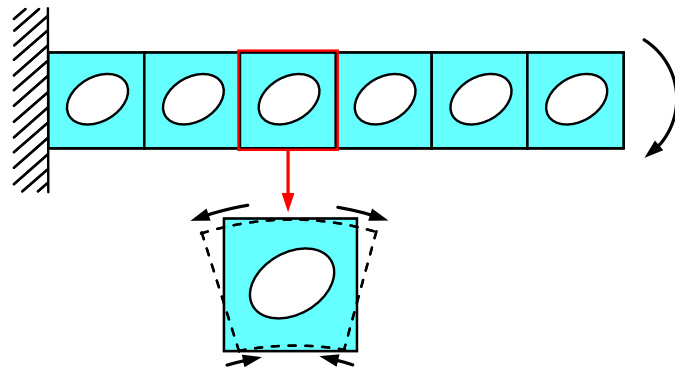


Fig. 1. 9 Schematic illustration for bending test; unit cell size is not small compared to thickness of beam.

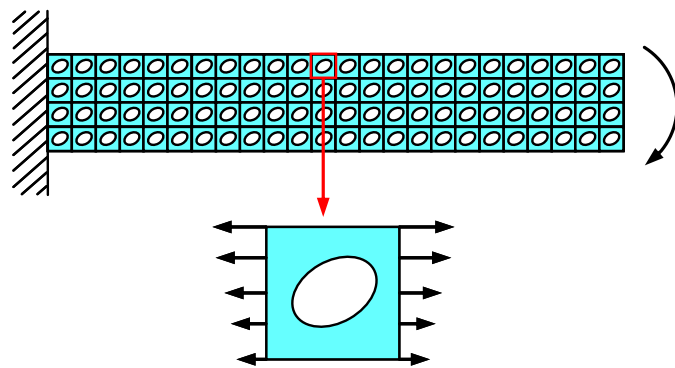


Fig. 1. 10 Schematic illustration for bending test; unit cell size is small compared to thickness of beam.

に対し十分に小さくはない。したがって、チューブ-フィン構造体の熱応力解析に均質化法を適用した場合、曲げ問題において精度良い解析結果が得られない可能性が考えられる。

1次均質化法における上記のような問題を解決するため、ユニットセル内でのマクロひずみこう配を考慮した2次均質化法が研究されている[38-42]。Kouznetsovaら[38-40]は、任意のミクロ領域に対する平均的な応力とひずみの関係を計算する解析的均質化法を拡張し、高次応力とひずみこう配の関係を数値的に取得する解析手法を提案した。そして、空孔を有するアルミ材料を対象に、曲げ負荷を与えた解析により均質化法の微視領域に対する寸法依存性を検討した。しかし、2次均質化法は節点変位こう配を考慮した高次の有限要素解析を前提としているため、この手法により求めた均質化剛性は既存の汎用有限要素解析プログラムには適用できない。

よって本研究におけるもう一つの課題は、1次均質化法により導出したフィン層の均質化弾性剛性を、チューブ-フィン構造の曲げ問題に適用した場合の、解析精度及び妥当性を検討することである。

1.4 本研究での取り組み

本研究の目的は、チューブ-フィン構造体の均質化解析技術を開発することであり、この技術により、自動車用熱交換器の一つであるインタークーラの熱応力を解析的に予測する。

そのために、まず積層方向に Y -周期性が成立しないフィン層に適用可能な均質化解析方法を提案する。次に、提案した均質化解析方法をインタークーラのチューブ-フィン構造に適用し、フィン層の均質化弾性剛性を導出する。さらに、導出したフィン層における均質化弾性剛性の妥当性を検討するため、圧縮及び曲げ負荷に対する解析と実験により比較・検証する。最後に、均質化法をインタークーラのチューブ-フィン構造に適用し、インタークーラ全体を有限要素モデル化し、温度分布を与えることで、付根部に発生する応力及びひずみを解析的に予測し、実機検証を行う。

1.5 本論文の構成

本論文の構成を次に示す.

まず, 第2章では, 積層方向に Y -周期性が成立しないフィン層に適用可能な均質化解析方法を提案する. この方法をインタークーラのチューブ-フィン構造に適用し, フィン層の均質化弾性剛性を導出する. 次に, 第3章では, 得られたフィン層における均質化弾性剛性の妥当性を検討するため, チューブとフィンからなる試験体が圧縮荷を受ける場合の解析と実験を行い, 比較・検討する. さらに, 第4章では, 均質化解析で問題となりうる曲げ荷荷に対し解析精度を検証するため, チューブとフィンからなる試験体が曲げ荷荷を受ける場合の有限要素解析と実験を行い, 比較・検討する. そして, 第5章では, 均質化法をインタークーラのチューブ-フィン構造に適用し, インタークーラ全体を有限要素モデル化し, 実機荷荷を模擬した熱応力試験時の温度分布を与え, 付根部に発生する応力及びひずみを解析的に予測するとともに, 実測値と比較, 検証する. 最後に, 第6章において本論文の結論を述べる.

参考文献

- [1] 渡辺敏 監修, カーエアコン研究会 編集, 2003. カーエアコン [第2版]. 山海堂.
- [2] M. F. Ashby, 1972. First report on deformation-mechanism maps. *Acta Metallurgica* 20, 887-&.
- [3] M. F. Ashby and R. A. Verrall, 1973. Diffusion-accommodated flow and superplasticity. *Acta Metallurgica* 21, 149-163.
- [4] M. F. Ashby, 1973. The microstructure and design of alloys. *Proceedings of the Third International Conference on the Strength of Metals and Alloys* 2, 8.
- [5] 日本材料学会編, 1995. 疲労設計便覧. 養賢堂.
- [6] J. Rishmany, C. Mabru, R. Chieragatti and F. R. Aria, 2008. Simplified modelling of the behaviour of 3D-periodic structures such as aircraft heat exchangers. *International Journal of Mechanical Sciences* 50, 1114-1122.
- [7] J. Dib, I. Lewon and B. Martin, 2009. Thermo-mechanical design of brazed plate-fins heat exchanger based on finite element modeling using homogenization techniques. *Proceeding of the ASME 2009 Pressure Vessels and Piping Division Conference*, PVP2009-77251.
- [8] M. Tsuda, E. Takemura, T. Asada, N. Ohno and T. Igari, 2010. Homogenized elastic-viscoplastic behavior of plate-fin structures at high temperatures: numerical analysis and macroscopic constitutive modeling. *International Journal of Mechanical Sciences* 52, 648-656.
- [9] N. Yamamoto and T. Matsuda, 2011. Effects of laminate misalignment on elastic-viscoplastic properties of ultrafine plate-fin structures: analysis using time dependent homogenisation theory. *Material Research Innovations* 15, S147-S150.
- [10] A. Bensoussan, J. L. Lions and G. Papanicolaou, 1978. *Asymptotic analysis for periodic structures*. North-Holland, Amsterdam-New York-Oxford.
- [11] E. Sanchez-Palencia, 1980. *Non-homogeneous media and vibration theory*. Lecture

- Notes in Physics 127. Springer Verlag, Berlin.
- [12] 寺田賢二郎, 菊池昇 著, 日本計算工学会 編, 2003. 計算力学レクチャーシリーズ 1: 均質化法入門. 丸善.
- [13] J. L. Lions, 1981. Some methods in the mathematical analysis of systems and their control. Science Press, Beijing.
- [14] G. Y. Zhou and S. T. Tu, 2007. Viscoelastic analysis of rectangular passage of microchanneled plates subjected to internal pressure. *International Journal of Solids and Structures* 44, 6791-6804.
- [15] F. Léné and D. Leguillon, 1982. Homogenized constitutive law for a partially cohesive composite material. *International Journal of Solids and Structures* 18, 443-458.
- [16] Léné, F., 1986. Damage constitutive relations for composite materials. *Engineering Fracture Mechanics* 25, 713-728.
- [17] F. Devries, H. Dumontet, G. Duvaut and F. Léné, 1986. Homogenization and damage for composite structures. *International Journal for Numerical Methods in Engineering* 27, 285-298.
- [18] S. Jansson, 1992. Homogenized nonlinear constitutive properties and local stress concentrations for composites with periodic internal structure. *International Journal of Solids and Structures* 29, 2181-2200.
- [19] H. Murakami, T. J. Impelluso and G. A. Hegemier, 1992. Development of a mixture model for nonlinear wave propagation in fiber-reinforced composites. *International Journal of Solids and Structures* 29, 1919-1937.
- [20] A. Toledano and H. Murakami, 1987. A high-order mixture model for periodic particulate composites. *International Journal of Solids and Structures* 23, 989-1002.
- [21] H. Murakami, A. Maewal and G. A. Hegemier, 1981. A mixture theory with a director for linear elastodynamics of periodically laminated media. *International Journal of Solids and Structures* 17, 155-173.
- [22] X. Wu and N. Ohno, 1999. A homogenization theory for time-dependent nonlinear composites with periodic internal structures. *International Journal of Solids and Structures* 36, 4991-5012.
- [23] N. Ohno, X. Wu and T. Matsuda, 2000. Homogenized properties of elastic-viscoplastic

- composites with periodic internal structures. *International Journal of Mechanical Sciences* 42, 1519-1536.
- [24] N. Ohno, T. Matsuda and X. Wu, 2001. A homogenization theory for elastic-viscoplastic composites with point symmetry of internal distributions. *International Journal of Solids and Structures* 38, 2867-2878.
- [25] T. Matsuda, N. Ohno, H. Tanaka and T. Shimizu, 2003. Effects of fiber distribution on elastic-viscoplastic behavior of long fiber-reinforced laminates. *International Journal of Mechanical Sciences* 45, 1583-1598.
- [26] T. Matsuda, D. Okumura, N. Ohno and M. Kawai, 2007. Three-dimensional microscopic interlaminar analysis of cross-ply laminates based on a homogenization theory. *International Journal of Solids and Structures* 44, 8274-8284.
- [27] T. Matsuda, Y. Nimiya, N. Ohno and M. Tokuda, 2007. Elastic-viscoplastic behavior of plain-woven GFRP laminates: Homogenization using a reduced domain of analysis. *Composite Structures* 79, 493-500.
- [28] N. Ohno, D. Okumura and H. Noguchi, 2002. Microscopic symmetric bifurcation condition of cellular solids based on a homogenization theory of finite deformation. *Journal of the Mechanics and Physics of Solids* 50, 1125-1153.
- [29] N. Ohno, D. Okumura and T. Niikawa, 2004. Long-wave buckling of elastic square honeycombs subject to in-plane biaxial compression. *International Journal of Mechanical Sciences* 46, 1697-1713.
- [30] D. Okumura, N. Ohno and H. Noguchi, 2002. Post-buckling analysis of elastic honeycombs subject to in-plane biaxial compression. *International Journal of Solids and Structures* 39, 3487-3503.
- [31] D. Okumura, N. Ohno and H. Noguchi, 2004. Elastoplastic microscopic bifurcation and post-bifurcation behavior of periodic cellular solids. *Journal of the Mechanics and Physics of Solids* 52, 641-666.
- [32] K. Erami, N. Ohno and D. Okumura, 2006. Long-wave in-plane buckling of elastoplastic square honeycombs. *International Journal of Plasticity* 22, 1569-1585.
- [33] D. Okumura, A. Okada and N. Ohno, 2008. Buckling behavior of Kelvin open-cell foams under $[0\ 0\ 1]$, $[1\ 1\ 1]$ and $[1\ 1\ 1]$ compressive loads. *International Journal of*

- Solids and Structures 45, 3807-3820.
- [34] Y. Takahashi, D. Okumura and N. Ohno, 2010. Yield and buckling of Kelvin open-cell foams subjected to uniaxial compression. *International Journal of Mechanical Sciences* 52, 377-385.
- [35] H. Knaus, S. Weise, W. Kühnel, and U. Krüger, 2005. Overall approach to the validation of charge air coolers. *Vehicle Thermal Management Systems Conference and Exhibition*, SAE Technical Paper, 2005-01-2064.
- [36] F. Brotz, W. Kühnel, and Y. Chen, 2009. Virtual temperature cycle testing of automotive heat exchangers by coupled fluid structure simulation. *SAE International Journal of Materials and Manufacturing* 1, 612-617.
- [37] K. Ushijima, T. Akiyoshi, D. H. Chen, T. Nakahara and W. J. Cantwell, 2013. Estimation of bending behaviour for beams composed of three-dimensional micro-lattice cells: part 1 based on numerical analysis. *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series A* 79, 620-632.
- [38] V. Kouznetsova, W. A. M. Brekelmans and F. P. T. Baaijens, 2001. An approach to micro-macro modeling of heterogeneous materials. *Computational Mechanics* 27, 37-48.
- [39] V. Kouznetsova, M. G. D. Geers and W. A. M. Brekelmans, 2002. Multi-scale constitutive modelling of heterogeneous materials with a gradient-enhanced computational homogenization scheme. *International Journal for Numerical Methods in Engineering* 54, 1235-1260.
- [40] V. Kouznetsova, M. G. D. Geers and W. A. M. Brekelmans, 2004. Multi-scale second-order computational homogenization of multi-phase materials: a nested finite element solution strategy. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering* 193, 5525-5550.
- [41] M. G. D. Geers, V. G. Kouznetsova and W. A. M. Brekelmans, 2010. Multi-scale computational homogenization: trends and challenges. *Journal of Computational and Applied Mathematics* 234, 2175-2182.
- [42] M. Uchida and N. Tada, 2013. Establishment of deformation simulation procedure by finite element method based on second-order homogenization using characteristic

displacement function for macroscopic strain gradient. Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series A 79, 1486-1503.

第2章

フィン層に適用可能な均質化解析方法の開発

2.1 はじめに

インタークーラに発生する熱応力を有限要素解析で検討する場合、熱交換器全体を有限要素モデル化する必要があるが、チューブ-フィン構造を有する伝熱コア部を忠実に要素分割すれば、その構造の複雑さにより、要素数が莫大となり計算負荷が極めて高くなるという問題が生じる。このため、伝熱コア部のチューブ-フィン構造への均質化材料モデルの適用が一般的に考えられる[1-4]。しかし、本研究で考えるチューブ-フィン構造体の場合、チューブ端部の構造が図 1.1(a), (b)に示すように非周期的であるため、伝熱コア部のチューブとフィンのすべてを一体的に均質化することは困難である。さらに、疲労き裂の発生位置はチューブとタンクの接合部である。これらのことを考慮すれば、チューブの形状はそのままとし、フィン層のみを均質化する方法が有効であると判断される。しかし、チューブ-フィン構造体のフィン層のみを見ると、層面内では Y -周期性が成り立つが、積層方向には Y -周期性がない。したがって、3次元周期構造体の均質化法[5-8]をそのままフィン層に適用することはできない。そのため、周期性を有しないフィン層に適用可能な均質化解析方法を開発する必要がある。

そこで本章では、チューブ-フィン構造体におけるフィン層の弾性均質化について検討する。このため最初に、フィン層の固体部分の基礎方程式として変位に関する仮

定について述べる. 次に, この仮定を考慮してフィン層の均質化弾性剛性の導出を検討し, 3次元周期構造体の均質化法が境界条件だけ修正すれば使用できることを示す. つづいて, このような均質化法をインタークーラのアウターフィンとインナーフィンに適用し, それらの均質化弾性剛性を求める. アウターフィンとインナーフィンの形状としては図面形状と実形状を考え, その違いが均質化弾性剛性に及ぼす影響についても詳しく調べる. 本論文を通じて, ひずみと回転は微小であるとする.

2.2 フィン層の均質化弾性剛性

本節では, フィン層の均質化弾性剛性を求めるための仮定と理論について述べる. このため, ベクトルとテンソルを直交座標 x_i ($i=1, 2, 3$) に関する成分で表示し, 総和規約を用いる. また, 座標 x_i に関する微分を記号 $(\)_i$ で示す.

2.2.1 フィン層の固体部分の基礎方程式

第1章で述べたように, フィン各層を見ると, 層面内では, 図2.1に示すようなユニットセル Y が周期的に繰り返されている. 図2.1では, フィンの奥行き方向には形状変化がないとしている. この場合, ユニットセル Y の奥行き方向の長さは任意である. この周期性は, ユニットセル Y の周期境界条件として用いられるが, 積層方向 (面外方向) には成立しない. 面外方向では, フィンがチューブのプレート (以後, 単にプレートと呼ぶ) に接合されていることが境界条件となる. プレートの厚さは, 通常, フィンの板厚に比べて十分に大きいので, プレートの一様変形を仮定して, フィンとプレートの接合部では一様変形条件が成り立つとする. このとき, Y 内の固体部分 V^s における変位 u_i は, Y 内のマクロひずみ E_{ij} と擾乱変位 \tilde{u}_i によって

$$u_i = E_{ij}x_j + \tilde{u}_i \quad (2.1)$$

と書け, \tilde{u}_i は次の境界条件を満たす.

$$\tilde{u}_i(\mathbf{x}^+) = \tilde{u}_i(\mathbf{x}^-) \quad \text{on } \partial V_{\text{in}}^s \quad (2.2)$$

$$\tilde{u}_i = 0 \quad \text{on } \partial V_{\text{out}}^s \quad (2.3)$$

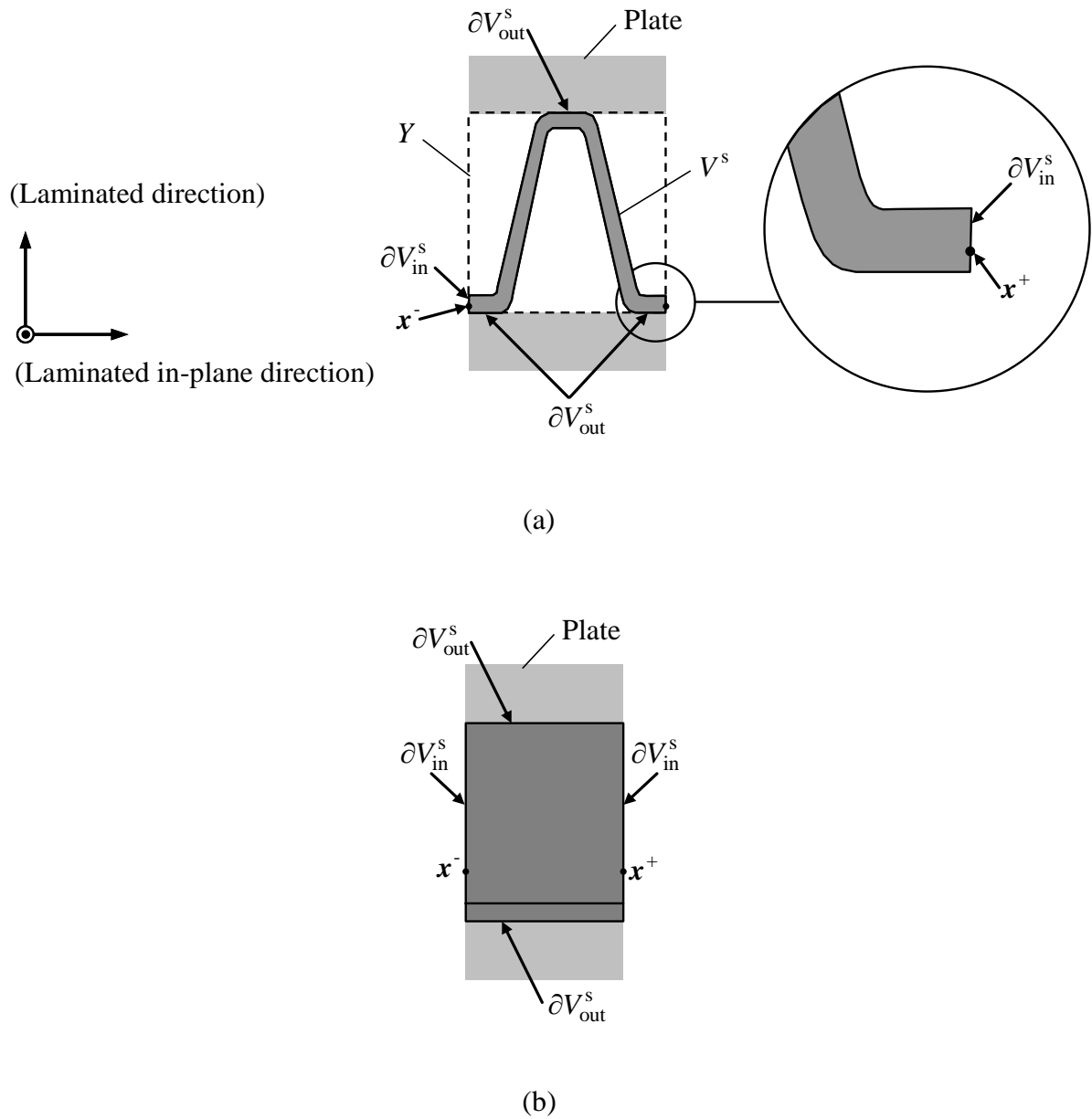


Fig. 2.1 Unit cell Y of fin sandwiched by plates of flat tubes; (a) front view and (b) side view.

ここで、 ∂V_{in}^s と $\partial V_{\text{out}}^s$ は固体部分 V^s の面内方向境界と面外方向境界であり、 \mathbf{x}^+ と \mathbf{x}^- は境界 ∂V_{in}^s 上の相対する2点を示す (図 2.1). 式(2.2)がフィン層の面内での Y -周期条件を表し、式(2.3)はフィンとプレートの接合部での一様変形条件である.

変位 u_i を式(2.1)のように書くと、 V^s 内の応力 σ_{ij} は、フックの法則により

$$\sigma_{ij} = D_{ijkl}^s (E_{kl} + \tilde{\varepsilon}_{kl}) \quad (2.4)$$

と表される. ここで D_{ijkl}^s は、母材の弾性剛性を示す. また $\tilde{\varepsilon}_{kl}$ は、擾乱ひずみであり、次式のように定義される.

$$\tilde{\varepsilon}_{kl} = \frac{1}{2} (\tilde{u}_{k,l} + \tilde{u}_{l,k}) \quad (2.5)$$

σ_{ij} の釣合い式は、物体力が存在しない場合、

$$\sigma_{ij,j} = 0 \quad (2.6)$$

と書ける. なお、ポア部分では、剛性と粘性のどちらも無いものとし、 $\sigma_{ij} = 0$ が成り立つとする.

2.2.2 フィン層の均質化

式(2.2)と(2.3)を満足する V^s 内の任意の擾乱変位場を $\delta\tilde{u}_i(\mathbf{x})$ とすると、応力の釣合い式(2.6)は、次の弱形式に変換できる[7-9].

$$\int_{V^s} \sigma_{ij} \delta\tilde{u}_{i,j} dV - \int_{\partial V^s} \sigma_{ij} n_j \delta\tilde{u}_i dS = 0 \quad (2.7)$$

ここで、 ∂V^s は V^s の境界であり、 n_j は ∂V^s の外向き単位法線を示す. 上式の境界積分項は、 $\partial V_{\text{out}}^s$ 上では $\delta\tilde{u}_i = 0$ であること、 ∂V_{in}^s 上では σ_{ij} と $\delta\tilde{u}_i$ の Y -周期性に加えて $n_j(\mathbf{x}^+) = -n_j(\mathbf{x}^-)$ が成り立つこと、その他の ∂V^s 上では表面力が零 (すなわち、 $\sigma_{ij} n_j = 0$) となることから、零となる. この結果、3次元周期構造体の場合と同じく[7-9]、式(2.7)は

$$\int_{V^s} \sigma_{ij} \delta\tilde{u}_{i,j} dV = 0 \quad (2.8)$$

となり、上式に式(2.4)と(2.5)を代入すると、次式が導かれる.

$$\int_{V^s} D_{ijpq}^s \tilde{u}_{p,q} \delta \tilde{u}_{i,j} dV = -E_{kl} \int_{V^s} D_{ijkl}^s \delta \tilde{u}_{i,j} dV \quad (2.9)$$

マクロひずみ E_{kl} により V^s 内に生じる擾乱変位場 $\tilde{u}_i(\mathbf{x})$ は、式(2.9)を ∂V_{in}^s と ∂V_{out}^s 上での境界条件式(2.2), (2.3)とともに解くことで決定でき、 $\tilde{u}_i(\mathbf{x})$ がわかれば、 V^s 内の応力場 $\sigma_{ij}(\mathbf{x})$ は式(2.4), (2.5)により求められる。式(2.9)自体は、3次元周期構造体の擾乱変位場を決定する方程式と同じであり、有限要素法により解くことができる[7-9]。しかし、 ∂V_{out}^s 上での境界条件式(2.3)は、3次元周期構造体の均質化法では扱われない。したがって、3次元周期構造体の有限要素均質化解析プログラムを ∂V_{out}^s 上で境界条件式(2.3)が適用できるように修正すれば、フィン層の均質化弾性剛性 D_{ijkl}^H を求めることができる。

なお、均質化弾性剛性 D_{ijkl}^H は、ユニットセル Y のマクロ応力 Σ_{ij} とマクロひずみ E_{ij} に関する弾性剛性であり、 Σ_{ij} と E_{ij} を次式のように線形に關係付ける。

$$\Sigma_{ij} = D_{ijkl}^H E_{kl} \quad (2.10)$$

ここで、マクロ応力 Σ_{ij} は Y 内での応力の体積平均であり、ポア部分では $\sigma_{ij} = 0$ であることを考慮すると、 Σ_{ij} は

$$\Sigma_{ij} = |Y|^{-1} \int_{V^s} \sigma_{ij} dV \quad (2.11)$$

と表される。上式中の $|Y|$ は、 Y の体積を表す。一方 E_{ij} は、式(2.1)の右辺中の E_{ij} に他ならないが、ポア部分ではひずみが不定であり不連続となり得るため、 E_{ij} を Y 内のひずみの体積平均として表すことはできない[10,11]。

2.3 インタークーラのフィンへの適用

2.2 節で述べた均質化解析法を, 図 2.2 に示すインタークーラ伝熱コア部のアウターフィンとインナーフィンに適用した. 均質化解析に用いた有限要素法プログラムはハニカムやケルビンフォームの解析用に開発されたものであり[2-5], このプログラムに $\partial V_{\text{out}}^s$ 上での境界条件式(2.3)をペナルティー法により付加した. なお直交座標を, 2.2 節では x_i ($i=1, 2, 3$) と表示したが, 今後は図 2.2 に示すように x, y, z と表すことにする.

図 2.2 に示したアウターフィンとインナーフィンの実形状は図面形状とはかなり異なる. これは, インナーフィン内の波状フィンは, 平板から波状に成形加工された後, チューブとコア組みされ, さらに圧縮負荷の下で, ろう付熱処理をされるためである. 図 2.3 に示すように, フィンの実形状は場所ごとにばらつきがある. 本研究では図 2.4 に示すような断面観察に基づく代表的実形状を考えた. フィン実形状のばらつきによる均質化弾性剛性への影響については今後の課題である. さらに, 図 2.5 に示すように, フィンとチューブの接合部におけるろう付フィレットを拡大観察し, フィン層の有限要素モデル化に考慮した.

これらのユニットセル Y を, 曲げ型面内変位を要素内自由度として考慮した 3 次元 8 節点非適合要素により要素分割した (図 2.6, 2.7). これらのフィンの母材はアルミニウム合金であるから, ヤング率は 71.0 GPa, ポアソン比は 0.34 とした. また, ろう付フィレット部分の物性は, アルミニウム合金と近い化学成分であるため, フィン部分と同じとした. フィンの奥行き方向の長さは 1.0 mm, 要素分割数は 1 とした. これは, 図 2.6, 2.7 に示したユニットセル Y では, 奥行き方向には形状が変化しないので, 奥行き方向の長さは任意であることによる.

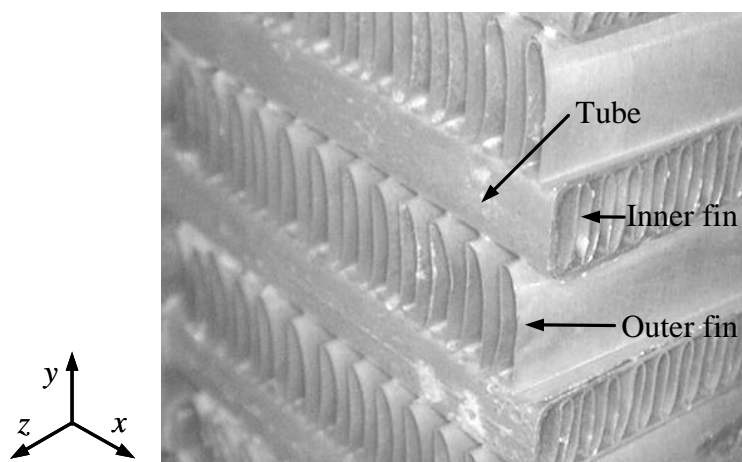


Fig. 2.2 Portion of tube-fin structure in intercooler.

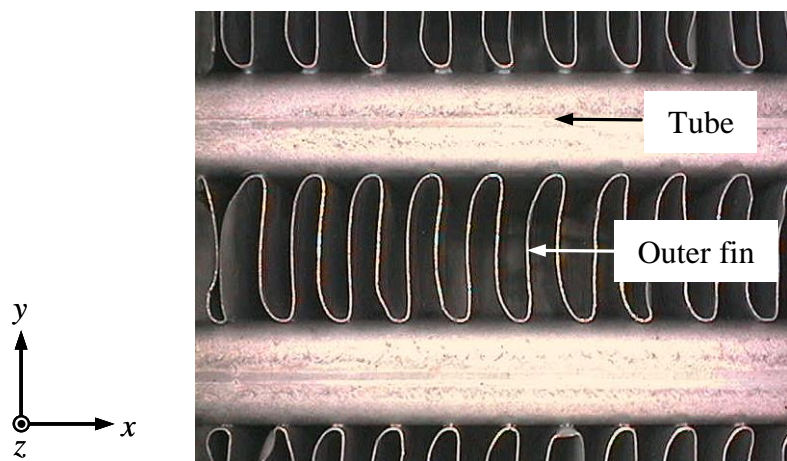


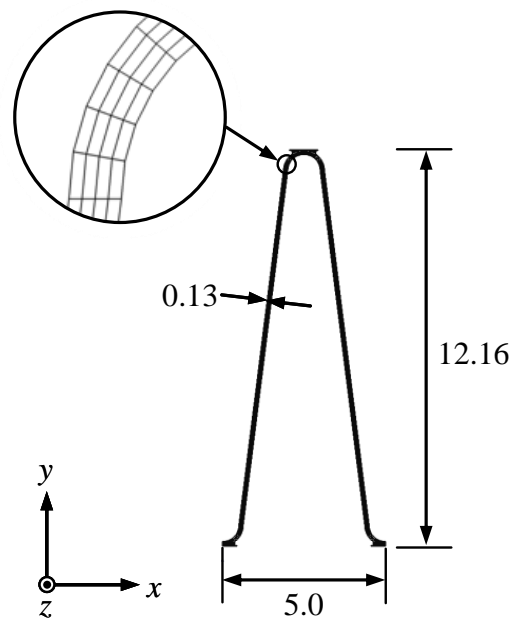
Fig. 2.3 Side view of tube-fin structure in intercooler.



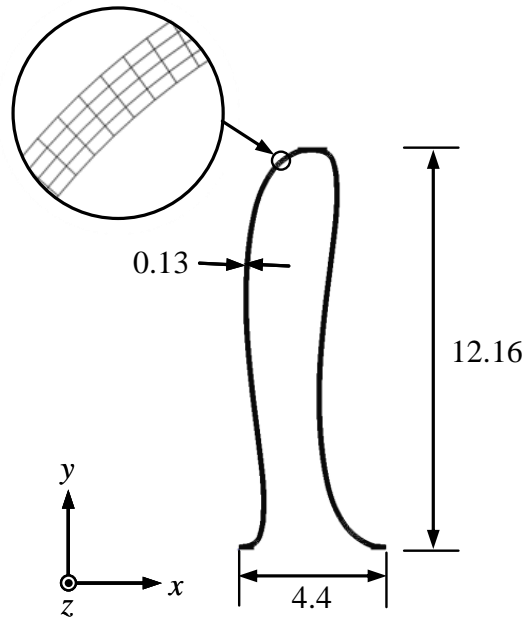
Fig. 2. 4 Cross section of inner fin of intercooler.



Fig. 2. 5 Enlarged view of brazing fillet.

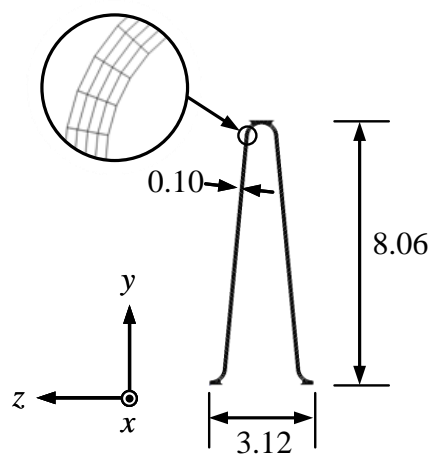


(a)

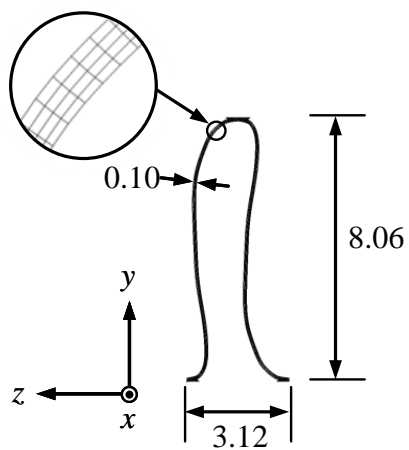


(b)

Fig. 2.6 Front view of unit cell Y of outer fin with size in mm; (a) designed shape (1,200 nodes, 480 elements) and (b) real shape (1,776 nodes, 712 elements).



(a)



(b)

Fig. 2. 7 Front view of unit cell Y of inner fin with size in mm; (a) designed shape (1,200 nodes, 480 elements) and (b) real shape (1,752 nodes, 700 elements).

これらフィン層のユニットセルに対し、有限要素法により均質化解析を行ったところ、均質化弾性剛性 D_{ijkl}^H の成分が表 2.1 に示すように求められた。この表では、 D_{ijkl}^H の成分がフォークト (Voigt) 表示されている。すなわち、指標を $xx \rightarrow 1, yy \rightarrow 2, zz \rightarrow 3, xy \rightarrow 4, yz \rightarrow 5, zx \rightarrow 6$ とすることで、 D_{ijkl}^H が 6×6 のマトリクスで表されている。

表 2.1 に示した結果を見ると、アウターフィンとインナーフィンのどちらの場合でも均質化弾性剛性の異方性が大変著しいことがわかる。また、図面形状と実形状を比べると、特に積層方向の垂直剛性 D_{22}^H と、面外のせん断剛性 D_{44}^H あるいは D_{55}^H に関して大きく異なることがわかる。例えばアウターフィンの場合、 D_{22}^H の値が図面形状では 2,574 MPa であったものが、実形状では 59.3 MPa に低下しており、その低下率は約 1/45 である。インナーフィンでは D_{22}^H の低下率は約 1/35 である。そして、アウターフィンにおける D_{44}^H 値は図面形状では 42.3 MPa であったものが、実形状では 0.5 MPa に低下しており、その低下率は約 1/85 であり、インナーフィンでは D_{55}^H の値は 28.7 MPa であったものが、実形状では 0.7 MPa に低下しており、その低下率は約 1/41 である。したがって、フィン層の積層方向の垂直剛性 D_{22}^H と面外のせん断剛性 D_{44}^H あるいは D_{55}^H は、図面形状に基づくと極めて過大に評価することになり、フィンの実形状を考慮してフィン層の均質化を行う必要があると言える。

Table 2.1 Homogenized elastic stiffness of fin layer (unit in MPa).

	Designed shape	Real shape
Outer fin	$\begin{bmatrix} 185.0 & 22.1 & 70.4 & 0 & 0 & 0 \\ 22.1 & 2574.0 & 882.7 & 0 & 0 & 0 \\ 70.4 & 882.7 & 4244.9 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 42.3 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1353.1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 118.2 \end{bmatrix}$	$\begin{bmatrix} 230.8 & -6.0 & 76.4 & 0 & 0 & 0 \\ -6.0 & 59.3 & 18.1 & 0 & 0 & 0 \\ 76.4 & 18.1 & 4659.3 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0.5 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1473.3 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 122.3 \end{bmatrix}$
Inner fin	$\begin{bmatrix} 5286.0 & 979.2 & 107.3 & 0 & 0 & 0 \\ 979.2 & 2875.7 & 4.4 & 0 & 0 & 0 \\ 107.3 & 4.4 & 311.2 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1681.5 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 28.7 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 166.6 \end{bmatrix}$	$\begin{bmatrix} 5100.1 & 24.1 & 106.2 & 0 & 0 & 0 \\ 24.1 & 78.0 & -7.1 & 0 & 0 & 0 \\ 106.2 & -7.1 & 319.5 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1585.3 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0.7 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 163.9 \end{bmatrix}$

2.4 まとめ

本章では、周期性を有しないフィン層に適用可能な均質化解析方法を開発するため、チューブ-フィン構造体におけるフィン層の弾性均質化について検討した。本章の内容は以下のようにまとめられる。

まず、チューブのプレートの厚さは、通常、フィンの板厚に比べて十分に大きいので、フィンとチューブの接合面では一様変形条件が成り立つと仮定した。この一様変形条件を考慮して応力の釣合い式を弱形式に変換した結果、3次元周期構造体の均質化法が境界条件だけ修正すればフィン層の均質化弾性剛性の評価に適用できることが示された。

次に、開発した均質化法をインタークーラのアウターフィンとインナーフィンに適用し、フィン層の均質化弾性剛性を導出した。その結果、フィン層の均質化弾性剛性は、アウターフィンとインナーフィンのどちらの場合でも、異方性が大変著しい。また、図面形状と実形状を比べると、特に積層方向の垂直剛性と面外のせん断剛性が大きく異なることがわかった。したがって、フィン層の積層方向の垂直剛性 D_{22}^H 及び面外のせん断剛性 D_{44}^H あるいは D_{55}^H は、図面形状に基づくと極めて過大に評価することになり、フィンの実形状を考慮してフィン層の均質化を行う必要があると言える。

参考文献

- [1] J. Rishmany, C. Mabru, R. Chieragatti and F. R. Aria, 2008. Simplified modelling of the behaviour of 3D-periodic structures such as aircraft heat exchangers. *International Journal of Mechanical Sciences* 50, 1114-1122.
- [2] J. Dib, I. Lewon and B. Martin, 2009. Thermo-mechanical design of brazed plate-fins heat exchanger based on finite element modeling using homogenization techniques. *Proceeding of the ASME 2009 Pressure Vessels and Piping Division Conference*, PVP2009-77251.
- [3] M. Tsuda, E. Takemura, T. Asada, N. Ohno and T. Igari, 2010. Homogenized elastic-viscoplastic behavior of plate-fin structures at high temperatures: numerical analysis and macroscopic constitutive modeling. *International Journal of Mechanical Sciences* 52, 648-656.
- [4] N. Yamamoto and T. Matsuda, 2011. Effects of laminate misalignment on elastic-viscoplastic properties of ultrafine plate-fin structures: analysis using time dependent homogenisation theory. *Material Research Innovations* 15, S147-S150.
- [5] A. Bensoussan, J. L. Lions and G. Papanicolaou, 1978. *Asymptotic analysis for periodic structures*. North-Holland, Amsterdam-New York-Oxford.
- [6] E. Sanchez-Palencia, 1980. *Non-homogeneous media and vibration theory*. Lecture Notes in Physics 127. Springer Verlag, Berlin.
- [7] 寺田賢二郎, 菊池昇 著, 日本計算工学会 編, 2003. 計算力学レクチャーシリーズ 1: 均質化法入門. 丸善.
- [8] J. M. Guedes and N. Kikuchi, 1990. Preprocessing and postprocessing for materials based on the homogenization method with finite element methods. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering* 83, 143-198.
- [9] N. Ohno, X. Wu and T. Matsuda, 2000. Homogenized properties of elastic-viscoplastic composites with periodic internal structures. *International Journal of Mechanical Sciences* 42, 1519-1536.

- [10] J. C. Michel, H. Moulinec and P. Suquet, 1999. Effective properties of composite materials with periodic microstructure: a computational approach. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering* 172, 109-143.
- [11] N. Ohno, K. Ikenoya, D. Okumura and T. Matsuda, 2012. Homogenized elastic-viscoplastic behavior of anisotropic open-porous bodies with bore pressure. *International Journal of Solids and Structures* 49, 2799-2806.
- [12] N. Ohno, D. Okumura and H. Noguchi, 2002. Microscopic symmetric bifurcation condition of cellular solids based on a homogenization theory of finite deformation. *Journal of the Mechanics and Physics of Solids* 50, 1125-1153.
- [13] D. Okumura, A. Okada and N. Ohno, 2008. Buckling behavior of Kelvin open-cell foams under $[0\ 0\ 1]$, $[1\ 1\ 1]$ and $[1\ 1\ 1]$ compressive loads. *International Journal of Solids and Structures* 45, 3807-3820.

第3章

圧縮負荷に対する検証

3.1 はじめに

第2章では、積層方向に Y-周期性を持たないフィン層に適用可能な均質化解析法を提案した。そして、この方法を、インタークーラのアウターフィンとインナーフィンに適用し、フィン層の均質化弾性剛性を導出した。その結果、積層方向の垂直剛性と面外のせん断剛性は、図面形状と実形状では大きく異なることがわかった。

導出した均質化弾性剛性の妥当性を検証するため、解析及び実験による比較を行う必要がある。検証方法を選定するにあたり、インタークーラの負荷状態を考える。第1章で述べたように、インタークーラは高温空気がチューブ内を入口側高温タンクから出口側低温タンクに向かって流れるとともに、低温の外気がアウターフィン層を流れて熱交換をすることにより、インタークーラ全体に非一様な温度分布が生じる。この温度分布と外部拘束により熱応力が発生するので、伝熱コア部には、引張・圧縮負荷及び曲げ負荷が主要に作用すると考えられる。したがって、引張・圧縮及び曲げ負荷状態に対して、均質化弾性剛性の検証が必要である。微小変形領域では、引張と圧縮の応力-ひずみ関係は変わらないので、本章では圧縮負荷の場合に、均質化弾性剛性を検証する。

圧縮負荷における均質化弾性剛性の妥当性を検証するため、まず有限要素解析に基づく検証を行う。すなわち、チューブとフィンからなる試験体を考え、積層方向に圧縮負荷を受ける場合の有限要素解析を行う。有限要素解析ではフィン形状をそのまま

考慮した解析モデルと、フィン層を均質化した解析モデルを比較する。これにより、第2章で提案した均質化解析方法により導出したフィン層の均質化弾性剛性の妥当性検証を行う。次に、実験的な検証として、チューブとフィンからなる試験体の圧縮試験及び圧縮解析を比較する。フィン形状として図面形状と実形状の均質化弾性剛性を適用し、その違いが圧縮解析に及ぼす影響についても詳しく調べる。

3.2 有限要素解析に基づく検証

3.2.1 解析条件

アウターフィン、構造強度的には、主にチューブ間の積層方向の力を伝える。一方インナーフィン、チューブの扁平面間の法線方向相対変位に対する剛性を増す。そこで、2章で求めた均質化弾性剛性を検証するため、インナーフィン付きチューブ2個とアウターフィン1ピッチを直列に並べた試験体（以後2Tube-1Ofin連結体と呼ぶ）が積層方向に圧縮負荷を受ける場合の有限要素解析を行った。

2Tube-1Ofin連結体の有限要素解析は、フィン形状をそのまま考慮した解析モデルとフィン層を均質化した解析モデルにより行った。前者と後者をそれぞれフルスケールモデル、フィン均質化モデルと呼ぶことにする。フィン形状としては2章で説明した図面形状と実形状を考えた。この場合のフルスケールモデルの形状を図3.1(a), (b)に、フィン均質化モデルの形状を図3.1(c)に示す。図3.1(a)-(c)に記入した寸法は、2章で述べたインタークーラ伝熱コア部(図2.2)の実寸である。チューブの板厚は0.45 mmであり、フィンの板厚(図2.6, 2.7参照)の約3.5~4.5倍である。解析には汎用有限要素法ソフトAbaqus (Ver. 6.10)を使用し、要素分割には曲げ型面内変位を要素内自由度として考慮した3次元8節点非適合要素(C3D8I)を用いた。図3.2(a)-(c)は、図3.1(a)-(c)に示した有限要素モデルにおけるアウターフィン上端部近傍の要素分割を表し、表3.1はモデル全体の総節点数と総要素数を示す。この表からわかるように、フィン均質化モデルの総節点数と総要素数は、フルスケールモデルに比べて大変少ない。

有限要素解析では、図3.3に示すように、モデル上面で積層方向(y方向)に一樣

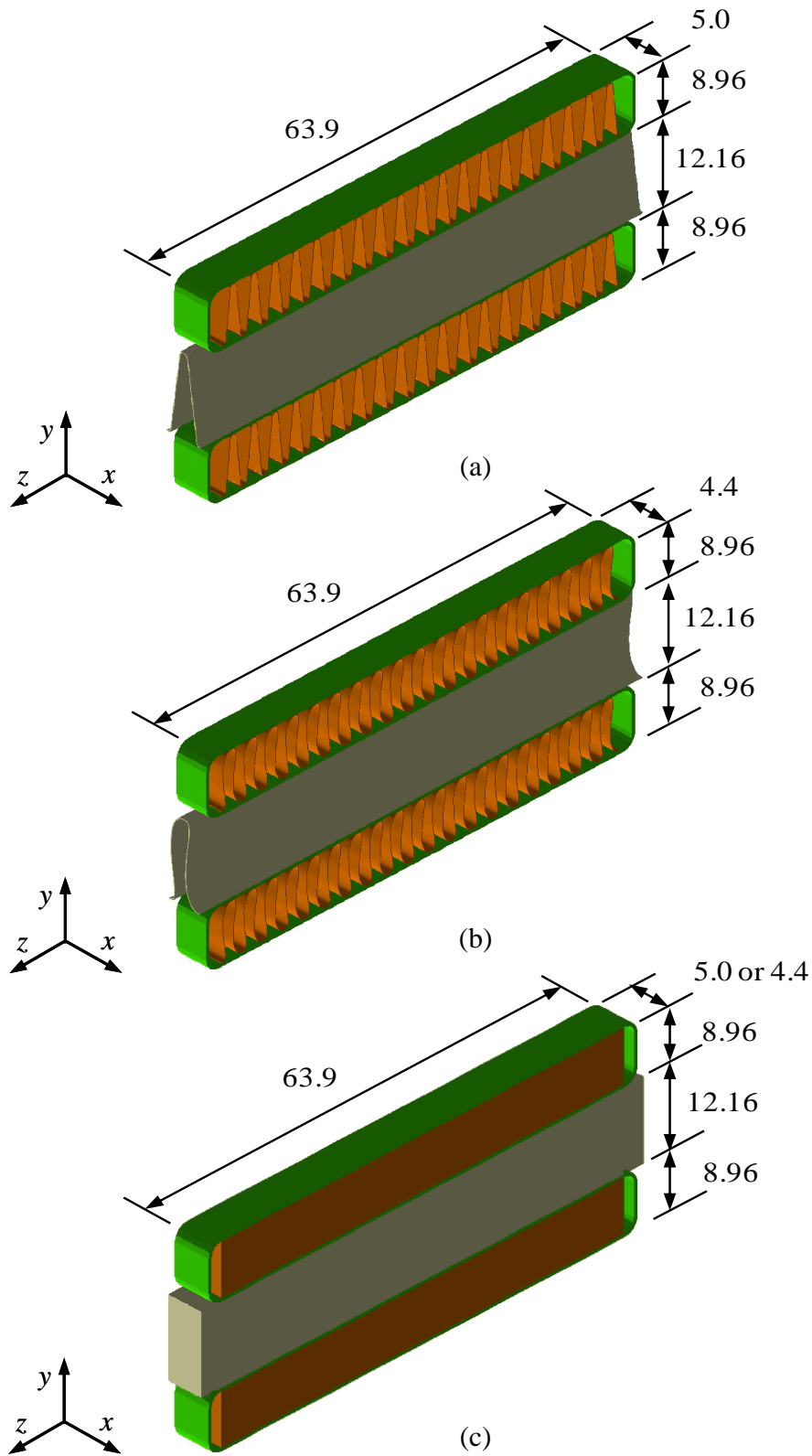
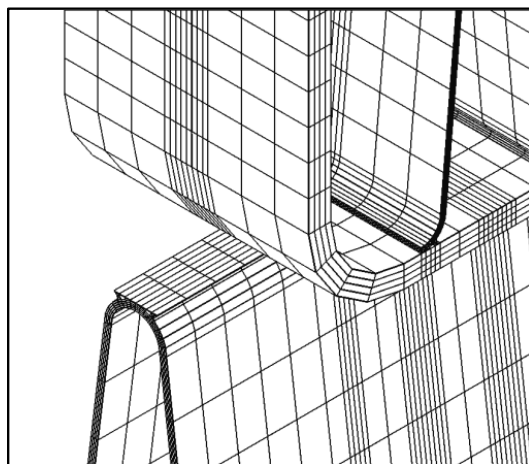
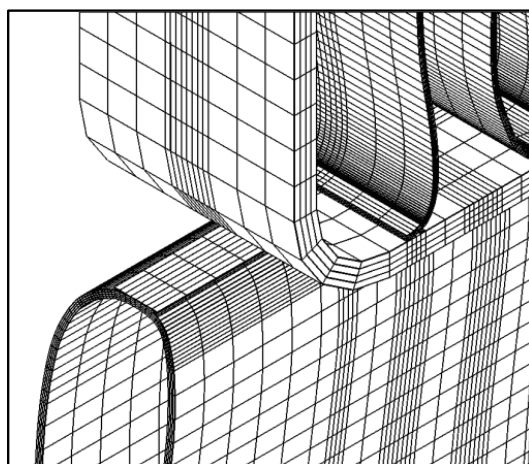


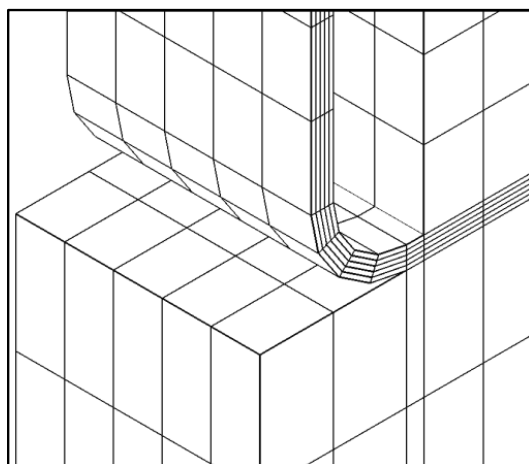
Fig. 3.1 Shape of 2Tube-10fin connected piece with size in mm; plate thickness of tubes is 0.45 mm; (a) full-scale model with designed fin-shapes, (b) full-scale model with real fin-shapes, and (c) fin-homogenized model.



(a)



(b)



(c)

Fig. 3.2 Finite element division around top corner of outer fin in 2Tube-10fin connected piece; (a) full-scale model with designed fin-shapes, (b) full-scale model with real fin-shapes, and (c) fin-homogenized model.

Table 3.1 Total numbers of nodes and elements of 2Tube-1Ofin connected piece.

	Full-scale model (designed fin-shape)	Full-scale model (real fin-shape)	Fin-homogenized model
Total number of nodes	417,397	773,647	6,672
Total number of elements	329,504	593,824	5,125

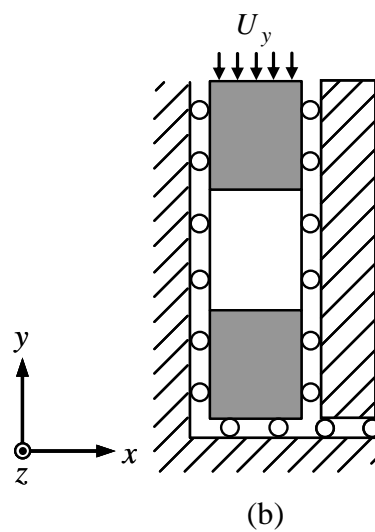
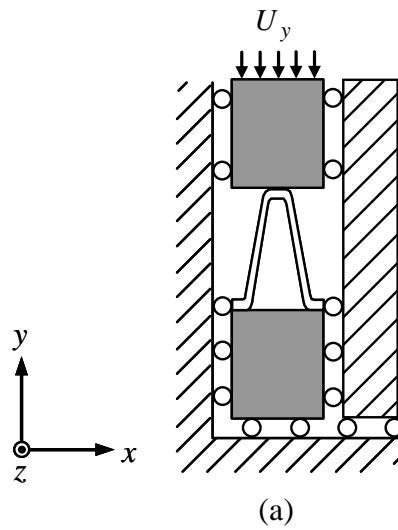
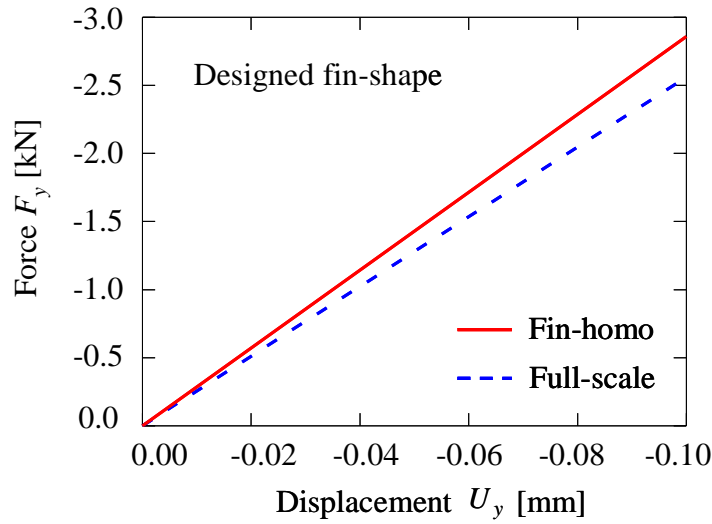


Fig. 3.3 Loading condition in analysis of 2Tube-1Ofin connected piece; (a) full-scale model and (b) fin-homogenized model.

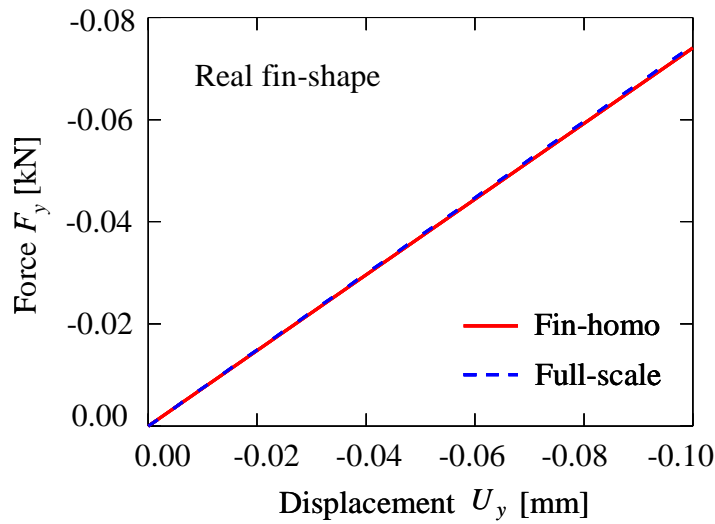
変位 $U_y (\leq 0)$ を与え、底面では $u_y = 0$ とした。また、アウターフィンのピッチ方向 (x 方向) には、外力零で一般化平面ひずみが成り立つとした。材料パラメータは2章で述べた値とした。すなわち、フルスケールモデルとフィン均質化モデルの母材部ではヤング率 71.0 GPa, ポアソン比 0.34 とし、フィン均質化モデルの均質化部分には2章で求めた図面形状及び実形状の均質化弾性剛性の値 (表 2.1) を用いた。

3.2.2 解析結果及び考察

3.2.1 節で述べたように有限要素解析を行ったところ、上面に与えた一様変位 U_y とこの面に生じる合計反力 F_y の関係が図 3.4(a), (b) に示すように求められた。これらの図を見ると、フィン均質化モデルとフルスケールモデルによる結果はほぼ同じであるが、フィンが図面形状の場合には、フィン層の均質化によって傾き dF_y/dU_y が 11.8 % 大きくなっている (図 3.4(a))。一方、フィンが実形状の場合には、フィン層を均質化しても dF_y/dU_y は 0.5 % しか変わらない (図 3.4(b))。これは、フィンが図面形状の場合、フィンの面外方向 (y 方向) の剛性 D_{22}^H がかなり高いため (2章参照)、フィンとチューブの接合面 ∂V_{out}^s で仮定した一様変形条件式(2.3)が、フルスケールモデルでは精度よく満足されなかったためであると考えられる。このことを確認するため、フィンが図面形状の場合のフルスケールモデルでも接合面 ∂V_{out}^s で一様変形条件式(2.3)が精度よく満足されるように、チューブ母材のヤング率 E_{tube} をフィン母材のヤング率 $E_{fin} = 71.0$ GPa より大きく想定して両モデルによる解析を行ってみた。この結果、フルスケールモデルによる dF_y/dU_y は、 E_{tube}/E_{fin} の増加とともにフィン均質化モデルによる結果に漸近した (図 3.5)。したがって、図 3.4(a)におけるフルスケールモデルとフィン均質化モデルによる結果の 10 % 程度の違いは、フィンとチューブの接合面 ∂V_{out}^s での一様変形条件式(2.3)に起因したと判断される。



(a)



(b)

Fig. 3.4 Relation of load F_y and top surface displacement U_y in analysis of 2Tube-1Ofin connected piece; (a) designed fin-shape and (b) real fin-shape.

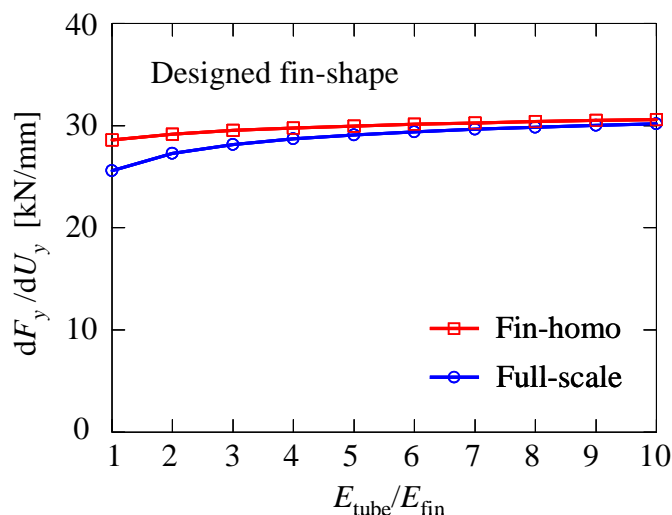


Fig. 3.5 Variation in dF_y/dU_y with increase in $E_{\text{tube}}/E_{\text{fin}}$ in analysis of 2Tube-1Ofin connected piece with designed fin-shape.

3.3 実験に基づく検証

3.3.1 実験条件

3.2 節では、有限要素解析を用いた圧縮解析により、第2章で開発した均質化解析法により導出した均質化弾性剛性の妥当性を検証した。本節では、実験に基づいて検証するため、インタークーラ伝熱コア部からチューブ5個とアウターフィン4層からなる直方体ブロック (66.0×63.9×93.4 mm) を切り出し、圧縮試験を行った (図 3.6)。このブロック (以後 5Tube-4Ofin ブロックと呼ぶ) に鋼板 (100×70×10 mm) を介して圧縮変位 $U_y (\leq 0)$ を与え、荷重 F_y を測定するとともに、上から3個目のアウターフィン層内の平均ひずみを、その上下チューブ間に挿入した変位計により測った。用いた試験機は島津製作所製サーボパルサーEHF-50KN (図 3.7) であり、圧縮試験中のクロスヘッド速度は 1.0 mm/min で一定とした。

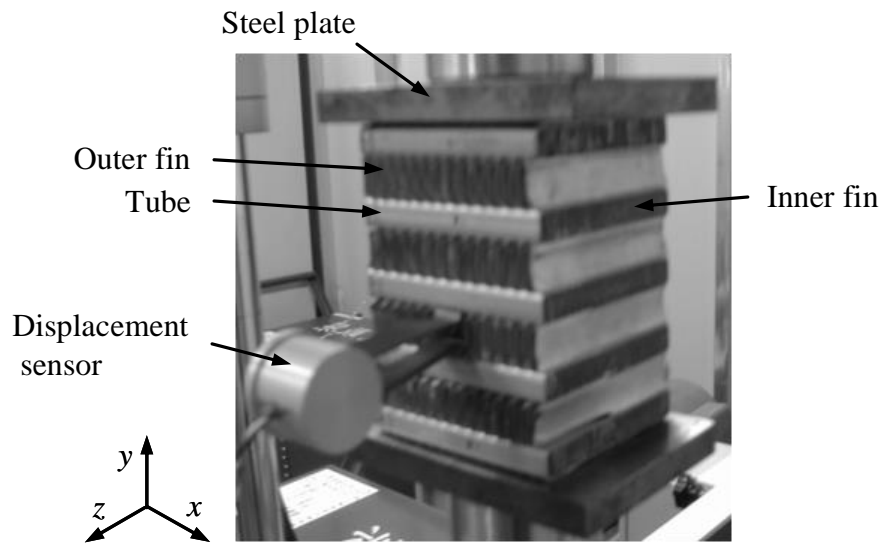


Fig. 3. 6 Compression test of 5Tube-4Ofin laminated block.



Fig. 3. 7 Testing machine used for compression test; EHF-50kN.

3.3.2 解析条件

圧縮試験に対応する有限要素解析を、図 3.8 に示す有限要素モデルにより行った。すでに 3.2 節で、フィン層に適用した均質化法の圧縮負荷における妥当性は検証されたので、フィン均質化モデルを有限要素モデルに用いた。解析に用いた有限要素法プログラムは Abaqus (Ver. 6.10) である。使用した有限要素は曲げ型面内変位を要素内自由度として考慮した 3 次元 8 節点非適合要素 (C3D8I) であり、総節点数と総要素数はそれぞれ 26,420, 21,555 である。解析では、図 3.9 に示すように有限要素モデルの底面で積層方向変位 u_y を零とし、上面に圧縮変位 $U_y (\leq 0)$ を一様に与えた。フィン層の均質化弾性剛性については、フィンが実形状の場合だけでなく図面形状の場合 (表 2.1) も検討した。

3.3.3 結果及び考察

5Tube-4Ofin ブロックの実験と解析により得られた変位 U_y と荷重 F_y の関係を図 3.10 に、また上から 3 個目のアウターフィン層における平均ひずみと荷重 F_y の関係を図 3.11 に示す。これらの図の実験結果を見ると、 F_y が 0.7kN に近づくと、 U_y と F_y の関係およびアウターフィン層平均ひずみと F_y の関係が著しく非線形となっている。この非線形性は、図 3.12 に示すように上から 1 個目と 4 個目のアウターフィンに顕著な座屈が生じたためであり、微小変形を仮定した本研究の対象外である。そこで、実験結果で非線形性が小さい部分に着目すると、有限要素解析の結果は、フィン層の均質化弾性剛性 D_{ijkl}^H として実形状に基づく値を用いれば実験結果とよく一致することがわかる。これに対して、フィンの図面形状に基づく D_{ijkl}^H を用いると、フィン層の面外方向剛性 D_{22}^H が実形状の場合と比べて極めて大きくなるため (表 2.1)、有限要素解析の結果は実験結果とまったく一致しない。したがって、本研究で試験したチューブ-フィン構造体の場合、フィンの実形状に基づくフィン層の均質化が大変重要であると結論できる。

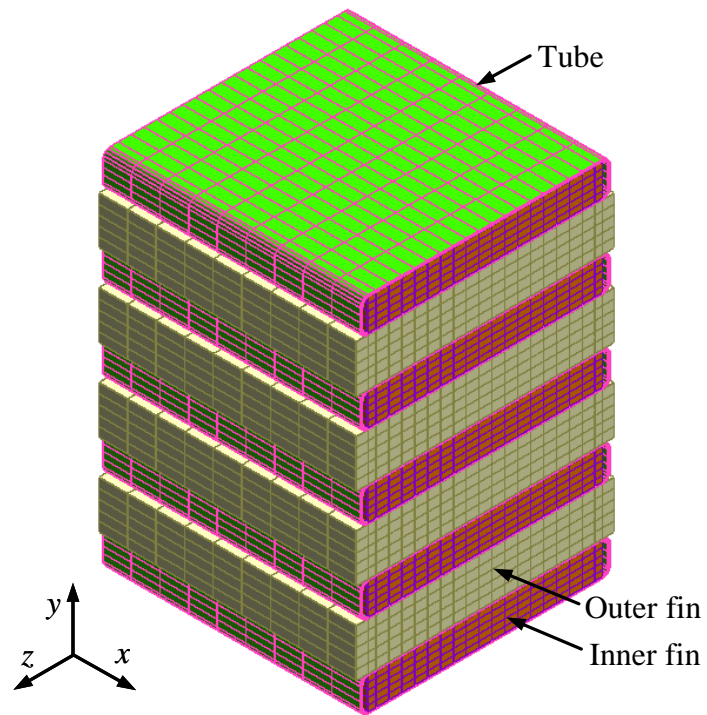


Fig. 3. 8 Fin-homogenized model of 5Tube-4Ofin laminated block (26,420 nodes, 21,555 elements).

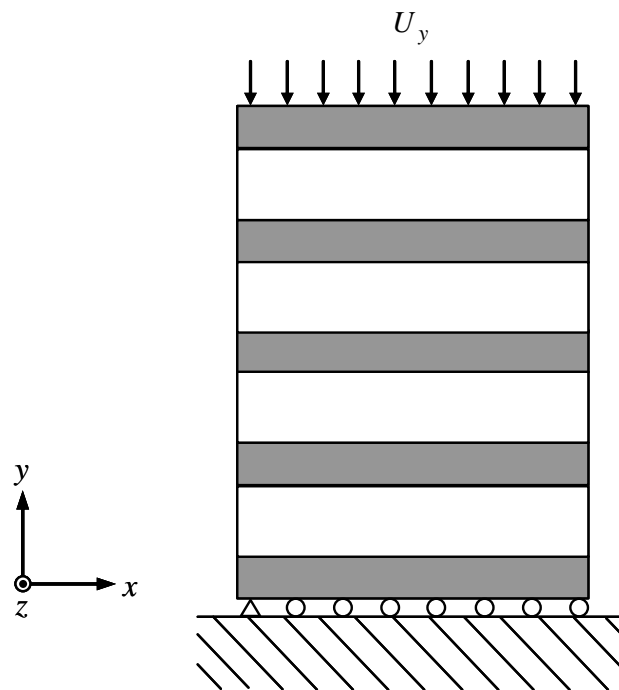


Fig. 3. 9 Loading condition in analysis of 5Tube-4Ofin laminated block.

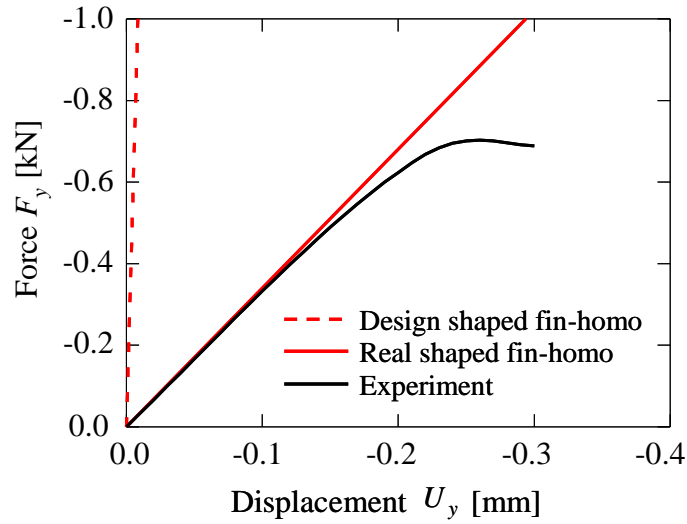


Fig. 3. 10 Relation of load F_y and top surface displacement U_y in 5Tube-4Ofin laminated block.

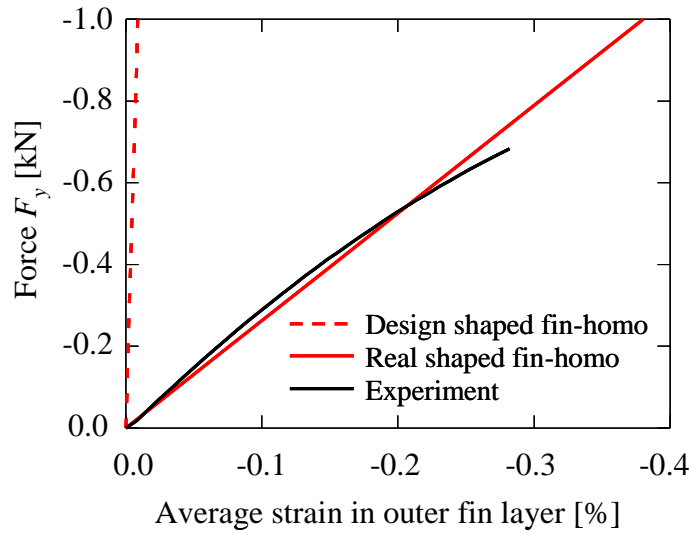
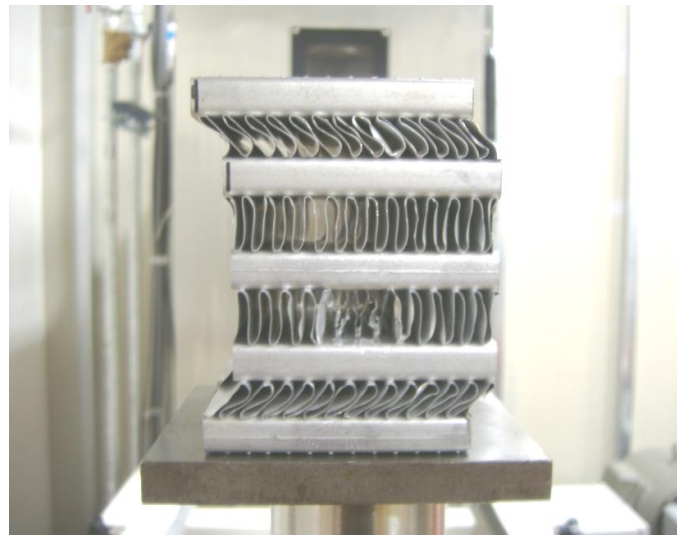
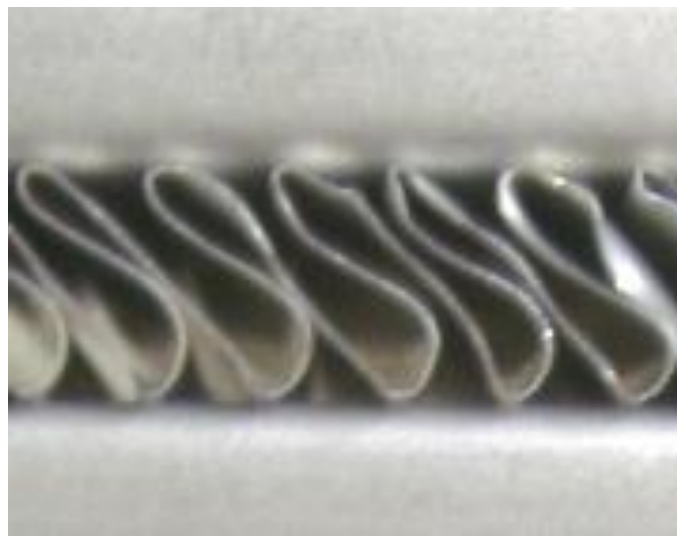


Fig. 3. 11 Relation of load F_y and average strain in third outer fin layer in 5Tube-4Ofin laminated block.



(a)



(b)

Fig. 3. 12 5Tube-4Ofin laminated block after compression test; (a) overall view, and (b) enlarged view of buckling portion.

3.4 まとめ

本章では、2章において導出したフィン層における均質化弾性剛性の妥当性を検証するため、圧縮負荷による検討を行った。

まず、インナーフィン付きチューブ2個とアウターフィン1ピッチを直列に並べた連結体を考え、その圧縮負荷解析を有限要素法により行った。この結果、フィン層を均質化したフィン均質化モデルはフィン形状をそのまま考慮したフルスケールモデルとほぼ同じ結果を与え、フィン均質化モデルの妥当性が示された。しかし、フィンの面外方向剛性が高い図面形状の場合は、両モデルによる結果に少し違いが見られた。これは、フィンが図面形状の場合、フィンの面外方向 (y 方向) の剛性 D_{22}^H がかなり高いため (2章参照)、フィンとチューブの接合面 $\partial V_{\text{out}}^s$ で仮定した一様変形条件式(2.3)が、フルスケールモデルでは精度よく満足されなかったためであると考えられる。

次に、実験検証として、インナーフィン付きチューブ5個とアウターフィン4層からなる直方体ブロックの積層方向圧縮試験を実施するとともに、対応する有限要素解析を、フィン層を均質化した有限要素モデルにより行った。この結果、フィンの実形状に基づく均質化弾性剛性を用いると有限要素解析の結果は実験結果とよく一致し、フィンの実形状を均質化で考慮することの重要性が示された。

第 4 章

曲げ負荷に対する検証

4.1 はじめに

第 3 章では、均質化解析により導出したフィン層における均質化弾性剛性の妥当性を検証するため、チューブとフィンからなる試験体が、積層方向に圧縮負荷を受ける場合の解析と実験による比較を行った。その結果、フィン層を均質化したフィン均質化モデルは、フィン形状をそのまま考慮したフルスケールモデルとほぼ同じ結果を与え、フィン均質化モデルの妥当性が示された。また、実験検証より、フィンの実形状に基づく均質化弾性剛性を用いると有限要素解析の結果は実験結果とよく一致し、フィンの実形状を均質化で考慮することの重要性が示された。

第 2 章で開発した均質化法は 1 次理論に属する。1 次均質化法では、ユニットセル内の変位が一様マクロひずみによる変位と、 Y -周期性を満たす擾乱変位からなると仮定されるが、この仮定は、ユニットセル内でマクロひずみがこう配を有するような場合には成立しない。例えば、 Y -周期構造を有するはりの曲げ問題でユニットセルの大きさがはりの厚さに比べて十分に小さくない場合（図 1.9）には、変形後のユニットセルの変形形状を考えると、明らかにユニットセル内にマクロひずみこう配を有するため、このような場合に 1 次均質化法による均質化剛性を用いると、解析結果に無視しえない誤差が生じる[1,2]。熱交換器の伝熱コア部には非一様な温度分布により、チューブの曲げも生じ、しかもチューブ-フィンの積層間隔は十分に小さくはない。したがって、第 2 章で開発した 1 次均質化法によるフィン層の均質化弾性剛性

は、チューブ-フィン積層体の曲げ問題に精度よく適用できない可能性がある。

1次均質化法の上述の問題点を解決するため、ユニットセル内でのマクロひずみこう配を考慮した2次均質化法が研究されている[3-7]。しかし、2次均質化法は節点変位こう配を考慮した高次の有限要素法を前提としているため、この手法により求めた均質化剛性は既存の汎用有限要素法プログラムでは使用できない。

そこで本報では、第2章で開発した1次均質化法によるフィン層の均質化弾性剛性をチューブ-フィン積層体の曲げ問題に適用し、その妥当性を検討する。このため、まずフィン層を均質化した曲げ解析の結果をフルスケール解析の結果と比較する。次に、チューブ-フィン積層体の曲げ試験により実験検証を行う。解析では、アウターフィンとインナーフィンの形状として図面形状と実形状を考え、フィン形状の違いが解析結果に及ぼす影響についても調べる。

4.2 有限要素解析に基づく検証

4.2.1 解析条件

チューブ-フィン構造体のフィン層のみを均質化する解析の妥当性を、曲げ負荷に対してまず数値的に検討した。このため、インナーフィン付きチューブ2本とアウターフィン1層からなる積層板を考え、フィン形状を忠実に考慮した場合（フルスケールモデル）とフィン層を均質化した場合（フィン均質化モデル）の曲げ解析をそれぞれ行った。フィンの形状としては図面形状と実形状を考えた。これらの解析に使用したチューブ-フィン積層板の形状を図 4.1(a)-(c)に示す。図中の寸法は、インタークーラ伝熱コア部（図 2.2）の実寸である。チューブの板厚は 0.45mm であり、フルスケールモデルにおけるフィンの代表寸法はすでに図 2.6, 2.7 に示した通りである。解析には汎用有限要素法ソフト Abaqus 6.12-3 を使用し、要素分割には3次元8節点非適合要素（C3D8I）を用いた。この非適合要素は、曲げ型面内変位とともに体積ロッキング防止の自由度を考慮したものである。図 4.2(a)-(c)はアウターフィン層の上コーナー部付近の要素分割を表し、表 4.1 は有限要素モデル全体の総節点数及び総要素数を示す。この表からわかるように、フィン均質化モデルの総節点数と総要素数は、

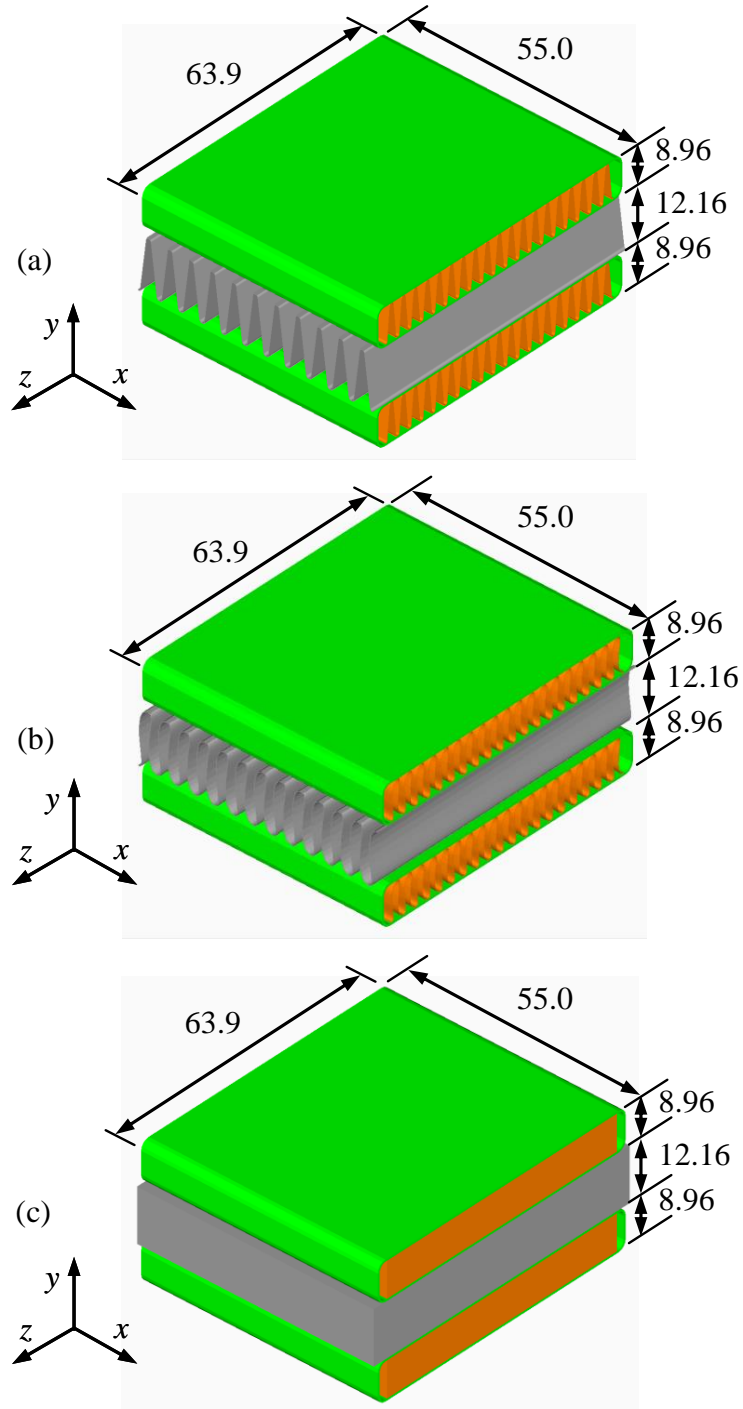
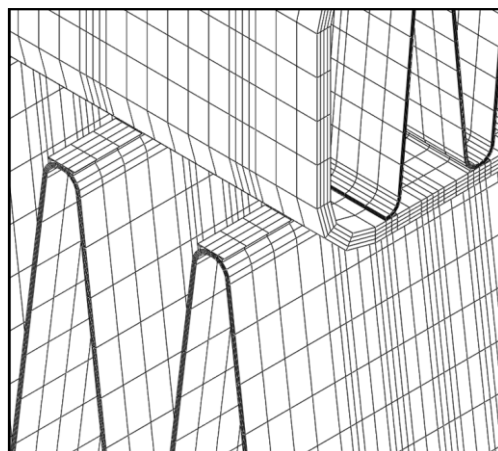
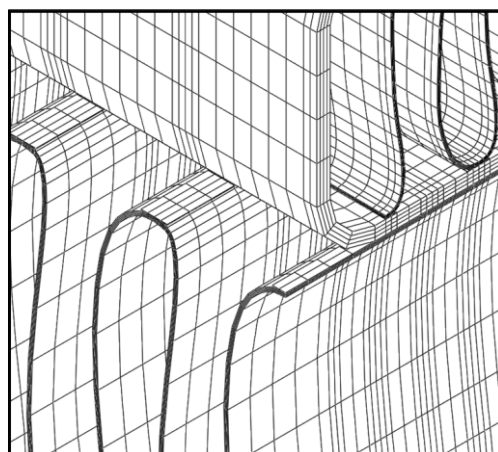


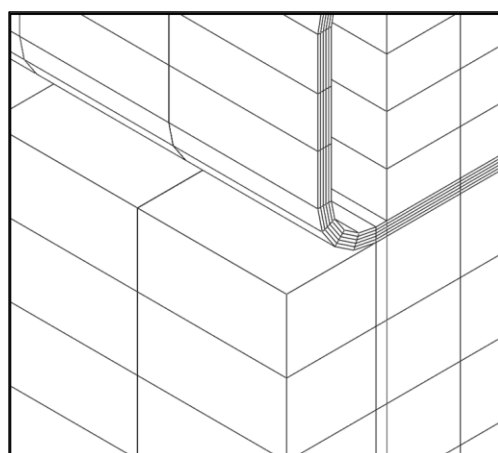
Fig. 4. 1 Shape of 2Tube-1Ofin connected piece with size in mm; plate thickness of tubes is 0.45 mm; (a) full-scale model with designed fin-shapes, (b) full-scale model with real fin-shapes, and (c) fin-homogenized model.



(a)



(b)



(c)

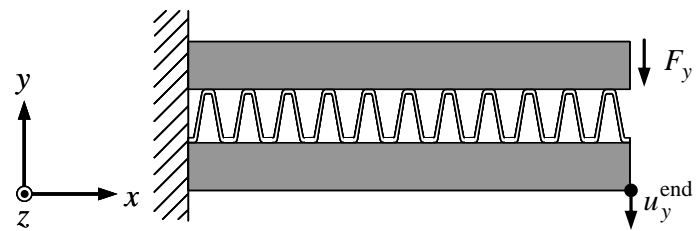
Fig. 4.2 Finite element division around top corner of outer fin in 2Tube-1Ofin connected piece; (a) full-scale model with designed fin-shapes, (b) full-scale model with real fin-shapes, and (c) fin-homogenized model.

フルスケールモデルに比べて大変少ない。

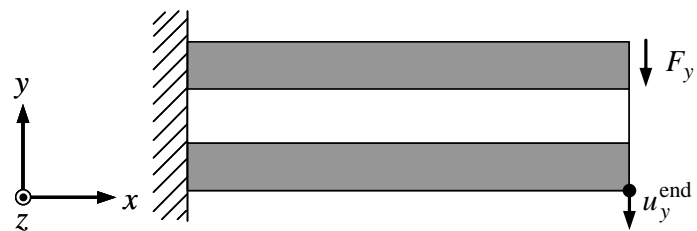
上述のチューブ-フィン積層板に曲げを負荷するため、図 4.3 に示すように、その左端面をすべて完全拘束した状態で、上側チューブの右端面に y 方向荷重 $F_y (\leq 0)$ を与えた。この右端面上の各節点に作用する y 方向節点荷重は非一様に分布するため既知でないので、上側チューブの右端面に対してダミー節点を設け、その節点荷重を F_y とした。このとき、 F_y は右端面上に分布する y 方向節点荷重の合力となり、右端面上の各節点の y 方向変位はダミー節点の変位に等しくなる。材料パラメータは 2 章で述べた値とした。すなわち、フルスケールモデルとフィン均質化モデルの母材部ではヤング率 71.0GPa, ポアソン比 0.34 とし、フィン均質化モデルの均質化部分には 2 章で述べた均質化弾性剛性 (表 2.1) を適用した。

Table 4. 1 Total numbers of nodes and elements of 2Tube-1Ofin connected piece.

	Full-scale model (designed fin-shape)	Full-scale model (real fin-shape)	Fin-homogenized model
Total number of nodes	1,823,231	2,446,964	16,912
Total number of elements	1,482,888	1,984,500	12,320



(a)



(b)

Fig. 4.3 Schematic illustration of loading condition for bending analysis of tube-fin layered plate; (a) full-scale model, and (b) fin-homogenized model.

4.2.2 解析結果及び考察

4.2.1 節で述べたように有限要素解析を行ったところ，上側チューブに与えた荷重 F_y と下側チューブ先端での変位 u_y^{end} の関係が図 4.4 に示すように求められた． $u_y^{\text{end}} (\leq 0)$ は，右端面下部で幅方向中央に位置する節点での y 方向変位である．図 4.4 から，フィンが図面形状と実形状の各場合に，フィン均質化モデルによる解析結果はフルスケールモデルの結果とよく一致していることがわかる．両モデルによる結果の違いは，フィンが図面形状の場合に少し大きいが，この場合でも違いは 3.4% である．したがって，第 2 章で 1 次均質化法により求めたフィン層の均質化弾性剛性（表 2.1）は，曲げ解析でも有効であると言える．

図 4.1(a)-(c)に示したチューブ-フィン積層板では，その厚さの約 40%をアウターフィン層が占めており，しかもその層数は1である．このような場合に1次均質化法による均質化弾性剛性を適用して曲げ解析を行うと，無視しえない誤差が生じる可能性がある．しかし，図 4.4 に示したように，フルスケール解析の結果によく一致した結果がフィン均質化モデルにより得られた．その原因について考察を加える．曲げ荷重 F_y によって生じる主要な応力は x 方向の垂直応力 σ_x である．幅方向中央断面での σ_x の分布を図 4.5, 4.6 に示す．これらの図からわかるように， σ_x は主にチューブのプレート部分に発生している．この部分をフィン均質化モデルでは均質化せず，図 4.2(c)に示したようにそのまま考慮した．これが，フルスケールモデルの結果によく一致した理由である．

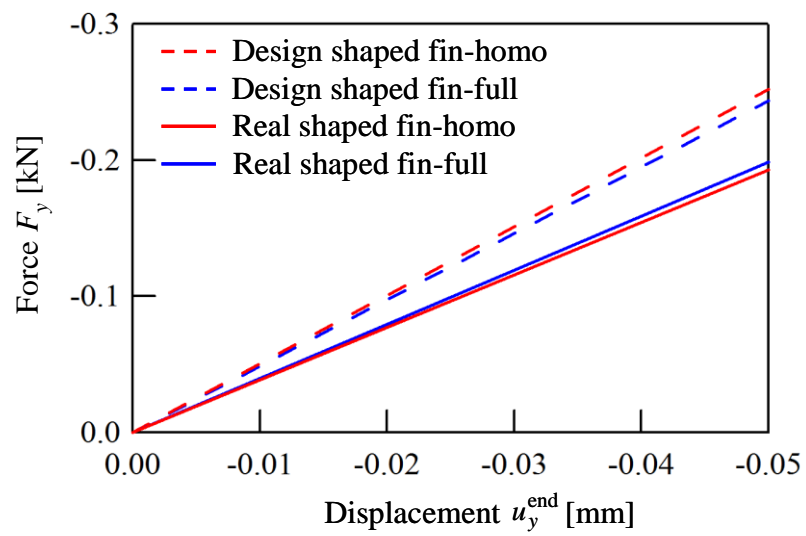


Fig. 4.4 Relation of load F_y and displacement u_y^{end} in bending analysis of tube-fin layered plate.

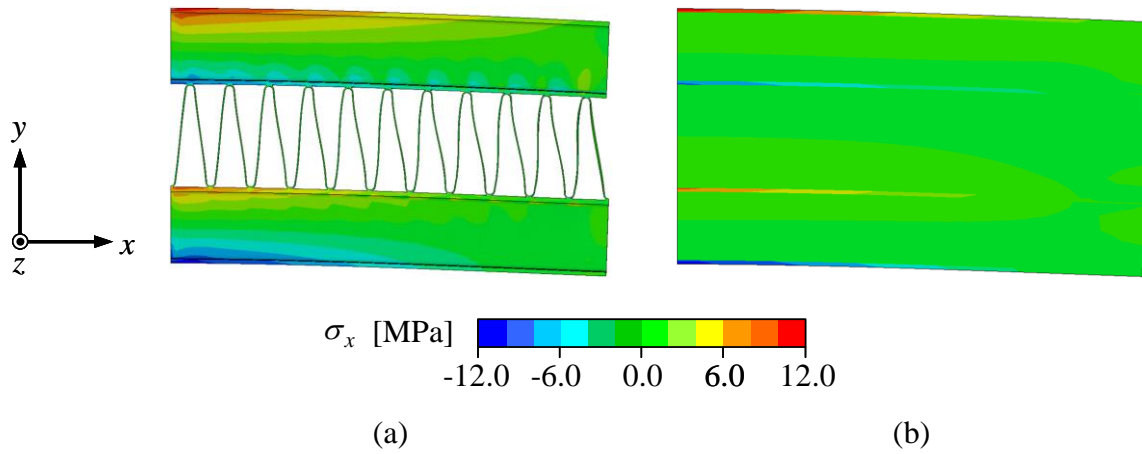


Fig. 4.5 Contour map of σ_x on the z -direction mid-plane in tube-fin layered plate with designed fin-shape under $F_y = -0.15\text{kN}$; displacement $50\times$; (a) full-scale model, and (b) fin-homogenized model.

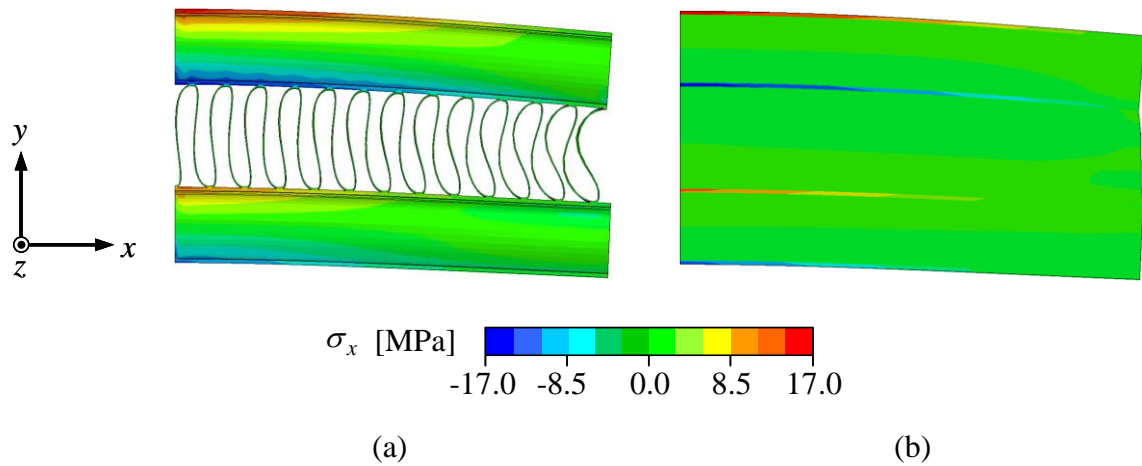


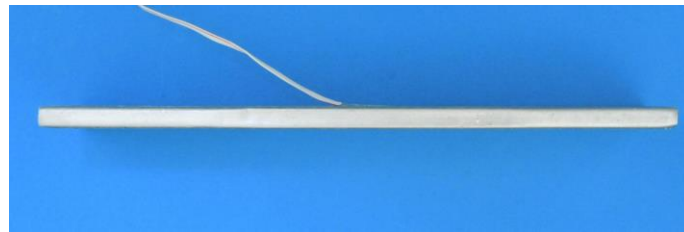
Fig. 4.6 Contour map of σ_x on the z -direction mid-plane in tube-fin layered plate with real fin-shape under $F_y = -0.15\text{kN}$; displacement $50\times$; (a) full-scale model, and (b) fin-homogenized model.

4.3 実験に基づく検証

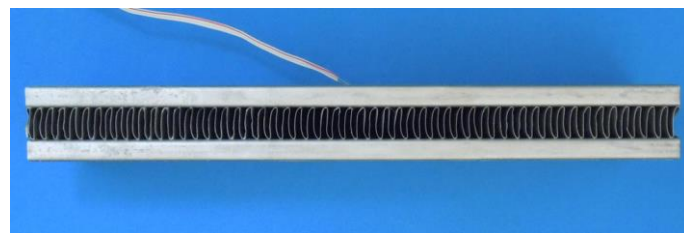
つづいて、実験に基づいて検証するため、インタークーラ伝熱コア部(図 2.2 参照)から図 4.7(a)-(c)に示す 3 種類の試験体を切り出して 4 点曲げ試験を実施するとともに、対応する有限要素解析をフィン均質化モデルにより行った。

4.3.1 実験条件

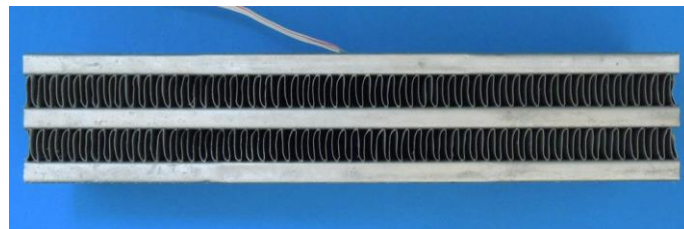
3 種類の試験体は、(a)チューブ 1 本から成る試験体 (1Tube) , (b)チューブ 2 本とアウターフィン 1 層から成る試験体 (2Tube-1Ofin) , (c)チューブ 3 本とアウターフィン 2 層から成る試験体 (3Tube-2Ofin) である (図 4.7(a)-(c)) . 高さ h はそれぞれ, 8.96, 30.08, 51.20mm であり, 長さ l はすべて 250.0mm である. 幅はチューブ部分で 63.9mm である. これらの試験体に 4 点曲げ試験治具を介して荷重 $F_y (\leq 0)$ を負荷し (図 4.8) , 試験体の上面中央と下面中央に貼付したひずみゲージにより長手方向ひずみ $\varepsilon_x^{\text{top0}}$ と $\varepsilon_x^{\text{btm0}}$ を測定した. ここで上添字 top0, btm0 は試験体の上面中央と下面中央を意味する. 用いた試験機は, 図 4.9 に示す島津製作所製オートグラフ AG-IS10kN であり, 試験中のクロスヘッド速度は 1.0 mm/min で一定とした. 各試験体の個数は 2 とした.



(a)



(b)



(c)

Fig. 4.7 Tube-fin specimen; (a) 1Tube, (b) 2Tube-1Ofin, and (c) 3Tube-2Ofin.

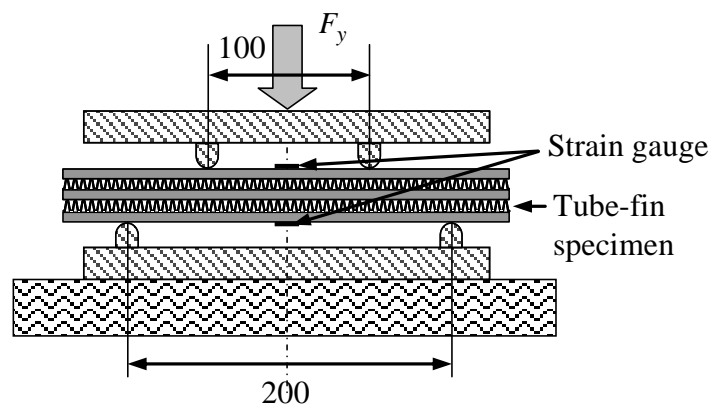


Fig. 4. 8 Four-point bending test; schematic illustration for 3Tube-2Ofin specimen.



Fig. 4. 9 Testing machine for four-point bending test; AG-IS10kN.

4.3.2 解析条件

4.2.2 節で、1次均質化法により導出したフィン層の均質化弾性剛性は曲げ解析でも有効であると示されたため、有限要素解析をフィン均質化モデルにより行った。解析モデルの対称性を考慮して1/4モデルにて解析を行った。有限要素モデルを図4.10に示す。これら有限要素モデルに対し、長手方向 (x 方向) と幅方向 (z 方向) の対称面にそれぞれ $u_x = 0, u_z = 0$ を境界条件として与え、支持節点では $u_y = 0$ とした (図4.11)。ここで $u_i (i = x, y, z)$ は変位成分を示す。負荷 $F_y / 4$ は、負荷節点群 (上面の負荷線上に位置する節点群) にダミー節点を介して合力として与えた。この場合、負荷節点群で u_y は同じ値となる。解析に用いた有限要素法ソフトは Abaqus 6.12-3 であり、要素分割には3次元8節点非適合要素 (C3D8I) を使用した。要素分割は4.2節で述べたフィン均質化モデルとほぼ同じである (図4.2(c)参照)。3種類の試験体の総節点数と総要素数を表4.2に示す。材料パラメータは4.2節の解析と同じであり、フィン層の均質化弾性剛性についてはフィンが実形状の場合だけでなく図面形状の場合も検討した (表2.1)。

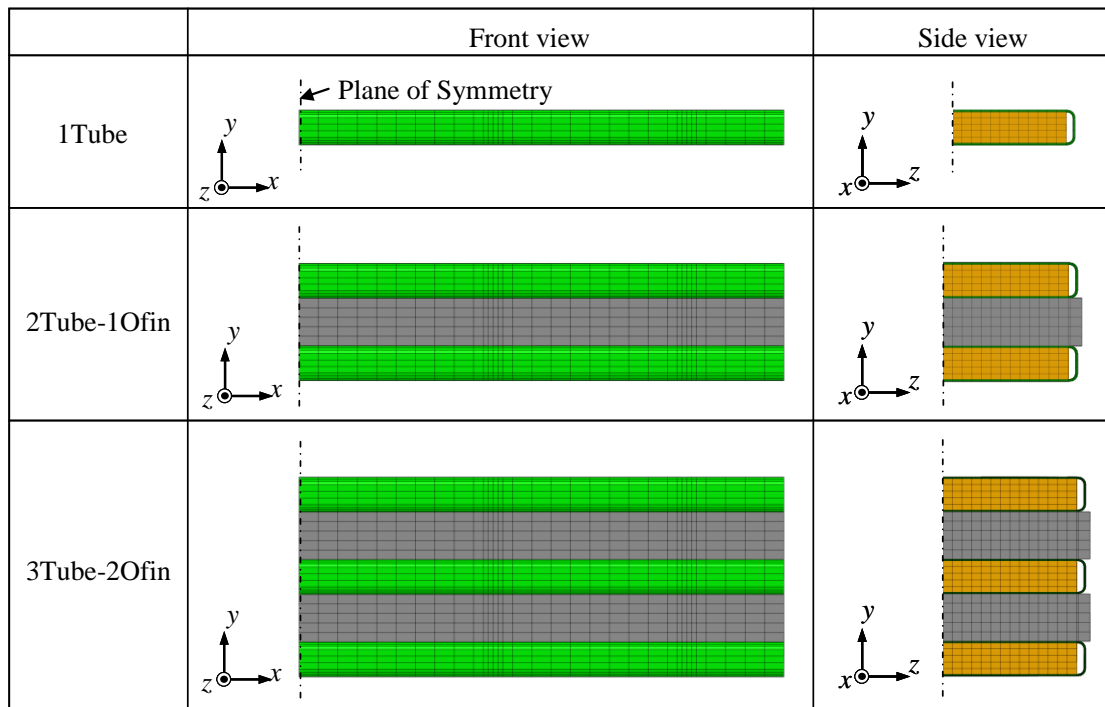


Fig. 4.10 Finite element model for four-point bending analysis.

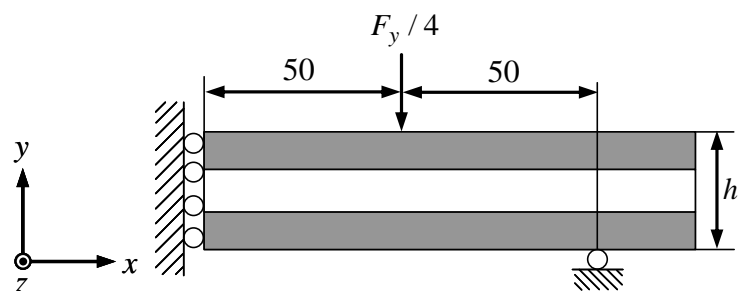


Fig. 4. 11 Loading condition for four-point bending analysis using a quarter of fin-homogenized model; schematic illustration for 2Tube-1Ofin specimen.

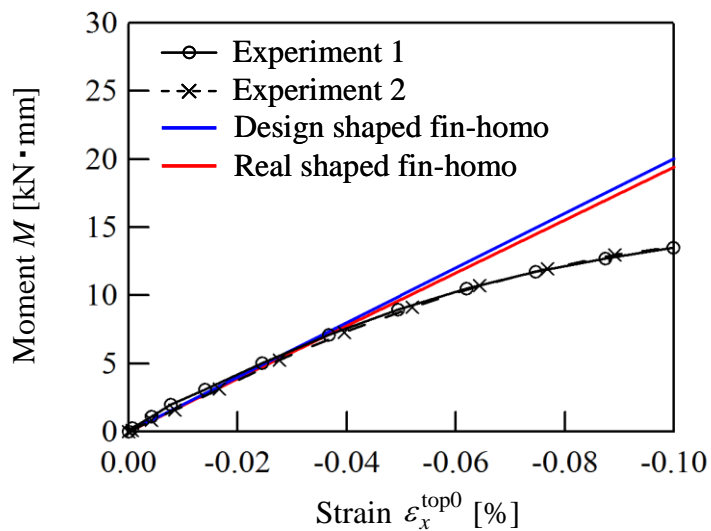
Table 4. 2 Total numbers of nodes and elements in a quarter of fin-homogenized model.

	1Tube	2Tube-1Ofin	3Tube-2Ofin
Total number of nodes	9,520	21,148	32,776
Total number of elements	8,085	18,480	28,875

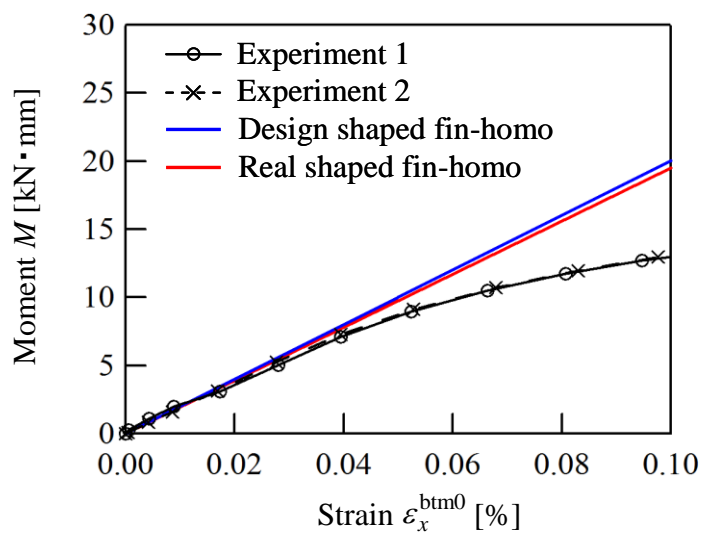
4.3.3 結果及び考察

実験と解析により得られた $\varepsilon_x^{\text{top0}}$, $\varepsilon_x^{\text{btm0}}$ と負荷曲げモーメント M の関係を, 3 種類の試験体についてそれぞれ図 4.12~4.14 に示す. 各図の実験結果を見ると, 測定されたひずみと負荷曲げモーメントの関係は, 低ひずみ領域ではほとんど線形であるが, 高ひずみ領域では非線形となっている. 特にアウターフィン層を有する試験体 (2Tube-1Ofin, 3Tube-2Ofin) では非線形領域の挙動が大きく異なる. この非線形性は, 負荷治具とチューブの接触部での塑性変形やフィンの非線形変形に起因すると考えられ, 微小弾性変形を仮定した本研究の対象外である. そこで, 非線形性が無視できる低ひずみ領域で実験結果を解析結果と比較すると, 3 種類の試験体のいずれにおいても実験結果はフィンの実形状を考慮した解析結果とよく一致していることがわかる. したがって, フィンの実形状を考慮した均質化弾性剛性を用いれば, チューブ-フィン試験体の弾性曲げ変形はフィン均質化モデルにより精度よく解析できると言える. なお, 1Tube 試験体を除くと, 明らかに $|\varepsilon_x^{\text{top0}}| < |\varepsilon_x^{\text{btm0}}|$ となっており (図 4.13, 4.14), 通常曲げ理論の結果とは異なる. これは, 本節の最後で検討するように, 4 点曲げによって曲げモーメント M を試験体に負荷し, かつ一様曲げモーメントの作用部分が比較的短いことによる.

次に, フィン形状の違いが解析結果に及ぼす影響について検討する. この影響は, 1Tube 試験体ではほとんどないが (図 4.12), アウターフィン層を有する試験体 (2Tube-1Ofin, 3Tube-2Ofin) では著しい (図 4.13, 4.14). そこで, 3Tube-2Ofin 試験体の幅方向対称面上での変形状態をせん断ひずみ γ_{xy} の分布とともに図 4.15(a), (b) に示す. 負荷モーメント M が $10.93 \text{ kN}\cdot\text{mm}$ となったときの結果である. この図から明らかのように, アウターフィン層では, ベルヌーイ-オイラーの仮定 (変形前にはりの長手方向中心線に垂直な断面は変形後もこの中心線に垂直であり続けるという仮定) が成立していない. これは, アウターフィン層の面外均質化せん断剛性 D_{44}^H が大変小さいため (表 2.1), その層内に図 4.15(a), (b) に示すような大きな γ_{xy} が生じたことによる. アウターフィン層の D_{44}^H の値は, 図面形状と実形状ではそれぞれ 42.3 MPa , 0.5 MPa であり (表 2.1), 実形状の方が小さい. したがって, アウターフィン層内に生じた γ_{xy} の大きさ, すなわちベルヌーイ-オイラーの仮定の不成立度は, フィンの実形状に基づく均質化解析の場合の方が大きい (図 4.15(a), (b)).

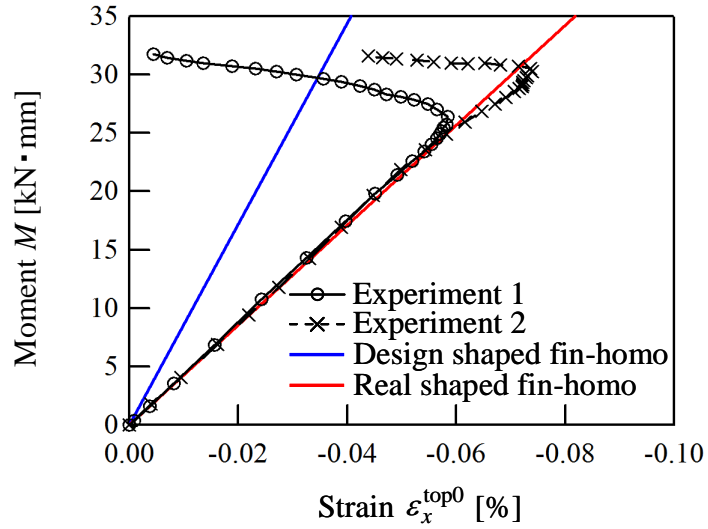


(a)

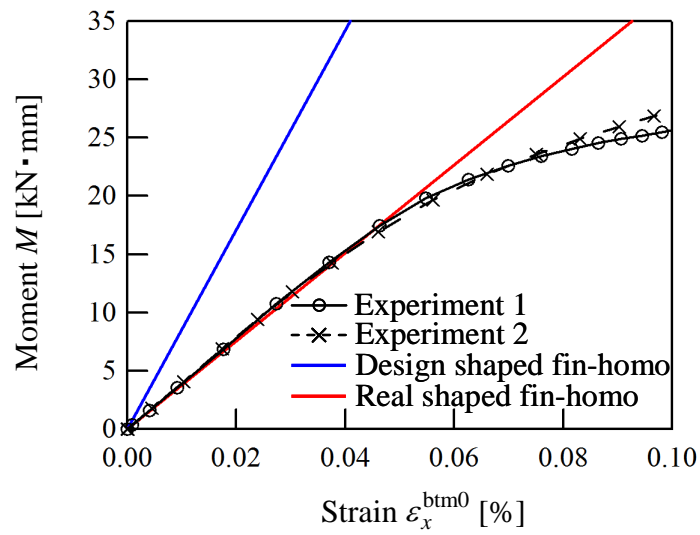


(b)

Fig. 4.12 Strain ε_x at surface center of 1Tube specimen subjected to bending moment M ; (a) top surface, and (b) bottom surface.

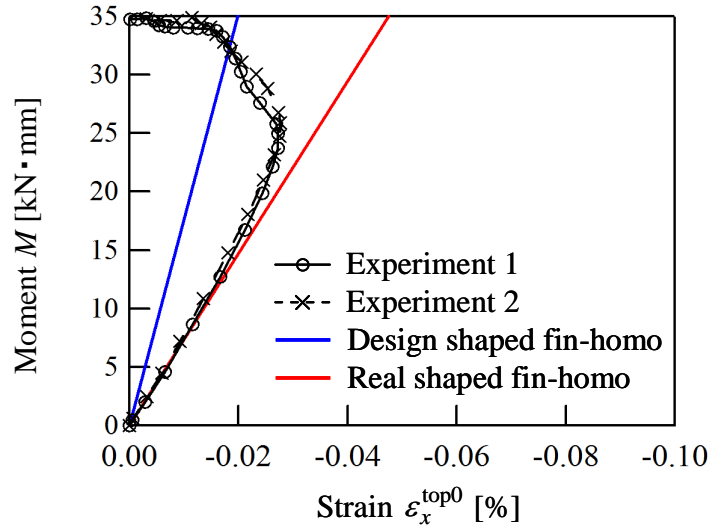


(a)

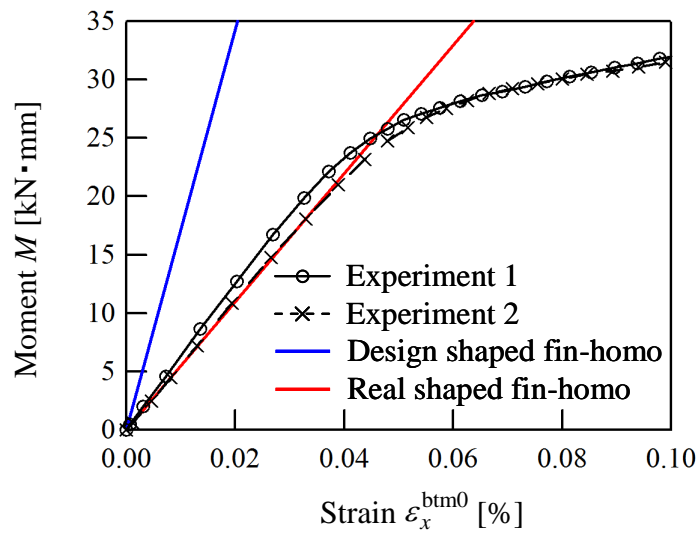


(b)

Fig. 4.13 Strain ε_x at surface center of 2Tube-1Ofin specimen subjected to bending moment M ; (a) top surface, and (b) bottom surface.

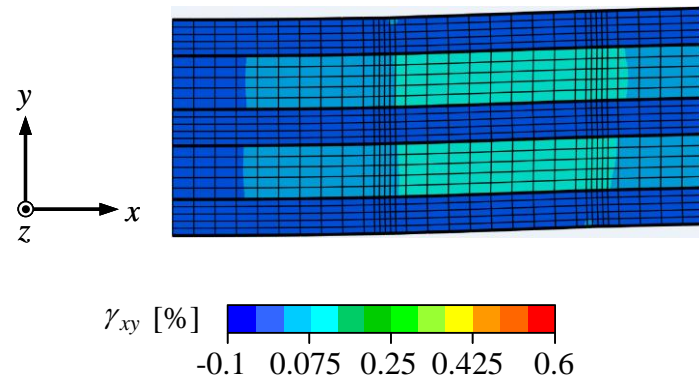


(a)

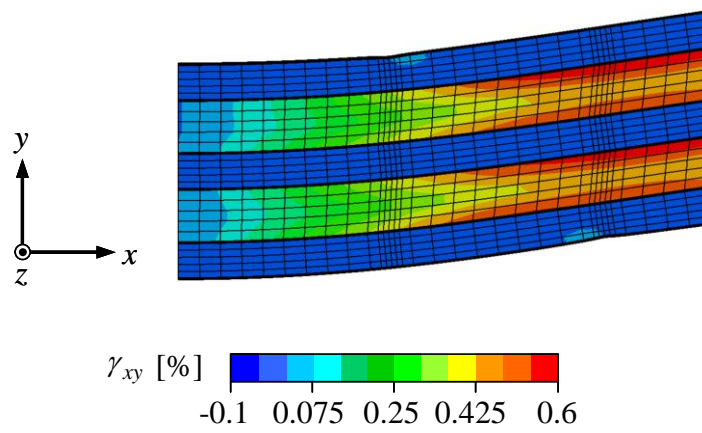


(b)

Fig. 4. 14 Strain ε_x at surface center of 3Tube-2Ofin specimen subjected to bending moment M ; (a) top surface, and (b) bottom surface.



(a)



(b)

Fig. 4. 15 Contour map of γ_{xy} on the z -direction mid-plane of 3Tube-2Ofin specimen at $M = 10.93\text{kN}\cdot\text{mm}$; displacement $50\times$; (a) design shaped fin-homogenized model, and (b) real shaped fin-homogenized model.

ベルヌーイ-オイラーの仮定が成立しなければ、この仮定に基づくはりの曲げの公式

$$\varepsilon_x = -(y - y_n) / \rho \quad (4.1)$$

も成り立たない。ここで、 y_n は中立面の y 座標を示し、 ρ は中立面の曲率半径である。上式の不成立を確かめるため、3Tube-2Ofin 試験体における ε_x と $y - y_n$ の関係を積層方向中心線（試験体上面の中心点と下面の中心点を結んだ線）に沿って調べた。この結果、フィン層を均質化した解析結果から $M = 10.93\text{kN}\cdot\text{mm}$ で図4.16に示す関係が得られた。この図を見れば、式(4.1)のような線形関係が成立していないことは明らかである。特にフィンが実形状の場合、各チューブ内の ε_x の分布は、どのチューブでもほとんど同じであり、中立面からの距離 $y - y_n$ にまったく依存していない。したがって、式(4.1)の不成立度は、フィンが実形状の場合の方が大きい。これは、フィンが実形状の場合、アウターフィン層の面外均質化せん断剛性 D_{44}^H が0.5MPa（ほぼ零）であるので、この層が各チューブの曲げ変形をほとんど拘束しないためである。なお、 $M = 10.93\text{kN}\cdot\text{mm}$ での3Tube-2Ofin 試験体におけるひずみ分布（図4.15, 4.16）を見ると、アウターフィン層内での均質化ひずみ γ_{xy} と ε_x は高々0.6%、0.02%程度であり、フィンの非線形変形の影響は無視できる状態（線形弾性状態）にあると考えられる。

つづいて、1Tube, 2Tube-1Ofin, 3Tube-2Ofin 試験体に負荷した曲げモーメント M とチューブの本数の関係を調べたところ、図4.17に示す結果が得られた。この図では、実験結果との比較を行うため、 $\varepsilon_x^{\text{btm0}} = 0.02\%$ でのデータがプロットしてある。図4.17を見ると、フィンが実形状の場合、負荷曲げモーメント M はチューブの本数にほぼ比例していることがわかる。これは、すでに述べたように、フィンが実形状の場合、アウターフィン層の面外均質化せん断剛性 D_{44}^H がほぼ零であるので、各チューブの曲げ変形はこの層によってほとんど拘束されず、したがってほぼ独立して生じるためである。

最後に、図4.13, 4.14において $|\varepsilon_x^{\text{top0}}| < |\varepsilon_x^{\text{btm0}}|$ となった理由を、3Tube-2Ofin 試験体を例にとって述べる。本研究では、4点曲げにより曲げモーメント M を試験体に負荷した（図4.8, 4.11）。4点曲げの荷重と反力は、対抗圧縮力（図4.18(a)）と表面偶力（図4.18(b)）からなると考え、各場合をフィン均質化モデルにより解析した。解析に

は 1/4 モデルを用い、フィンを実形状とした。また $F_y/4$ の値は、4 点曲げ解析で $M=10.93\text{kN}\cdot\text{mm}$ が生じた時点 (図 4.15(b)) での値、すなわち $F_y/4=-109.3\text{N}$ とした。この結果、図 4.18(a), (b) に示したように、対抗圧縮力では $\varepsilon_x^{\text{top0}} = \varepsilon_x^{\text{btm0}} = 0.0038\%$ 、表面偶力では $\varepsilon_x^{\text{top0}} = -0.018\%$ 、 $\varepsilon_x^{\text{btm0}} = 0.0162\%$ となった。両者を加えると、 $\varepsilon_x^{\text{top0}} = -0.014\%$ 、 $\varepsilon_x^{\text{btm0}} = 0.0200\%$ となり、 $|\varepsilon_x^{\text{top0}}| < |\varepsilon_x^{\text{btm0}}|$ となることが確認される。したがって、対抗圧縮力の影響で図 4.13, 4.14 のように $|\varepsilon_x^{\text{top0}}| < |\varepsilon_x^{\text{btm0}}|$ となったと言える。ただし、試験体中央から荷重負荷位置までの距離が本試験体に比べて十分に大きくなれば、この影響は無視できるようになる。また、実験結果の非線形領域が上下面で異なる理由は、上記の対抗圧縮力と局所の塑性変形による影響と考える。この現象を解析的に再現することは今後の課題であると考えられる。

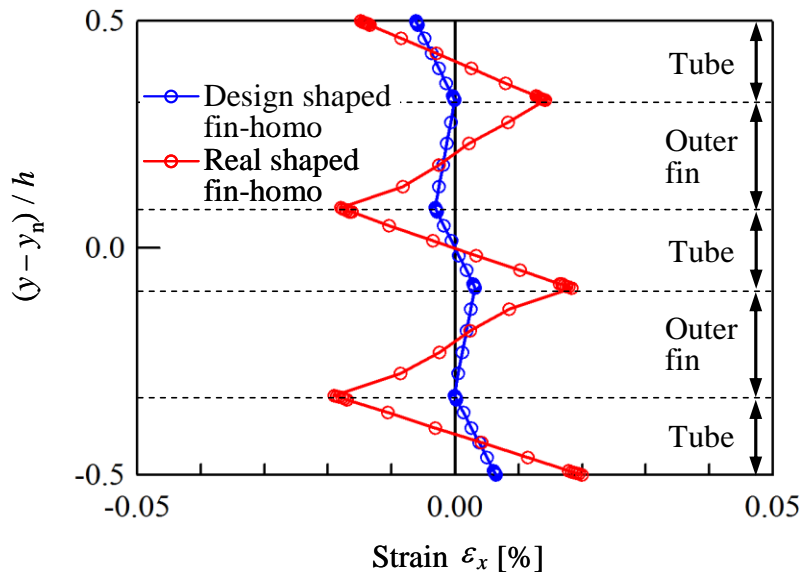


Fig. 4.16 Profile of ε_x along the y -direction center line in fin-homogenized model of 3Tube-2Ofin specimen at $M = 10.93 \text{ kN} \cdot \text{mm}$; distance from neutral plane, $y - y_n$, is normalized with respect to height h .

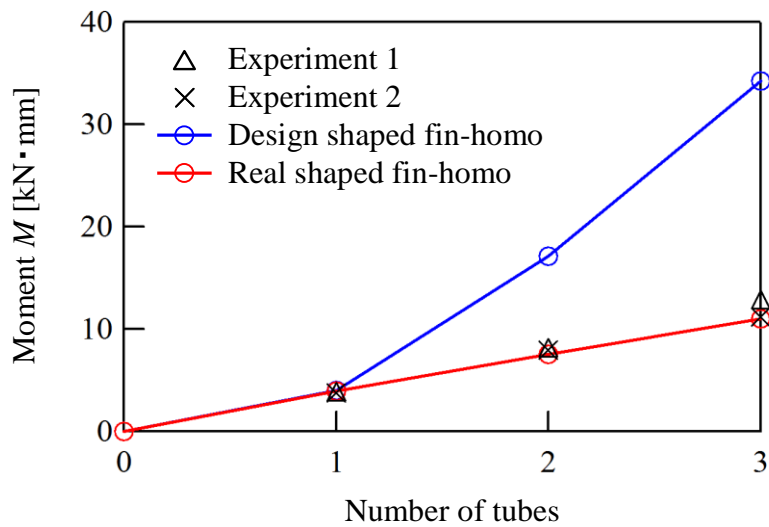
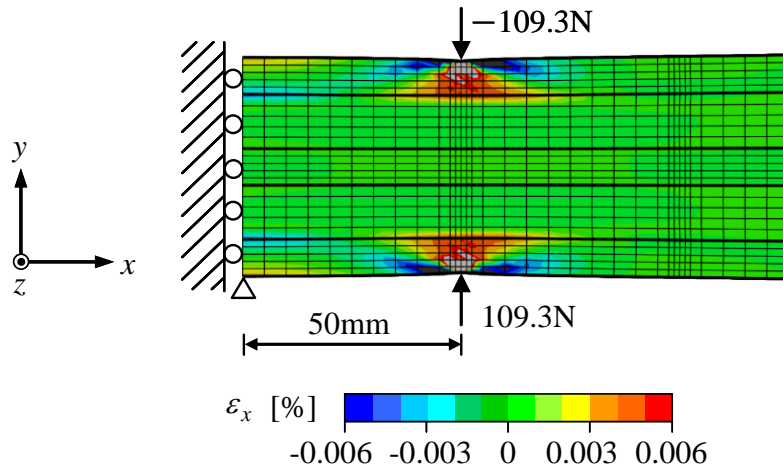
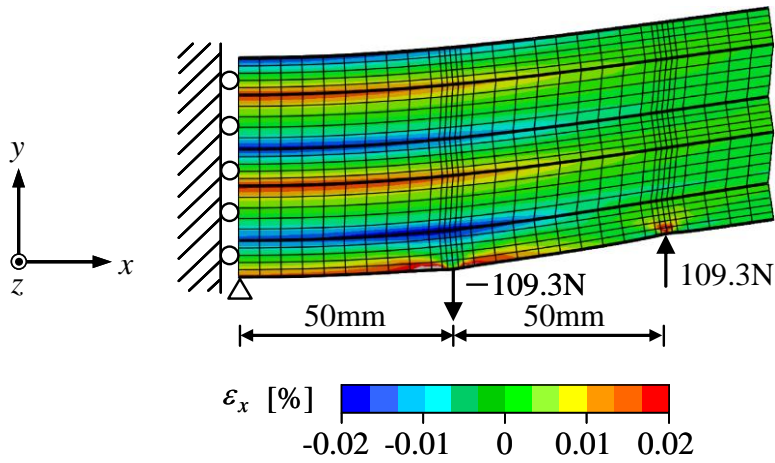


Fig. 4.17 Dependence of bending moment M on the number of tubes at $\varepsilon_x^{\text{btm}0} = 0.02\%$.



(a)



(b)

Fig. 4.18 Contour map of ε_x in the real shaped fin-homogenized model of 3Tube-2Ofin specimen subjected to (a) vertically opposing compressive forces and (b) surface coupled forces into which four-point bending forces are decomposed ($F_y/4 = -109.3\text{N}$); displacement $50\times$.

4.4 まとめ

本章では、第2章で開発したフィン層のみを均質化する解析手法の妥当性を曲げ負荷に対して検証した。このため、第2章で開発した1次均質化法により導出したフィン層の均質化弾性剛性をインナーフィン付きチューブ-フィン積層体の曲げ問題に適用して解析を行うとともに、対応するフルスケール解析および実験を行った。本章の内容は、次のようにまとめられる。

まず、チューブ2本とアウターフィン1層からなる積層板の曲げ解析を、フィン層を均質化したモデル（フィン均質化モデル）とフルスケールモデルにより行った。その結果、両モデルによる有限要素解析の結果はよく一致し、フィン均質化モデルの妥当性が示された。これは、曲げ問題で支配的となる長手方向垂直応力が主にチューブのプレート部分に発生し、フィン均質化モデルではこの部分を均質化せず、そのまま考慮したことによる。

次に、3種類のチューブ-フィン試験体をインタークーラ伝熱コア部から切り出して4点曲げ試験を実施するとともに、フィン均質化モデルによる有限要素解析を行った。その結果、試験体上面中央部と下面中央部で測定した長手方向ひずみと負荷曲げモーメントの関係が線形部分ではフィンの実形状を考慮した線形弾性解析により精度よく再現され、フィン均質化モデルの妥当性が実験的にも示された。また、フィンの実形状をその均質化において考慮することの重要性も示された。

さらに、フィン均質化モデルによる4点曲げ解析の結果を検討したところ、アウターフィン層では面外均質化せん断剛性 D_{44}^H が大変小さいため（表 2.1）、ベルヌーイ-オイラーの仮定が成立しないことがわかった。特にフィンが実形状の場合、ベルヌーイ-オイラーの仮定の不成立度は大変大きく、その結果、負荷曲げモーメントとチューブの本数はほぼ比例し、この比例性は実験結果でも確認された。

なお本論文では、インタークーラの実用上問題となる xy 面内の曲げの場合を検討した。表 2.1 に示したフィン層の均質化剛性は母材の弾性剛性の高々5%程度であるため、どの面内の曲げでも、フィン層はチューブ-フィン構造体の曲げ剛性にあまり貢献しないと考えられる。したがって、プレート部分はそのままとし、フィン層のみを1次理論によって均質化する本解析手法により、 yz 面内や zx 面内の曲げでもフルスケール解析とかなり一致した結果が得られると考えられる。

参考文献

- [1] 寺田賢二郎, 菊池昇 著, 日本計算工学会 編, 2003. 計算力学レクチャーシリーズ 1: 均質化法入門. 丸善.
- [2] K. Ushijima, T. Akiyoshi, D. H. Chen, T. Nakahara and W. J. Cantwell, 2013. Estimation of bending behaviour for beams composed of three-dimensional micro-lattice cells: part 1 based on numerical analysis. Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series A 79, 620-632.
- [3] V. Kouznetsova, W. A. M. Brekelmans and F. P. T. Baaijens, 2001. An approach to micro-macro modeling of heterogeneous materials. Computational Mechanics 27, 37-48.
- [4] V. Kouznetsova, M. G. D. Geers and W. A. M. Brekelmans, 2002. Multi-scale constitutive modelling of heterogeneous materials with a gradient-enhanced computational homogenization scheme. International Journal for Numerical Methods in Engineering 54, 1235-1260.
- [5] V. Kouznetsova, M. G. D. Geers and W. A. M. Brekelmans, 2004. Multi-scale second-order computational homogenization of multi-phase materials: a nested finite element solution strategy. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering 193, 5525-5550.
- [6] M. G. D. Geers, V. G. Kouznetsova and W. A. M. Brekelmans, 2010. Multi-scale computational homogenization: trends and challenges. Journal of Computational and Applied Mathematics 234, 2175-2182.
- [7] M. Uchida and N. Tada, 2013. Establishment of deformation simulation procedure by finite element method based on second-order homogenization using characteristic displacement function for macroscopic strain gradient. Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series A 79, 1486-1503.

第5章

均質化法を用いたインタークーラの熱応力解析

5.1 はじめに

第2章では、周期性を有しないフィン層に適用可能な均質化解析方法を開発し、この方法をインタークーラ伝熱コア部のアウターフィン及びインナーフィンに適用することで、均質化弾性剛性を導出した。次に、第3章及び第4章では、チューブ-フィン構造体の部分モデルを用い、圧縮負荷及び曲げ負荷に対して、実験と解析の比較を行うことで、均質化法の妥当性を検証した。

第1章で述べたように、熱交換器の熱応力は疲労強度設計上問題となる。インタークーラの熱応力解析技術を開発する上での課題の1つは、チューブ-フィン構造の有限要素モデル化である。そこで本章では、インタークーラの熱応力解析技術を開発するため、まず、伝熱コア部のチューブ-フィン構造に均質化法を適用し、インタークーラ全体を有限要素モデル化する。このモデルに対し、熱応力試験時の実測温度分布を与えることで熱応力解析を行い、実験結果と比較する。次に、応力集中部である付根部の詳細な解析をするため、ズームング法[1-3]を用いた解析を行う。そのため、付根部近傍を十分密に要素分割した有限要素モデルを作製し、ズームング領域の境界上に、全体解析で得られた境界条件を与え、付根部の詳細な応力及びひずみを検討する。さらに、付根部の非弾性状態を考慮可能な材料構成則を検討するため、チューブ材の材料試験を行い、実験結果を基に材料構成則のパラメータを決定する。材料構成則を

用いたブーミング解析により，付根部に発生するひずみを定量的に予測し，実験結果と比較することで，熱応力解析技術の解析精度を検証する．

5.2 実験条件

インタークーラを用いた熱応力試験は，図 5.1 に示すように，ラジエータ，ファンシュラウドを一体として設置した状態で実施した．これは，実際の使用状態では，ラジエータ，ファンシュラウドなどの部品が外気流れの障壁となり，インタークーラへの外気の当たり方に大きく影響するためである．これらを設置した状態で，図 5.2 に示す熱応力試験装置を用い，インタークーラに熱応力を発生させる．この装置では，インタークーラ入口側高温タンクに，図 5.3 に示すように，1 サイクル 50s で， 200°C の高温空気と 45°C の低温空気を交互に流入するとともに，装置内で風流れを発生させることにより，実際の使用状態を模擬した温度分布を再現し熱応力を繰返し生じさせる．熱応力試験中の，最高温度，最低温度における温度分布をそれぞれ図 5.4，図 5.5 に示す．図 5.4(a)には最高温度時のエンジン側（表側），図 5.4(b)には最高温度時のグリル側（裏側）の温度分布を示す．これらの図を見ると，インタークーラ表裏には温度差があることがわかる．そして，インタークーラ全体に非一様な温度分布が

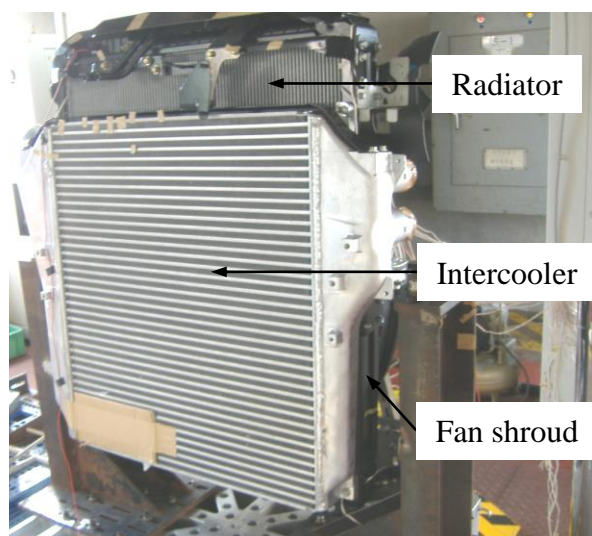


Fig. 5.1 Overall view of assembly of thermal stress test composed of intercooler, radiator and fan shroud.

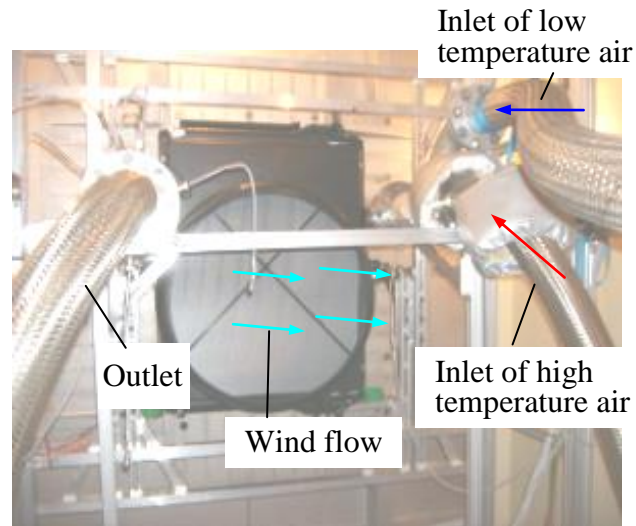


Fig. 5.2 Inner view of thermal stress test equipment.

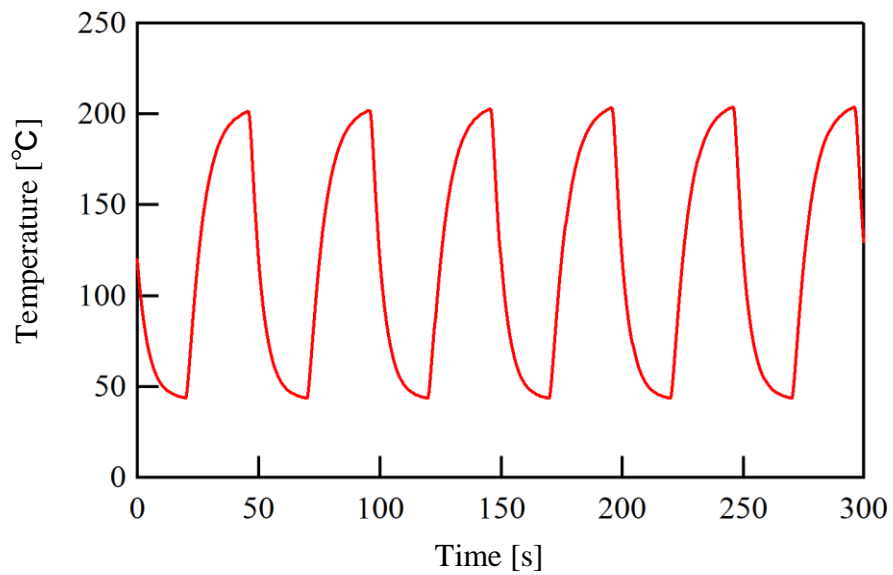
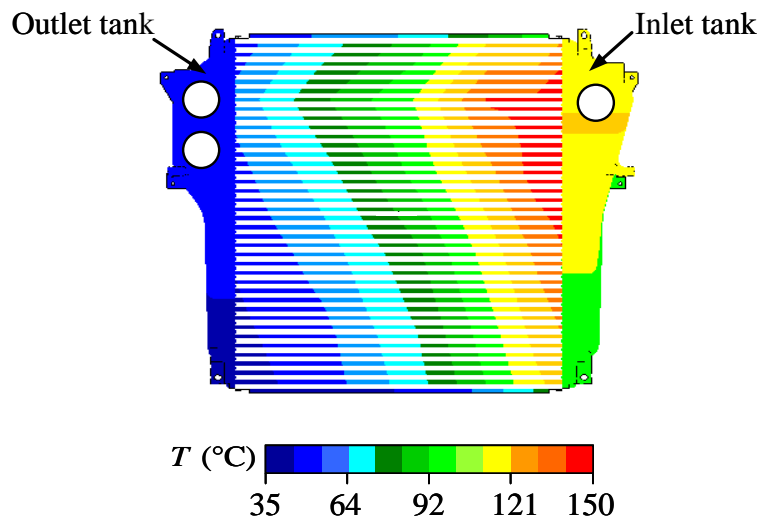
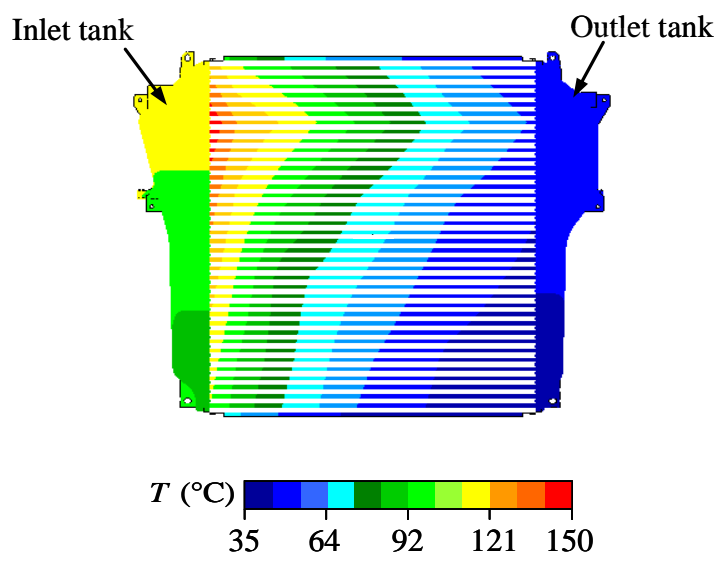


Fig. 5.3 Relation of temperature and time in thermal stress test.

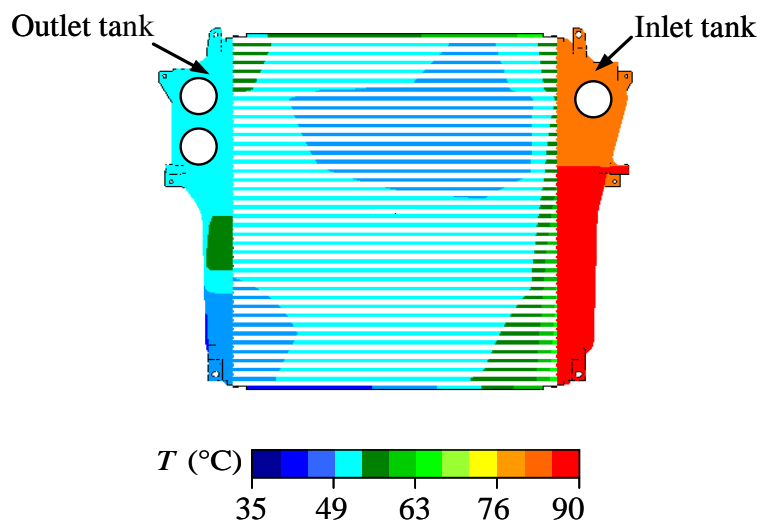


(a)

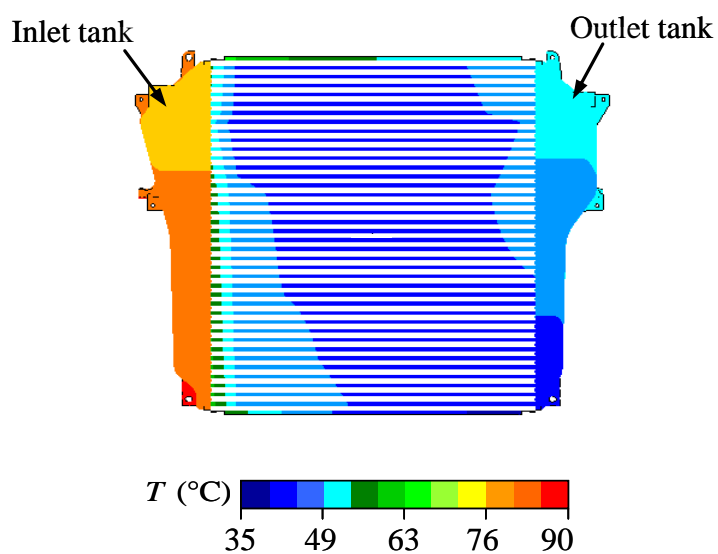


(b)

Fig. 5.4 Temperature distribution at maximum temperature; (a) engine side, and (b) grill side.



(a)



(b)

Fig. 5.5 Temperature distribution at minimum temperature; (a) engine side, and (b) grill side.

発生していることから、伝熱コア部には引張・圧縮及び曲げ応力が生じることが予測される。さらに、入口側タンク付近のコア部は特に高温状態になっており、最も高い熱応力が発生していると予測される。なお、このときインタークーラはボルト締めなどの外部拘束はされていない状態となっている。

次に、ひずみの測定部位については、図 5.6 に示すように、チューブとタンクの付根部にひずみゲージを貼付し、チューブ長手方向ひずみを測定した。付根部は、ろう付フィレットにより R 形状となっており、図 1.2 に示したように R 端部にある破損部に直接、ひずみゲージを貼付し測定することができない。そのため、図 5.6 で示すように付根部近傍の平坦な部分にひずみゲージを貼付しひずみを測定した。しかし、ひずみゲージの測定部位はベース先端から 0.5mm の位置にあるため、破損部から 0.5mm の位置を測定したことになる。

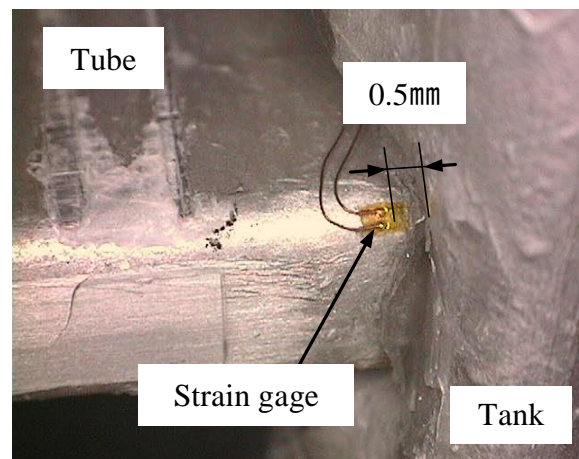


Fig. 5.6 Evaluation point of strain at brazing joint of tube and tank.

5.3 インタークーラの熱応力解析条件

インタークーラ全体をモデル化した熱応力解析をするためには、チューブ-フィン構造のモデル化が最も重要である。チューブ-フィン構造に均質化法を適用し、インタークーラ全体をモデル化し、5.2 節で示した温度分布を与えることで、熱応力解析を行った。

チューブ-フィン構造に均質化法を適用したインタークーラ全体の有限要素モデルを図 5.7 に示す。これを見ると、チューブ-フィン構造は均質化要素を用いて簡略化されていることがわかる。使用した有限要素は、タンク及びチューブには2次元8節点要素(S8R)を用い、アウターフィン層及びインナーフィン層には3次元20節点要素(C3D20)を用いモデル化した。図 5.8 に付根部近傍における要素分割を示す。これを見ると、チューブ角部の R 形状や付根部のろう付フィレット部を考慮できていないことがわかる。これについては5.6 節で考察をする。ひずみの評価部位は、図 5.6 で示した測定位置と一致させるため、図 5.8 に示すようにチューブとタンクの付根部分から 0.5mm の位置にある節点を対象とし、この節点における、チューブ長手方向ひずみ ε_x を評価した。解析には汎用有限要素法ソフト Abaqus (Ver 6.10)を使用した。総節点数と総要素数はそれぞれ 213,607, 89,038 であり、十分に解析可能な要素数サイズである。

この有限要素モデルに対し、図 5.4 及び図 5.5 で示した、最高温度時及び最低温度時の温度分布を付与し解析を行い、両解析より得られたひずみ値の差をひずみ範囲 $\Delta \varepsilon_x$ として評価した。温度測定点間の温度分布は線形補間を行い与えた。拘束条件は、インタークーラへの外部拘束は存在しないため、剛体回転のみを止めフリー拘束とした。材料パラメータは、シェル要素でモデル化したタンク及びチューブにはアルミ材のヤング率 71.0GPa, ポアソン比 0.34 とし、均質化要素でモデル化したインナーフィン及びアウターフィンには第 2 章で述べた実形状の均質化弾性剛性 (表 2.1) を適用した。

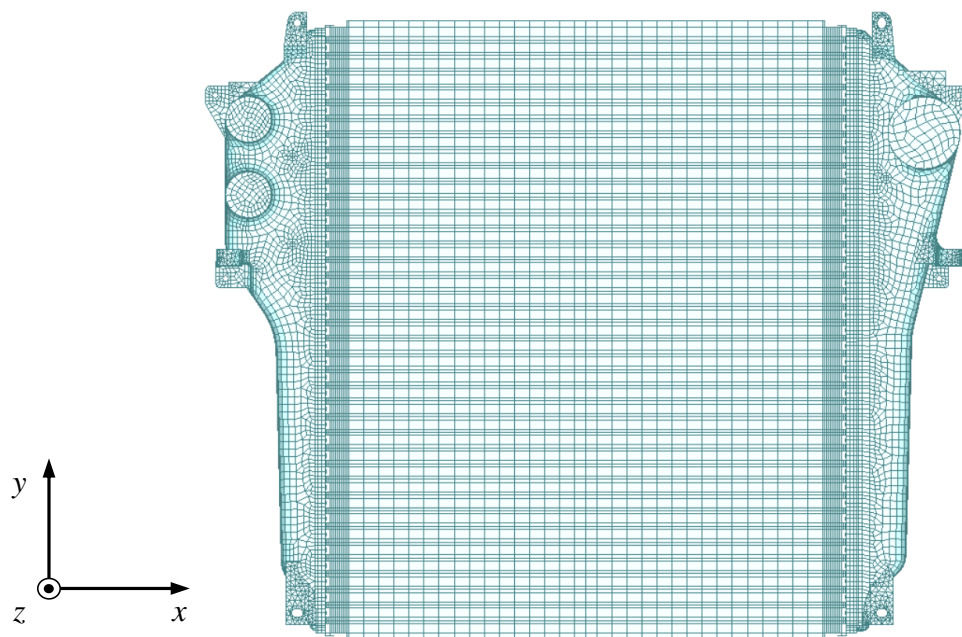


Fig. 5.7 Finite element model of intercooler.

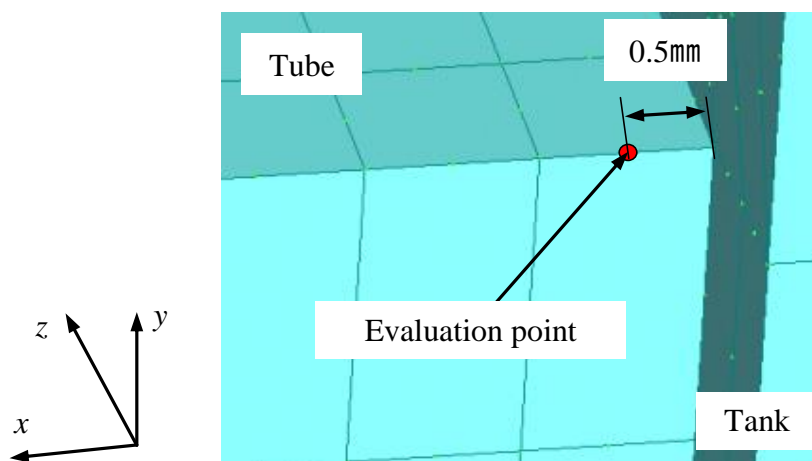


Fig. 5.8 Finite element division around brazing joint of tube and tank in fin-homogenized model of intercooler.

5.4 実験及び解析結果

図 5.9 に、熱応力試験におけるひずみ範囲の実測値と熱応力解析より得られた計算値を比較した。横軸はチューブ段数を示しており、入口側タンク側のエンジン側において、上から 1 本目～11 本目までの結果を示している。縦軸のひずみ範囲 $\Delta \varepsilon_x$ は、最高温度時と最低温度時における結果より得られたひずみの差である。

この結果を見ると、実験と解析において定性的な傾向は一致していると考えられ、7 本目のチューブに生じるひずみ範囲が最も高いことがわかる。これは、図 5.4 で示したように、7 本目チューブの入口側タンク近傍は最大温度発生領域であるためと考える。そして、実際の熱応力試験において、7 本目のチューブ付根部が破損していることとも一致している。しかし、ひずみ範囲は定量的には一致しておらず、解析は実験より高いひずみ値を予測している。この理由は、図 5.8 に示したように、チューブとタンクの付根部における有限要素分割が、チューブ角部の R 形状やろう付フィレットを考慮しておらず、非常に粗くモデル化しているためであると考えられる。このような場合、一般的にズームング法を用いた詳細解析をすることが有効であると考えられる。そこで、最大ひずみ発生部位である 7 本目のチューブ付根部において、ズームング解析

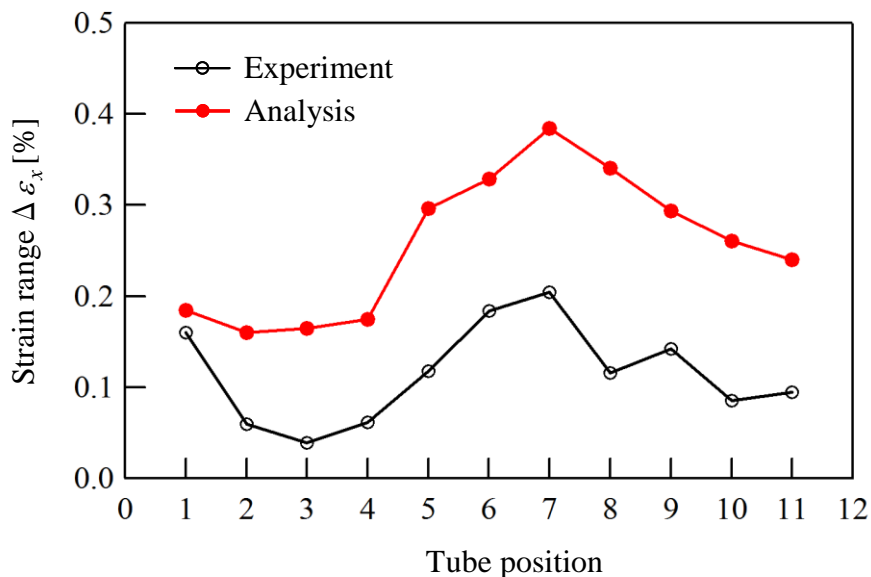


Fig. 5.9 Relation of strain range $\Delta \varepsilon_x$ and tube position in thermal stress test and thermal stress analysis.

析を実施することとした。そのため、チューブの付根部分を詳細にモデル化した有限要素モデルを作製し、モデル端部の境界条件に、インタークーラ全体モデル解析結果より得られた節点変位を与え、モデル全体に最高及び最低温度分布を与えることで、付根部分の詳細な熱応力解析を実施した。

5.5 チューブ材の材料構成則

インタークーラの付根部には、熱応力試験において数万サイクルの熱応力が繰返し生じることで破損する低サイクル疲労破壊が生じるため、付根部には弾塑性ひずみが繰返し負荷したと考えられる。また、入口側タンクには 200°C の高温空気が流入するため、クリープひずみも生じていると考える。そのため、付根部近傍を精度良く解析するには、非弾性状態を考慮した材料構成則の検討が必要であると考えられる。

非弾性状態を考慮可能な材料構成則には、Armstrong-Frederick による非線形移動硬化則（以降、A-F 則と呼ぶ）[4]や、AF 則を拡張した Chaboche-Rousselier による材料モデル[5]が開発されているが、これらの材料モデルはラチェット変形を過大に予測し、また材料パラメータの決定が困難であるという問題がある[6]。これに対し、Ohno-Wang は、上記の問題を解決した材料モデル（以降、O-W 則と呼ぶ）を開発し、ラチェット変形を精度良く再現できるようにした[7-9]。O-W 則は、主に金属材料の非弾性挙動を高精度かつ短時間で計算可能であり、疲労試験時のヒステリシスループやクリープ試験結果を用いて材料パラメータを容易に決定することができる。さらに、Kobayashi-Ohno は、O-W 則を陰解法に基づいて離散化し、Abaqus の材料モデル組込用サブルーチン UMAT のプログラム開発を行った[10]。本研究では、種々の温度条件における疲労試験及びクリープ試験を実施し、O-W 則に基づく材料パラメータを決定した。

5.5.1 定ひずみ疲労試験条件

チューブ材の材料構成則を作製するため、一定温度下で一定ひずみ範囲のひずみを繰返し与える定ひずみ疲労試験を実施した。試験片形状は図 5.10 に示す板状試験片である。インタークーラでチューブ材に使用される板厚は 0.45mm であるが、定ひず

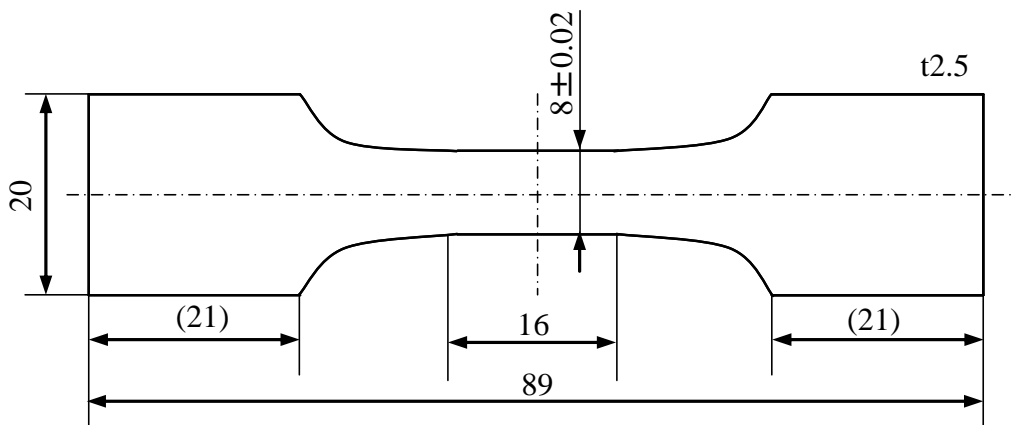


Fig. 5. 10 Test specimen geometry used to constant strain fatigue test (unit in mm).

Table 5. 1 Test conditions of constant strain fatigue test.

		Temperature [°C]				
		25	50	100	160	190
Strain range $\Delta \varepsilon_x$ [%]	0.25	○	—	—	—	○
	0.50	○	—	—	—	○
	0.70	○	—	—	—	○
	1.00	○	○	○	○	○

み疲労試験では圧縮負荷時における試験片の座屈を防止するため、板厚 2.5mm の板材から試験片を作製し試験を行った。試験片の材料は、チューブ材に用いられている熱交換器用アルミニウム合金で 5000 番系の Mg 強化材料である。実験条件を表 5.1 にまとめる。これを見ると、温度は 25, 50, 100, 160, 190°C の 5 水準、ひずみ範囲は 0.25, 0.50, 0.70, 1.00% の 4 水準にて実験を行った。表 5.1 中の○で示された条件に対し、試験を実施した。各条件の試験体個数は 1 である。実験は伸び計を用いたひずみ制御により行い、ひずみ速度は 1.0%/sec, ひずみ制御比は $R_\varepsilon = \varepsilon_{\min} / \varepsilon_{\max} = -1.0$ とし、波形は三角波で行い、試験片が破損するまで実験を行った。

5.5.2 定ひずみ疲労試験結果

定ひずみ疲労試験により得られた結果として、まず各温度のひずみ範囲 $\Delta \varepsilon = 1.00\%$ における、繰返し回数と最大、最小応力の関係を図 5.11~5.15 に示す。図 5.11 の 25°C における結果を見ると、繰返しとともに最大応力及び最小応力の絶対値は増加していることがわかる。これは、塑性ひずみが繰返し負荷することにより、繰返し硬化が起こっているためである。この繰返し硬化の影響は、温度が上昇するとともに緩和され、特に図 5.15 の 190°C においては、繰返し硬化はほとんど起こっていない。通常、弾塑性状態の材料パラメータを決定する場合、引張試験による応力-ひずみ関係を用いることが多いが、本研究では疲労損傷過程の応力-ひずみ関係を解析する必要があるため、図 5.11~5.15 に示すように疲労損傷過程で材料特性が次第に変化していく場合には、どのサイクルにおける材料特性に基づき材料構成則のパラメータを決定するか検討が必要である。図 5.11~5.15 を見ると、初期状態から約 10 サイクル程度までは、大きく繰返し硬化をしているが、数十サイクル以降は繰返し硬化の影響は飽和し、最大応力はあまり増加していない。疲労損傷過程の応力-ひずみ関係を検討する上で、初期状態から数十サイクル程度までの変化の大きい材料特性よりも、数十サイクル以降から破断するまでの、ある程度安定した材料特性が支配的であると考えられるため、本研究では破損繰返し回数 N_f に対し半分の回数 $N_f/2$ における応力-ひずみ関係(ヒステリシスループ)を用いて材料パラメータを決定することとする。

図 5.16~5.20 に実験結果より得られた、各温度のひずみ範囲 $\Delta \varepsilon = 1.00\%$ 、 $N_f/2$ 時におけるヒステリシスループを示す。これら $\Delta \varepsilon = 1.00\%$ 、 $N_f/2$ 時におけるヒステリ

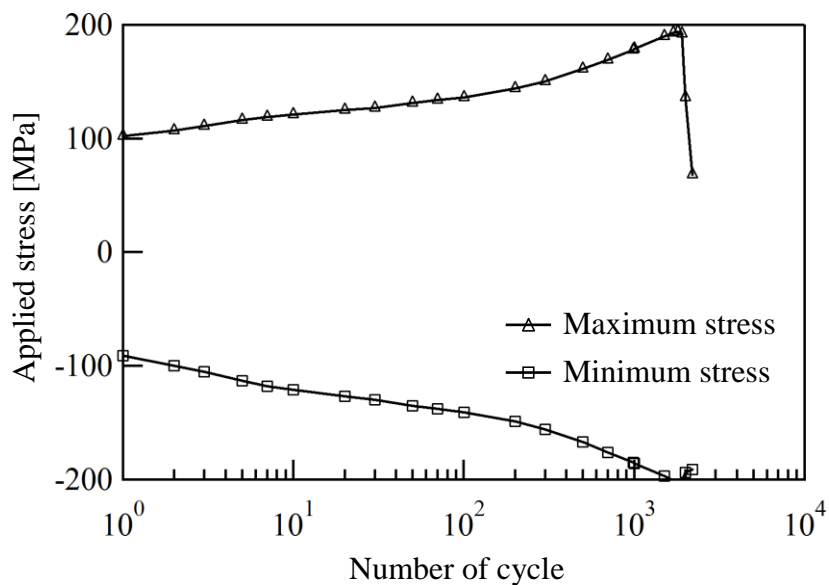


Fig. 5.11 Relation of number of cycle and applied stress with $\Delta \varepsilon=1.00\%$ at 25°C.

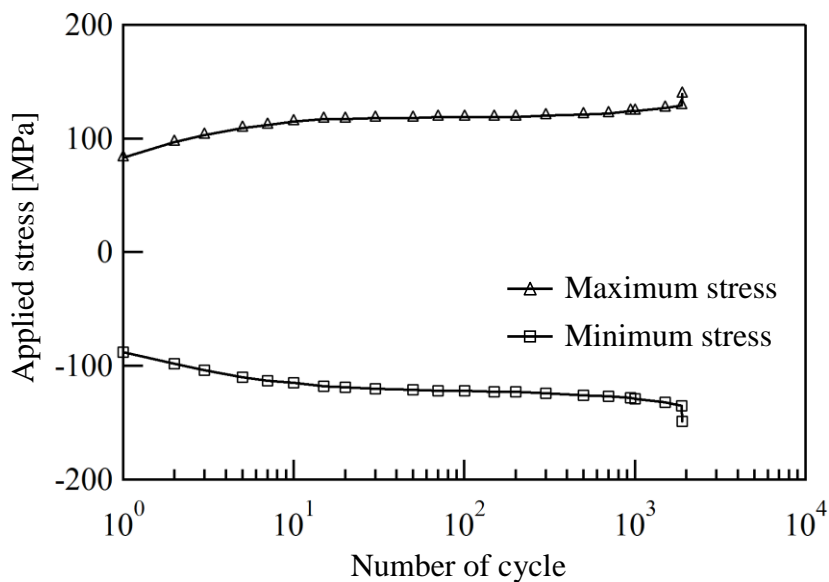


Fig. 5.12 Relation of number of cycle and applied stress with $\Delta \varepsilon=1.00\%$ at 50°C.

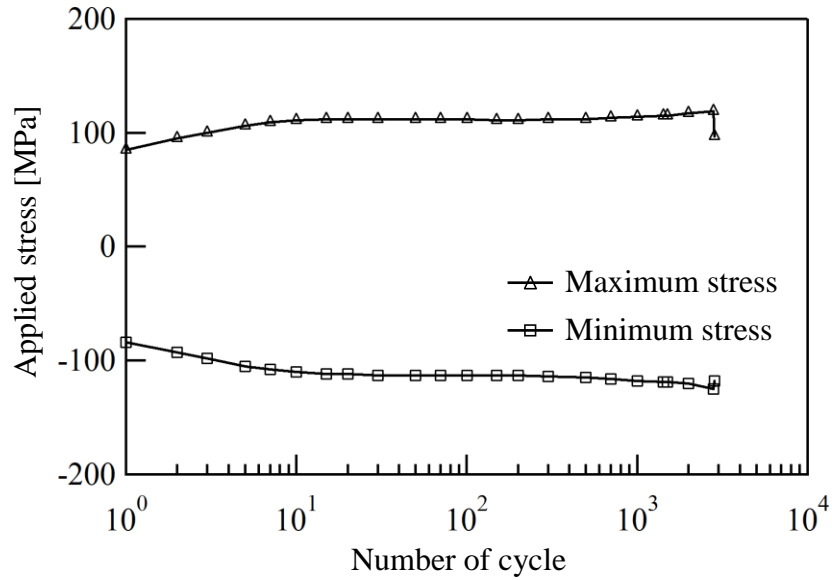


Fig. 5. 13 Relation of number of cycle and applied stress with $\Delta \varepsilon=1.00\%$ at 100°C .

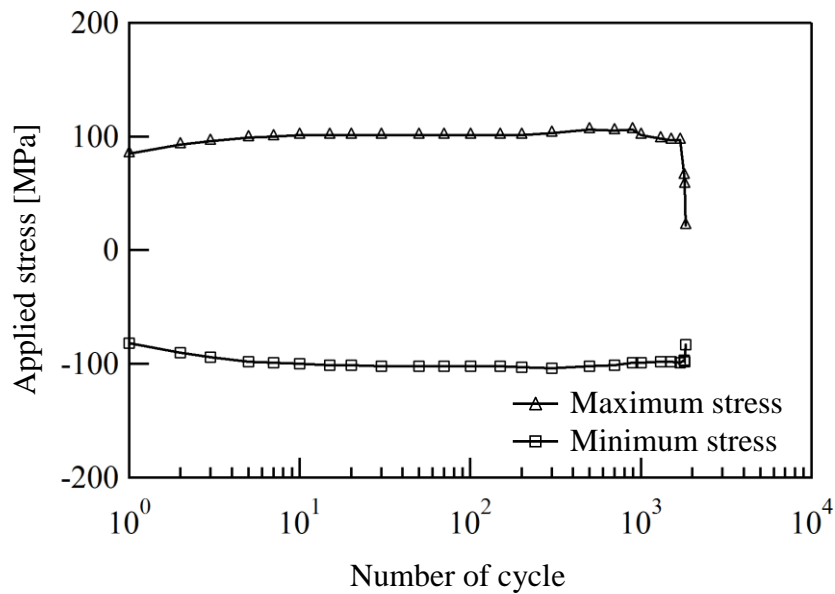


Fig. 5. 14 Relation of number of cycle and applied stress with $\Delta \varepsilon=1.00\%$ at 160°C .

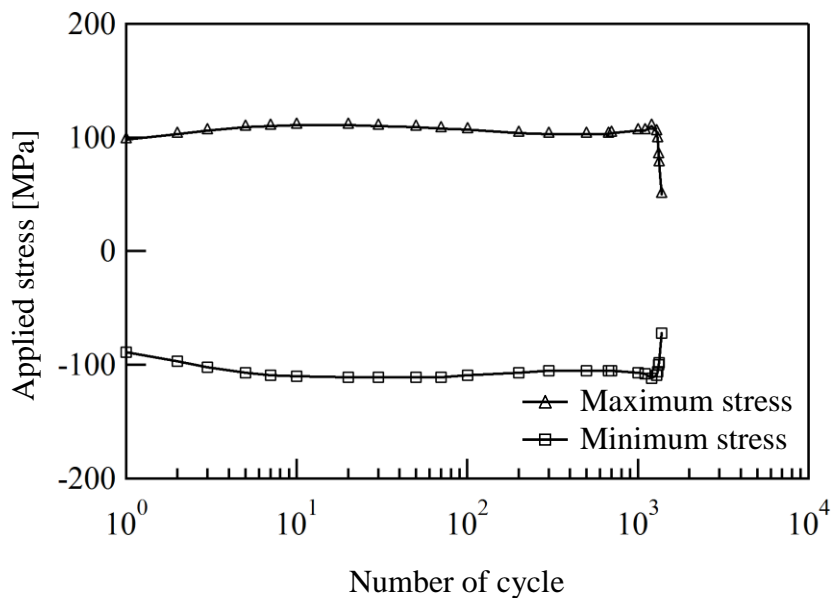


Fig. 5. 15 Relation of number of cycle and applied stress with $\Delta \varepsilon=1.00\%$ at 190°C .

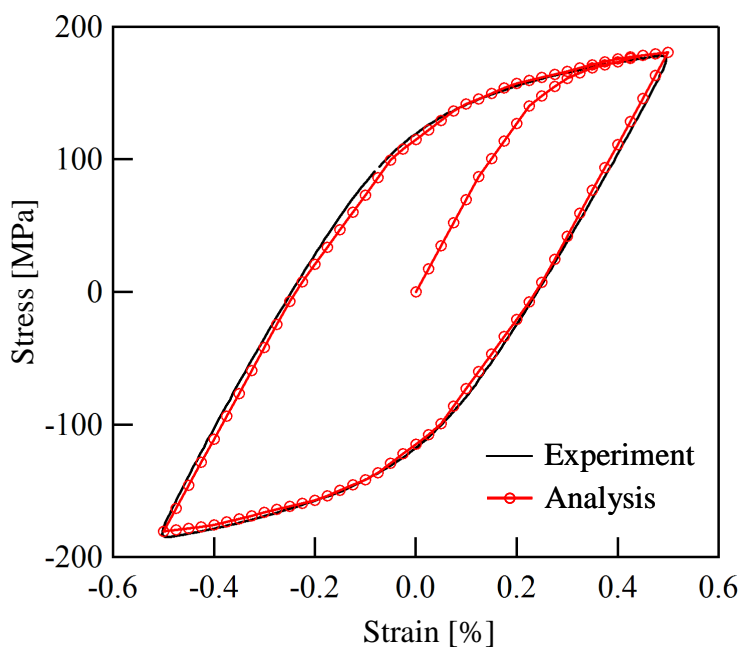


Fig. 5. 16 Hysteresis loop at $N_f / 2 = 990$ with $\Delta \varepsilon=1.00\%$ at 25°C .

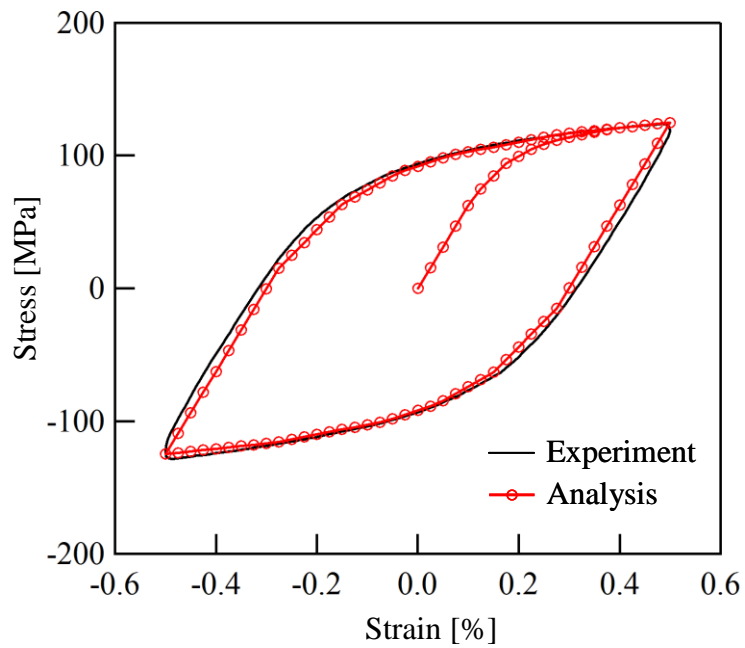


Fig. 5.17 Hysteresis loop at $N_f / 2 = 940$ with $\Delta \varepsilon = 1.00\%$ at 50°C .

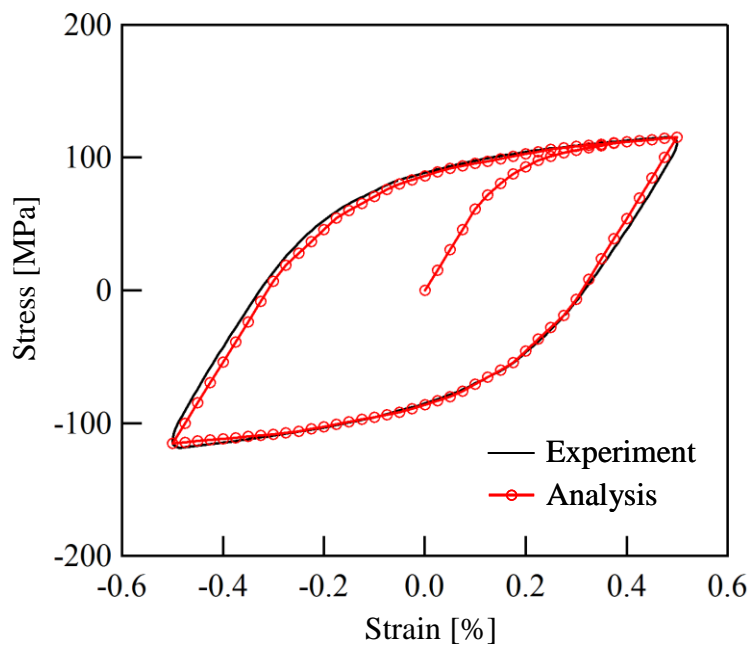


Fig. 5.18 Hysteresis loop at $N_f / 2 = 1,420$ with $\Delta \varepsilon = 1.00\%$ at 100°C .

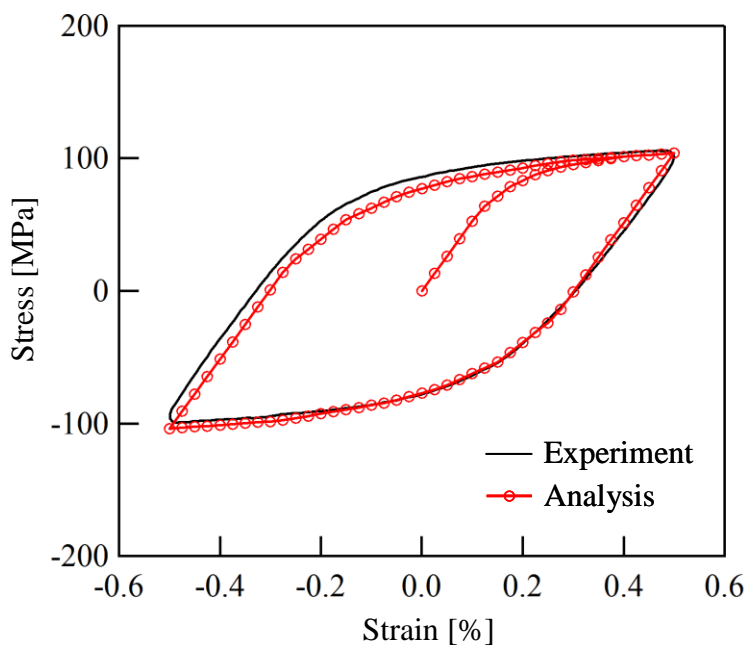


Fig. 5. 19 Hysteresis loop at $N_f / 2 = 890$ with $\Delta \varepsilon = 1.00\%$ at 160°C .

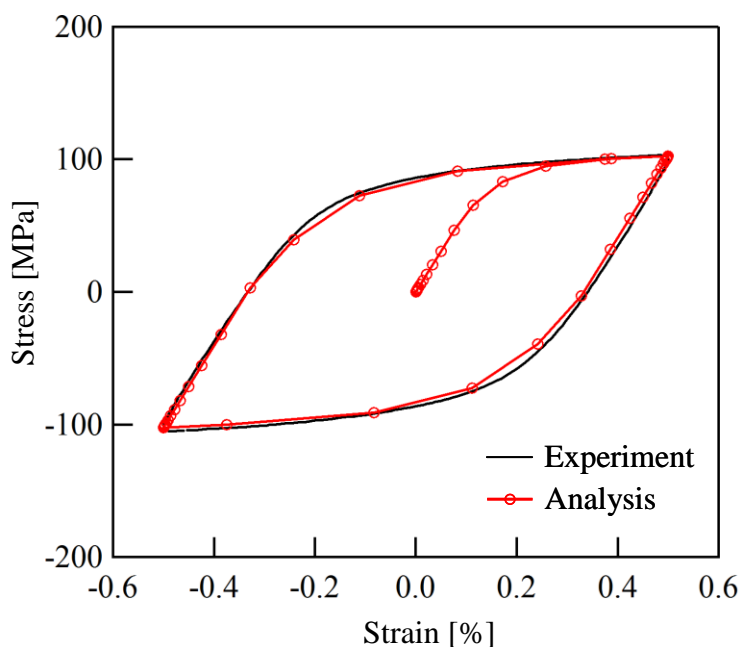


Fig. 5. 20 Hysteresis loop at $N_f / 2 = 670$ with $\Delta \varepsilon = 1.00\%$ at 190°C .

シスループを基に、O-W 則における材料パラメータを決定した。図 5.16～5.20 に O-W 則に基づき実験結果より決定した材料パラメータを用い、単一要素にひずみ範囲 $\Delta \varepsilon=1.00\%$ を与える解析を行い検証した結果を併記する。これらの結果を見ると、解析による応力-ひずみ関係は実験結果と良く一致していることがわかる。

次に、ひずみ範囲 $\Delta \varepsilon=1.00\%$ の結果より作製した材料構成則を用いた解析が、他のひずみ範囲の実験結果に一致しているかを確認するため、 25°C と 190°C の場合に、 $\Delta \varepsilon=1.00\%$ 以外のひずみ範囲において実験及び解析を比較した。その結果を図 5.21～5.26 に示す。これらの結果を見ると、図 5.25 の $\Delta \varepsilon=0.50\%$ 、 190°C における結果のみは一致していないものの、他の結果は良く一致しているため、ひずみ範囲 $\Delta \varepsilon=1.00\%$ の結果より材料パラメータを決定した材料構成則は十分使用できると判断する。

5.5.3 クリープ試験条件及び結果

チューブ材のクリープ特性を取得するため、クリープ試験を実施した。試験片形状は図 5.27 に示す板状試験片である。用いた材料は、疲労試験で用いた材料と同じ熱交換器用アルミニウム合金で 5000 番系の Mg 強化材料である。試験温度は 190°C とし、負荷応力は 190°C における引張強度 $\sigma_b=87.0\text{MPa}$ を基準としたとき、 52.2MPa 、 60.9MPa 、 78.3MPa の 3 水準で実験を行った。各条件の試験体個数は 1 である。試験片が破損するまで実験を行い、クリープ曲線を取得した。

図 5.28 に、クリープ試験により得られたクリープ曲線を示す。図 5.28 中に、各応力に対するクリープ曲線における定常クリープ領域の傾きを破線で示す。定常クリープ領域の傾きは定常クリープ速度と呼ばれ、クリープ変形を予測する重要なパラメータの一つである。定常クリープ速度と負荷応力の関係を図 5.29 に示す。これに対し、図 5.3 に示した熱応力試験の温度サイクルより試算したひずみ速度は $0.008\%/s$ である。これを図 5.29 の試験片を用いた試験より得られたクリープひずみ速度と比較すると、熱応力試験のひずみ速度は 100 倍程度速い。したがって、熱応力試験においてクリープひずみの影響は十分に小さいと考える。そのため、チューブ材料の材料構成則にクリープひずみの影響を考慮する必要はないと考え、材料構成則のパラメータを決定した。

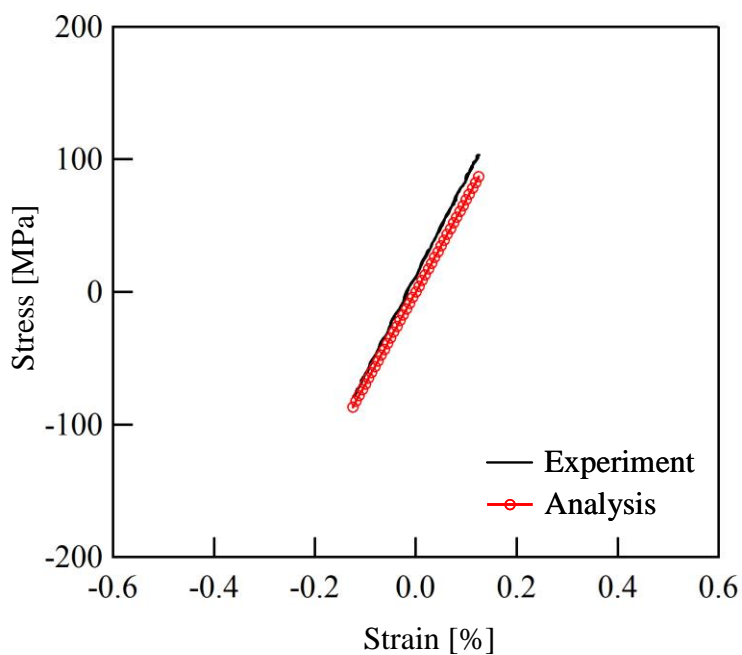


Fig. 5. 21 Hysteresis loop at $N_f / 2 = 265,000$ with $\Delta \varepsilon = 0.25\%$ at 25°C .

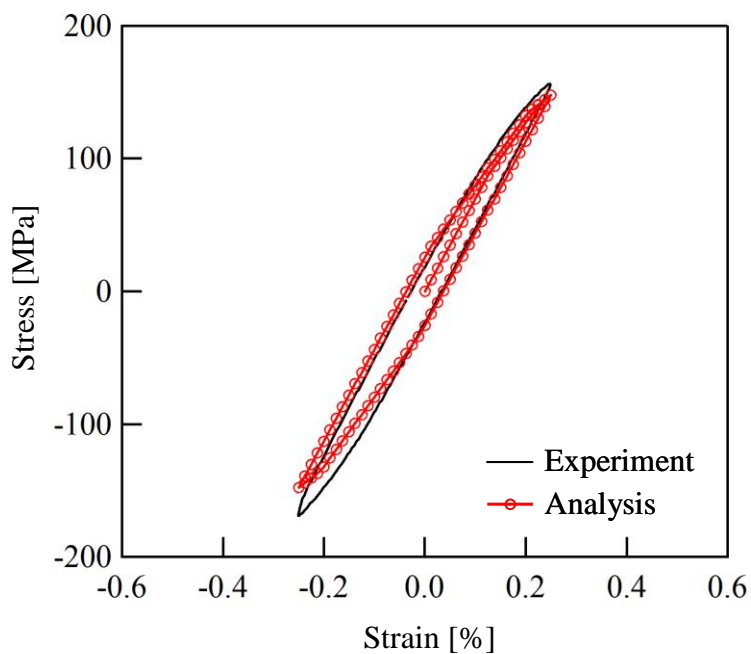


Fig. 5. 22 Hysteresis loop at $N_f / 2 = 11,000$ with $\Delta \varepsilon = 0.50\%$ at 25°C .

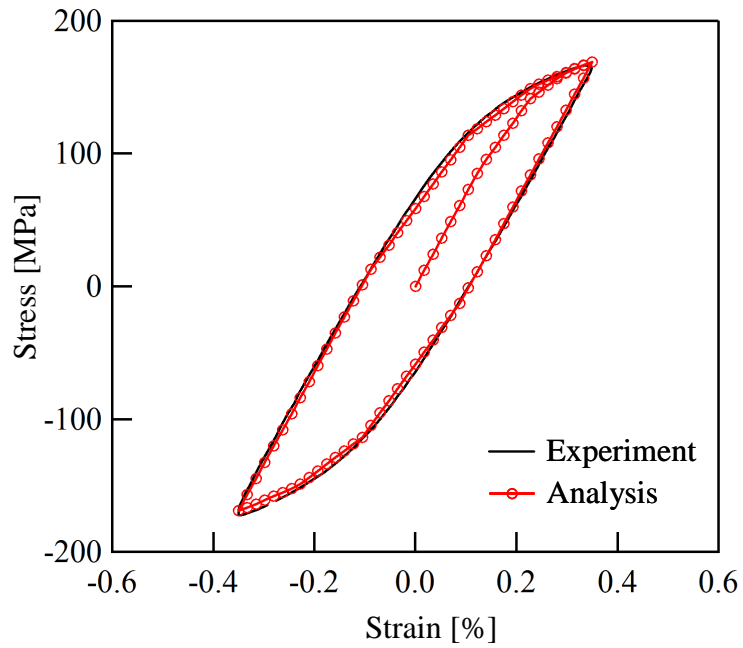


Fig. 5. 23 Hysteresis loop at $N_f / 2 = 3,900$ with $\Delta \varepsilon = 0.70\%$ at 25°C .

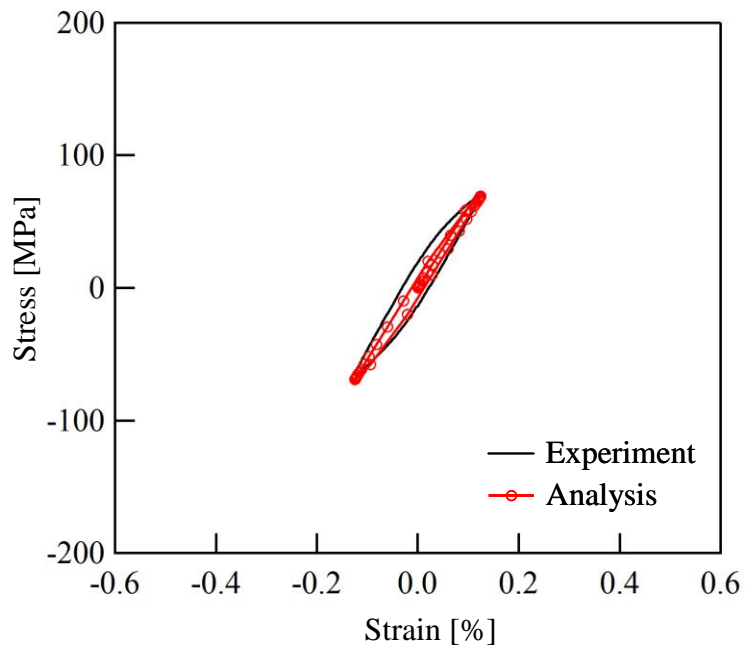


Fig. 5. 24 Hysteresis loop at $N_f / 2 = 137,500$ with $\Delta \varepsilon = 0.25\%$ at 190°C .

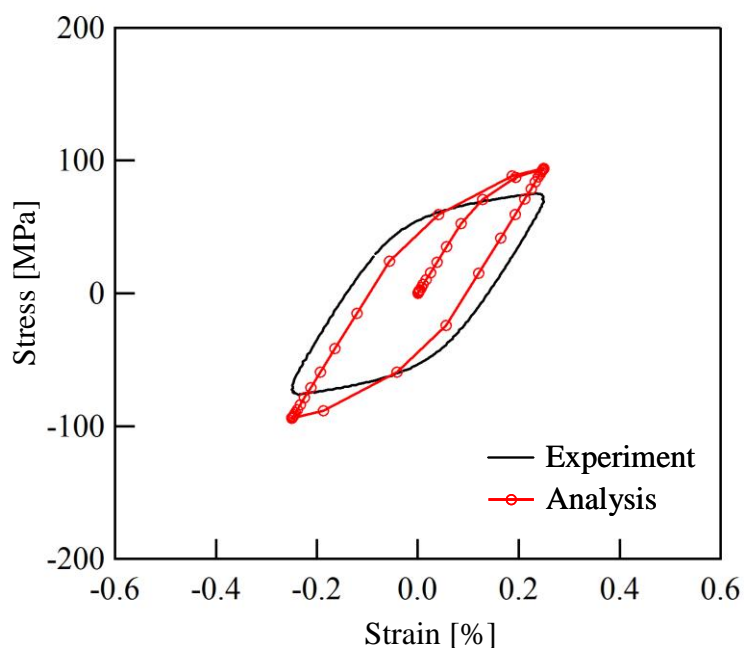


Fig. 5. 25 Hysteresis loop at $N_f / 2 = 4,700$ with $\Delta \varepsilon = 0.50\%$ at 190°C .

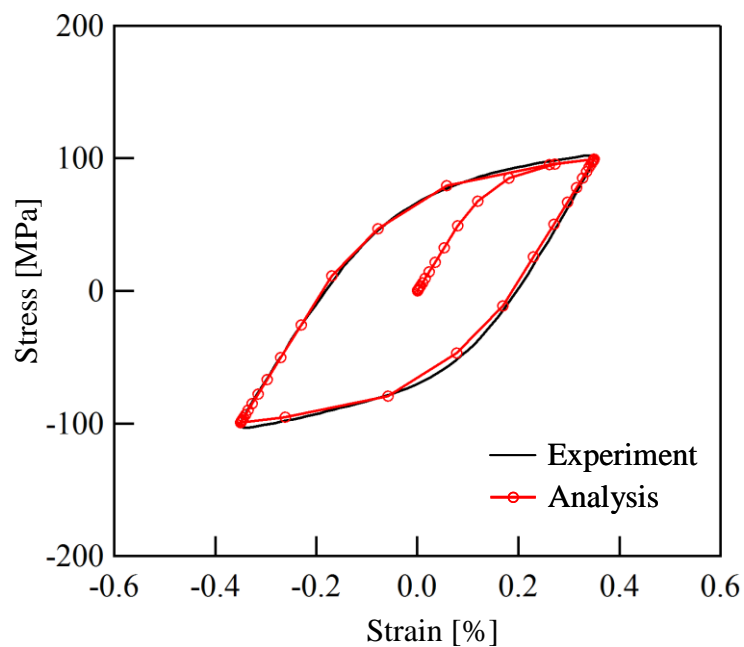


Fig. 5. 26 Hysteresis loop at $N_f / 2 = 2,000$ with $\Delta \varepsilon = 0.70\%$ at 190°C .

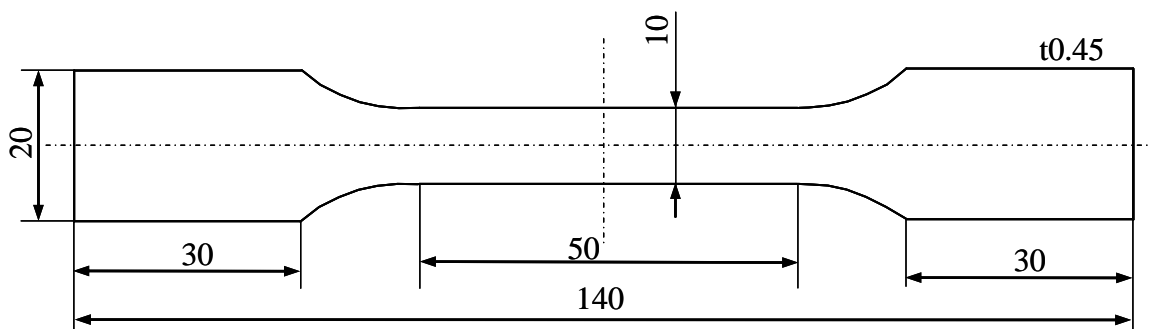


Fig. 5. 27 Test specimen geometry used to creep test (unit in mm).

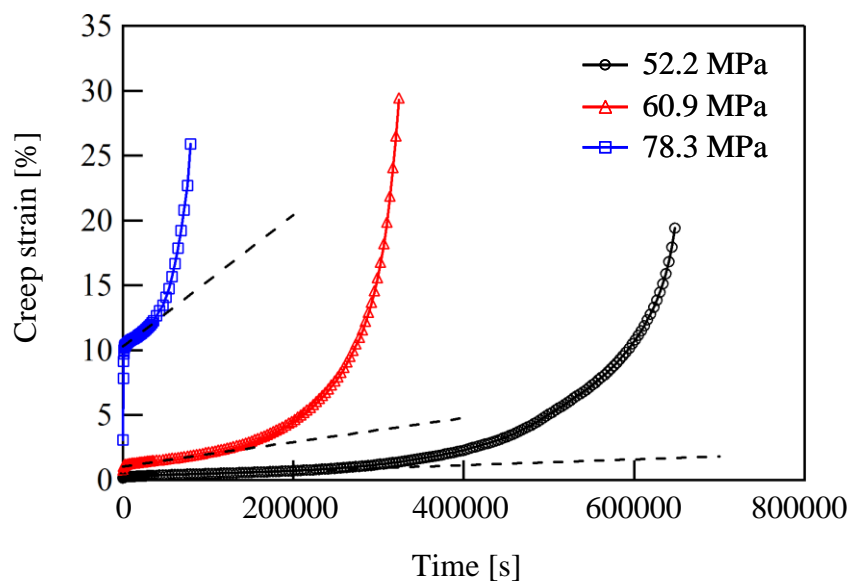


Fig. 5. 28 Relationship of creep strain and time at 190°C.

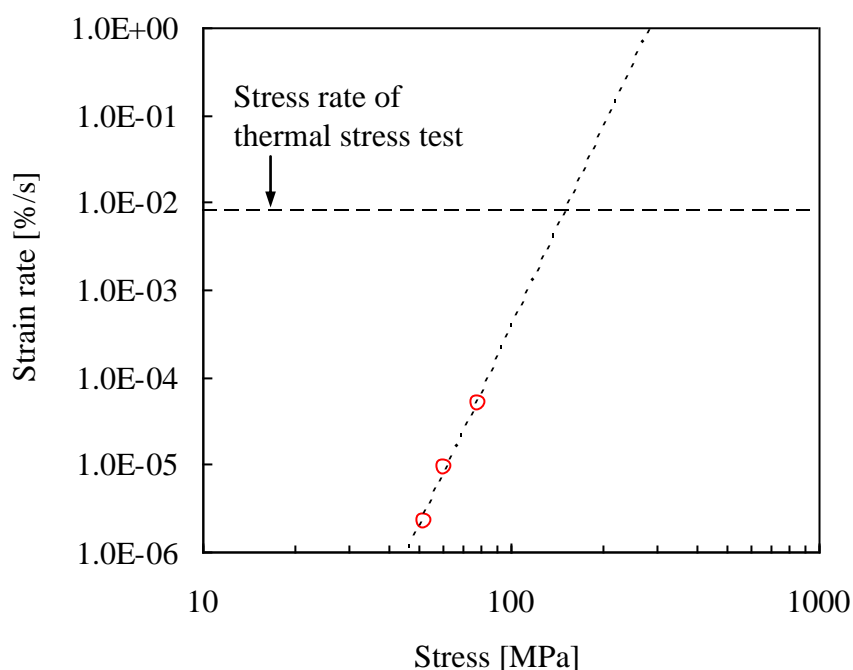


Fig. 5.29 Relationship of creep strain rate and applied stress at 190°C.

5.6 ズーミング解析と実験の比較

5.4節で検討した、インタークーラ全体モデルの解析結果より、7本目のチューブ付根部が最大ひずみ発生部位であることが予測された。そこで、7本目のチューブ付根部に着眼し、ズーミング法を用いた付根部の詳細な解析を行った。図5.30にズーミング解析で用いる付根部の有限要素分割を密にした有限要素モデルを示す。使用した有限要素は、テトラ2次要素(C3D10)である。図5.31にチューブ付根部をさらに拡大した有限要素分割を示すが、チューブ角部のR形状や付根部のろう付フィレット部を考慮できており、その有限要素分割は十分密であると考えられる。ひずみの評価部位は、図5.6で示した位置と一致させるため、チューブとタンクの付根部分から0.5mmの節点である。この節点における、チューブ長手方向ひずみ ϵ_x を評価した。解析には汎用有限要素法ソフトAbaqus (Ver 6.10)を使用した。総節点数と総要素数はそれぞれ544,979, 306,986である。

この有限要素モデルに対し，最高温度時及び最低温度時の温度分布を付与した．さらに，ズーム領域の境界上に，全体解析で得られた境界条件を節点変位として与えた．材料パラメータは，5.5節で検討したO-W則による弾塑性構成則を用いた．ズーム解析においても最高温度及び最低温度の解析を行い，両解析より得られたひずみ値の差をひずみ範囲 $\Delta \varepsilon_x$ として評価した．

ズーム解析により得られたひずみ範囲 $\Delta \varepsilon_x$ を実験と比較した結果を，図5.32に示す．チューブ1本に対し，4箇所が付根角部が存在するため，図5.32の解析及び実験の比較では，4箇所の付根角部におけるひずみ範囲の結果を示している．その平均値を比較すると，実験のひずみ範囲が0.165%に対し，解析のひずみ範囲は0.193%であり，その誤差は約17%であり，実用的には十分な精度でひずみ範囲を予測できたと考える．本解析により得られたひずみ範囲を，実験結果より得られた材料強度と比較することで，熱応力に対する疲労強度の信頼性保証が可能である．以上より，チューブ-フィン構造体の熱応力解析技術を確立できたと結論づけることができたと考えられる．

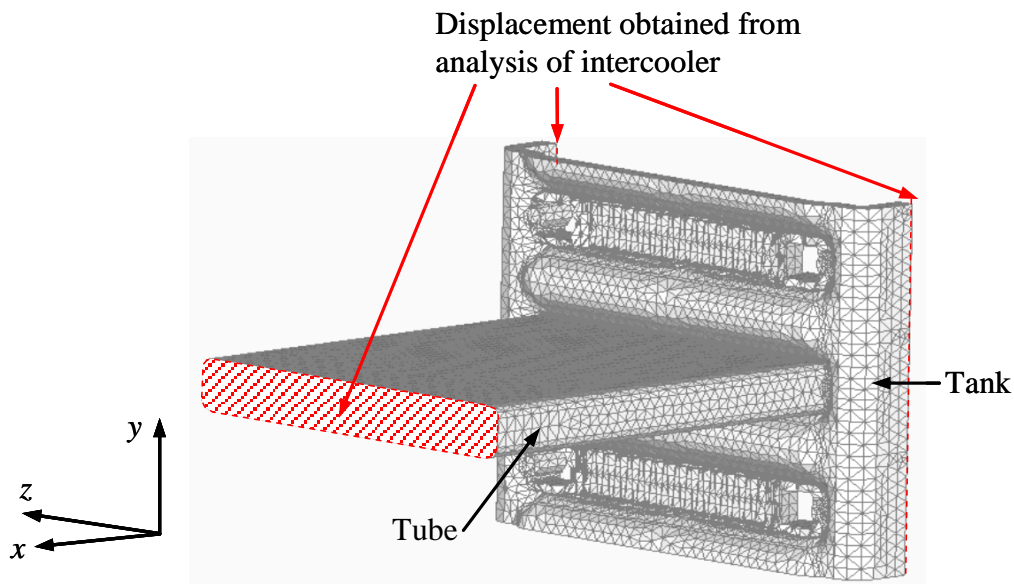


Fig. 5. 30 Finite element model of zooming analysis.

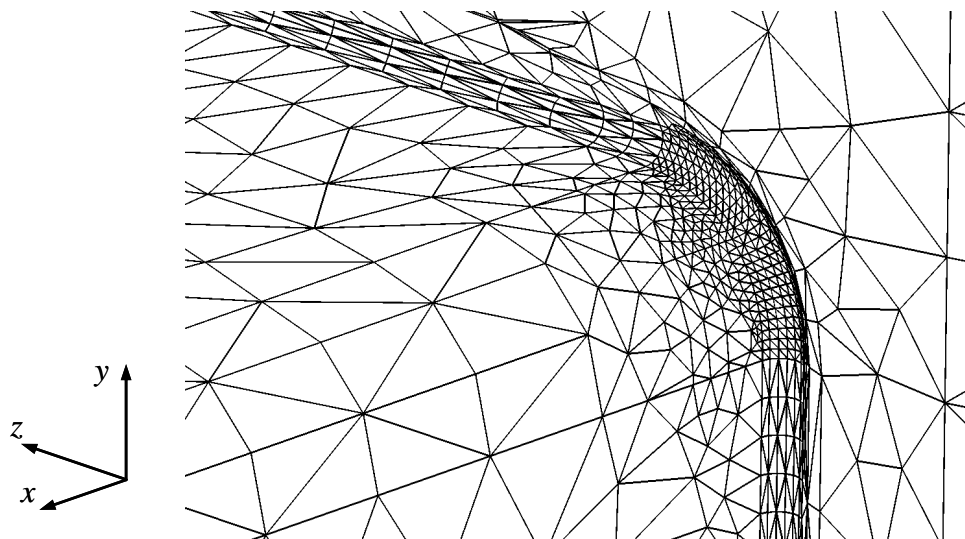


Fig. 5.31 Finite element division around brazing joint of tube and tank in zooming model.

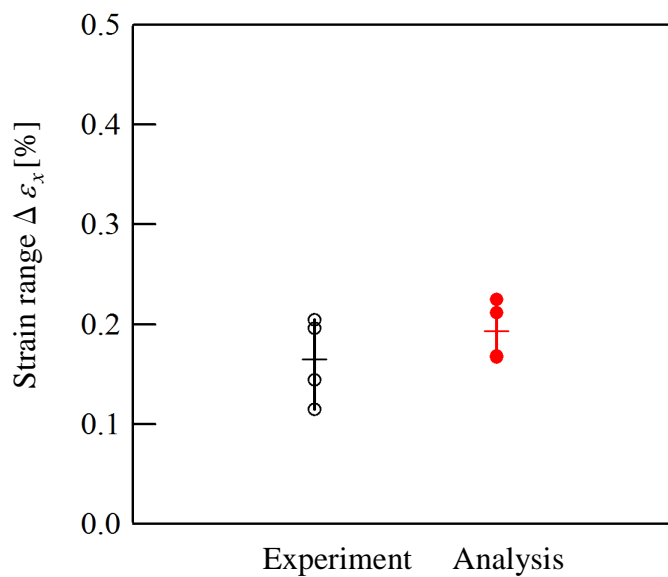


Fig. 5.32 Comparison of strain range between zooming analysis and experiment.

5.7 まとめ

第5章では、均質化法をチューブ-フィン構造に適用し、インタークーラ全体を有限要素モデル化した。このモデルに、熱応力試験時の実測温度分布を与えることで熱応力解析を行い、実験結果と比較した。その結果、付根部近傍の平坦部に発生したひずみは、実験と解析で定性的な傾向は一致しているが、定量的には一致しなかった。これは、有限要素解析において、チューブとタンクの付根部における有限要素分割は、チューブ角部の R 形状やろう付フィレットを考慮しておらず、非常に粗くモデル化しているためであると考えられる。

そこで、全体解析における最大ひずみ発生部位である7本目のチューブ付根部に着目し、ズームング法による付根部近傍の詳細な解析を行った。そのため、チューブの付根部分の詳細な有限要素モデルを作製し、モデル端部の境界条件に、インタークーラ全体をモデル化した解析より得られた変位を与えると同時に、温度分布を与え解析を実施した。さらに、チューブ付根部は弾塑性状態であると考えられ、付根部の非弾性状態を考慮可能な材料構成則を検討した。そこでチューブ材の材料試験を行い、実験結果を基に O-W 則の材料パラメータを決定した。O-W 則に基づく材料構成則を用いたズームング解析を行った結果、平坦部に発生するひずみ範囲を実験と比較すると、平均値で約 17%の誤差となり、実用的には十分な精度で解析技術が開発できたと考える。本解析により得られたひずみ範囲を、実験結果より得られた材料強度と比較することで、熱応力に対する疲労強度の信頼性保証が可能である。

参 考 文 献

- [1] 岸正彦 著, 非線形 CAE 協会 監修, 2006. 構造解析のための有限要素法実践ハンドブック. 森北出版.
- [2] M. Yokoyama and S. Sasaki, 1987. A basic study of the accuracy estimation of structural analysis by the zooming method : 1st report, finite element analysis of the transverse bending of thin flat plates. Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series A 53, 916-925.
- [3] M. Yokoyama and S. Sasaki, 1988. A basic study of the accuracy estimation of structural analysis by the zooming method : 3rd report, two dimensional elastostatic stress analysis by the finite element method. Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series A 54, 1371-1375.
- [4] P. J. Armstrong and C. O. Frederick, 1966. A mathematical representation of the multiaxial baushinger effect. CEGB Report RD/B/N731, Berkeley Nuclear Laboratories, Berkeley, UK.
- [5] J. L. Chaboche and G. Rousselier, 1983. On the plastic and viscoplastic constitutive equations, Part I: rules developed with internal variable concept. ASME Journal of Pressure vessel Technology 105, 153-158.
- [6] N. Ohno, 1990. Recent topics in constitutive modeling of cyclic plasticity and viscoplasticity. Applied Mechanics Reviews 43, 283-295.
- [7] N. Ohno and J. D. Wang, 1993. Kinematic hardening rules with critical state of dynamic recovery, Part I: formulation and basic features for ratchetting behavior. International Journal of Plasticity 9, 375-390.
- [8] N. Ohno and J. D. Wang, 1993. Kinematic hardening rules with critical state of dynamic recovery, Part II : application to experiments of ratchetting behavior. International Journal of Plasticity 9, 391-403.
- [9] M. Abdel-Karim and N. Ohno, 2000. Kinematic hardening model suitable for ratchetting with steady-state. International Journal of Plasticity 16, 225-240.

- [10] M. Kobayashi and N. Ohno, 2002. Implementation of cyclic plasticity models based on a general form of kinematic hardening. *International Journal for Numerical Methods in Engineering* 53, 2217-2238.

第6章

結 論

本研究では、チューブ-フィン構造体に均質化法を適用した熱応力解析技術を開発するための検討を行った。まず、周期性のないフィン層に適用可能な均質化解析方法を開発し、フィン層の均質化弾性剛性を導出した。次に、導出したフィン層の均質化弾性剛性を検証するため、チューブ-フィン構造体の部分モデルを用いて、圧縮負荷及び曲げ負荷において、実験と解析結果の比較を行った。さらに、均質化法を適用しインタークーラ全体の有限要素モデルを作製し、インタークーラ全体の熱応力解析を実施した。本研究により得られた結果は、次のようにまとめられる。

第2章では、チューブ-フィン構造体のフィン層に均質化法を適用する場合、フィン層は積層方向に周期性を有しないため、従来の3次元周期性を有する場合の均質化弾性剛性の評価方法をそのまま適用できない。そのため、3次元周期性を有しないフィン層に適用可能な均質化解析方法を開発する必要がある。まず、チューブのプレートの厚さは、通常、フィンの板厚に比べて十分に大きいので、フィンとチューブの接合面では一様変形条件が成り立つと仮定した。この一様変形条件を考慮して応力の釣合い式を弱形式に変換した結果、3次元周期構造体の均質化法が境界条件だけを修正すればフィン層の均質化弾性剛性の評価に適用できることを示した。次に、開発した均質化法をインタークーラのアウターフィンとインナーフィンに適用し、フィン層の均質化弾性剛性を導出した。その結果、フィン層の均質化弾性剛性は、アウターフィンとインナーフィンのどちらの場合でも、異方性が大変著しく、図面形状と実形状を

比べると、特に積層方向の垂直剛性と面外のせん断剛性が大きく異なることがわかった。したがって、フィン層の均質化弾性剛性を図面形状に基づくと極めて過大に評価することになり、フィンの実形状を考慮してフィン層の均質化を行う必要があると言える。

第3章では、第2章で導出した均質化弾性剛性の妥当性を検証するため、チューブ-フィン構造体の部分モデルを用いて、圧縮負荷による検証を行った。まず、インナーフィン付きチューブ2個とアウターフィン1ピッチを直列に並べた連結体を考え、その圧縮負荷解析を有限要素法により行った。この結果、フィン層を均質化したフィン均質化モデルはフィン形状をそのまま考慮したフルスケールモデルとほぼ同じ結果を与え、フィン均質化モデルの妥当性が示された。次に、実験検証として、インナーフィン付きチューブ5個とアウターフィン4層からなる直方体ブロックの積層方向圧縮試験を実施するとともに、対応する有限要素解析を、フィン層を均質化した有限要素モデルにより行った。この結果、フィンの実形状に基づく均質化弾性剛性を用いると有限要素解析の結果は実験結果とよく一致し、フィンの実形状を均質化で考慮することの重要性が示された。

第4章では、第2章で導出した均質化弾性剛性の妥当性を検証するため、チューブ-フィン構造体の部分モデルを用いて、曲げ負荷による検証を行った。まず、チューブ2本とアウターフィン1層からなる積層板を考え、その曲げ解析を有限要素法により行った。その結果、フィン均質化モデルはフルスケールモデルとほぼ同じ結果を与え、フィン均質化モデルの妥当性が示された。これは、曲げ問題で支配的となる長手方向垂直応力が主にチューブのプレート部分に発生し、フィン均質化モデルではこの部分を均質化せず、そのまま考慮したことによる。次に、3種類のチューブ-フィン試験体をインタークーラ伝熱コア部から切り出し、4点曲げ試験を実施するとともに、フィン均質化モデルによる有限要素解析を行った。その結果、試験体上面中央部と下面中央部で測定した長手方向ひずみと負荷曲げモーメントの関係が線形部分ではフィンの実形状を考慮した線形弾性解析により精度よく再現され、フィン均質化モデルの妥当性が実験的にも示された。また、フィンの実形状をその均質化において考慮することの重要性も示された。さらに、フィン均質化モデルによる4点曲げ解析の結果を検討したところ、アウターフィン層では面外均質化せん断剛性 D_{44}^H が大変小さいため、ベルヌーイ-オイラーの仮定が成立しないことがわかった。特にフィンが実形状

の場合、ベルヌーイ-オイラーの仮定の不成立度は大変大きく、その結果として負荷曲げモーメントとチューブの本数はほぼ比例することが明らかとなった。この比例関係は実験結果でも確認された。

第5章では、均質化法をチューブ-フィン構造に適用し、インタークーラ全体を有限要素モデル化した。このモデルに、熱応力試験時の実測温度分布を与えることで熱応力解析を行い、実験結果と比較した。その結果、付根部近傍の平坦部に発生したひずみは、実験と解析で定性的な傾向は一致したが、定量的には一致しなかった。これは、有限要素解析において、チューブとタンクの付根部における有限要素分割は、チューブ角部のR形状やろう付フィレットを考慮しておらず、非常に粗くモデル化したためであると考えられる。そこで、全体解析における最大ひずみ発生部位である7本目のチューブ付根部に着眼し、ズームング法による付根部近傍の詳細な解析を行った。そのため、チューブの付根部分の詳細な有限要素モデルを作製し、モデル端部の境界条件に、インタークーラ全体をモデル化した解析より得られた変位を与えるとともに、温度分布を与え解析を実施した。さらに、付根部の非弾性状態を考慮可能な材料構成則を検討するため、チューブ材の材料試験を行った。実験結果よりO-W則に基づいた材料パラメータを決定した。O-W則に基づく材料構成則を用いて、ズームング解析を行った結果、平坦部に発生するひずみ範囲を実験と比較すると、平均値で約17%の誤差となり、実用的には十分な精度で解析技術が開発できたと考える。本解析により得られたひずみ値を、実験結果より得られた材料強度と比較することで、熱応力に対する疲労強度の信頼性保証が可能である。

本研究で開発されたチューブ-フィン構造体に適用可能な均質化解析方法は、第5章で示したようにインタークーラ伝熱コアに適用され、インタークーラ全体をモデル化した熱応力解析に適用されている。また、チューブ-フィン構造体は、ラジエータ、ヒータコア、エバポレータなどの他自動車用熱交換器で多用されているため、本研究で開発した均質化解析方法が、今後も役立てられることが期待される。

関連業績

投稿論文

- (1). Keisuke Iwahori, Nobutada Ohno, Tomoya Muraki, Dai Okumura, Susumu Miyakawa, 2013. Homogenized elastic stiffness of fin layer in tube-fin structures: Evaluation and verification. Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series A, Vol.79, No.797, pp. 89-99 〈第2章・第3章〉
- (2). Keisuke Iwahori, Nobutada Ohno, Kohei Matsushita, Dai Okumura, Susumu Miyakawa, 2014. Homogenized elastic stiffness of fin layer in tube-fin structures: Verification for bending loading. Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers. 〈第4章〉

国際学会発表

- (1). Keisuke Iwahori, Nobutada Ohno, Dai Okumura, Tomoya Muraki, Susumu Miyakawa, 2013. The large scale finite element analysis of a charge air cooler using a homogenization method. SAE 2013 World Congress & Exhibition, Detroit, USA, SAE Technical Paper, 2013-01-1212. 〈第5章〉

国内学会発表

- (1). 岩堀恵介, 宮川進, 山田耕二, 野崎孝仁, 大野信忠, 2011. 均質化法を用いたインタークーラの大規模構造解析: インタークーラへの適用. 自動車技術会 2011 春季大会, パシフィコ横浜, JSAE Paper No, 20115032.
- (2). 岩堀恵介, 村木友也, 奥村大, 宮川進, 大野信忠, 2011. チューブ-フィン構造体におけるフィン部分の弾性剛性評価. 日本機械学会 M&M 2011 材料力学カンファレンス, 九州工業大学, CD-ROM.

- (3). 岩堀恵介, 村木友也, 奥村大, 宮川進, 大野信忠, 2012. チューブ-フィン構造体におけるフィン部分の弾性剛性評価. 日本機械学会 M&M 2012 材料力学カンファレンス, 愛媛大学, CD-ROM.
- (4). 岩堀恵介, 大野信忠, 松下幸平, 奥村大, 宮川進, 2014. チューブ-フィン構造体におけるフィン層の均質化弾性剛性 (曲げ負荷に対する検証). 日本機械学会 M&M 2014 材料力学カンファレンス, 福井大学, CD-ROM.

謝 辞

本論文は、著者が株式会社デンソー材料技術部に在職のかたわら、名古屋大学大学院工学研究科 博士後期課程に2012年4月より3年間在学し、名古屋大学大学院工学研究科 大野信忠教授のご指導の下で研究成果をまとめたものです。大野教授とは著者が入社3年目の2008年3月より共同研究をさせて頂き、チューブ-フィン構造体の均質化解析技術を短期間で開発することができました。2008年から現在まで約7年間ご指導頂き、技術的なことだけではなく研究者のあるべき姿を一から教えて頂いたと思っております。心より感謝致しております。

また、ご多忙中にもかかわらず本論文の審査の労を取って頂くとともに、数々の貴重なご意見を賜りました名古屋大学 田中英一教授，畔上秀幸教授，奥村大准教授に深く感謝の意を表します。

さらに、折に触れアドバイスを頂きました 木下祐介助教に感謝致します。細やかなお心遣いを頂いた浅田英美子教授秘書にも感謝しております。大野研究室の卒業生である浅田崇史様には、有限要素解析を一から教えて頂き感謝しております。同じく卒業生である村木友也様や現 M2 の松下幸平様には共に研究を進め支えて頂き感謝しております。

そして、本博士課程入学の機会を与えて下さるとともに、本研究の遂行及び本論文のとりまとめに対しご配慮を頂きました株式会社デンソーの杉浦慎也部長，清水真樹室長，稲吉成彦室長，宮川進技師，宮本宣幸課長，山田耕二担当課長及び強度摺動解析室の皆様方に心より感謝いたします。また、本研究を遂行するにあたりご協力を頂きました山下博志さん，青山喜彦さんに感謝致します。

最後に、研究に専念できるように温かく見守ってくれた両親と妻 仁美に感謝します。

2015年1月 岩堀 恵介