

うねりを有する固体面間の平均接触熱抵抗

富村, 寿夫
九州大学機能物質科学研究所

藤井, 丕夫
九州大学機能物質科学研究所

河村, 泰則
九州大学機能物質科学研究所

佐久川, 純
九州大学機能物質科学研究所

他

<https://doi.org/10.15017/6673>

出版情報：九州大学機能物質科学研究所報告．9 (1), pp.69-73, 1995-11-15. 九州大学機能物質科学研究所

バージョン：

権利関係：



うねりを有する固体面間の平均接触熱抵抗

富村 寿夫・藤井 丕夫・河村 泰則
佐久川 純・黒住 敏弘

Mean Thermal Contact Resistance of Wavy Solid Surfaces

Toshio TOMIMURA, Motoo FUJII, Yasunori KAWAMURA,
Jun SAKUGAWA and Toshihiro KUROZUMI

The effects of surface roughness and waviness on local and mean thermal contact resistance are studied experimentally and theoretically. Six pairs of brass specimens with various roughness and waviness are tested and the mean thermal contact resistances are evaluated for nominal contact pressure of 0.08~1.67MPa. Taking account of the radial distribution of thermal contact resistance, two-dimensional cylindrical heat conduction equation is solved numerically to simulate the corresponding experiments. Comparing with the experimental and numerical results, a measuring method of the mean thermal contact resistance is also discussed.

1. 緒 言

固体面間の接触熱抵抗は、原子炉における金属燃料とその被覆金属間の接触伝熱をはじめ、宇宙機器、電子機器などからの放熱問題とも深く関連し、従来から数多くの理論的、実験的研究がなされている。しかし、鳥居ら^{(1),(2)}、Fletcher⁽³⁾、岡田ら⁽⁴⁾のレビューにもみられるように、実際の接触面にはマクロなうねりやマイクロな粗さが複雑に混在するなど様々な因子が存在するため、接触熱抵抗に関するこれまでの結果は研究者によってまちまちである。

本研究では、接触熱抵抗に関する基礎的研究として、うねりを有する固体面間の局所および平均接触熱抵抗ならびに平均接触熱抵抗の測定方法と温度測定点の問題について、実験および二次元の物理モデルによる数値解析に基づいて検討した結果を報告する。

使用記号

a	: 接触円の半径 (Fig. 1)	[m]
E	: Young 率	[N/m ²]
f	: 荷重	[N]
H	: Brinell 硬さ	[kgf/mm ²]
h_m	: 平均接触熱コンダクタンス	[W/m ² K]
h_r	: 局所接触熱コンダクタンス	[W/m ² K]
l	: 試験片の長さ (Fig. 1)	[m]
p	: 圧力	[Pa]
p_m	: 平均接触圧力	[Pa]
Q	: ヒータ出力	[W]
q_m	: 平均熱流束	[W/m ²]
Ra	: 中心線平均粗さ	[m]
r	: 半径	[m]
r_{io}	: 断熱材の外径 (Fig. 1)	[m]
r_o	: 試験片の外径 (断熱材の内径, Fig. 1)	[m]
T	: 温度	[°C]
T_1, T_2	: 下部および上部試験片温度	[°C]

受理日 1995年7月18日

本論文を名誉教授 小林宏先生に献呈する。

- T_{ii}, T_{io} : 断熱材の内面および外面温度 [°C]
 T_{m1}, T_{m2} : 下部および上部試験片の接触面平均温度 [°C]
 $T_{m1,a}$: 下部試験片の $z=z_a$ における平均温度 [°C]
 $T_{m2,b}$: 上部試験片の $z=z_b$ における平均温度 [°C]
 T_o : 冷却面温度 [°C]
 T_{r1}, T_{r2} : 下部および上部試験片の接触面温度 [°C]
 T_∞ : 周囲温度 [°C]
 z : 試験片の軸に沿う座標 [m]
 z_a, z_b : 接触面から十分に離れた下部および上部試験片内の位置 [m]
 ギリシャ文字
 α : 熱伝達係数 [W/m²K]
 Δ : うねりの長さ (Fig. 1) [m]
 Δ' : うねりの長さ (z) 方向の変形量 (Fig. 1) [m]
 δ : 接触円内の空気層と固体層の厚さ $=\delta_1+\delta_2$ (Fig. 2) [m]
 δ_r : $r=r$ におけるうねり部の空気層の厚さ (Fig. 2) [m]
 δ_1, δ_2 : 下部および上部試験片の接触円内の空気層と固体層の厚さ (Fig. 2) [m]
 $\lambda_r, \lambda_s, \lambda_i$: 空気, 断熱材および試験片の熱伝導率 [W/mK]
 ν : Poisson 比 [-]

2. 数値解析

Fig. 1 に物理モデルを示す。中心線平均粗さ Ra , 球面状のうねり Δ を有する長さ l , 半径 r_0 , 熱伝導率 λ_s の2つの円柱ブロックが荷重 f , 平均接触圧力 $p_m (=$

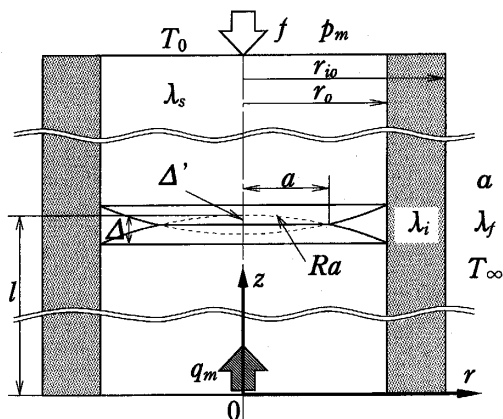


Fig. 1 Physical model and coordinate system

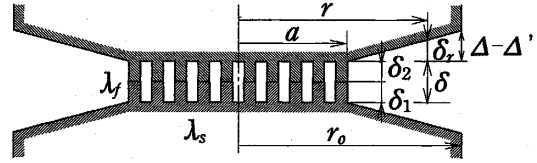


Fig. 2 Contact surface model

$f/\pi r_0^2$)で押しつけられている。ここで、 a は接触円の半径、 Δ' はうねりの長さ(z)方向の変形量である。円柱は温度 T_∞ , 熱伝導率 λ_r の空气中に置かれており、下面は一樣熱流束 q_m で加熱, 上面は一樣温度 T_o で冷却され, 側面は厚さ $r_{io}-r_0$, 熱伝導率 λ_i の断熱材で覆われている。Fig. 2に接触面のモデルを示す。半径 a の接触円内には厚さ $\delta(=\delta_1+\delta_2)$ の多数の空気層と固体層が混在しており, その外側には厚さ $2\delta_r+\delta$ の空気層がある。

本モデルに対する基礎方程式は二次元円筒座標系の定常熱伝導方程式,

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

である。

境界条件は, 中心軸上($r=0$)で対称, 下面($z=0$)で一樣熱流束 q_m , 上面($z=2l$)で一樣温度 T_o の条件,

$$r=0, 0 < z < l : \frac{\partial T_1}{\partial r} = 0$$

$$l < z < 2l : \frac{\partial T_2}{\partial r} = 0 \quad (2)$$

$$0 < r < r_0, z=0 : -\lambda_s \frac{\partial T_1}{\partial z} = q_m$$

$$0 < r < r_0, z=2l : T_2 = T_o$$

を, また側面($r=r_0$)では, 断熱材内部での r 方向のみの熱伝導を仮定し, かつ断熱材外面と空気との間の熱伝達係数 ($\alpha=15\text{W/m}^2\text{K}$)を与え, r 方向の熱流束の連続条件,

$$r=r_0, 0 < z < l :$$

$$-\lambda_s \frac{\partial T_1}{\partial r} 2\pi r_0 dz = \frac{2\pi \lambda_i dz}{\ln\left(\frac{r_{io}}{r_0}\right)} (T_{ii} - T_{io})$$

$$= \alpha (T_{io} - T_\infty) 2\pi r_{io} dz \quad (3)$$

$$r=r_0, l < z < 2l :$$

$$-\lambda_s \frac{\partial T_2}{\partial r} 2\pi r_0 dz = \frac{2\pi \lambda_i dz}{\ln\left(\frac{r_{io}}{r_0}\right)} (T_{ii} - T_{io})$$

$$= \alpha (T_{io} - T_\infty) 2\pi r_{io} dz$$

を適用した。ここで、 T_1 と T_2 は下部および上部試験片温度, T_{ii} と T_{io} は断熱材の内面および外面温度であ

る。さらに、接触面($z=l$)においては、局所接触熱コンダクタンス h_r を次式、

for $0 \leq r \leq a$

$$h_r = \frac{\lambda_s}{\delta + 46.0 \times 10^{-6}} \frac{p}{H} + \frac{\lambda_f}{\delta} \left(1 - \frac{p}{H}\right) \quad (4)$$

$$\text{for } a \leq r \leq r_0 \quad h_r = \frac{\lambda_f}{2\delta_r + \delta} \quad (5)$$

$$\text{where } \delta_r = \frac{D-D'}{r_0-a}(r-a)$$

で与え、 z 方向の熱流束の連続条件

$$0 < r < r_0, z=l: h_r(T_1 - T_2) = -\lambda_s \frac{\partial T_1}{\partial z} = -\lambda_s \frac{\partial T_2}{\partial z} \quad (6)$$

を満足するようにした。ここで、 H は Brinell 硬さであり、 $\delta = 4Ra$ とした。

式(4)はうねりが無く、一様な接触圧力の場合の橘⁽⁵⁾、佐野川⁽⁶⁾による式であるが、ここでは圧力 p に Hertz の接圧論⁽⁷⁾に基づく

$$p = \frac{3f}{2\pi a^3} \sqrt{a^2 - r^2} \quad (7)$$

を用いることで、接触面内での h_r の分布も考慮することにした。なお、半径 a は同じ理論から次式で与えられる。

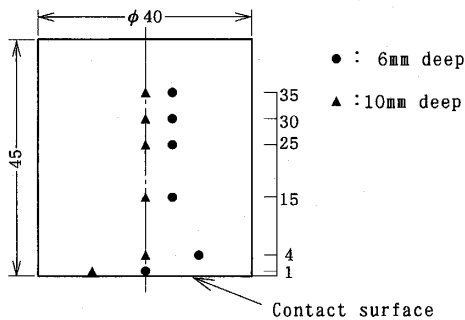


Fig. 3 Test specimen

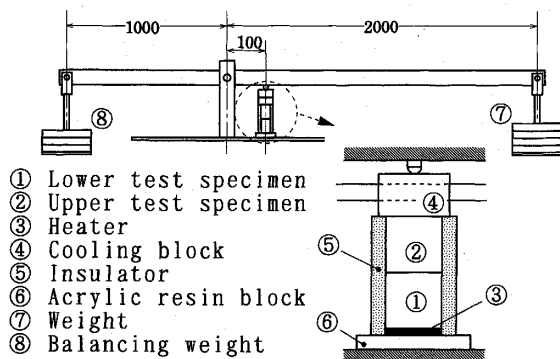


Fig. 4 Schematic of experimental apparatus

$$a = \left\{ \frac{3f(1-\nu^2)}{4E} \frac{r_0^2}{2\Delta} \right\}^{1/3} \quad (8)$$

ここで、 E は Young 率、 ν は Poisson 比である。

3. 実験

Fig. 3 に試験片の概要を示す。試験片は直径40mm、長さ45mmの黄銅製円柱ブロックである。接触面から1, 4, 15, 25, 30, 35mmの位置に、直径0.5mmのドリルで穴あけした半径方向の深さが6mmと10mmの2種類の測温点があり、ここに銀ペーストを塗布した直径0.5mmのT型シーす熱電対を挿入した。

Fig. 4 に示すように、下部試験片①の底面には直径40mm、厚さ0.5mmの薄い円盤状ヒータ③が張り付けられており、上部試験片②の上面には恒温水槽からの冷却水が供給される銅ブロック④がある。試験片側面は断熱材⑤で覆われており、ヒータ底面には厚さ20mmの断熱用アクリルブロック⑥がある。試験部は荷重用アームの支点から100mmの位置に置かれ、荷重用の重り⑦による力が20倍に拡大される構造になっている。なお、無荷重状態で試験部に力がかからないようにするため、試験部の反対側に釣り合わせ用の重り⑧を置いた。実験には Table 1 に示した6組の試験片を用いた。No.1 は旋削面、No.2~No.6 は旋削面を耐水研磨紙で磨いた面である。

Table 1 Surface roughness and waviness of test specimen

	No.1	No.2	No.3	No.4	No.5	No.6
Ra [$\times 10^{-6}m$]	1.15	1.14	2.2	1.1	1.1	2.2
Δ [$\times 10^{-6}m$]	0	0	0	5	10	11

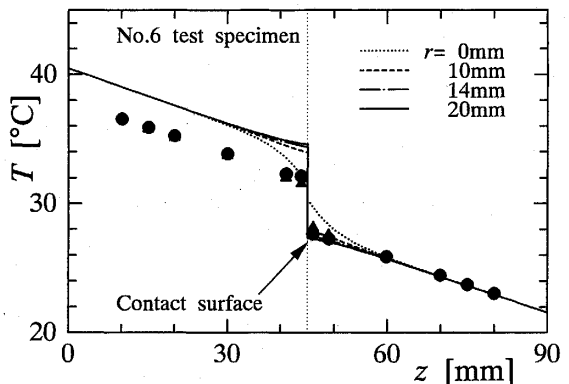


Fig. 5 Temperature distributions in z -direction

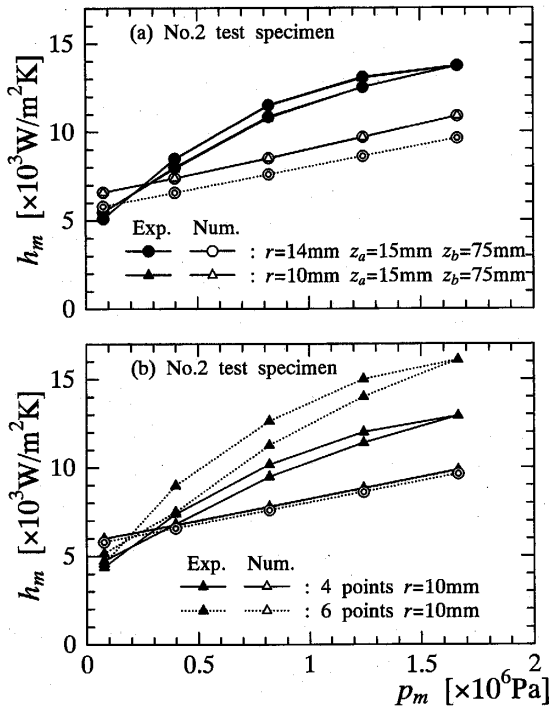


Fig. 6 Relation between h_m and p_m

4. 結果と考察

Fig. 5 に No.6 試験片の z 軸方向の温度分布を示す。ここで、 $p_m = 1.67 \times 10^6 \text{ Pa}$, $q_w = 15.9 \times 10^3 \text{ W/m}^2$, $T_o = 21.6^\circ\text{C}$, $T_\infty = 12.9^\circ\text{C}$, $\lambda_f = 0.026 \text{ W/mK}$, $\lambda_i = 0.05 \text{ W/mK}$, $\lambda_s = 110 \text{ W/mK}$, $r_{io} = 0.035 \text{ m}$, $E = 10.1 \times 10^{10} \text{ N/m}^2$, $\nu = 0.35$, $H = 91$ (一般に無名数で示されるが, kgf/mm^2 の次元をもつ) とした。各曲線は数値計算結果で、記号“●”と“▲”は半径方向の深さが 6 mm ($r = 14 \text{ mm}$) と 10 mm ($r = 10 \text{ mm}$) での測定結果である。うねりが有ると接触面近傍の温度分布が直線分布からずれるため、この例の場合は接触面から 20 mm 以上離れた点の温度を用いて平均接触熱コンダクタンス h_m を求める必要がある。

Fig. 6 に次式で定義される h_m と p_m の関係を示す。

$$h_m = \frac{q_m}{T_{m1} - T_{m2}} = \frac{Q/\pi r_0^2}{T_{m1} - T_{m2}} \quad (9)$$

ここで、 q_m は平均熱流束、 Q はヒータ出力、 T_{m1} と T_{m2} は下部および上部試験片の接触面平均温度である。Fig. 6(a) は、式(9)の平均温度差 $T_{m1} - T_{m2}$ を、Fourier の法則に基づき、次式

$$T_{m1} - T_{m2} = T_{m1,a} - T_{m2,b} - \frac{q_m}{\lambda_s} (z_b - z_a) \quad (10)$$

で評価した結果である。ここで、 z_a と z_b は接触面から

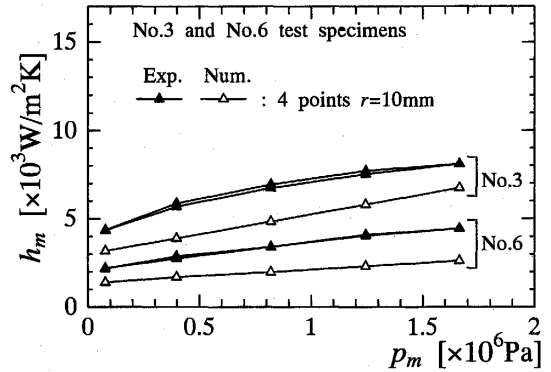


Fig. 7 Effect of waviness on h_m

十分に離れた下部および上部試験片内の位置、 $T_{m1,a}$ と $T_{m2,b}$ はそれらの位置における平均温度である。また、Fig. 6(b) は、接触面からの距離が 15, 25, 30, 35 mm の 4 点と、さらに 1, 4 mm の 2 点を加えた 6 点での温度を最小二乗法により直線近似して平均温度差 $T_{m1} - T_{m2}$ を評価した結果である。記号“●”と“▲”の意味は Fig. 5 の場合と同じである。記号“○”と“△”は、数値シミュレーション結果に基づき、対応する塗りつぶし記号(“●”と“▲”)と同じ測定点の温度を用いて実験と同じ方法で算出した結果である。また、記号“◎”は次式

$$h_m = \frac{\int_0^{r_0} 2\pi r h_r (T_{r1} - T_{r2}) dr}{\pi r_0^2 (T_{m1} - T_{m2})} \quad (11)$$

で定義される h_m を数値シミュレーション結果に基づいて求めたものである。本例のようにうねりが無い場合は、この h_m は式(4)で $p = p_m$ ($0 \leq r \leq r_0$) と置いて得られる h_r に一致する。ここで、 T_{r1} と T_{r2} は接触面における下部および上部試験片温度であり半径 r の関数である。いずれの場合も、測定結果にはヒステリシスが見られる。Fig. 6(a) の場合、記号“○”と“△”で示した数値シミュレーション結果が式(11)と一致しないのは周囲への放熱があるためである。このような場合は式(10)による平均温度差の評価は不適切である。Fig. 6(b) の場合、シミュレーション結果は式(11)と良く一致している。理論的には、最小二乗法を適用することにより、平均温度差の評価に及ぼす周囲への放熱の影響を小さくすることができる。しかし、実際の測定結果は p_m が大きくなり温度差 $T_{m1} - T_{m2}$ が小さくなるとともに近似点数の相違による差が拡大する傾向が見られ、今後、接触面の平面度、温度測定精度などの観点からこの原因を検討する必要がある。

Fig. 7に h_m に及ぼすうねりの影響を示す。温度差 $T_{m1}-T_{m2}$ は深さ10mm($r=10$ mm), 接触面からの距離15, 25, 30, 35mmの4点の温度を用いた最小二乗法に基づく直線近似により評価した。実験結果と数値シミュレーション結果の一致は得られていない。しかし, うねりに伴う h_m の低下割合は, 実験で約50%, 数値シミュレーションで約40%と両者はほぼ同じであり, 本解析モデルは基本的に妥当と考えられる。

5. 結 言

粗さとうねりを有する固体面間の局所および平均接触熱抵抗の関係について理論的, 実験的に検討した。また, 平均接触熱抵抗の測定方法と温度測定点に関しても検討し問題点を明らかにした。本研究に際して,

研究室職員 濱野光司 技官に装置の製作と実験に協力して頂いた。ここに記して謝意を表します。

参考文献

- (1) K. Torii and J. I. Yanagihara, 伝熱研究, 28-110 (1989), 79.
- (2) 鳥居, 日本機械学会誌, 96-892 (1993), 198.
- (3) L. S. Fletcher, Trans. ASME, J. Heat Transfer, 110 (1988), 1059.
- (4) 岡田・松本, 伝熱研究, 32-124 (1993), 25.
- (5) 橘, 日本機械学会誌, 55-397 (1952), 102.
- (6) 佐野川, 日本機械学会論文集, 33-251 (1967), 1097.
- (7) 例えば, 大久保, 応用弾性学, 朝倉書店, (1992), 160.