論文

鉄と鋼 Vol. 79 No. 4

ミスト冷却の高温域熱伝達特性に及ぼす諸因子の影響とその評価法

大久保 英敏*・西尾 茂文*

Evaluation of Parameters Affecting Mist Cooling Heat Transfer in High-temperature Region

Hidetoshi OHKUBO and *Shigefumi* NISHIO

Synopsis : To predict mist cooling heat transfer, it is necessary to understand systematically this phenomena. However, since there are many parameters affecting mist cooling heat transfer and the effects of these parameters are very complicated, it is still a difficult task to predict mist cooling heat transfer for actual systems.

In the present paper, the effect of surface diameter on mist cooling heat transfer was experimentally investigated. To do this, the diameter of test plates was varied from 10 to 30mm. Mist cooling experiments were conducted for horizontal upward-facing surfaces made of silver. The experimental results obtained in this study show that the diameter of the plate affects the heat transfer coefficient of mist cooling in the high-temperature region corresponding to the film boiling region on the boiling curve.

Next, the correlating equations for the heat transfer characteristics of mist cooling in the high-temperature region are developed accounting for the effects of volumetric droplet flow rate and surface parameters including the effect of the surface diameter. These correlating equations are in good agreement with a number of experimental data.

Key words : mist cooling ; heat treatment ; multi-phase flow ; boiling ; heat transfer.

1. はじめに

微粒化した液滴群を噴霧二相流の状態で固体面に衝突させ，顕熱および潜熱移動によりこれを冷却する方法は，鋼材冷却・熱処理をはじめとして，気流熱伝達の促進，資源リサイクリングを目的とした固体低温粉砕，宇宙往還機のヒートシンク装置などにおいて利用されている。我々は，こうした噴霧二相流による固体面冷却法を噴霧冷却と総称しているが，この噴霧冷却の伝熱特性は，固体面温度が分散液体の飽和温度以上であるか以下であるかにより大きく異なる。

本報では，前者を特にミスト冷却と呼ぶが，この代表例である鋼材やガラスなどの材料の熱処理では，被冷却物体である各種の材料は，水滴を分散させた噴霧二相流により700℃以上の高温状態から冷却されることが多く，一般には沸騰現象の膜沸騰域に相当する高温域を経て冷却されるため，ミスト冷却特性を把握・制御するためには，高温域における熱伝達特性および急冷開始点を支配する高温域下限界条件の解明は重要な問題である。

さて，ミスト冷却に関する研究においては，大気圧における水-空気系のミスト流を対象として，液滴流量密度D，液滴直径d_lおよび液滴速度V_d(または気流速度V_a)などのミスト流構成因子と冷却特性との関係を検討したものが多い。これらの研究結果を比較すると，ミスト流に関する因子としては，液滴流量密度が主因子であることは一致しているが，液滴直径・速度などに関してはその影響が定性的にも互いに矛盾しているものもあり，この観点からみてもミスト冷却は複雑な現象である。

一方，鋼材のTMCP技術に代表されるように，ミスト冷却による金属材料の熱処理技術において，冷却能力を高精度で制御することが要求される段階に達するにつれ，冷却面表面条件の影響も考慮する必要が生じてきた。特に，鋼材のTMCP技術については，鋼材表面に付着する酸化膜(スケール)の影響が注目され，酸化膜による表面性状の変化と冷却能力の関係が検討されている[1]が，その関係は複雑であり，この観点からみてもミスト冷却は複雑な現象である。

以上のような複雑な側面を有するミスト冷却に対し，我々は特に冷却面側因子に注目して大気圧，水-空気系ミスト冷却の高温域熱伝達特性に対する冷却面材料の熱物性[2]，表面粗度[3]，ぬれ性[4]，熱容量[5]の影響を検討してきた。本報告は，さらに冷却面の大きさの影響を検討し，これらを総合したミスト冷却特性の整理法について報告する。

平成4年8月14日受付 平成4年12月8日受理(Received on Aug. 14, 1992 ; Accepted on Dec. 8, 1992)
* 東京大学生産技術研究所 (Institute of Industrial Science, The University of Tokyo, 7-22-1 Roppongi Minato-ku Tokyo 106)

2. ミスト冷却の高温域熱伝達特性に及ぼす諸因子の影響

本論に入る前に，ミスト冷却における冷却媒体側因子の影響に対する我々の理解および本報で冷却面側因子として冷却面の大きさを取り上げた背景を述べておきたい。

2・1 冷却媒体側因子の影響

筆者らは，高温域ミスト冷却における熱流束が，液滴への熱流束q_lと(放射熱流束を含む)気流への熱流束q_{aj}との和であり，単一液滴列に関する既存報告をもとに，前者が液体顕熱変化と関連しているとする次式を報告した[5]。

$$h_f=(q_l+q_{aj})/\Delta T_{sat}$$
$$=(C\cdot\rho C_p D\Delta T_{sub}+q_{aj})/\Delta T_{sat} \quad\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots (1)$$

ここで，ρ，C_pは，それぞれ液滴の密度および比熱であり，Cは定数である。

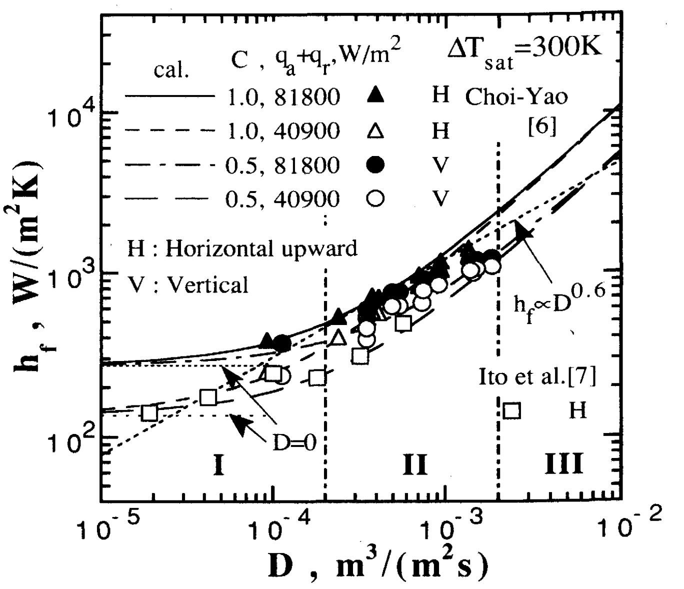
Fig. 1は，高温域熱伝達率について，(1)式と既存実験結果[6)7)]とを液滴流量密度に対して比較して示したものである。この図から明らかなように，高温域熱伝達率の液滴流量密度依存性は，以下の3つの領域に分けられる。

領域I：液滴流量密度が小さいために液滴への熱流束が小さく，気流への熱流束が支配的であり，この効果を正しく評価することが重要である領域。
$D\leqq 2\times10^{-4}\mathrm{m^3/(m^2s)}$

領域II：実験値および(1)式は，ほぼ$h_f\propto D^{0.6}$の関係を満たす領域。
$2\times10^{-4}\mathrm{m^3/(m^2s)}<D<2\times10^{-3}\mathrm{m^3/(m^2s)}$

領域III：表面熱流束q_wへの液滴熱流束の寄与が大きく，気流熱流束の効果がほとんど無視できる領域。
$D\geqq 2\times10^{-3}\mathrm{m^3/(m^2s)}$

ミスト冷却は，スプレー冷却などとも呼ばれているが，本論文では上述の全ての液滴流量密度領域の呼称として「ミスト冷却」を用い，Fig. 1の領域Iを「希薄ミスト域」，領域IIを「遷移ミスト域」，領域IIIを「濃厚ミスト域」と呼んでおく。本研究では，(1)式がほぼ成立する$D<2\times10^{-3}\mathrm{m^3/(m^2s)}$の領域を対象としたが，(1)式が成立することは，液滴群への熱流束q_lについては，衝突液滴同士の干渉が無視できることと，サブクール液滴からの顕熱移動が支配的であることを意味している。一方，(1)式には冷却媒体側因子としては液滴流量密度Dのみが考慮されており，液滴直径・速度などの因子が考慮されていないが，従来の報告[7)8)]を見ると，これらの因子も影響を及ぼすことが考えられる。これらを考慮した整理式は多くの場合$q_f\propto D^j d_l^m V_d^n$と書けるが，報告者によりmやnの符号自体すら食い違っており，また庄司ら[9)]の単一液滴列の実験によるとj≒1であり，d_l, V_dは二次的因子と考えられる。これらのことから，本研究では，液滴流量密度以外の冷却媒体側因子の影響を二次的因子として無視している。



I: Sparse mist region II: Transition mist region III: Dense mist region

Fig. 1. Dependence of heat transfer coefficient on volumetric droplet flow rate.

また液滴温度については，筆者らがこれまでの研究で使用してきた二流体ノズルの場合，乾き空気で水の微粒化を行っていることから，衝突直前の液滴温度はノズル入口部での液温と異なり室温に近い温度になる[2)]。したがって，本研究では液滴温度は室温とし，液滴温度の影響も考慮しない。

2・2 被冷却物体側因子の影響

既に述べたように，従来の研究の多くは冷却媒体側因子に注目した研究であったが，筆者らはミスト冷却の冷却能力を高精度に予測することを目的として，冷却媒体側因子に関連する素過程の検討と被冷却物体側因子の影響を統一的に把握するための一連の研究を行ってきた[2)~5)]。こうした一連の研究では，高温域熱伝達率に及ぼす冷却面側因子の影響について以下のことが明らかになっている。すなわち，

(1)冷却面表面ぬれ性の影響は，高温域では顕著でないが，高温域下限界温度はぬれ性が良くなるとともに顕著に高くなる[4)]。

(2)高温域では冷却面表面層の熱伝導性の影響は顕著ではないが，高温域下限界温度は熱伝導性の低下(すなわち，表面層の熱伝導率の低下，低熱伝導率層の厚さの増大)とともに高温化する[4)]。

(3)冷却面表面粗度の高温域熱伝達率および高温域下限界温度に対する影響は，総じて小さい[3)]。

(4)水平上向き平面系では鉛直平面系と比較して熱伝達率が高くなる。この原因として，水平上向き平面系ではリバウンド液滴が冷却面へ再衝突することが考えられる[5)6)]。

(5)鉛直平面系において高温域熱伝達率に影響を及ぼす因子としては，上述の因子のほかに冷却面材料熱伝導性が挙げられる[2)]。

(6)水平上向き平面系において高温域熱伝達率に顕著な影響を及ぼす因子としては，上述の因子のほかに冷却面熱容量の影響が挙げられ[5]，冷却面熱容量の大きさにより，その影響が顕著な非定常域とその影響が無視できる準定常域の二領域に分けられる。

しかし，高温域熱伝達に関する以上の検討を踏まえても，(前報[5]で示したように) 同一液滴流量密度における既存測定値間の大きな分散を説明することはできない。この原因として，前報では冷却面の大きさの影響をさらに検討すべきであることを示した。そこで，本研究では，高温域熱伝達特性に及ぼす冷却面の大きさの影響を実験的に検討した。同様の実験的検討が島田ら[10]により行われているが，この影響については明確な結論は得られていない。

3. 実験装置および実験方法

実験装置および方法は，冷却面を除けば既報[2)3)]とほぼ同様である。したがって，ここでは本実験に使用した冷却面と液滴流量密度分布の測定について説明する。実験に使用した冷却面は，水平に置かれた直径d=10，20，30mmの銀製冷却面である。実験は非定常法で行い，冷却面厚さlは，文献5)で定義した非定常域の代表値として厚さ1.5mm，準定常域の代表値として厚さ7mmとした。

高温域熱伝達特性は，冷却面裏面中央部に取り付けたCA熱電対(素線径0.1mm)により測定される冷却曲線を用いて，既報[2]と同様に集中熱定数系近似により算出した。なお，直径d=20，30mmの冷却面裏面の中央部と端から5mmの位置の冷却曲線は高温域では一致しており，本実験で測定される高温域熱伝達率は面積平均の熱伝達率とみなせる。

また，液滴流量密度Dは，高温域熱伝達率に影響を及ぼす主要な因子であるが，この定義は研究者によって必ずしも一致しているわけではない。一般に，液滴流量密度にはミスト流断面内で分布があるが，この分布における最大値D_{max}をDとして用いた場合と，この分布の冷却面積平均の値D_{mean}を用いた場合とがあり，また，D_{mean}の測定精度についても様々である。そこで，冷却面上での液滴流量密度分布を測定するために，冷却面位置に内径3.35mmの液滴採集用ガラス管を13個配置し，ガラス管を通過する液滴体積を求めた。

この測定値を用いて，本研究ではまず，液滴流量密度分布を，気流流速分布に対するZijnenの式[11]を参考にした次式で表した。

$$D/D_{max}=\exp\{-0.693(x/b)^2\} \quad \cdots\cdots (2)$$

ここで，xは噴霧流中心(本実験の場合，冷却面中心) からの半径方向距離である。次に，半値幅bを，最大値D_{max}の関数として扱うことにより，冷却面・ノズル間距離H=300mmの場合に適用できる次式を得た。

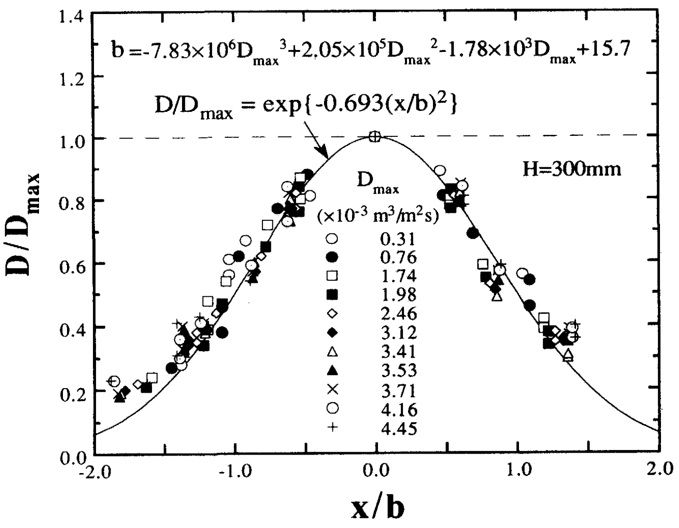


Fig. 2. Distribution of volumetric droplet flow rate.

$$b=-7.83\times10^6 D_{max}^3+2.05\times10^5 D_{max}^2 -1.78\times10^3 D_{max}+15.7 \quad \cdots\cdots (3)$$

Fig. 2に液滴流量密度分布の測定結果を示した。Fig. 2から明らかなように，液滴流量密度分布の整理式として作成した(2)，(3)式は測定値をよく整理している。

冷却面が円形で，D_{max}が円の中心にある場合の冷却面面積平均の液滴流量密度D_{mean}は，(2)式の分布式から導いた次式から計算で求めることができる。

$$D_{mean}=\frac{D_{max}}{\pi R^2}\left(\pi\int_{Y_R}^{1}\frac{\ln Y}{-0.693}dY+\pi R^2 Y_R\right) = D_{max}\cdot[\{Y_R(\ln Y_R-1)+1\}/0.693R^2+Y_R] \quad \cdots\cdots (4)$$

ここで，$Y=D/D_{max}$, $R=d/2b$, $Y_R=\exp(-0.693R^2)$。

さて，従来の研究では，冷却面と同一寸法の内径の管によって液滴を捕集した場合があるが，冷却面の代わりに捕集管を設置することによる誤差が無視できると仮定すれば，(4)式から計算によって求められるD_{mean}は，この場合の測定値とほぼ同一のものであると考えられる。ただし，冷却面に接近して来るミスト流が冷却面に衝突する場合，流線が大きく変形されるため，冷却面表面に現実に衝突して来る液滴流量密度分布はミスト流断面におけるそれと異なる可能性がある。冷却面表面において中心から離れるにしたがい，前者は後者より小さくなると思われる。本実験では，捕集管の内径を極力小さくし，こうした誤差が小さくなるよう注意したが，現段階ではこれに関して明確な誤差評価法が見いだせていないことから誤差が残っている可能性もあることを予め断わっておく。

本研究の実験条件は，液滴平均温度T_l=21℃，気流流速V_a=20m/s，液滴流量密度D(=D_{max})=0.00043～0.00472 m^3/(m^{2}s)であり，実験に使用した噴霧ノズルは，充円錐ノズル(full cone nozzle)である。

4. 実験結果および考察

4・1 非定常域の測定結果

冷却面厚さl=1.5mmの場合の高温域熱伝達率h_fと液滴流量密度Dの関係をFig. 3およびFig. 4に示した。図中には，Dを最大液滴流量密度D_{max}で評価した場合と平均液滴流量密度D_{mean}で評価した場合の値を併記した。これらの図から明らかなように，D_{max}で評価した場合には，高温域熱伝達率は，冷却面寸法が大きくなるにつれて減少する傾向を示す。一方，D_{mean}で評価した場合には，低過熱度で高流量密度の場合を除けば，冷却面寸法の影響は現れないことが解る。したがって，非定常域においては，液滴流量密度の尺度としてD_{mean}が適当である。なお，h_fはこれまでと同様，Dの0.6乗にほぼ比例する[2)5)]。

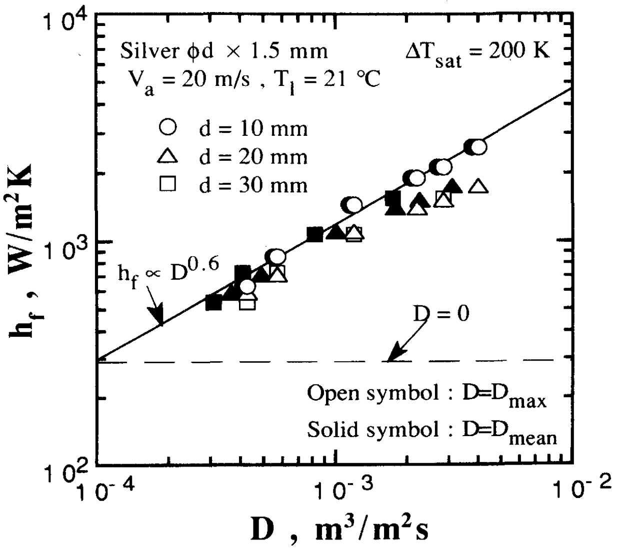


Fig. 3. Dependence of heat transfer coefficient on volumetric droplet flow rate at ΔT_{sat}=200K.

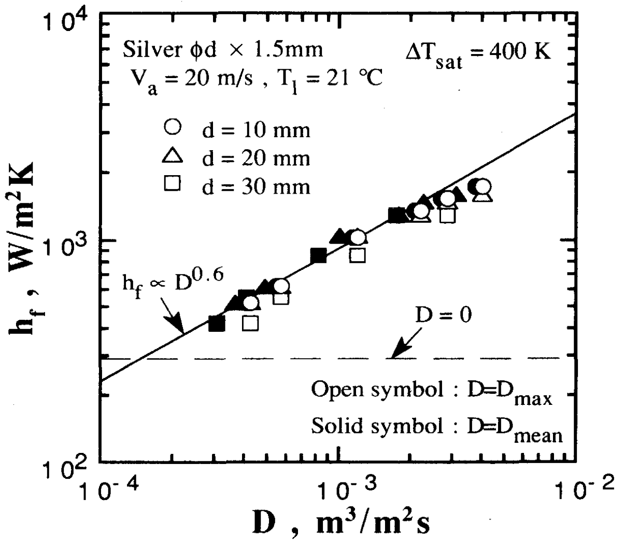


Fig. 4. Dependence of heat transfer coefficient on volumetric droplet flow rate at ΔT_{sat}=400K.

4・2 準定常域の測定結果

次に，準定常域の実験結果として，冷却面厚さl= 7 mm，過熱度ΔT_{sat}=300Kの場合の高温域熱伝達率と平均液滴流量密度D_{mean}の関係をFig. 5に示した。なお，前節の結果から，準定常域については液滴流量密度の尺度としてD_{mean}のみを用い，特に断わらない限りは，$D=D_{mean}$として取り扱うことにする。図から明らかなように，準定常域においては，平均液滴流量密度を用いても熱伝達率は冷却面寸法が大きくなるにつれて減少する傾向を示す。

この原因として，前述した平均液滴流量密度の値の測定誤差や(水平上向き平面系で起こっていると考えられる)リバウンド液滴の冷却面への再衝突挙動の変化などが考えられる。ミスト冷却に関するこれまでの研究では，単一の充円錐ノズルを使用している場合が多く，この場合冷却面は衝突噴流領域に設置されている。よどみ点近傍の領域では，半径方向の距離の増大とともに壁面近傍での(半径方向の)速度は増大する[12)]。したがって，リバウンド液滴が冷却面に再衝突する確率が，よどみ点からの半径方向の距離の増大とともに減少することが考えられる。しかし，冷却面に衝突する液滴の挙動については，現段階では観察が困難なことから，現象に関する詳細は明らかではなく，またなぜ非定常域でこの効果が現れないのかも現時点では明確でない。

さて，図に示した希薄および遷移ミスト域では，高温域の熱流束q_fは液滴群による伝熱q_l，空気噴流による強制対流伝熱q_a，および放射伝熱q_rの和として表すことができる[13)]。そこで，q_aおよびq_rの和を空気噴流による伝熱q_{aj}とほぼ等しいと仮定すると，液滴群による伝熱に基づく熱伝達率h_{fl}は，次式で求められる。

$$h_{fl}=q_l/\Delta T_{sat}=(q_f-q_{aj})/\Delta T_{sat}=h_f-h_{aj} \cdots\cdots\cdots\cdots (5)$$

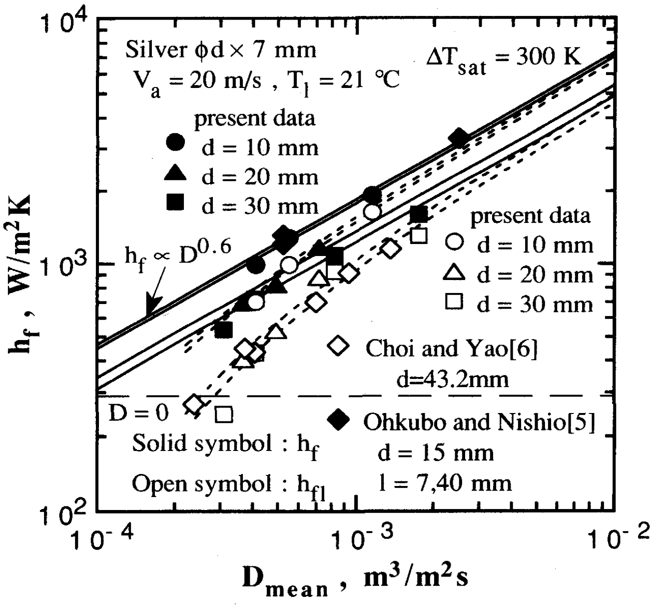


Fig. 5. Dependence of heat transfer coefficient on volumetric droplet flow rate at ΔT_{sat}=300K.

Fig. 5には，(5)式を用いて計算したh_{fl}の液滴流量密度依存性を白抜き記号で併記した。図中の実線は，上から$d=$15mm，10mm，20mm，30mmの測定値h_fの平均的傾向を示したものである。また，図中の破線は，実線の値から空気噴流熱伝達率を差し引いて求めたh_{fl}である。なお，この破線の値から$D=0.00057$m^3/(m^{2}s)の場合の各冷却面寸法における液滴群による伝熱に基づく熱伝達率h_{fl}を求め，冷却面寸法に対して示したのがFig. 6である。図中には，既存測定値から同様の手法で得られるh_{fl}の値を併記した。Fig. 6の測定値において，液滴直径，液滴速度などの相違を無視していることを考慮すれば，Fig. 6に示した測定値は，冷却面寸法に対して図示することにより比較的良好に整理できることを示している。

そこで，限られた条件での結果ではあるが，これらの結果を整理式の形でまとめることによって，ミスト冷却の高温域熱伝達特性の定量的評価に関する示唆が得られるものと考える。Fig. 6中には，以下に示す(6)式から求めた計算値を実線で示した。

$$h_{fl}[\varDelta T_{sat}=300\mathrm{K}]=4300\cdot d^{-0.55} \quad \cdots\cdots (6)$$

また，著者らの実験では，$d=10$mmおよび15mmの条件でのh_{fl}に有為な差がみられなかったことを考慮して，庄司[8]の実験値を含めた両条件の平均値を図中に併記した。

5. 高温域熱伝達特性の評価

筆者らは，既報[14]で高温面のミスト冷却と諸因子の関連を明確にするためにミスト冷却熱伝達特性の模式化を行った。しかし，この模式化の中には，その後の研究で明らかになった高温域熱伝達率と冷却面熱容量の関係などが考慮されていないことから，新たな整理式を作成する必要があると考える。

さて，筆者らは，既報[2]において鉛直平面系に適用できる整理式として，液滴流量密度と冷却面材料の熱伝導性の影響を考慮した式を提案し，実験値と±30%程度の分散で一致することを示した。ここでは，水平上向き平面系に適用できる高温域熱伝達特性に関する整理式を作成する。ただし，ここで取り扱う整理式は，大気圧，水-空気系の噴霧流で，液滴温度≒室温の場合に適用できるものであり，液滴直径および液滴速度の影響は考慮していないが，現時点では最も多くの影響因子を取り込んだものである。

なお，水平上向き平面系では，非定常性の影響が顕著に表れることから，ここでは準定常域と非定常域の二領域に分けて整理する。また，高温域熱伝達率を評価する場合には，$D=D_{mean}$とする。

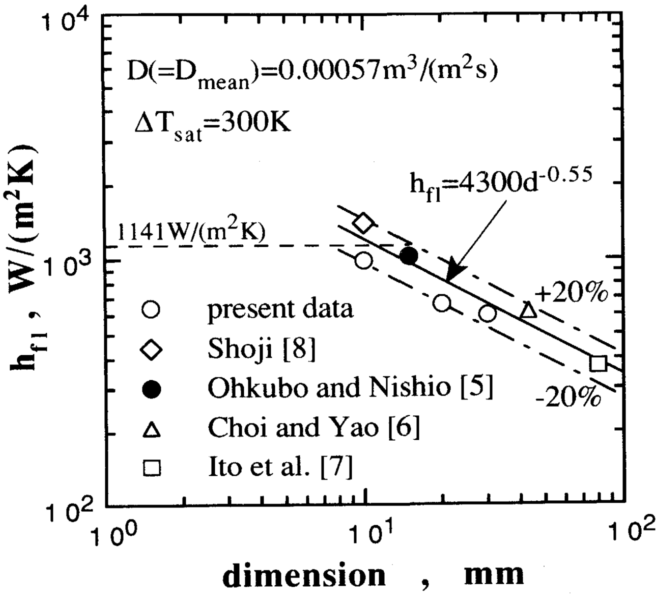


Fig. 6. Effect of surface diameter on heat transfer coefficient.

5・1　準定常域における整理

この領域では，2章で述べた結果を考慮すると高温域熱伝達率は液滴流量密度と冷却面寸法の影響を考慮することによって整理ができるものと考えられる。

Fig. 1の領域IIでは，高温域熱伝達率の液滴流量密度依存性は前章で示したように鉛直平面系と同様に次式で表せる。

$$h_f=\mathrm{const.}D^{0.6} \quad \cdots\cdots (7)$$

したがって，(6)式から得られるh_{fl}に空気噴流熱伝達率h_{aj}を加え，(7)式の定数を決めると，過熱度$\varDelta T_{sat}=300$Kにおける準定常域の高温域熱伝達率$h_f[300]$は，次式のように整理される。

$$h_f[300]=88.4(4300\cdot d^{-0.55}+h_{aj})\ D^{0.6} \quad \cdots\cdots (8)$$

Fig. 7は，既存測定値[6)~8)]と(8)式から求めた計算値とを比較したものである。なお，空気噴流熱伝達率は伊藤らの実験結果[7]に基づき$h_{aj}=100$W/(m^{2}K)とした。また，Fig. 7中の庄司[8]およびChoi and Yao[6]の値は，彼らが求めたh_{fl}の測定値に$h_{aj}=100$W/(m^{2}K)を加えたものである。Fig. 7から明らかなように，2×10^{-4}m^3/(m^{2}s)$<D<2\times10^{-3}$m^3/(m^{2}s)の範囲では，測定結果と計算値の対応は良好である。

さて，Fig. 1に示した計算結果によれば，領域Iでは(7)式は成立しなくなる。この傾向はFig. 7を見ても明らかであるが，この領域をも含めた整理式として(7)式の代わりに，

$$h_f=h_{fl}+h_{aj} \quad \cdots\cdots (9)$$

を仮定すると，(6)式および本実験値より以下の整理式を得る。

$$h_{fl}=1.40\times10^8\cdot d^{-0.55}\cdot D\cdot \varDelta T_{sat}^{-0.5} \quad : D\leqq D' \cdots\cdots (10)$$

$$h_{fl}=1.51\times10^7\cdot d^{-0.55}\cdot D^{0.7}\cdot \varDelta T_{sat}^{-0.5} \quad : D>D' \cdots\cdots (11)$$

ここで，$D'=0.0006$m^3/(m^{2}s)である。

Fig. 7中に，(9)，(10)，(11)式と既存測定値[6)~8)]とを比

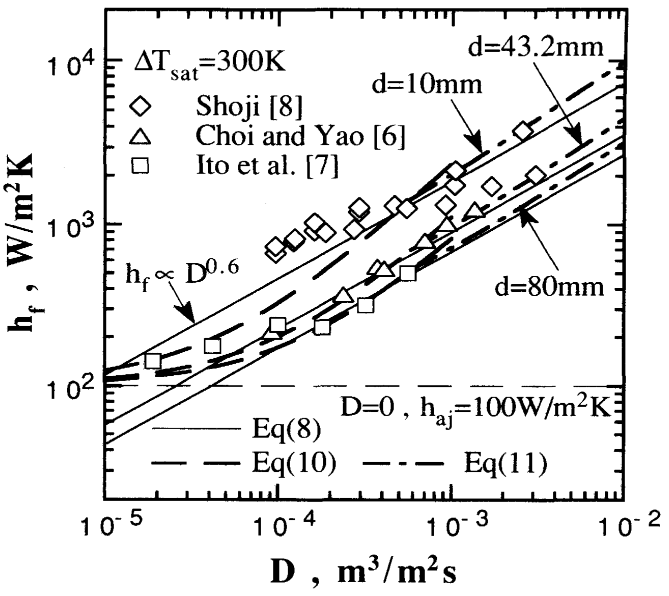


Fig. 7. Comparison between present correlation of heat transfer coefficient in high-temperature region and experimental data.

較した。(8)式に比べて，庄司らの低液滴流量密度領域での測定値との誤差が拡大したことを除けば，計算値と測定値の対応は良好である。さらに，Fig. 8 (a), (b)に，(9), (10), (11)式と水平上向き平面系での本実験値および既存実験値[5)7)8)15)~18)]とを併記して比較した。なお，Fig. 8 中の実験値の実験条件および計算に使用したh_{aj}の値は，Table 1 に別記した。測定値によって過熱度依存性に関するばらつきがあるものの，この場合も計算値と測定値との対応は良好である。したがって，ここで提案した整理式(9)~(11)は，これまで定量的評価ができなかった既存測定値のばらつきを評価し得るものであると考える。

さて，Fig. 8 に示したように(9)~(11)式は，$D<3\times10^{-3}$ m³/(m²s)の条件では適用できることが確認できた。しかし，$D>3\times10^{-3}$m³/(m²s) の条件においては，液滴同士の干渉の度合が増加することから，(8)~(11)式は熱伝達率を高めに見積ることが予測される。この領域における高温域の測定値は，これまでの研究ではあまり見受けられず今後の研究課題であるが，整理式としては，(8), (10), (11)式におけるDの指数をさらに低くする必要があろう。また，過熱度依存性の評価についても今後の課題であると考える。

5・2 非定常域における整理

非定常性の影響に関しては，前報の測定結果[5)]を用いることにより，冷却面の熱容量を考慮した次の高温域熱伝達率の整理式が得られる。

$$h_f[l]/h_f[steady,d=15]=\mathrm{B}$$
$$=-1.33\times10^{-4}(\rho C_p l)_w^{\,3}+2.88\times10^{-3}(\rho C_p l)_w^{\,2}+2.98\times10^{-2}(\rho C_p l)_w+3.07\times10^{-1} \quad \cdots\cdots (12)$$

ただし，$h_f[steady,d=15]$ は，$d=15$mmの場合の準定常域

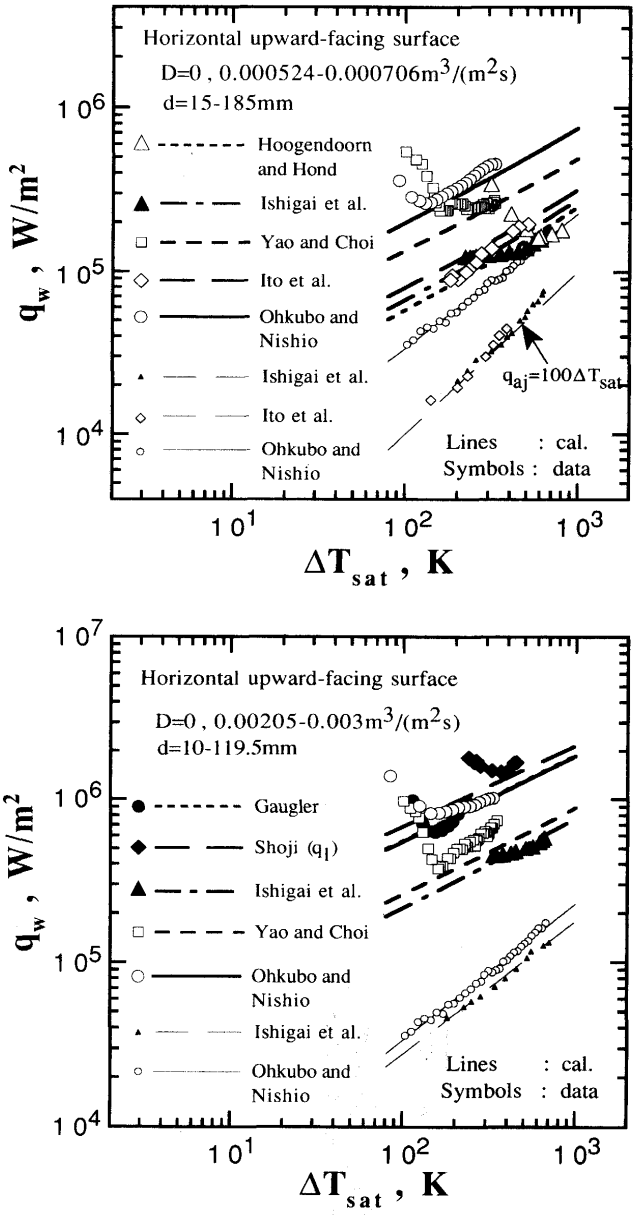


Fig. 8. (a), (b) Comparison between predictions from Eqs.(9), (10) and (11) and experimental data.

での熱伝達率である。したがって，(9)~(11)式より，

$$h_f[l]=\mathrm{B}\cdot h_f[steady,d=15]$$
$$=\mathrm{B}(1.40\times10^8\cdot15^{-0.55}\cdot D\cdot\Delta T_{sat}^{-0.5}+h_{aj}) \quad : D\leqq D'$$
$$h_f[l]=\mathrm{B}(1.51\times10^7\cdot15^{-0.55}\cdot D^{0.7}\cdot\Delta T_{sat}^{-0.5}+h_{aj}) : D>D'$$

ここで，$D'=0.0006$m³/(m²s) ……………………… (13)

また，準定常域と非定常域の境界は，(9)~(11)式と(12), (13)式が等しくなる時の$(\rho C_p l)_w$を求めることによって得られる。ちなみに，こうして得られる$(\rho C_p l)_w$の境界値は冷却面寸法の増大とともに低下する傾向にある。

なお，非定常性の影響に関する研究は，筆者らの研究を除いてはこれまでに報告されていないことから比較できる既存測定値が見受けられない。

Table 1. Experimental conditions and h_{aj} for Fig. 8.

References	Characteristics of Test Plates		Characteristics of Mist Flow		Symbol	Line	h_{aj}, W/(m²K)
	d, mm	Materials	D, $m^3/(m^2s)$	V_a or V_d, m/s			
Gaugler	12.4	Copper	0.0022	16-26	●	-----	$727\times\Delta T_{sat}^{-0.168}$
Hoogendoorn and Hond	185	AISI321	0.0006	10-30	△	-----	100
Shoji	10	Copper	0.00272	7.2	◆	– – –	
Ishigai et al.	119.5	SUS316	0.00056	5.4	▲	—-—	100
			0.003	17.8	▲	—-—	$670\times\Delta T_{sat}^{-0.192}$
			0	5.4,17.8	▴	— —	100, $670\times\Delta T_{sat}^{-0.192}$
Yao and Choi	43.2	Copper	0.000706	3.46	□	– – –	100
			0.00205	4.02-5.84	□	– – –	
Ito et al.	80	Copper	0.00056	4.5	◇	— —	100
			0	5	⋄	— —	
Ohkubo and Nishio	15	Silver	0.00057	20	○	———	$727\times\Delta T_{sat}^{-0.168}$
			0.00286	20	○	———	
			0	20	∘	———	

5・3 高温域下限界温度の整理

高温域下限界温度の評価法については，既報[16]で$D=D_{max}$とした場合の整理式を提案している。この整理式は，酸化の影響の少ない金属面を冷却面としている場合の既存測定値と＋30%，－15%程度の分散で一致する。

なお，この式には，冷却面表面熱抵抗層の影響が含まれていないが，ミスト冷却の場合にも沸騰現象と同様の「断熱材のパラドクス効果」が確認されており[4]，熱抵抗層厚さの増大とともに高温域下限界温度が高温化し，熱抵抗層表面のぬれ性および熱抵抗層の熱伝導性によって決まる値に漸近する。したがって，この影響を正しく評価するためには，熱抵抗層表面のぬれ性，熱抵抗層厚さおよび熱抵抗層の熱伝導性を正しく評価する必要がある。鋼材の酸化膜に関してこれらの値が正しく評価できるようになれば，筆者らが提案した評価法は更に適用範囲が広がると考えられる。

6. 結言

大気圧における水-空気系ミスト冷却の高温域熱伝達特性の評価法を明らかにするために，この特性に及ぼす諸因子の検討を行い，以下の結論を得た。

（1）高温域熱伝達特性に及ぼす冷却面の大きさの影響を検討した結果，非定常域では，低過熱度で高流量密度の場合を除けば，液滴流量密度を冷却面面積平均の液滴流量密度D_{mean}で評価すれば，高温域熱伝達率に及ぼす冷却面の大きさの影響は考慮しなくてもよいこと，また，準定常域では，冷却面寸法の増大とともに高温域熱伝達率は，低下する傾向を示すことが明らかとなった。この影響は，従来の研究において同一液滴流量密度でも測定値に大きな分散がみられた原因の一つであると考えられる。

（2）従来の研究結果および結論（1）に基づき高温域熱伝達率の整理を行い，準定常域における整理式として，（9）～(11)式を作成した。なお，これらの式の適用範囲は，10 mm$\leqq d \leqq$185mm，$D_{mean}\leqq 0.003$m³/(m²s) である。

さらに，非定常域における整理式として，(12)，(13)式を作成した。

文　献

1）S.Nishio and H.Ohkubo：Heat and Mass Transfer in Materials Processing, ed. by I.Tanasawa and N.Lior, (1992), p.477 [Hemisphere Pub. Co.]
2）大久保英敏，西尾茂文：日本機械学会論文集，**54B**(1988), p.1163
3）大久保英敏，西尾茂文：日本機械学会論文集，**54B**(1988), p.934
4）大久保英敏，西尾茂文：日本機械学会論文集，**55B**(1989), p.2846
5）大久保英敏，西尾茂文：日本機械学会論文集，**57B**(1991), p.2349
6）K.J.Choi and S.C.Yao：Int.J.Heat Mass Transf., **30** (1987), p.311
7）伊藤猛宏，高田保之，劉　振華：日本機械学会論文集，**55B** (1989), p.805
8）庄司正弘：第15回日本伝熱シンポジウム講演論文集，(1978), p.187
9）庄司正弘，涌永隆夫，児玉　健：日本機械学会論文集，**50B** (1984), p.716
10）島田　実，武田信男，赤羽　晋：鉄と鋼，**62** (1976), p.372
11）B.G.Zijnen：Appl.Sci.Res., Sect.A, **7** (1958),p.256
12）H.Schlichting：Boundary - Layer Theory,(1968), p.88 [McGraw Hill]
13）棚沢　泰，宮坂芳喜，梅原正彦：機械の研究，**5**(1953), p.143
14）大久保英敏，西尾茂文：日本機械学会講演論文集，**890**(1989)63, p.93
15）R.E.Gaugler：Thesis, Carnegie Institute of Technology, (1966)
16）C.J.Hoogendoorn and R.den Hond：Proc.5th Intern.Heat Transfer Conf.,Tokyo, (1974), p.135
17）石谷清幹，中西重康，越智敏明：第16回日本伝熱シンポジウム講演論文集，(1979), p.316
18）S.C.Yao and K.J.Choi：Intern.J.Multiphase Flow, **13**(1987), p.639