

ボルト締結された平板間の接触熱抵抗に関する研究 (円弧状うねりによる接触熱抵抗の低減法の提案)

篠田 卓也¹ 安井 龍太² Woo WonSub² Karim Rasyid Karjadi²
中溝 裕己² 伏信 一慶² 富村 寿夫³

Study on Thermal Contact Resistance Between Bolted Flat Plates (Proposal of Reduction Method for Thermal Contact Resistance by Means of Arc Shaped Waviness)

Takuya SHINODA¹, Ryuta YASUI², Woo WonSub², Karim Rasyid KARJADI²,
Hiroki NAKAMIZO², Kazuyoshi FUSHINOBU² and Toshio TOMIMURA³

Abstract

Continuing trend of higher packaging density and the increasing device heat dissipation rate of electronic control unit (ECU) for automobiles requires the further advancement of ECU cooling technology. One of the major heat transfer paths from the ECU to the ambient is the contact between the ECU enclosure and the metal chassis where the ECU is attached to the body of the vehicle. Bolted attachment however cause surface deformation of the ECU enclosure that deteriorate the heat transfer capability. Although the deformation-caused surface waviness is apparently responsible for the increase of thermal contact resistance (TCR), vast majority of the conventional TCR works have focused only on the effect of surface roughness, including the pioneering works done by the Japanese researchers, Tachibana and Sanokawa. Their Tachibana-Sanokawa Equation of TCR considers various surface roughness parameters, it however cannot handle the waviness. This work mainly focuses on the effect of the strain caused by the bolted joint and the resulting or designed waviness on the TCR. Elasticity analysis of bolt-jointed two test plate specimens shows the deformation characteristics. Then, the pressure distribution between the ECU enclosure and metal surfaces is visualized in order to confirm the effect of designed waviness on ECU enclosure surface. Thermal experiment is then conducted to quantitatively show the significance of the designed waviness. The results discussed in the present work is expected to have impact not only to the ECU cooling but to the wide range of industrial application.

Key Words: *Thermal contact resistance, Thermal contact conductance, Bolted joints, Wavy rough surface, Waviness, Strain, Electronic Control Unit*

記号

A	: 断面積	$[\text{m}^2]$	H_{min}	: 軟らかい固体側のブリネル あるいはビッカース硬さ	$[\text{MPa}]$
F	: 軸力	$[\text{N}]$	K	: 剛性	$[\text{N/m}]$
F^a	: 外力	$[\text{N}]$	K^T	: 線形の剛性	$[\text{N/m}]$
F^{nr}	: 内力	$[\text{N}]$			

受付日: 2020 年 7 月 10 日, 担当エディター: 宗像 鉄雄

¹ 株式会社デンソー (〒448-8661 愛知県刈谷市昭和町 1-1)

² 東京工業大学 (〒152-8550 東京都目黒区大岡山 2-12-1)

³ 元熊本大学 (〒060-0010 札幌市中央区北 10 条西 19 丁目 2-4-504)

(2007)

p_m	: 平均接触圧力 ($= F/A$)	[MPa]
Q	: 接触面を通過する熱量	[W]
q	: 熱流束	[W/m ²]
R	: 残差	[N]
Ra	: 中心線平均粗さ	[μm]
T	: 温度	[°C]
T_{wcp}	: 水冷プレートの温度	[°C]
u	: 変位量	[mm]
x	: 接触面に平行方向の座標	[mm]
y	: 接触面に平行方向の座標	[mm]
z	: 接触面に垂直方向の座標	[mm]

ギリシャ文字

α_0	: 負荷熱コンダクタンス	[W/(m ² K)]
α_c	: 接触熱コンダクタンス	[W/(m ² K)]
γ_c	: 熱流束基準の接触熱抵抗	[(m ² K)/W]
Δ	: 設計うねり高さ	[mm]
ΔT	: 温度差	[K]
ΔT_{fs}	: 設計うねりを有しない 場合の温度上昇量	[K]
ΔT_{ws}	: 設計うねりを有する 場合の温度上昇量	[K]
Δu	: 変位増分量	[mm]
δ	: 粗さの平均高さ($= 4Ra$)	[μm]
λ	: 熱伝導率	[W/(mK)]
λ_f	: 空隙部の熱伝導率	[W/(mK)]
ε_r	: 許容誤差	[-]
η	: 設計うねりの有無による 温度上昇値の割合	[-]

添字

1, 2	: 固体 1 および 固体 2
i	: 繰り返し計算の回数

1 緒 言

自動車業界のエレクトロニクス技術における熱問題への対応は、年々厳しくなっている。例えば、エンジンルーム内の温度は約 100°C まで上昇するが、このような過酷な環境下で電子制御ユニット (Electronic Control Unit, 以下 ECU) は高速な電子制御をしなければならない。しかし、周知のように、電子部品は高温に弱い。ECU の耐久信頼性を損わないためには、その部品を、極力、部品の耐熱温度以下で保持することが肝要である。

ECU に対するこのような熱的要求に応えるための方策として、黒色筐体を利用したふく射伝熱、周囲空気への対流熱伝達、ECU 内の部品間の伝導伝熱や、筐体から車両側のシャーシやボディの伝導伝熱等の放熱が挙げられる。これらの中で、対流熱伝達は効果的であるものの、全ての部品に対し、空気の有効な流れを保証できるわけではない。そのため、自動車技術に関連する放熱手段としては、伝導伝熱による放熱が熱設計の観点から重要となる。

ECU 等の放熱手段として、伝導伝熱を利用した代表的な技術に、電子部品の動作で生じた熱を、プリント基板、TIM (Thermal Interface Material)、そして金属筐体を介してブラケットやボディに逃がす方法がある。すなわち、回路基板が収納されたアルミニウム製の筐体を、ボルトで車両側のシャーシやボディ等へ固定し、放熱する手段が採用されている。

しかし、放熱に重要な上記接触面は、製造過程において表面粗さだけでなく、製造上のうねりが生じる。なお、これらの表面性状 (粗さ曲線、うねり曲線および断面曲線) は、JIS B 0601 [1] で定義されている。さらにボルトの締結時に生じる筐体の弾塑性変形による組付け上のひずみが付加される。その結果、筐体と放熱面との接触面積が減少し、伝熱性能が低下する。このように、ECU 内部の電子部品から外部環境へ放熱を妨げる放熱面において、うねりやひずみに起因する接触熱抵抗が存在している。

接触熱抵抗に関しては、接触面モデル、面間に存在する物質の影響、測定法、ボルトあるいはリベット締結における熱抵抗、二重円管の接合部における熱抵抗、熱流の整流作用、ヒステリシス現象、酸化膜の影響等、幅広い分野にわたり数多くの研究がなされており、Madhusudana [2] は、特にボルト締結やリベット接続に関して 1920 年代～1990 年代に行われた様々な研究のレビューを行っている。

多くの接触熱抵抗計測に関する研究では、ASTM D5470 [3] に準拠した装置が用いられており、主に粗さを有する試験片を対象として行われている。一方で、うねり高さを有する測定の研究を富村ら [4] は、5 μm～11 μm の円柱状の試験片を用い、その影響を実験的に検討している。しかしながら、ECU のサイズ (100 mm～500 mm) は幅があり、筐体構造が複雑な場合は、ASTM D5470 に準拠した装置が適用できない。また、うねりも接触面上の局所的に複数点存在するため、温度の分布と同様に、接触熱抵抗の分布を解明することも必要になる。

本研究で対象としている、ボルト締結時の接触熱抵抗に関連する研究に関して、Madhusudana ら [8]、Fletcher ら [9] は上下の平板に対し熱が垂直方向に流れる場合の熱抵抗について、Song ら [10] は端部がボルト締結された 2 枚の平板に対し熱が平行に流れる場合の熱抵抗について、Kumano ら [11] はボルト締結された平板間にガスケットが挟まれた系の定常熱伝導時における機械的挙動について、また Mantelli ら [12] は平板間にワッシャーが挿入されている場合の熱抵抗について、それぞれ研究を行っている。さらに、福岡らは、接触熱抵抗を考慮した熱膨張法によるボルト締め付け過程 [13]、接触熱抵抗を考慮したボルト締結体の温度場と応力場の有限

要素解析[14], ボルト締結体まわりの接触熱抵抗を考慮した温度場と応力場の連成解析[15], チタン材料の接触熱抵抗の測定とボルト締結体への応用[16]等について研究を行っている。しかし, これらの研究では製造上のうねりを伴わない平板を対象としているため, 接触熱抵抗に及ぼすうねりの影響は検討されていない。

他方では, 接触熱抵抗測定の新たな手法の提案がある。非定常任意加熱による測定法[17], レーザ周期加熱および反射率温度測定を用いた測定法[18], 熱抵抗と電気抵抗の相関に基づく測定法[19], 光音響法を用いた測定法[20]等である。しかし, いずれの手法も, ECU の放熱で問題となるうねりの影響は排除されており, うねりを伴う接触面の熱抵抗を測定できる装置が存在しないのが現状である。

接触熱抵抗の低減方法に目を向けてみる。最近, サーマルグリース, 熱伝導シート, PCM(Phase Change Material), サーマルゲル, 高熱伝導接着剤, サーマルテープ等, TIM の各種製品が提供されている[21, 22]。その中で, 例えば, サーマルグリースは熱抵抗が小さく, パワーデバイス等の取り付けによく使用されるが, 一様に塗布するのが難しい, 機械的な固定が必要, 長期使用で漏れ出しの可能性がある等の課題もある[22]。したがって, これらの熱伝導性材料を使用した対策では, 部品点数が増えるだけでなく, 品質管理やメンテナンス等の電子機器製造におけるコストのハードルが高く ECU の放熱対策として採用されることが多くない。

一方で, 篠田ら[23, 24]は製造上のうねりを有する固体間の接触熱抵抗の新たな測定手法を研究している。そのうねりや組付け上のひずみを意図的に付加した場合, ECU の放熱性能が向上することを示唆している。

本研究は, その製造上の粗さやうねり, 組付け上のひずみを伴う, 金属面間の接触熱抵抗を明らかにする。それは金属面間を通過する際の単位面積・単位時間あたりの伝熱量である, 接触部分における熱流束分布に基づく熱抵抗測定装置の開発・実用化を最終目的としている。

多くの接触熱抵抗の研究領域において, 接触熱抵抗の測定装置は, 主に数十 mm 程度のテストピースを上下の円柱ロッドで押し付け, 平均熱抵抗を計測する。産業用の製品で適用となると, 面内の接触熱抵抗は, 数 mm~数百 mm の範囲のスケールで分布を明らかにする必要がある。この範囲の測定が可能になれば, 製品の接触界面は, うねりやひずみを利

用して伝熱を促進させて温度低下が可能である。

この目的の達成と課題を解決するため, 3つの過程を示す。第1に, 追加コストゼロで対処できる, 人為的なうねりのある面を設定して, 接触熱抵抗を低減できることを検証する。さらに半導体部品のジャンクション温度の低下が可能と想定できるようにする。第2に, プリント基板上の温度耐性の異なる様々な部品の配置検討をするにあたり, ECU 内部の温度分布を配慮した設計ができるように, うねり面内での熱抵抗分布を取得する。そのために, 接触部分における熱流束分布に基づく接触熱抵抗の面内分布を計測できる装置の開発と数 mm~数百 mm の範囲のスケールで熱抵抗を計測できるようにする。最後に, 接触面の応力分布が把握できる応力解析と組み合わせた, うねりを考慮した接触熱抵抗の予測式を導出する。この一連の研究・開発により, モノづくりの現場では人為的なうねりを設計できるようになる。さらに今後は, 高発熱密度化対応で伝熱経路における様々な場所の熱抵抗を, それぞれ独立に制御することで高い放熱効果を出せるようになることを期待される。

本論文は, 以上のうねりを有する予測式の導出と, その接触熱抵抗を測定する装置の実用化に向けた仮説検証の位置付けである。実際の ECU 筐体を利用して, プリント基板上の素子や内部温度の抑制効果について, 実験的手法と解析的手法を利用して説明する。

2 接触面に及ぼす諸因子の明確化

多く使用される接触熱抵抗の予測式に関しては, 橘[5]の実験および佐野川[6]の一連の理論解析と実験, そして単位セルモデル[7]に基づいて提案された式(ここでは, 橘・佐野川の式と呼ぶ)がある。しかし, これらの式は粗さのみを有する試験片に基づいて得られており, うねりを伴う平板間での接触熱抵抗の予測には使用できない。

ボルト締結された平板間の接触熱抵抗の低減策の方向性を明確にするため, ここでは, 橘・佐野川の式(1)[4, 5]に基づき, 接触熱抵抗に及ぼす諸因子の影響を概観する。

$$\frac{1}{\gamma_c} = \alpha_c = \frac{1}{\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{1}{\alpha_0} + \frac{\delta_2}{\lambda_2}} \cdot \frac{p_m}{H_{min}} + \frac{\lambda_f}{\delta_1 + \delta_2} \left(1 - \frac{p_m}{H_{min}} \right) \quad (1)$$

右辺の H_{min} [MPa] は軟らかい方の固体のブリネル

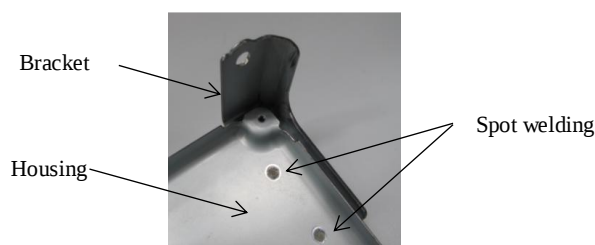
(2007)

硬さあるいはビッカース硬さ[25], λ_f [W/(m·K)]は接触面の空隙部に存在する空気等の介在物質の熱伝導率である. 断面積 A [m²] の製造上のうねりを伴わない平面上に粗さ (中心線平均粗さ Ra [m], 粗さの平均高さ $\delta = 4Ra$ [m] [23]) を有する. 熱伝導率 λ [W/(m·K)]の固体1と固体2が平均接触圧力 p_m [MPa] で接触している場合での, その間の接触熱抵抗 γ_c [(m²·K)/W]あるいはその逆数である接触熱コンダクタンス α_c [W/(m²·K)]となる. 式(1)の因子には, うねりの因子は含まれていないことがわかる. 佐野川も「実際問題として接触熱抵抗の原因の大きなものは, この waviness であることを忘れてはならない」[6]と指摘している. しかし, この指摘から半世紀以上も経過した現在において, 未だ有効な予測手法や評価式が確立されていない. この課題は, 例えば ECU から車両側の接触部への放熱や, プリント基板から筐体への放熱を検討できずにいる.

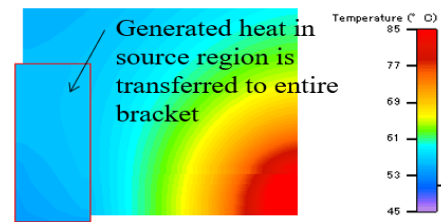
現在, 熱設計においては, CAE を導入した伝熱解析ツールが多く業務分野で活用できるようになっている. これまで多大な労力, 時間そして費用を要した実験的なトライアル&エラーは従来に比して軽減されるようになってきた.

例えば, 図 1 (a)に示すような筐体に関する伝熱シミュレーションを行う場合, 筐体とブラケット間には, 本来ならば, スポット溶接部以外の接触部に熱抵抗が存在するべきであるが, 定量的な評価が行えないため, 平坦に接触をしているとして解析条件を設定することが多い. その結果得られる図 1 (b)に示すような温度分布は, 実際の温度分布とは乖離が大きい結果となる.

解析現場では, 何らかの方法により, 実際に接触する部分とそこでの接触熱抵抗の値を予測し, シミュレーションの精度を向上させたいが, 式(1)はこのままでは使用できない. 今後, 製造上のうねりや設計上のひずみを伴う接触面の接触熱抵抗の定式化を試みるにあたり, 本報では前述の通り, まず, 製造上のうねりを模擬して付与した接触面の影響について, 実験的にその有効性を検討した.



(a) Connection between housing and bracket



(b) Simulation results of heat transfer in ideal contact (Temperature field view from outside of housing)

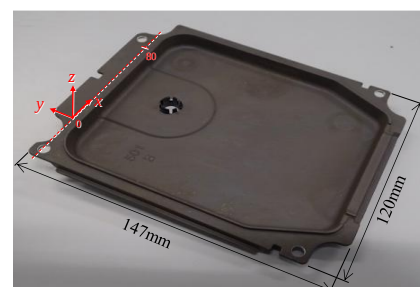
Fig. 1 Example of issues in heat transfer simulation.

3 ボルト締結を模擬した平板間の接触面の変形に関する弾性力学解析

図 2 に例示するように, 実際の筐体は, 表面に数十 μm の巨視的な製造上のうねりを有することが確認できる. その上で, さらに組付けのひずみによって放熱面の接触状態が悪化し, 伝熱量が大きく変化することが予想される.

そこで, 3D-FEM を用いて, 実際の筐体と放熱面との接触部を模擬した簡単なモデルに基づき, ボルト締結に対応する外部荷重による接触面の変形挙動に関する弾性力学解析を行った.

図 3 に検討対象としたサンプル構造を示す. 今後の実験の際に使用予定の熱流束センサのサイズに合わせ, 幅 90 mm×奥行 9 mm×高さ 5 mm とした. この銅板が剛体上に置かれ, その上に同じ寸法のアルミ板が重ねられており, アルミ板は上面両端において, ボルト締結により生じる軸力 F で下方に押し付けられている. なお, 本解析では, 軸力 F の間隔を 80 mm とした.



(a) Overall view of the housing

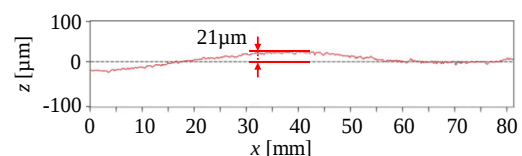
(b) Maximum waviness from average plane: 21 μm

Fig. 2 Macroscopic waviness on housing surface.

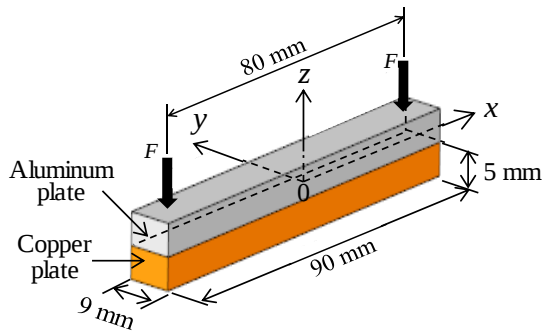


Fig. 3 Simulation model for elastic mechanics analysis of contact between housing and heat dissipation surface.

3.1 基礎方程式

解析ソフトには ANSYS Mechanical 17.1 を用い接触面の変形量および圧力分布に及ぼす軸力 F の影響を検討した。以下の解析に関する詳細の説明は、当該ソフトで用いる手法と条件である。

3次元空間における金属体の荷重と変位量の関係は以下の基礎方程式(2) [27]により算出される。

$$[K]\{u\} = \{F^a\} \quad (2)$$

ここで、 K は剛性であり、 $[K]$ は剛性マトリクス、 $\{u\}$ は変位量ベクトル、 $\{F^a\}$ は外力ベクトルである。金属材料は弾塑性材料であることから、 $[K]$ は非線形な剛性マトリクスとなり、式(3)は非線形方程式となる。

そこで、Newton-Raphson 法を適用し、線形解法の反復により非線形問題の解を求める。Newton-Raphson 法において、基礎方程式は次式となる。

$$[K_i^T]\{\Delta u_i\} = \{F^a\} - \{F_i^{nr}\} \quad (3)$$

$$\{u_{i+1}\} = \{u_i\} + \{\Delta u_i\} \quad (4)$$

ここで、 K_i^T は線形の剛性であり、 $[K_i^T]$ は線形の剛性マトリクス、 $\{\Delta u_i\}$ は変位増分ベクトル、 $\{F_i^{nr}\}$ は内力ベクトルであり、式(3)および式(4)の反復計算により解を求めた。このとき、 $\{F_i^{nr}\} - \{F^a\}$ を残差 $\{R\}$ と定義し、許容誤差 ε_r を用いて、残差の値が以下の式(5)を満たした場合を収束と定義し、その結果を評価した。

$$\|\{R\}\| = \varepsilon_r \|\{F^a\}\| \quad (5)$$

3.2 解析条件

図 4(a)に解析モデルを示す。ボルト締結部に相当する 2 箇所の円形範囲に軸力 F を均一に設定し、負荷荷重条件は $F=200, 400, 600, 800, 1000, 1500$ N とした。また、銅板の底面は剛体壁とした。

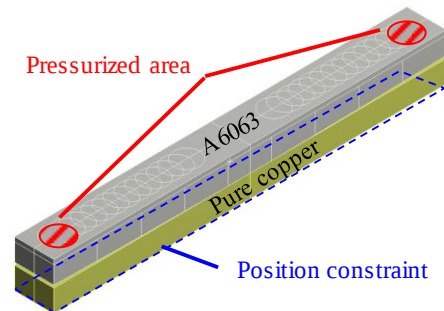
図 4(b)に本解析モデルにおけるメッシュ分割構造を示す。本解析では、平板の圧力分布と変形を十

分に表現できるよう、メッシュサイズは厚み方向 10 分割する 0.5 mm の立方体構造とした。このサイズの妥当性について、0.25~5.0 mm の範囲のメッシュサイズで分割し、銅板およびアルミ板間に発生する圧力値を確認した。その結果から、面における最大圧力の収束値に対し誤差 1%以内となるメッシュサイズとした。荷重が集中するボルト締結部周辺はテトラ構造にて分割した。

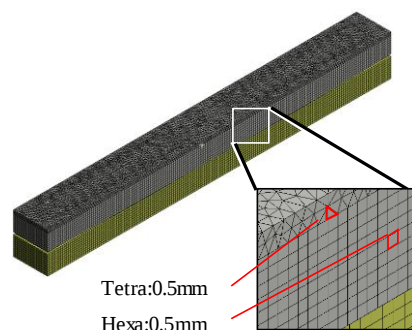
また本解析では、各材料の物性値として表 1 に示す値を使用した。また、解析収束条件は許容誤差 $\varepsilon_r = 0.5\%$ とした。

Table1 Materials and their physical properties used in the calculation.

	Aluminum plate	Copper plate
Material	A6063	Pure copper
Poisson coefficient [-]	0.34	0.34
Young's modulus [kN/mm ²]	68.6	129.8



(a) Simulation model



(b) Mesh condition

Fig. 4 Simulation model and mesh condition.

4 エンジン ECU を用いた接触熱抵抗の評価実験

本研究では、凸状のうねりを人為的に設けた場合の接触熱抵抗の低減効果を評価するための実験を行った。評価対象として、エンジン ECU を用いた。

(2007)

エンジン ECU では筐体がシャーシ等に搭載され、放熱する。

図 5 に ECU 製品の取り付け状態を示す。今後の実験装置に組み込むため、3.2 の応力解析の条件は銅板を選定している。製品での実用可能か事前に確認するため、取り付けられるシャーシを模擬できるように応力解析では銅板としたが、実用可能か確認するため、シャーシを模擬したアルミニウム製の金属板とし、温度を一定に維持できる水冷プレートを使用した。

図 6 に示すように、ECU の基板には 3 W のメタルクラッド抵抗を 12 個配置し、合計 36 W 発熱するよう調整した。また、Ch. 1~Ch. 7 は ECU の主要部に設けた温度測定点であり、Ch. 1~Ch. 6 はメタルクラッド抵抗の表面中心温度を、Ch. 7 は筐体内部の空気温度の測定用である。なお、Ch. 7 の熱電対温接点は、基板表面から上方に 3 mm 離れた点に設置した。

温度の検出に用いる熱電対は T 型、素線径 0.13 mm、JIS C 1602 熱電対 規格 許容差の分類クラス 1 を使用した。また、図 7 に示すように、測温部での接触状態による測定誤差を低減するため、厚さ 0.1 mm の銅テープを用い温接点を覆うように固定した。

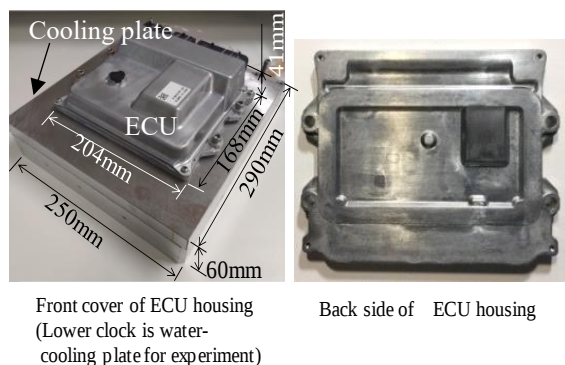


Fig. 5 External view of engine ECU.

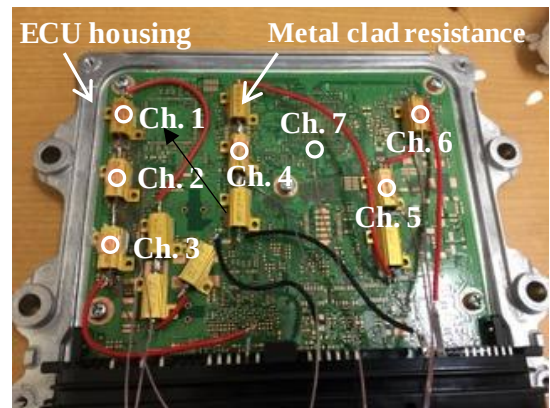


Fig. 6 ECU housing and printed circuit board used in experiment.

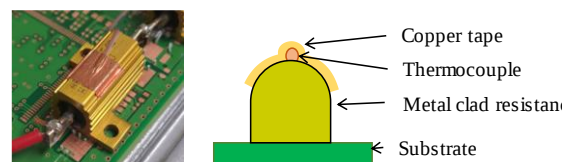


Fig.7 Thermocouple attachment.

図 8 に、本実験で使用した ECU の構造と予測される主たる放熱経路の模式図を示す。基板と ECU 筐体の間には TIM としてサーマルグリスが塗布されており、メタルクラッド抵抗で生じた熱は、基板から TIM そして筐体を経由し、最終的には水冷プレートへと放熱される。なお、本実験では、筐体と水冷プレートの締結には M6 ボルトを使用し、実際のシャーシ取り付け時のトルク値である 6 N・m で締結した。

図 9 に、ECU 筐体裏面（取り付け面と対する表面）の構造と水冷プレートとの筐体接触面（ECU 筐体裏面のうち、取り付け面との接触が期待される部分）の断面形状を示す。左側の写真と断面図は、筐体接触面のうねり高さが $\Delta = 0 \mu\text{m}$ の平坦面の場合の構造である。一方、右側の写真と断面図は、上記の平坦面を有する筐体を水冷プレートにボルト締結した場合に生じると予想される凹状のひずみを相殺するために、このひずみとは逆位相の凸状のうねりを人為的に設けた。このうねりを製造上生じるうねりと区別するため、設計うねりと呼称する。ここでは、NC 工作機械を用いて、設計うねり高さが $\Delta = 1000 \mu\text{m}$ となるよう筐体の両端を通る曲率半径を 5202.5 mm として接する円弧状とした。この数値は、一般的なダイキャスト加工時の許容可能な製

造寸法とした。

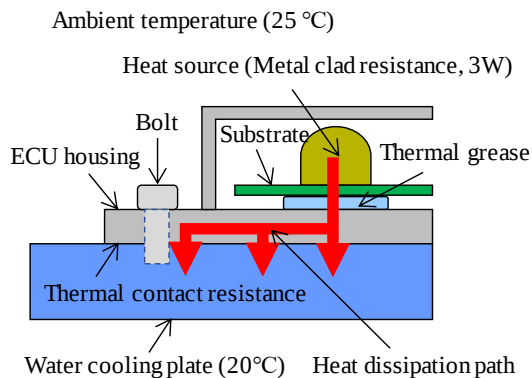


Fig. 8 Heat dissipation structure and path of ECU.

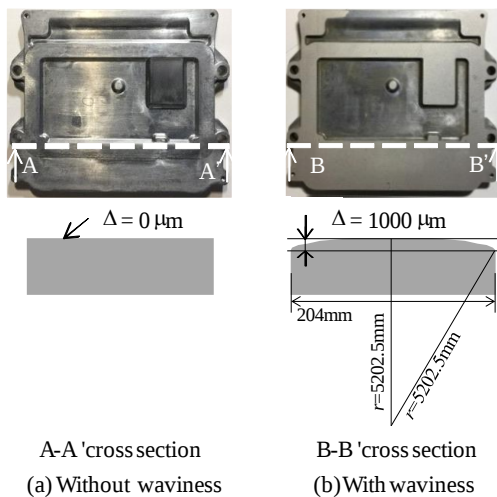


Fig. 9 Backside structure of ECU housing and cross-sectional shape of contact surface with water cooling plate.

本実験では、これらの ECU 筐体を図 5, 8 に示したように水冷プレートにボルト締結し、両者の放熱性能を比較・検討した。

5 結果および考察

図 10 および図 11 に、図 3 のモデルに基づいて得られた弾性力学解析の結果を示す。2 枚の平板について、両端部の 2 箇所にボルト締結での締め付け力が加わったことを想定した条件としている。2F が変化した場合の挙動を確認した。代表として軸力 $2F = 1500 \text{ N}$ で締結した場合の銅板上面 ($x-y$ 平面) における圧力分布を示す。図から、軸力を印加した部分を中心とする狭い範囲で大きな圧力が生じていることがわかる。

図 11 は、2 つのボルト締結した場合のアルミ板下面の変形挙動による影響である。図 11(a)より、軸力の増大とともにアルミ板下面は銅板上面と離れる方向にひずみが生じている。また、図 11(b)より、銅板とアルミ板の間に、組付けひずみによる空気層が形成されることが確認できる。なお、軸力の印加部分では、アルミ板下面が銅板側に食い込んでいく様子も観察される。

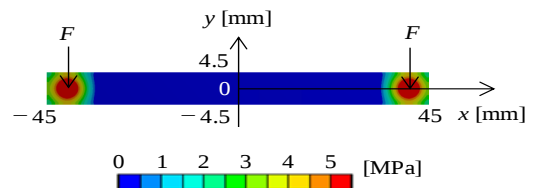
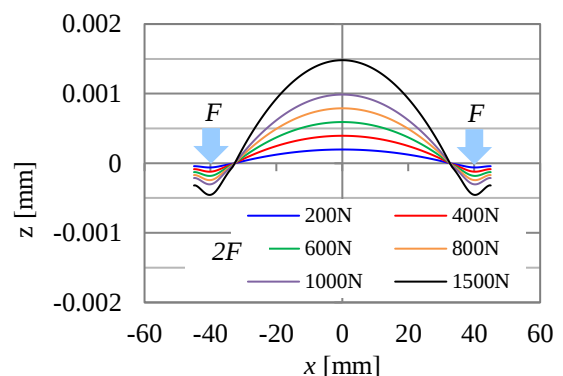
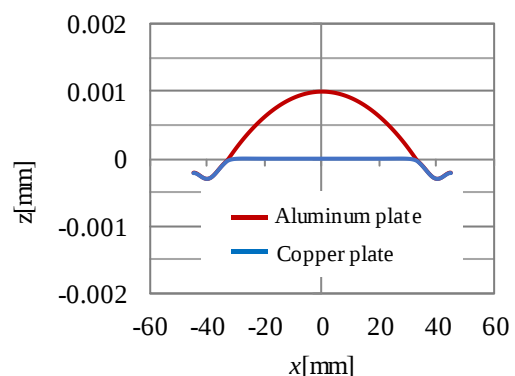


Fig. 10 Pressure distribution on upper surface of copper plate.



(a) Deformation of bottom surface of aluminum plate due to axial force F



(b) Deformation of aluminum plate and copper plate at $2F = 1000 \text{ N}$

Fig. 11 Simulation result.

以上の結果から、ボルト締結に伴うアルミ板下面の凹状のひずみ変形を相殺するために、下面にこれとは逆位相の凸状の設計うねりを予め加工してお

(2007)

くと、締結時に良好な接触状態が得られるものと期待される。

そこで、図 5, 8 に示したエンジン ECU 筐体裏面と水冷プレートとの接触状態を観察するために、圧力測定シートによる筐体接触面での圧力分布の可視化を試みた。なお、本研究で使用した圧力測定シートは、富士フィルム製のプレスケール (超低压用 ツーシートタイプ (LLW)[28]、測定可能圧力範囲 0.5~2.5 MPa、厚さ 100 μm 。プレスケールの公差は 23°C・65%RH 時の濃度計測にて $\pm 10\%$ 以下である。うねり、厚みやその他因子を含んだ測定精度であり、ここではうねりの有無を相対的に確認するためばらつきが実験結果に依存は少ないと判断した。

図 12 に、圧力分布の可視化結果を示す。圧力が印加された部分が赤色に発色し、圧力の増大とともに発色が強くなる。図 12 (a)から、接触面が平坦で設計うねり高さが $\Delta = 0 \mu\text{m}$ の場合、赤色部はボルト穴の周辺に限定され、接触面が部分的にしか水冷プレートと接触していないことが分かる。この結果は、図 10 に示した解析結果と定性的に一致している。一方、図 12 (b)に示すように、接触面に高さ $\Delta = 1000 \mu\text{m}$ の円弧状の設計うねりを加工することにより、赤色部が広範囲に分布している。このことから、水冷プレートとの接触状態が改善され、放熱が促進されることが予想される。

そこで、図 6 の基板を搭載した ECU 筐体の接触面に図 9 に示した加工が施された ECU を用い、設計うねり有無が基板主要部の温度 (図 6 に示した各メタルクラッド抵抗表面中心部の温度 Ch. 1~Ch. 6 および筐体内部の空気温度 Ch. 7) に及ぼす影響を検討した。図 13 に、設計うねり高さが $\Delta = 0 \mu\text{m}$ と $\Delta = 1000 \mu\text{m}$ の各筐体を 3 回ずつ測定した結果を示す。図 13 (a)は、水冷プレートの温度 T_{wcp} ($= 20^\circ\text{C}$) を基準とした各部の温度 T の上昇値 ΔT で整理した結果である。実線は温度測定結果の平均値を表し、ばらつきは測定結果の最大値と最小値を示す。また、図 13 (b)は、設計うねりの有無による温度上昇値の割合 η [-]であり、それぞれ次式(6), (7)で定義した。

$$\Delta T = T - T_{wcp} \quad (6)$$

$$\eta = \frac{\Delta T_{ws} - \Delta T_{fs}}{\Delta T_{fs}} \quad (7)$$

ここで、 ΔT_{fs} は設計うねりを有しない場合の各部の温度上昇値[K]、 ΔT_{ws} は設計うねりを有する場合の各部の温度上昇値[K]である。

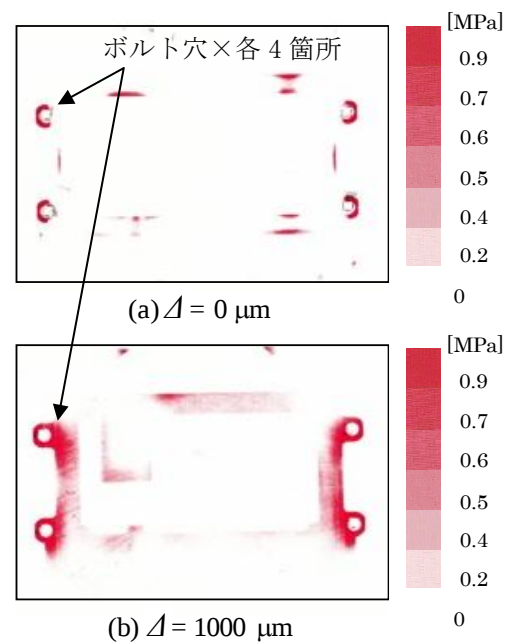
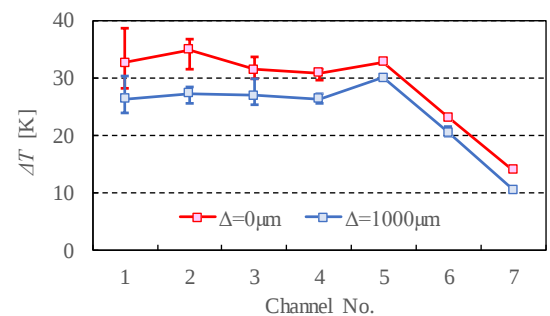
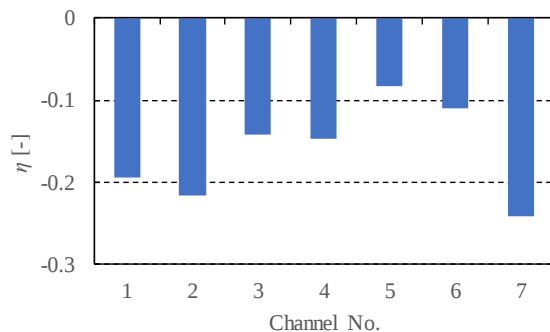


Fig. 12 Pressure distribution on backside of ECU housing visualized by using pressure measurement film.



(a) Effect of waviness on ΔT_{ws}



(b) Effect of waviness on η

Fig. 13 Improvement of heat dissipation performance by artificial convex waviness.

Fig.13 (a)を確認すると Ch. 1, Ch. 2, Ch.3 のばらつきが他の Ch. と比較して大きい。その理由として、Fig.14 に示すように Ch. 1, Ch. 2, Ch.3 のプリント基板直下に TIM を塗布している。プリント基

板の締め付けねじの直近では、TIM があることにより応力がかかり、プリント基板の反り方に影響が出やすい。ゆえに繰り返し塗布した場合、TIM の拡がり方に、誤差が生じやすい。他の Ch. は、締め付けねじの遠方にあり、影響が少ないため、ばらつきが小さいと考えられる。

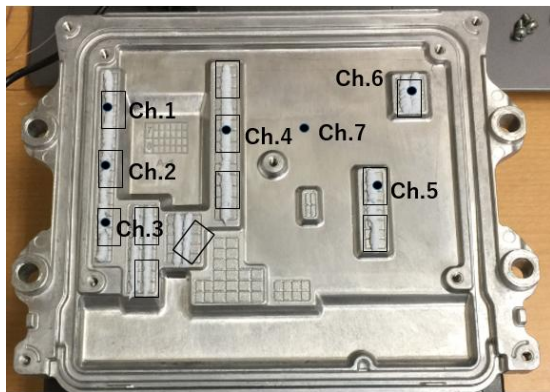


Fig. 14 TIM application position.

各メタルクラッド素子表面の測定チャンネル Ch 1~6 において平均 $\eta = -0.148$, 最大 $\eta = -0.217$, また、筐体内部の空気温度 Ch7 において $\eta = -0.241$, すなわち 24.1% 温度上昇量が低下し、放熱性能の向上が得られた。

以上の結果から、ECU の筐体接触面にボルト締結による筐体接触面の変形を考慮した逆位相の設計うねりを人為的に設けることにより、ECU 筐体と取り付け面との間の接触面積が増加する。実装素子温度と ECU 内部温度がそれぞれ低下することを確認でき、放熱が促進されることが実験的に確認できた。

6 結 言

本研究では、橘・佐野川の式では考慮されていない接触界面にある製造上のうねりと組付けひずみに影響される接触熱抵抗を検討し、以下の知見を得た。(1) 弾性力学解析に基づき、うねり高さ $d=0\mu\text{m}$ の 2 枚の平板のボルト締結により平板が変形し、空隙が生じることを明らかにした。

(2) 圧力測定シートを用いて ECU の筐体接触面と取り付け面の圧力分布を可視化することで、ECU と取り付け面の接触箇所がボルト締結部周辺に限定されることを示した。

(3) ECU の筐体接触面に設計うねりを $1000\mu\text{m}$ として人為的に設けることで、筐体接触面と車両取り付

け面の接触面積が最適な放熱となる表面形状を研究可能とし、放熱が促進されることを実験的に示した。

今後は、表面粗さの存在する組付けひずみや設計うねりが接触熱抵抗に与える影響を予測する式の導出を目指す。また、接触熱抵抗の面内分布を測定可能な装置の開発を目指す。すなわち、上記の式による人為的な設計うねりを設けることと、実製品の接触熱抵抗を測定できる装置開発により、放熱に適切な接触熱抵抗値について、設計検証や計測確認が可能となり、低コストで高い放熱性を実現できる。

本研究で得られた知見は、車載の電子機器に限らず、接触部を通じた放熱を求められる諸問題において、広範な電子・機械部品に適用可能であると考えられる。

7 謝 辞

本稿での応力解析は、デンソーベトナム Duong Manh Ha 氏の支援をいただき、また接触熱抵抗の技術は、サーマルデザインラボ株式会社 国峰尚樹氏にご教示いただいた。ここに謝意を示す次第である。

参考文献

- [1] 日本産業規格 JIS B 0601:2013, 製品の幾何特性仕様 (GPS) - 表面性状: 輪郭曲線方式- 用語, 定義および表面性状パラメータ, 3-7.
- [2] C. V. Madhusudana, Special Topics in Thermal Contact Conductance (1996), Springer-Verlag New York Inc.
- [3] ASTM, Standard Test Method for Thermal Transmission Properties of Thermally Conductive Electrical Insulation Materials, D5470-17.
- [4] Toshio Tomimura and Motoo Fujii, "EFFECT OF SURFACE WAVINESS ON MEASUREMENT OF THERMAL CONTACT CONDUCTANCE", *Proc. Advances in Electronic Packaging*, 26-2 (1999), 1269-1275.
- [5] 橘 藤雄, "接触面の熱抵抗に関する研究", *日本機械学会誌* 55-397 (1952), 102-107.
- [6] 佐野川 好母, "金属接触面における伝熱に関する研究 (第 4 報, 接触面の表面粗さの形状・うねりの影響と接触熱抵抗の近似計算法)", *日本機械学会論文集 (第 2 部)*, 33-251 (1967), 1131-1137.

(2007)

- [7]日本機械学会 伝熱工学資料 改訂第5版 (2009), 16-17.
- [8]C. V. Madhusudana, G. P. Peterson and L.S. Fletcher, “The Effect of Nonuniform Interfacial Pressures on the Heat Transfer in Bolted and Riveted Joints”, *Trans. ASME, J. Energy Resources Technology*, 112 (1990), 174-182.
- [9]L.S. Fletcher, G. P. Peterson, C. V. Madhusudana, and E. Groll, “Constriction Resistance Through Bolted and Riveted Joints”, *Trans. ASME, J. Heat Transfer*, 112 (1990), 857-863.
- [10]S.Song, K.P.Moran and R. Augi, “Experimental Study and Modeling of Thermal Contact Resistance across Bolted Joints”, *J. Thermophysics and Heat Transfer*, 8-1 (1994), 159-163.
- [11]H.Kumano, T.Sawa, and T.Hirose, “Mechanical Behavior of Bolted Joints under Steady Heat Conduction”, *Trans. ASME, J. Pressure Vessel Technology*, 116 (1994), 42-48.
- [12]M.B.H. Mantelli, and M.M. Yovanovich, “Compact Analytical Model for Overall Thermal Resistance of Bolted Joints”, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 41-10 (1998), 1255-1266.
- [13]福岡 俊道, 許 全托, “熱膨張法によるボルト締め付け過程の解析 (接触面の熱抵抗を考慮した場合)”, *日本機械学会論文集 (A 編)*, 66-644 (2000.), 658-664.
- [14]福岡 俊道, 許 全托, 吉田 健太郎, “ボルト締結体の熱および力学挙動の有限要素解析”, *日本機械学会論文集 (A 編)*, 68-665 (2002), 1-7.
- [15]福岡 俊道, 野村 昌孝, 篠 圭一, “ボルト締結体まわりの熱流れと軸力変化の解析”, *日本機械学会論文集 (A 編)*, 74-739 (2008), 399-405.
- [16]福岡 俊道, 野村 昌孝, “チタン材料の接触熱抵抗の測定とボルト締結体への応用”, *Trans. JSME (in Japanese)*, (2017), 83-851, DOI: 10.1299/ transjsme. 17-00018.
- [17]飯田 嘉宏, 近藤 昌弘, 金崎 健, 渡辺 裕之, “接触熱抵抗の非定常任意加熱による測定法”, *日本機械学会論文集 (B 編)*, 63-610 (1997), 2154-2159.
- [18]大曾根 靖夫, “レーザ周期加熱および反射率温度測定を用いたウェハ状固体試料間の接触熱コンダクタンスの工学的測定 (加圧方法の再検討)”, *日本機械学会論文集 (B 編)*, 67-655 (2001), 767-774.
- [19]吉瀬 幸司, “金属接触部における熱抵抗と電気抵抗の温度依存性”, *日本機械学会論文集 (B 編)*, 79-798 (2013), 176-184.
- [20]加賀田 翔, 山口 哲也, 吉田 篤正, “光音響法による固体接触面の熱抵抗の測定とその評価”, *Trans. JSME (in Japanese)*, 81-823(2015), DOI: 10.1299/transjsme. 14-00435.
- [21]伊藤 謹司, 国峰 尚樹, *トラブルをさけるための電子機器の熱対策設計 第2版*, 日刊工業新聞社, (2006), 69.
- [22]国峰 尚樹 編者, *電子機器の熱流体解析入門* 日刊工業新聞社, (2009), 172-173.
- [23]篠田 卓也, 安井 龍太, Karjadi Karim, 伏信一慶, 富村 寿夫, “大きなうねりを有する固体間の接触熱抵抗の測定手法”, *日本伝熱学会, 第56回日本伝熱シンポジウム*, (2019), D111.
- [24]篠田 卓也, 安井 龍太, “電子機器における接触熱抵抗の低減技術”, *日本伝熱学会誌*, 59-246 (2020), 19-24.
- [25]日本機械学会 伝熱工学資料 改訂第3版 (1983), 176.
- [26]佐野川 好母, “接触熱抵抗”, *日本機械学会誌*, 64-505 (1961), 240-250.
- [27]ANSYS, Inc. Theory reference for the mechanical APDL and Mechanical applications, Release 12.0 (2009), 937-938.
- [28]FUJIFILM 圧力測定フィルム プレスケール <https://www.fujifilm.com/jp/ja/business/inspection/measurement-film/prescalemeasurement-film/prescale>