

簡易モデルと実験による防氷のために要求される熱量の推定

Experimental Investigation and Simple Estimation of Heat Requirement for Anti-Icing

浅海 典男^{*1}

ASAUMI Norio

水野 昌幸^{*1}

MIZUNO Masayuki

富岡 義弘^{*1}

TOMIOKA Yoshihiro

鈴木 一裕^{*1}

SUZUKI Kazuhiro

日向寺 竜磨^{*2}

HYUGAJI Tatsuma

木村 茂雄^{*2}

KIMURA Shigeo

ABSTRACT

A simple method to quickly estimate the approximate amount of heat necessary to prevent ice accretion on components of jet engines in cold environments is evaluated. For prevention it is proposed to mount an electrically heated film on the leading edge of the airfoil surface. The effectiveness of this measure is evaluated for a NACA0013 profile tested in an icing wind tunnel. Super-cooled water is sprayed into the upstream air stream to simulate the cold environment. Comparison of the experimental results with model calculations revealed that the simple model overestimates the required amount of heat by about 200%.

Key words : 過冷却水滴, 着氷, 防氷, 伝熱工学, 接触角

Supercooled Water Droplets, Icing, Anti-Icing, Heat Transfer Engineering, Contact Angle

1. 緒言

航空機用のエンジンは、雲中や低温の霧中での飛行中などの着氷環境における運用が想定されるため、エンジン入口部の有害な着氷を防ぐための防除氷装置が必要となる⁽¹⁾。防除氷装置には、高温空気を利用するものや電熱ヒータ等を用いる方法があるが、いずれもエンジンの出力エネルギーの一部を利用することになるため、省エネ化のためにも防除氷に必要な熱量を把握することが必要となる。

着氷の伝熱現象を記述するモデルとしてMessingerモデル⁽²⁾⁻⁽⁴⁾が知られている。防氷に必要な熱量について、Messingerモデルを用いた数値計算と実験の比較が行われ概ね一致した結果が得られている^{(5),(6)}。一方、防氷や除氷に必要な熱量を簡易に素早く算出するために、Messingerモデルを0次元的に計算できるように数式を簡略化する研究が実施されている⁽⁷⁾。ただし、この研究では、ヒーターメーカーが公表するカタログ値を対象に比較を実施しているため検証が十分とは言えない。また、文献(5)-(7)にて防除氷の熱量を検証した研究では熱量を焦点として扱っているが、熱量に影響を与える防氷面上の水の挙動について詳しく述べられていない。

本研究では、翼の前縁部を模擬した模型を対象に着氷風洞にて防氷試験を実施した。防氷のために加熱を行った模型表面上の水滴挙動を時系列的に観察し現象の解明を行った。さらに、防氷に必要な熱量のデータを取得し、模型表面に氷が付着しなかった防氷可能条件に対して、簡易化したMessingerの伝熱モデルの予測精度を検証した。

2. 試験装置

2.1 着氷風洞

着氷および防氷/除氷の実験を実施するには着氷風洞を利用する。着氷風洞の、通常の風洞施設との大きな差は、風洞内の温度を氷点下以下に保てる能力と、試験が要求する量に制御して微小な水滴を発生する設備の能力を持っていることである^{(8),(9)}。

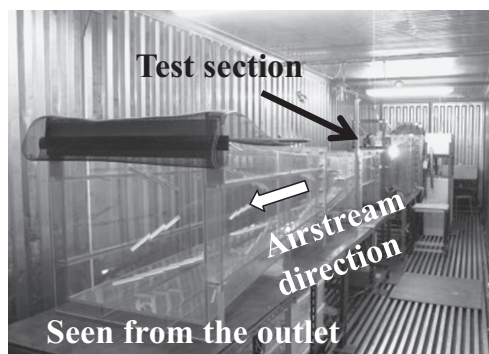


Fig. 1 Photograph of icing wind tunnel

原稿受付 2017年9月22日

査読完了 2018年10月6日

*1 (株)IHI

〒135-8710 江東区豊洲三丁目1-1

*2 神奈川工科大学

〒243-0292 厚木市下荻野1030

本研究で使用した着氷風洞をFig. 1に示す。この風洞は開放型であるため、風洞全体が氷点下 (-30°C まで) に環境温度を調整できるようになっている。測定部での水滴量 (Liquid Water Content : LWC) の最大は 2.8 g/m^3 、過冷却水滴有効径 (Median Volume Diameter: MVD) は約 $10 \sim 60 \mu\text{m}$ である。テストセクションの断面は、 $100 \times 300 \text{ mm}$ で、 90 m/s まで主流速度を上げることができる。なお、LWCとMVDは風洞の風速と気温の条件を設定した後に、回転円柱法^{(9),(11)}を用いて計測を行った。

2.2 試験模型

本研究では、試験用の模型としてコード長が 120 mm のNACA0013翼の前縁から 57.6 mm を対象とした。スパン方向の長さは 90 mm である (Fig. 2)。以後、模型の長さである 57.6 mm を $100\%C$ と示す。この模型は、ABS樹脂の外面に通電加熱用に厚さ $3 \mu\text{m}$ の純チタン箔を翼の流れ方向へ1周全体、スパン方向へ 70 mm の長さで貼り付けた。このチタン箔へ直流電源 (菊水電子工業:PWR800L) からの出力電流の値を一定に制御し試験を実施した。

今回、① 防水のために十分な発熱密度を確保する、② 曲面 (翼の前縁部) へ発熱面を取り付ける、③ 試験結果の評価のために加熱面を等熱流束の条件にすることが必要であり直接通電加熱の方式を採用した。銅の電極を翼型の試験模型のスパン方向の左右2カ所に付けて試験を行った。さらに、 5 m のAWG6の電源ケーブル (UL1283-6-W-10) を用いて電極と電源を接続した。

試験模型の表面温度計測用の熱電対をチタン箔の下側 (模型内部方向) へ 0.5 mm 、スパン方向 45 mm (模型中央) の位置に、翼の流れ方向 (x/c) へ $2.1, 8.7, 26, 44, 61, 78\%$ の6カ所に設置した。熱電対の番号を上流側からNo. 1～6とした (Thermocouple No. 1～6)。さらに、ABS樹脂の内側 (裏側) に1ヶ所 ($x/c=2.1\%$) の位置に取り付けた (Thermocouple inner)。風洞試験時には、主流の温度を計測するため風洞内にも熱電対を設置した (Thermocouple air)。熱電対は岡崎製作所のシース外形 0.5 mm 、非接地形でTタイプのクラス1を使用した。IRカメラ (FLIR Systems社: A655SC) を用いて模型表面 (翼片面のほぼ全域) の温度を計測できる

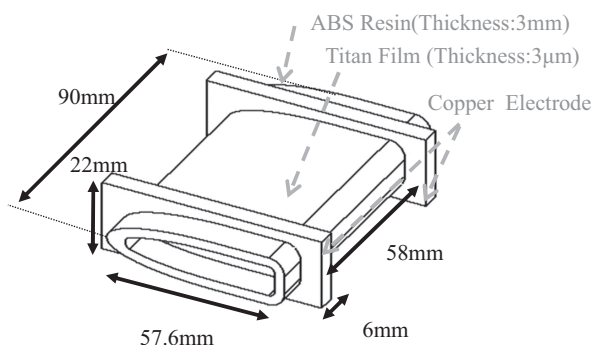


Fig. 2 Schematic configuration of experimental model

ように黒体テープをチタン箔の上に貼り試験を実施した。この時放射率を 0.950 に設定した。黒体テープにはOPTEX社のHB-250 (材質: ガラスクロスステフロンテープ、厚み: 0.13 mm) を用いた。ただし、防水試験 (4.5節以降) では等熱流束条件下の模型後縁側を必要以上に加熱しないためにチタン箔の後方側 60% と黒体テープを取り除いて試験を行った。

2.3 試験模型の発熱量推定

模型表面のチタン箔の発熱量を算出するために、オームの法則 ($R=V/I$ の関係) を用いて事前に抵抗値を算出した。ここで、 V は電圧 (V)、 I は電流 (A)、 R は抵抗 (Ω) である。電流を流しマルチメータを用いて模型へ印加された電圧を計測した。 $x/c = 0, 25, 50, 75, 100\%$ の5カ所の電極間の電圧を計測した (Fig. 3)。それぞれの計測点の抵抗値は $0.086, 0.070, 0.062, 0.073, 0.083 \Omega$ であった。今回は、模型全体の総発熱量を焦点とするため、5点の抵抗値の算術平均をとった値 0.075Ω を模型全体の抵抗値として使用した。

Fig. 4へ模型を加熱した際の表面の温度分布 (無風時、水滴無し) を示す。防水で注目する模型の前縁付近を含め比較的均一な温度となっており、電気抵抗値の分布による表面温度の分布への影響は小さいと考えた。Fig. 5

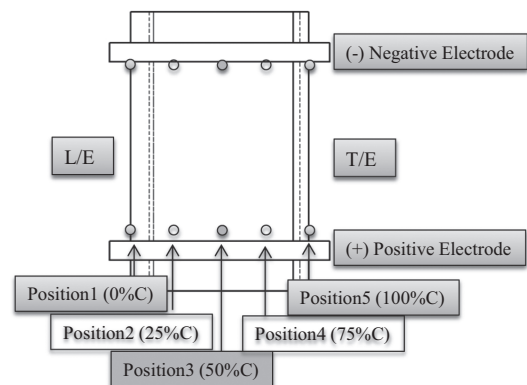


Fig. 3 Schematic positions of electric resistance measurement

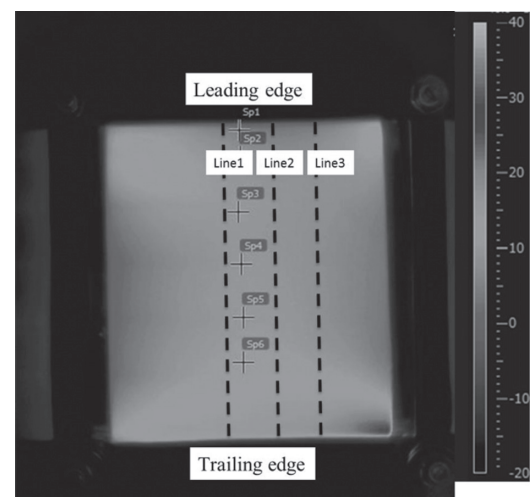


Fig. 4 IR photograph of temperature distribution on airfoil surface

には翼模型の前縁～後縁への温度分布をIRカメラと熱電対で比較した結果を示す。この図には、Fig. 4の翼面上の線 (Line) 1～3の温度分布と熱電対の計測結果を示す。この結果より、IRカメラと熱電対の温度の計測結果を比較すると誤差 $\pm 2^{\circ}\text{C}$ 以内であった。以後の温度評価には熱電対の値のみを用いた。

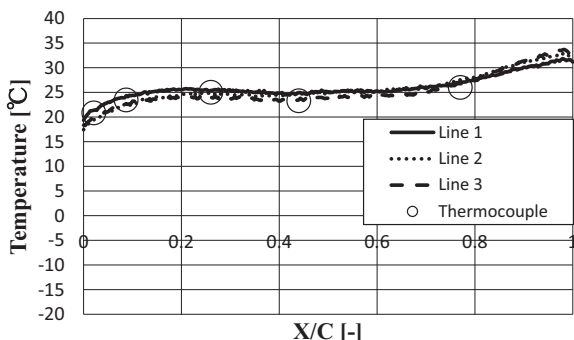


Fig. 5 Comparison of temperatures obtained with IR camera and thermocouple

3. 防水の熱量推定のための簡易モデル

空間の検査体積に対するエネルギーの収支にて防水に必要なと考える熱量を計算する^{(2), (12)}。今回、以下の3つの仮定をおき簡易計算ができるようにした。① 定常現象とする、② 防水対象物の表面温度は1点のみで代表する、③ 模型上の水の温度は壁面と同じとする。

参考文献(2), (7), (12)より防水に必要な熱量を式(1)に示す各項の総和として算出できる。

$$Q_{\text{anti-ice}} = Q_1 + Q_2 + Q_3 - (Q_4 + Q_5) \quad (1)$$

ここで、 $Q_{\text{anti-ice}}$ は防水に必要な熱量、 Q_1 : 水滴 (過冷却水) の加熱のための熱量 (Sensible heating), Q_2 : 対流熱伝達による放出熱量 (Convection), Q_3 : 蒸発による放出熱量 (Evaporation), Q_4 : 水滴の衝突による入手熱量 (Kinetic heating), Q_5 : 空力加熱による入手熱量 (Aerodynamic heating) である (Fig. 6)。 $Q_{\text{anti-ice}}$, $Q_1 \sim Q_5$ の熱量の単位はWである。参考文献(5)では、防水面温度が 10°C 付近で、 Q_2 と Q_3 の項は Q_1 や Q_5 に比べ相対的に大きい値であることが数値流体シミュレーションの結果として示されている。以下に、本研究での $Q_1 \sim Q_5$ の算出方法を示す^{(7), (12), (13)}。

① 水滴 (過冷却水) の加熱のため熱量 (Q_1)

$$Q_1 = c_{p,\text{water}} \times (T_{\text{heat}} - T_{\text{amb}}) \times (LWC \times 10^{-3} \times V \times \beta \times A_{\text{projection}}) \quad (2)$$

ここで、 $c_{p,\text{water}}$ は水の比熱 (J/kgK)、 T_{heat} は加熱面の温度 (K) である。 T_{amb} は空気温度 (K)、 LWC は液体含有量 (g/m^3)、 V は主流流速 (m/s)、 $A_{\text{projection}}$ は模型の前方への投影面積 (翼厚 $t \times$ 模型のスパン方向長さ l) (m^2)、 β は水滴の捕捉率 (-) である。

② 対流熱伝達による放出熱量 (Q_2)

$$Q_2 = h \times (T_{\text{heat}} - T_{\text{amb}}) \times A_{\text{heat-surface}} \quad (3)$$

ここで、 h は熱伝達率 ($\text{W/m}^2\text{K}$)、 $A_{\text{heat-surface}}$ は加熱面の表面積 (m^2) である。

③ 蒸発による放出熱量 (Q_3)

文献(13)に示された以下の方法で算出した。

$$Q_3 = \lambda_e m_e \quad (4)$$

$$m_{e,\text{max}} = \frac{h_v p_1}{R_a T_f} \left[\frac{M_v}{M_a} \left\{ \frac{p_{v,W}}{p_1 - p_{v,W}} - \left(\frac{P_{v,\infty}}{P_{\infty}} \right) \frac{p_1}{p_1 - p_{v,W}} \right\} \right] \times A_{\text{heat-surface}} \quad (5)$$

$$m_e = n_e m_{e,\text{max}} \quad (6)$$

ここで、 λ_e は蒸発潜熱 (J/kg)、 m_e は蒸発量 (kg/s)、 $m_{e,\text{max}}$ は理論上の最大蒸発量 (kg/s)、 h_v は物質伝達率 (m/s)、 p_1 は静圧 (Pa)、 R_a は空気ガスの定数 (J/kgK)、 T_f は表面と主流との平均温度 (K)、 M_v は水の分子量 (kg/mol)、 M_a は空気の分子量 (kg/mol)、 $p_{v,W}$ は表面上の水の蒸気圧 (Pa)、 $p_{v,\infty}$ は主流での水の蒸気圧 (Pa)、 p_{∞} は主流の静圧 (Pa) である。 p_1 と p_{∞} には大気圧を用いた。また、蒸発関数 (n_e : 理論値に対する実際に蒸発する水分量の割合) は、今回の試験では値が不明であるため防水に必要な熱量が最大となる $n_e=1$ と仮定した。

④ 水滴の衝突による入手熱量 (Q_4)

表面に衝突する水滴の運動エネルギーより得る熱量を以下に示す。

$$Q_4 = (LWC \times 10^{-3} \times V \times \beta \times A_{\text{projection}}) \times 0.5 \times V_{\text{air}}^2 \quad (7)$$

ここで、 V_{air} は主流の流速 (m/s) である。

⑤ 空力加熱による入手熱量 (Q_5)

境界層での粘性に基づく摩擦によって発生する熱量の算出式を以下に示す^{(7), (13), (14)}。

$$Q_5 = r \times h \times V_{\text{air}}^2 \times 0.5 / c_{p,\text{air}} \times A_{\text{heat-surface}} \quad (8)$$

$$r = [1 - (V_1^2 / V_{\text{air}}^2) (1 - Pr^n)] \quad (9)$$

ここで、 r は境界層の回復率 (-)、 V_1 は境界層外縁での局所流速 (m/s)、 V_{air} は主流の流速 (m/s)、 $c_{p,\text{air}}$ は空気の定圧比熱 (J/kgK) である。層流の場合は $n=1/2$ 、乱流の場合の $n=1/3$ を用いた⁽¹³⁾。なお、空力加熱から得

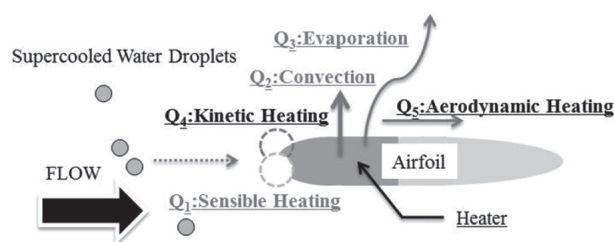


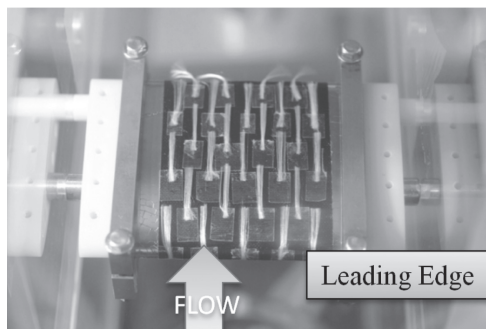
Fig. 6 Illustration of energy transfer around model

られる熱量を最小にし、防水に対して要求される最大の熱量を算出するよう V_1 には V_{air} を用いた。

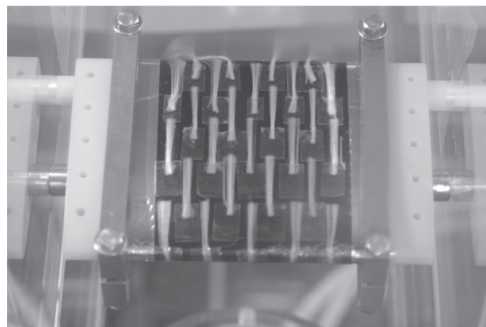
4. 結果と考察

4.1 乾燥空気中での観察結果

模型の表面にタフト（絹糸）を貼り翼面の気流の挙動を事前に観察した。今回のタフト挙動の観察時は乾燥空気（水滴無し）、翼面の加熱が無い条件である。Fig. 7 に主流速度30と60 m/sでの模型表面の気流の瞬時の様子を示す。両方の流速条件で同じような挙動をタフトが示した。タフトは流れ方向へスムーズに傾いており翼面へ気流が付着していた。ただし、模型の後縁付近ではタフトが流れとは異なる方向を向いており、気流の剥離が発生していた。また、模型の側壁側でわずかにタフトに乱れがある。電極の影響を受けて気流が多少ミッドスパンに寄っていると考えた。タフト挙動観察より、前縁から大半部分（0～約90 %C）では気流が翼面に付着しスムーズに流れていることがわかった。なお、防水試験は過冷却水が衝突する翼前縁の流れ場が大切となる。



(a) 30m/s



(b) 60m/s

Fig. 7 Visualization of flow over airfoil surface

4.2 平板の熱伝達率との比較

模型の平均熱伝達率を平板、円柱等の基礎的な形状の実験式より推測できることは防水の熱量の簡易な見積りにはとても便利である。文献(15)には、NACA63-421翼を用いて計測した平均熱伝達率と層流平板における平均熱伝達率の近似値が良く一致することが示されている。そこで、今回の模型を対象に低温の乾燥空気下での対流熱伝達率を事前に評価した。主流速度30と60 m/sの2条

件で計測を実施し、以下の式を利用して熱伝達率を算出した。

$$h_i = q_i / (T_{heat} - T_{amb}) \quad (10)$$

$$q_i = I \times R^2 \times S_i / \sum_{i=1}^6 (S_i) \quad (11)$$

ここで、 h_i は*i*番目の熱電対位置での熱伝達率（W/m²K）、 q_i は熱流束（W/m²）、 T_{heat} は模型表面温度（K）、 T_{amb} は空気の温度（K）、 I は電流値（A）、 R は平均電気抵抗値（Ω）、 S_i は模型の表面の外周の長さ（m）である。なお、試験では電源から出力される電流値を一定にする制御を行った。次に、各熱電対位置での熱伝達率をFig. 8に示す翼に沿う表面の長さで重みづけして平均化した値（平均熱伝達率: h_{aver} ）を算出した。さらに、以下の式(12)を利用して平均ヌッセルト（ Nu ）数を算出した。

$$h_{aver} = \sum_{i=1}^6 (S_i \times h_i) / \sum_{i=1}^6 (S_i) \quad (12)$$

$$Nu = h_{aver} c / \lambda \quad (13)$$

ここで、 S_i は模型の表面の外周の長さ（m）、 c は模型のコード長（m）、 λ は熱伝導率（W/mK）である。Fig. 9に Nu 数を試験模型、層流及び乱流平板を比較した結果を示す。式(14)に層流平板、式(15)に乱流平板の Nu 数の式を示す^{(15),(16)}。なお、横軸はレイノルズ数（ Re ）である。この図より、模型の Nu 数は層流平板の結果と良く一致していることがわかった。よって、層流平板の式(14)でこの模型の熱伝達率を代替できるとした。

$$Nu = 0.664 Re^{0.5} Pr^{1/3} \quad (14)$$

$$Nu = 0.037 Re^{0.8} Pr^{1/3} \quad (15)$$

$$Re = Vc / \nu \quad (16)$$

$$Pr = \nu / \alpha \quad (17)$$

ここで、 V は主流流速（m/s）、 c は模型のコード長（m）、 ν は動粘性係数（m²/s）、 Pr はプラントル数（-）、 α は温度拡散率（m²/s）である。

防水試験（4.5節以降）ではチタン箔の後方側60%と黒体テープを取り除いて試験を行ったため、防水試験の結果は全て前縁側のみの結果となる。ただし、今回模型表面に付けた薄い箔への通電加熱を実施しているため発熱量は主流空気へ伝わる。チタン箔の発熱部から樹脂模

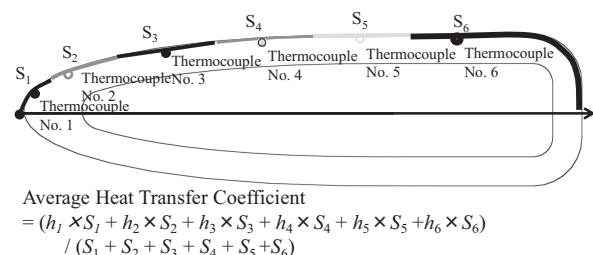


Fig. 8 Schematic illustration of thermocouple locations

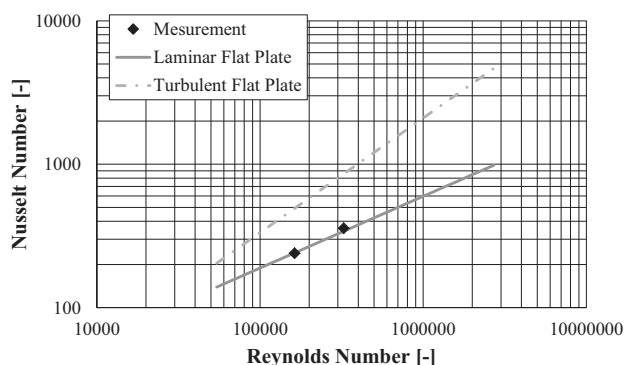


Fig. 9 Average Nusselt number versus Reynolds number

型側への熱伝導による熱の損失は約2%程度であるため、チタン箔が後方側に無いことによるヌセルト数への影響は無いとみなした。

4.4 感水紙による水衝突の把握

模型への水滴の衝突状況を把握する試験を実施した。模型の前縁へ感水紙を装着して風洞計測部に設置した。Fig. 10に、スプレイヤーを0.3秒間作動させて水滴噴霧し、模型への水滴の捕捉を観察した結果を示す。この図では感水紙が水滴を捕獲した部分の色が変化している。ほとんどの水滴は翼の前縁へ衝突することがわかった。また、翼のミッドスパンに比較的集中している理由は、4.1節で述べたように電極部の影響を受け模型周辺の気流がミッドスパンへ寄るためと考えた。なお、着氷風洞での試験において、円柱等の模型（今回の電極のような物が無い模型）に対しては、着氷する氷はスパン方向に均一な厚みとなることから水滴の噴霧はほぼ一様と考えている。

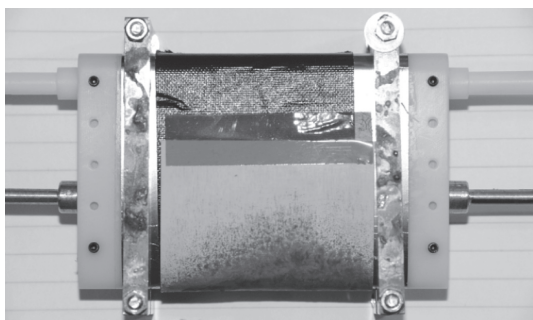


Fig. 10 Photograph of water droplet (Capture)

4.4 接触角計測結果

素材の濡れ特性が、親水性か疎水性かどうかで模型上の水滴の挙動へ影響を与えるため、ABS樹脂とチタン箔について接触角と転落角（動的接触角）を事前に計測した。Fig. 11へABS樹脂またはチタン箔と水との接触角の計測をした結果を示す。この図には各3回計測した平均値を示している。全ての計測条件に対して標準偏差は 1.3° の範囲内であった。Fig. 11より、ABS樹脂の接触角の平均値は $66.2 \sim 71.1^\circ$ 、チタン箔の接触角の平均値は $78.0 \sim 86.7^\circ$ であった。これらの結果より、ABS樹

脂とチタン箔はともに接触角が 90° 以下であり親水性とわかった。また、転落角の計測ではABS樹脂とチタン箔はともに 90° まで傾斜を付けたが水滴は転落しなかった。親水性の場合、水滴が小さい内は模型表面に留まり、水滴が合体し十分な大きさまで成長すると気流から受ける力によって下流側へ流される傾向があることが報告されている^{(17),(18)}。

チタン箔では接触角が 90° 付近であるため、防水試験時には気流より力を受けた水滴は、加熱したチタン箔面上を近似的に半球の形状のまますべりながら移動すると考えた。

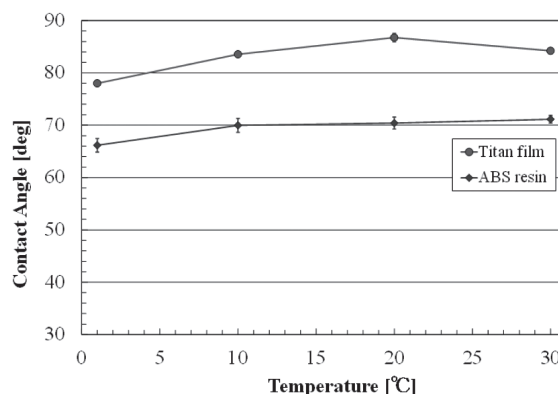


Fig. 11 Contact angle

4.5 防水のための必要な表面の温度

防水試験時はチタン箔の後方側60%と黒体テープを取り除いて試験を行った（Fig. 12）。これは、等熱流束条件下では模型後縁側を必要以上に加熱しないための処置である。防水試験では、模型上の箔を加熱しつつ、約5分間過冷却水の噴霧を実施し模型の加熱部の表面に着氷が発生するかどうかで評価を行った。噴霧水滴が試験体到達までに環境温度まで低下することを簡単な熱バランス計算をすることより確認している。噴霧時は電源から出力される電流値を一定にする制御を行った。試験中は出力電圧値もほぼ定常値になっており、電源からの出力電力も一定と考えた。今回の試験では気温、流速、LWC、MVDを変えた4つの環境条件に対して、模型表面の温度を変化させる方法で実施した。Table 1に試験条件一覧を示す。Table 2に計測された最低壁面温度（熱電対番号No. 1）、防水の可否、防水に用いた電力、モデルの予測値を示す。今回は模型表面が近似的に定常現象と考えられる防水時のみを計算対象とした。

Fig. 12に防水と着氷の可視判断のクライテリアを示す。着氷時は過冷却水滴の噴霧直後（数秒後）に翼の前縁部に氷の付着が起り時間とともに成長するため、着氷するかどうかは容易に判断できる。Fig. 13(a)に試験条件TEST No. 1での着氷時の温度履歴を示す。まず、防水試験でのオペレーションについて説明する。水滴の噴霧が無い状態でヒータを稼働させ、約6分間をかけて模型を十分に加熱した。その後、ヒータを付けたまま水

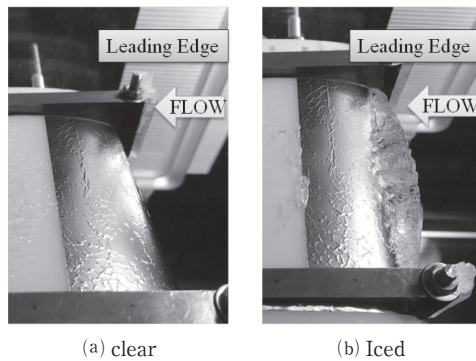


Fig. 12 Photograph of clear (a) or iced (b) condition

滴の噴霧を約5分間実施した（防水時も同様のオペレーションを実施）。噴霧を開始すると過冷却水滴が衝突することにより一時的に（急速に）模型の温度が低下した。着氷時は前縁側より翼模型が氷の膜にて徐々に覆われた。そのため、通電加熱にて発生した熱の放熱が氷の膜のため悪くなり、時間とともに模型表面の温度が上昇した¹²⁾。Fig. 13(b)は、TEST No. 2の結果で、防水が可能な場合の温度履歴である。この結果より、噴霧後1分30秒程度で温度履歴が定常となる傾向があることがわかった。防水が可能であった条件では、上述の可視の判断に加え計測された温度が定常値に落ち着いていることを確認した。

模型への水滴の衝突状況の把握試験（Fig. 10）では模型前縁部に水滴が多く衝突していた。そのため、等熱流束条件下では、対流熱伝達の影響に加え、過冷却水滴の衝突量が多い前縁（よどみ点）の温度が最も低くなる。Fig. 13(b)の熱電対の温度履歴においても、温度が定常になった後（1分30秒後以降）では熱電対番号No. 1が最低の温度になった。なお、No. 1の熱電対は前縁のよどみ点より下流側へ多少ずれているが今回はよどみ点の温度とみなした。実際には、よどみ点の温度は熱電対番号No. 1の計測値よりも低い可能性がある。ただし、熱電対番号No. 1の温度が水の凝固点（0℃）よりもわずかに高い2℃（Fig. 14）で防水できていることからよどみ点の温度と大きな乖離は無いと考えている。

Fig. 14に最も前縁に近い位置にある熱電対（熱電対番号No. 1）より求めた壁面の最低温度と防水/着氷の関係をマッピングした結果を示す。この図より、防水と着氷の閾値は2～5℃付近にあることがわかった。参考文献(5), (6)でも前縁の防水できる温度は2～9℃付近であり、今回の試験結果も同様の結果と考えている。

4.6 防水試験時の模型表面

Fig. 15にTest No. 2の条件での噴霧開始1分30秒後頃の模型表面を観察した様子を示す。試験時の様子を動画より切り出した結果である。Fig. 15(a)のZone1（紫色の実線の範囲、熱電対No. 1付近）の前縁は小さな水滴（噴霧径である数10μm程度）がほぼ全面に付着していた。Zone2（緑色の一点鎖線の範囲、熱電対No. 2付近）では小さな水滴に混じり、ところどころに大きな水滴が観察

された。水滴が合体し0.5（0.4～0.6）mm付近の大きい水滴となっていた。さらに下流のZone3（青色の点線の範囲、熱電対No. 3付近）ではより大きな水滴になっており、約0.8（0.6～1.0）mm程度の大きさであった。なお、これらの水滴径は画面上で電極幅（6mm）と比較し算出した、水滴が半球とは限らない可能性やカメラの視野角ごとでの補正を実施していないためまだ不明瞭さが残っている。Zone3では水滴が目視で明確に確認できることから、水滴の位置を点線の丸で囲ったマーカーを付けて明示した。Zone3の範囲では表面の内、水滴の面積割合は約10%以下と少なく、模型表面の大半が乾燥していることがわかった。概ねどの時刻でもこれらの状態が観測できた。

以下では模型周囲での検査体積に対する、水の収支の考察を行う。Fig. 15(a)～(e)の各時刻の0.2秒以内に下流側のABS樹脂（チタン箔の無い）部分へ流出する水滴に橙色の三角のマーカーを付けた。この方法にて算出した、模型表面を流れる水滴が加熱されているチタン箔より下流側のABS樹脂の部分へ5秒間に流出した個数をFig. 16に示す。この図には、30秒ごとに5秒間の水滴の平均流出数を示した（例えば、30～35秒間では6.8個/秒の水滴が流出したことを意味する）。この結果より、1秒当たりに模型の片面で約5.4～7.0個の水滴が流出していることがわかった。水滴の挙動は模型上で時間的に準定常的な現象が起きていると考えた。Fig. 16における計9回の平均値である6.3個/秒を片面当たりの流出数とみなした。水が模型片面上を流れる（ランバック）流量を算出する。片面当たり平均値の6.3個/秒の水滴が流出しているとした。水滴径を0.8mmの場合では水ランバックの流量は 6.7×10^{-6} kg/sであった。

TEST No. 2と同条件で噴霧時間がそれぞれ2分と5分の防水試験を行い、下流側のチタン箔が無い部分へ累積した水を採取して重量を計測した。その際に、模型片面に付着した水をエアードライアー用いて模型表面の水のみをわずかに融かし、累積した水の形状を維持したまま採取した。累積した水の重量は、噴霧時間が2分で0.53 g (4.4×10^{-6} kg/s)、5分で1.21g (4.0×10^{-6} kg/s)であった。この2回の平均値の流量をランバックの量とすると、 4.2×10^{-6} kg/sの水が模型片面上を流れ、ABS樹脂の部分に氷として堆積したことになる。画像解析の量よりも水の採取から推定するランバックの量が少ない理由は、水が堆積し衝突断面積が大きくなり、気流により堆積した水が飛ばされた可能性があるためと考えている。今回、ランバック量の推定値のオーダーが比較的近いことから妥当な結果と考えた。

0次元モデルの評価に用いた水滴の捕捉率をFig. 17に示す。文献12には数値シミュレーションにて計算されたNACA 0012翼の迎角0°での水滴の捕捉率の分布（曲線）が示されている。本研究で用いたNACA 0013とNACA 0012翼は、翼の迎角が小さい条件では翼の厚み

(t , ここでは t/c を考える) による流れ場(翼周囲の流れ線)への影響は小さいとみなして同じ捕捉率の曲線を用いた。水滴の捕捉率の曲線をよどみ点の捕捉率にて無次元化し, 各試験条件でのよどみ点での捕捉率を用いて線形に修正を実施した。水滴の捕捉率が最大となる前縁よどみ点での捕捉率の算出方法を式(18)~(22)に示す¹²⁾。

$$\beta_0 = \frac{1.40 \left(K_0 - \frac{1}{8} \right)^{0.84}}{1 + 1.40 \left(K_0 - \frac{1}{8} \right)^{0.84}} \quad (18)$$

$$K_0 = \frac{1}{8} + \frac{\lambda}{\lambda_{\text{Stokes}}} \left(K - \frac{1}{8} \right), \text{ for } K > \frac{1}{8} \quad (19)$$

$$K = \frac{\rho_w \delta^2 V}{18 d \mu_a} \quad (20)$$

$$\frac{\lambda}{\lambda_{\text{Stokes}}} = (0.8388 + 0.001483 Re_\delta + 0.1847 \sqrt{Re_\delta})^{-1} \quad (21)$$

$$Re_\delta = \frac{V \delta \rho_a}{\mu_a} \quad (22)$$

ここで, β_0 はよどみ点での水滴の捕捉率(-), K_0 は修正慣性パラメータ(-), K は慣性パラメータ(-), $\lambda/\lambda_{\text{Stokes}}$ は無次元の粒子範囲パラメータ(-), ρ_w は水の密度, δ は水滴径(m), V は主流速度, d は円柱の直径(翼の前縁半径の2倍)(m), μ_a は空气の動粘性係数(kg/ms), Re_δ は粒子レイノルズ数, ρ_a は空气の密度(kg/m³)である。NACA0012翼での水滴の捕捉率の曲線を前縁のよどみ点のみでの捕捉率で線形に補正した曲線に加え, 捕捉率を一律に1.0とした場合もFig. 17に示す。なお, 一様分布を与えることができれば, より簡易に捕捉率および水滴の流入量を求めることができる。Fig. 17より, 一様分布と翼での捕捉率を翼厚(t)方向へ積分した値は, 翼の場合の捕捉率は一様な場合に比べ約1/5になる。翼は流線型のため前縁での曲率があり, 流線が変化し過冷却水滴の衝突が減っているためである。よって, 水滴の衝突率の一様分布はMessingerモデルを簡易化するために有効であるが, 流線形に対しては衝突率の差が大きくなることがわかった。本研究では, NACA 0012翼への水滴の捕捉率の曲線分布をNACA0013のよどみ点での捕捉率で修正した値を以後使用した。

Fig. 18に模型周りの水の流量のバランスを示す。この図では, 模型の片面での水量を示している。また, この図には式(4)~(6)を用いた算出した蒸発量を示してある。対流熱伝達と対流物質伝達のアナログより水の蒸発の大半は物質伝達率の大きな翼の前縁側で起こっていると考え, 熱電対No. 1またはNo. 2の温度を用いて算出した。この結果より, 水の収支は概ね釣り合っていることがわかった。また, 蒸発量と(画像解析より算出した)ランバックの流量を比較すると, ランバックの流量の方が大きいことがわかった。水の収支が概ねバランスしていることから, 式(4)で用いた蒸発量の推定方法¹³⁾は定性的に

妥当と考えている。ランバックと蒸発量を合わせる流出の方が流入に比べ約3割少ないため, ランバックの流量の計測方法を含め今後精度のより良い検証が必要と考えている。

4.7 簡易Messingerモデルとの比較

3章に示した簡易Messingerモデルの予測結果と試験結果を比較する。モデルの予測値は, Table 1に示す試験条件(気温, 流速, LWC)と前縁側の最低壁面温度(熱電対番号No. 1)を用いて算出した。防水ができた条件のみを検証対象とした。

参考文献(5)では, 乾燥空気では気流を層流として扱うが, 水滴で表面が濡れることで境界層が乱流へ遷移することを示唆している。空気力学的に境界層が層流を維持できる目安として, 表面が滑らかと言える粗さをSchlichtingの式(19)にて算出すると数10 μm となった。この大きさは水滴径と同じ程度の粗さであるため, 水滴が表面で球形であった場所では境界層が乱流に遷移した可能性がある。ただし, 水滴形状が球では無い可能性が残っており, その場合は粗度が小さくなるため層流と考えた。

今回の防水試験ではチタン箔は模型の前縁側(0~40%C)に貼り付けている。現状, 代表点の値のみを用いる方法を採用している。 Q_3 の蒸発の項は翼面全体(100%C)が加熱されているとして算出し0.4倍した値を使用した。Fig. 19に防水に必要な熱量のモデルの予測値と試験結果を比較した結果を示す。この結果より, 層流想定の場合, 簡易モデルの予測結果の方が防水に必要な熱量を試験結果の0.6~1.0倍となり過小評価する傾向がわかった。乱流の想定の場合, 予測結果は試験結果の1.3~2.2倍となり過大に予測することがわかった。これらの防水に必要な熱量予測の乱流と層流想定と比較結果に加え, 空間的に水滴の存在する領域が間欠である試験での観察結果を考慮すると, 模型表面では局所的に境界層の遷移が起こった可能性があると考えた。

Fig. 20にTest No. 1~4を対象に, 層流および乱流境界層を想定した場合のモデルが予測した $Q_1 \sim Q_5$ の各項の割合を示す。また, この図には試験値を参考に示している。この予測結果より, 層流と乱流のどちらの場合でも Q_2 (対流熱伝達の放出熱量)と Q_3 (蒸発による放出熱量)は他の項に比べて値が大きくなることがわかった。

次に, 乱流の場合の表面温度に対する熱量の感度を計算すると, 試験条件の表面温度5~10℃の範囲においてトータルの熱量の感度は計算では約1.6 W/℃, 試験では約0.6 W/℃となった。今回の試験での表面温度5~10℃での防水に必要な熱量である約10 Wに対し, 予測結果の1℃に対する熱量の感度が約1.6 Wと大きい結果である。今回は考慮していないが, 表面温度と水滴の温度に差がある可能性がある。また, 模型表面も上流から下流側で温度分布を持っている。今後簡易手法による予測精度向上のためにさらに検討を行う予定である。

5. 結言

本研究では、翼の前縁部を模擬した模型を対象に着氷風洞にて防水試験を実施した。防水のために加熱を行った模型表面上の水滴挙動を時系列的に観察し現象の解明を行った。さらに、防水に必要な熱量のデータを取得し、簡易化したMessingerの伝熱モデルの予測精度を検証した。以下に結論をまとめて示す。

・防水に必要な温度は約2～5℃に閾値があることがわかった。

・防水試験において模型表面を時系列的に観察し、模型上での水滴挙動は時間的に準定常的な現象である可能性があることがわかった。

・防水に必要な熱量の、簡易モデルの予測結果は試験結果に比べ、境界層が層流を想定した場合は0.6～1.0倍と過小評価する傾向がわかった。乱流の想定の場合は、予測結果は試験結果の1.3～2.2倍となり過大に予測することがわかった。

参考文献

- (1) ROLLS-ROYCE pic, the Jet engine (ザ・ジェット・エンジン), (2002) pp. 147-150, 日本航空技術協会.
- (2) Messinger, B. L.: Equilibrium Temperature of an Unheated Icing Surface as a Function of Air Speed, Journal of the Aeronautical Sciences - January, (1953).
- (3) Myers, G. T.: Extension to the Messinger Model for Aircraft Icing, AIAA Journal, Vol. 39, No. 2, (2001).
- (4) 鈴木正也:ジェットエンジンにおける着氷現象の数値解析, JSME TED Newsletter, No. 78 (2016).
- (5) Kamel, A. M., Charles, H., Dean, M. R., William, W. B.: Validation of NASA Thermal Ice Protection Computer Codes Part3: Validation of Antice, NASA/TM-2001-210907 AIAA-97-0051, (2001).
- (6) Tribus, M., Young, G. B. W., Boelter, L. M. K.: Analysis of Heat Transfer Over a Small Cylinder in Icing Conditions on Mount Washington, Transactions of the ASME, Vol. 70, (1948).
- (7) Meier, O., Scholz, D.: A Handbook Method for the Estimation of Power Requirements for Electrical De-Icing systems, DLRK, (2010).
- (8) 木村茂雄, 坂部 敦彦, 坂上博隆:着氷風洞試験の手法と課題, 第49回飛行機シンポジウム, (2011).
- (9) Dong, W., Zheng, M., Zhu, J., and Lei, G., and Zhao. Q.: Experimental Investigation on Anti-Icing Performance of an Engine Inlet Strut, Journal of Propulsion and Power, Vol. 33, No. 2, (2017).
- (10) Brun, R., Lewis, W., and Sacrafini, L.: Impingement of Cloud Droplets on a Cylinder and Procedure for Measuring Liquid Water Content and Droplet Sizes in Supercooled Clouds by Rotating Cylinder Method, NACA Report 1215, (1955).
- (11) Makkonen, L.: Analysis of Rotating Multicylinder Data in Measuring Cloud-Droplet Size and Liquid Water Content, Journal of Atmospheric and Oceanic Technology, Vol. 9, pp. 258-263, (1991).
- (12) Anderson, D. N.: Manual of Scaling Methods, NASA/CR-2004-212875, (2004).
- (13) Sherif, S. A., Pasumarthi, N., Bartlett, C. S.: A Semi-Empirical Model for Heat Transfer and Ice Accretion on Aircraft Wings in Supercooled Clouds, Cold Regions Science and Technology, Vol. 26, (1997) pp. 165-179.
- (14) 井町 勇, 空力加熱と構造の問題, 航空学会誌, Vol. 6, No. 59, 1958.
- (15) Wang, X., Bibeau, E., Naterer, G. F.: Experimental Correlation of Forced Convection Heat Transfer from a NACA airfoil, Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 31, (2007) pp. 1073-1082.
- (16) 日本機械学会, 伝熱工学資料 (改訂第4版), (1986) pp. 84-85, 丸善株式会社.
- (17) Hyugaji, T., Kimura, S., Endo, H., Hasegawa, M., Sakaue, H., Morita, K., Yamagishi, Y., Rehfeld, N., Berton, B., Diaz, F., Tanaka, T.: Runback Water Behavior on Hydrophobic/philic Surfaces of Circular Cylinder Placed in Flow Field, SAE Technical Paper, (2015).
- (18) Pauw, De, D. and Dolatabadi, A.: Effect of Superhydrophobic Coating on the Anti-Icing and Deicing of an Airfoil, Journal of Aircraft, Vol. 54, No. 2, (2017).
- (19) 山名正夫, 中口 博, 飛行機設計論, (1968) pp. 132, 養賢堂.

Table 1 Experiment Conditions

TEST NO.	Condition			
	Amb Temp (°C)	WIND(m/s)	MVD(μm)	LWC(g/m³)
1～4	-8	30	58	2.8
5～12	-8	60	18	0.6
13～16	-20	30	27	0.9
17～19	-20	60	18	0.7

Table 2 Comparison of Experiment with Calculation

TEST NO.	Experiment			Calculation	
	Thermocouple No.1 min (°C)	iced=0 clear=1	Power(W)	Laminar Power(W)	Turbulence Power(W)
1	2.1	0	6	-	-
2	5.4	1	9	8	13
3	5.7	1	9	8	14
4	8.5	1	11	10	18
5	1.3	0	5	-	-
6	1.4	0	6	-	-
7	2.2	1	7	6	13
8	2.7	1	8	6	14
9	4.5	1	10	8	18
10	5.6	1	12	9	20
11	9.4	1	16	13	29
12	11.1	1	23	14	33
13	2.1	0	10	-	-
14	2.6	0	12	-	-
15	6.6	1	14	12	23
16	8.6	1	16	14	25
17	2.7	0	15	-	-
18	7.5	1	17	17	39
19	9.5	1	19	19	44

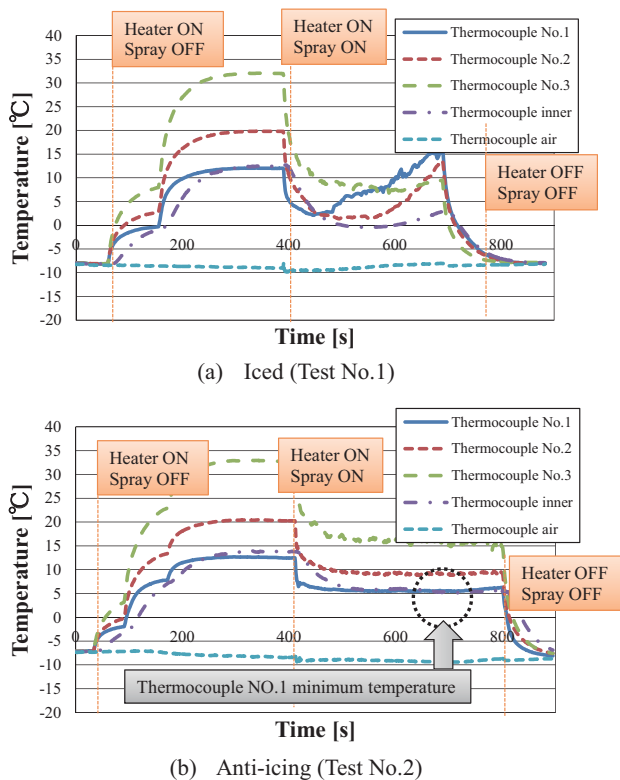


Fig. 13 Temperature time histories

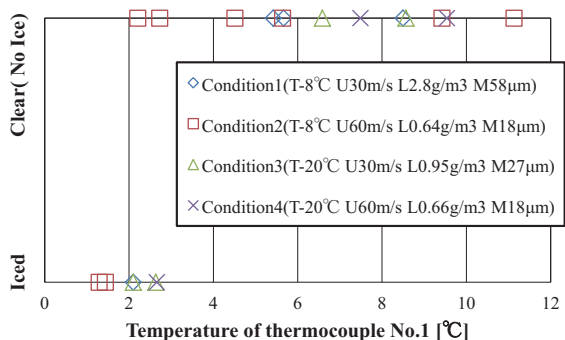
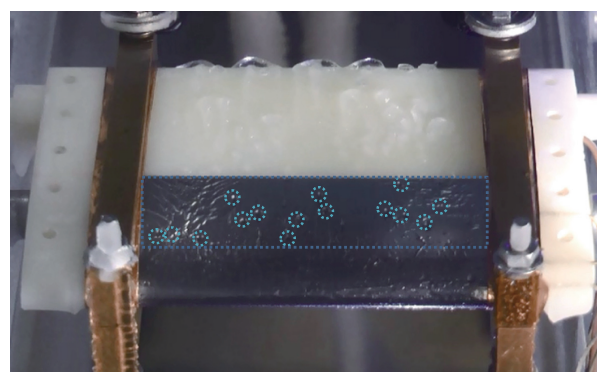
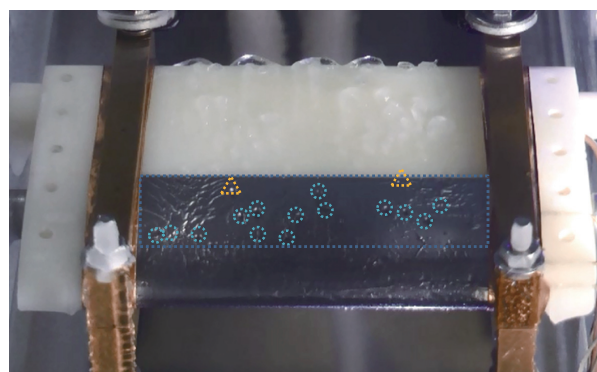


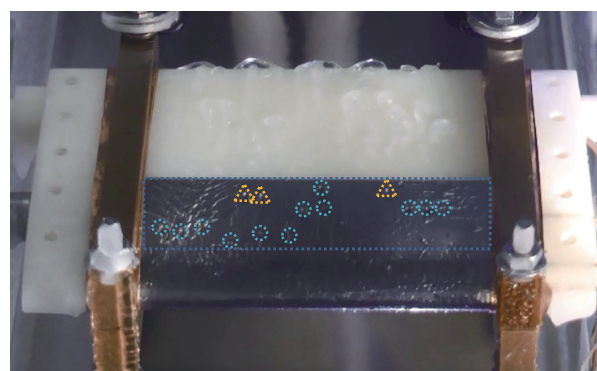
Fig. 14 Relation between temperature and condition of model surface



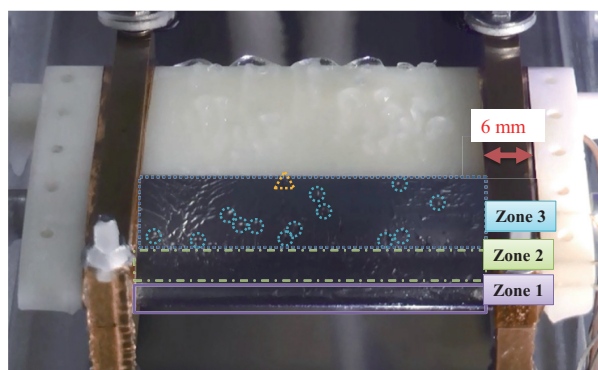
(b) 0.2 sec passed since state (a)



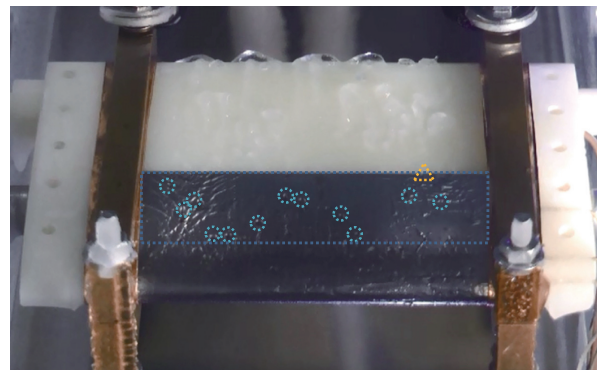
(c) 0.4 sec passed since state (a)



(d) 0.6 sec passed since state (a)



(a) 90 sec after start of spraying



(e) 0.8 sec passed since state (a)

Fig. 15 Water droplets & Water film on model surface

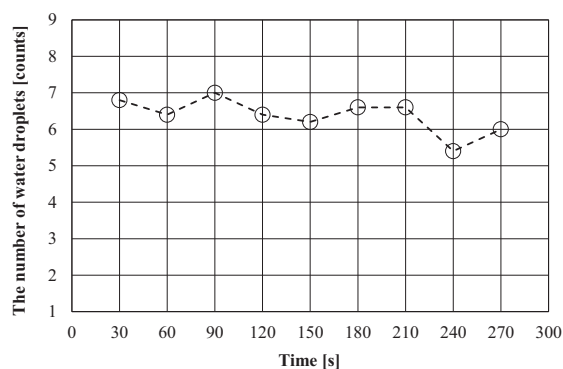


Fig. 16 Time history of leaving the model water droplets

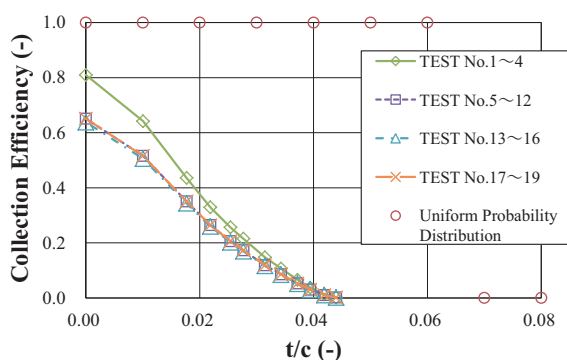


Fig. 17 Collection efficiency

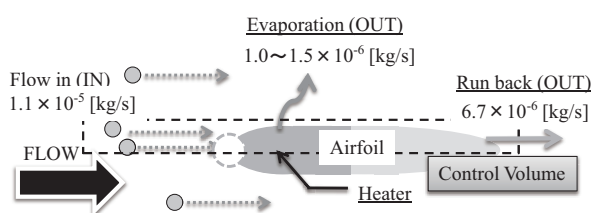
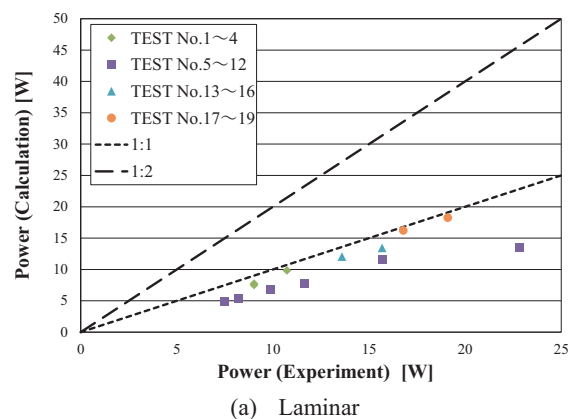
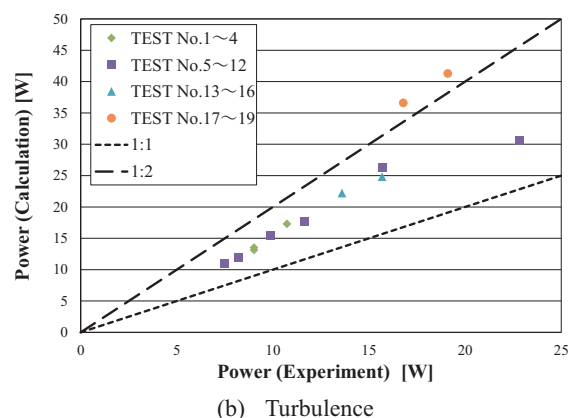


Fig. 18 In-out water balance in the control volume around the airfoil model

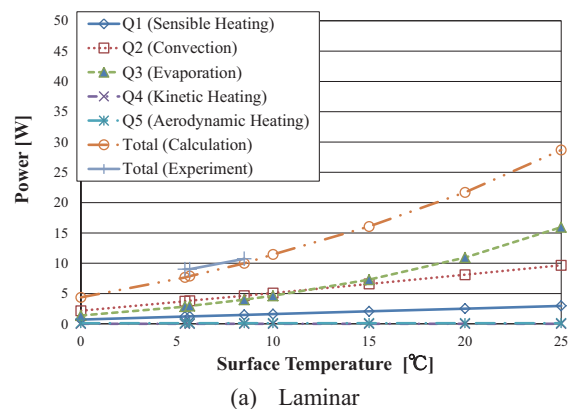


(a) Laminar

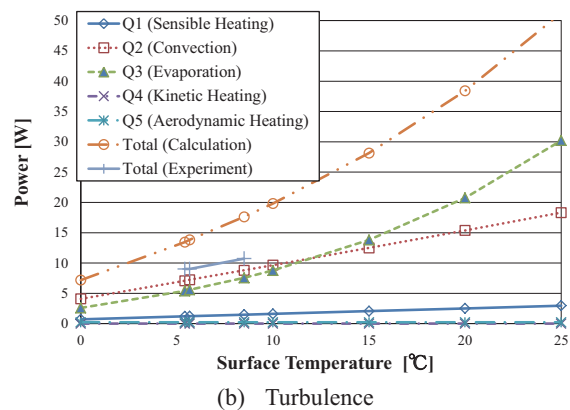


(b) Turbulence

Fig. 19 Comparison of required heat quantity



(a) Laminar



(b) Turbulence

Fig. 20 Ratio of required heat quantity