

Dr. Peter Drogemuller

(peter.droegemueller@calgavin.com), CalGavin LTD– R&D, Minerva Mill Innovation Centre, Station Road, Alcester, B495ET, United Kingdom .

DOI: 10.1002/cite.201400081 Chem.Eng. Tech. 2015, 87, No. 3, 188–202

a-PEC 株式会社 2019/11 訳

業務部長 酒井 昭二 sakai@a-pec.jp

過去の数十年の間に、熱交換器のデザインにおける革新は、熱のプロセス効率を改善してきており、hiTRAN ワイヤマトリクス技術が熱交換器の管側に適用されて、著しい加熱と冷却から凝縮と沸騰の工程など様々な適用に首尾よく用いられている。この技術は、新規の設計段階と、既存設備に効率を増強させるための改造計画の両方場合において使われる。このレビューでは、この技術の最も効率的な使用のためにプロセス条件を決定するように、必要な情報を与える。

キーワード：熱伝達向上、hiTRAN、プロセス強化、乱流化

受領：2014年5月29日、改訂；2014年10月15日；承認：2014年11月14日

1、緒言

高騰するエネルギー価格、より厳格な排出目標、および地域の上がる温度レベルはすべて、プラント操業費を減らすために、効率的なプロセスデザインの必要性を増大させる変数の例である。プロセスシミュレーターとピンチ解析のようなソフトウェアツールは、最大のスループットのために最適化し、回復を熱するように使われる。そのような最適化の結果を実施するために、適切な熱伝達ハードウェアの選択は重要である。これは産業の中の熱伝達増強技術の多用を引き起こした。鑑識熱交換器のデザインのための様々な熱伝達増強の選択肢は入手可能である。これらの範囲は広く、管表面の加工、バッフルデザインを修正することから、hiTRAN 技術のような色々なタイプの管挿入体がある。

管内の流れ状態が管壁から流体への熱移動の機構を決定するものであり、hiTRAN 技術は基本的にフローパターンを変えるものである。この変化は単相流と2相流では異なった方式となる。最初は単相流であり、この変化が熱伝達に強く影響することを本誌で説明したい。

CalGavin 社によって開発されたこの技術は30年以上の研究に支えられ、数千にもおよぶ産業界への

応用の結果である。hiTRAN 挿入体は図1に示すように、ループ・ワイヤが等距離にコア・ワイヤに固定されたものである。この挿入体は管の内径よりも極わずかに大きく作られている。このワイヤの弾力が管壁との接触を対価のものとする。単位長さ当たりのループの数は許容圧力損失と合致するために、連続的に変化する。さらに加えて、ワイヤサイズやループアングルのような形状因子も最適の性能を得るために調整される。

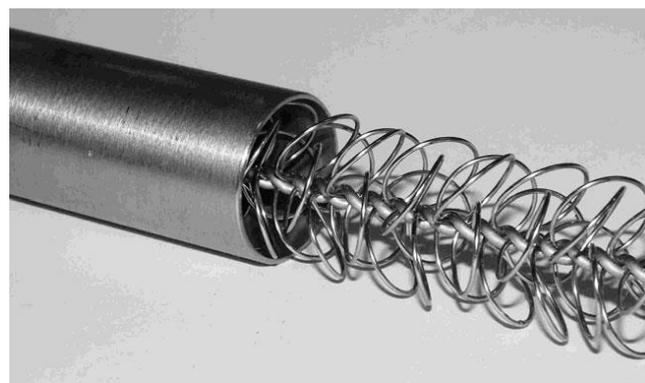


図1 管に挿入され hiTRAN ワイヤ立体素子

2. 単相流における hiTRAN

2.1 hiTRAN の断熱管流れの流体力学

等温条件下では、管側流体は層流または乱流状態にある。層流状態では層流間の半径方向の混合はな

い。流体力学的な助走距離の後、独特な粘性(ポアズイユ)速度プロファイルが管壁の粘性引っ張りによって形成される。(図2、点線)。放物線状の形成された速度プロファイルは分析的にナビエ・ストークス(Navier-Stokes)の方程式から引き出されることができる。速度が増したとしても、無次元の層流速度分布は変わらず、壁の速度勾配 du/dy は一定であ

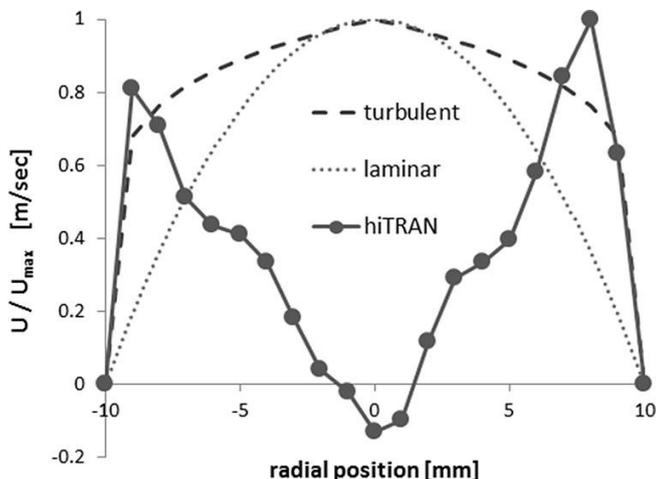


図2 正規化された乱流の速度分布 ($Re \sim 20000$) と層流と層流に hiTRAN 挿入の実測値 ($Re=500$)

り続ける。初期のレイノルズ数の研究では管内の層流は、レイノルズ数のある臨界値を超えたところで不安定となる。この臨界値以下ではすべての乱れは衰退し、層流は保たれる。彼の研究では $Re_{cr}=2260$ であった。Avila²⁾の最近の研究では $Re_{cr}=2040$ であり、一般的に数多くの異なった研究者たちによる値は、大きく乱された入口領域で、 $1760 < Re_{cr} < 2300$ の間にあることを示した³⁾。

乱流への遷移の後、この流体は局所的でランダムな速度と圧力の変動を示す。この変動のために、流体層間の混合はさらに大きくなる、結果として、乱流の管流れの速度分布は層流に比較して均一になる。この速度分布は層流条件下と比べてより急勾配となる。この形は最初に実験的に Nifuradene⁴⁾によって導かれたべき乗モデルに近づく。(図2の破線)壁面速度勾配はレイノルズ数の増加とともに増大し、同時に流速は境界層厚みの減少の理由になる、これは熱伝達の改善につながり、さらに汚れの減少に繋がる高いせん断力を発生する。

もし hiTRAN ワイヤ立体素子を挿入するとこれ

らの状況は大幅に変化する。Smeeth⁵⁾は空洞の管内流と hiTRAN 素子に影響された流れを次々に示した。彼は速度ベクトル場全体を測定するために、レーザードップラー速度測定(LDV)と粒子イメージ速度測定(PIV)を使用した。

2つの測定技術は壁の近傍で非常に急な速度勾配を示し、さらに速度分布を形成するための助走距離が挿入体無しに比べてずっと短いことを示した。CFDシミュレーションによってバックアップされた測定値は、乱流条件におけるそれらに酷似している助走距離を示した。したがって熱交換器の設計のために、流体力学的な入口効果は無視することが出来る。図2には $Re=500$ の層流条件下で、完全に乱流状態にある速度勾配にあることを示している。管の断面上に2つの最大速度が観測される。管の中心がコア・ワイヤによって占められるので、最大流速は管壁側にずれ、結果としてより急勾配の速度分布を生じる。ループ・ワイヤ密度とレイノルズ数の影響が、hiTRANを用いた層流条件下で、7回以上の高い速度勾配で測定⁶⁾された。これは直接増大した壁せん断応力に、以下の通り換算することが出来る。

$$\tau_w = \mu \frac{du}{dy} \quad (式1)$$

式1から。壁に近傍のより高い速度勾配が高い壁のせん断力を起こすことがわかる。汚れの剥がれ速度が高いせん断応力に起因する場合には、管挿入体は汚れを提言するために重要な役割を果たす、⁷⁻¹⁰⁾管側の流体がせん断の薄い、偽可塑性の挙動を示すような場合、管壁の高いせん断速度、そして挿入したワイヤは流体の動きの改善に有効である。Oliver¹¹⁾はこれらの条件下で、hiTRANの潜在力を調査研究した。彼の測定では、ニュートン流体では、hiTRANの使用は圧力損失を減少する点で利便性のあることを示唆した。Smeeth⁵⁾もまたPIV分野の測定において、管の速度成分が壁面から中央部に向かっていることを指摘している、

これらの発見は染料流の実験によってもバックア

ップされている、該流体と同じ性状である着色インキが管壁の近くの流れに注入される、(図3) 空洞管流れの部分ではインキは混合されずに管壁に残っている、(図3a) 一度染料が挿入ワイヤにぶつかる(図3b) 明らかに流れの方向が変わる。この放射状の流体混合は管壁と流体層間の質量と熱の伝達速度を改善する。それはまた流体が壁付近に滞留する時間を短縮し、流体が壁面の高いか低い温度に曝される時間を減らす。汚れまたは製品の分解が、過度な壁面温度によって起こるような適用例には便益がある。流体力学的変化もまた、全体の滞留時間分布

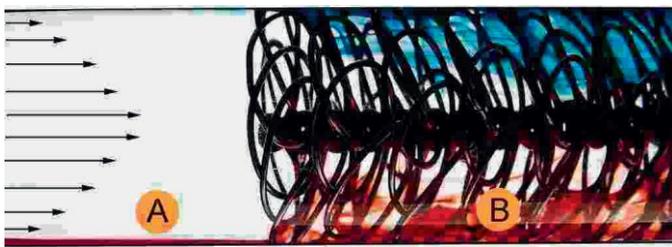


図3 赤と青のインキが層流の管壁近傍に注入Aされそして混合Bされる

に影響し、層流条件から後に述べるような栓流(plug flow)条件に変化する。これらは等温流れの条件下であり、熱伝達を含む研究のときには、複雑性はさらに追加される。

2.2 粘性流体の熱伝達挙動

熱伝達を考慮した流れを考察する場合、乱流、遷移状態そして層流の流動状態の区別をする必要がある、乱流においては強制対流が支配因子で、熱伝達はレイノルズ数とプラントル数によって決定され、熱交換器の設計において、層流と遷移流が通常用いられ、たとえば粘性流体や非常に小さい管の場合のように、乱流状態が達成できないケースでは、熱交換器内は通常層流または遷移流れに遭遇する。このような条件下では、設計において低い値で制御することが必要となるため、熱伝達係数が正確であることが重要となる。計算は乱流条件下よりも複雑である、官庁が短いため、速度と温度分の入口効果を考慮する必要がある。一つの区別は、また熱流束境界(均一な熱流束、UHF)と温度境界条件(均一な壁温

度、UWT)の間でされるべきである。半径方向の温度変化に伴い一般的に考慮される、壁面補正係数は、層流において非常に特徴的であるといえる。層流において Sieder と Tate¹²⁾の粘度補正を使うことは一般的である。

$$\frac{Nu_m}{Nu_c} = \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (式2)$$

または、VDI-Warmeatlas の中で薦めているように、バルク(大部分)と壁面流れの間のプラントル数の変化を考慮することが必要である。¹³⁾

式2において、加熱と冷却の間にべき乗指数の違いは全くない。壁とバルク流れの間の貧しい熱伝達のために、壁とバルク温度の違い、そして換算粘度の違いも乱流に比べてかなり高いと思われる。20%から50%の補正が粘性のあう層流に適用には一般的である。

さらに、層流では熱伝達は強制または対流混合によって支配される。対流混合下では密度差によって起こされる2次流れプロファイルが強制的な速度プロファイルに重ね合わされる。支配的な機構はその条件と加熱または冷却される流体の物理的性質に依存する。Oliver¹⁴⁾は、混合対流熱伝達は純粋な強制対流に比べて、数倍高い熱伝達速度を持ち、顕著に違っていることが、重要であること指摘している。この効果は最初に Colburn¹⁶⁾によって定量的に検証された。浮力効果がいつ考慮されるべきかを決定するとき、無次元数に基づいたその優位的な効果を識別するための、違うフローマップが、Ghajar¹⁶⁾によって提案されている、最も一般的に使用されているマップは Matais と Eckert¹⁷⁾のもので、彼らは混合対流熱伝達が純粋な強制対流熱伝達から10%以上逸脱する時に、強制と混合対流の間で区別するとしている。図4の中で、フローマップの抜粋は示されており、破線が強制と混合対流の境界を意味している。◆のマーカーは、熱伝達メカニズムがレイノルズ番号を増大に伴い混合対流から強制対流(A)に移る場所の、実験的な管側の熱伝達を示している。(図6も参照) 加えて、実験条件下で計算したコンピュータ

流動解析 (CFD) 典型的な横断面のフローパターンが表示されている。

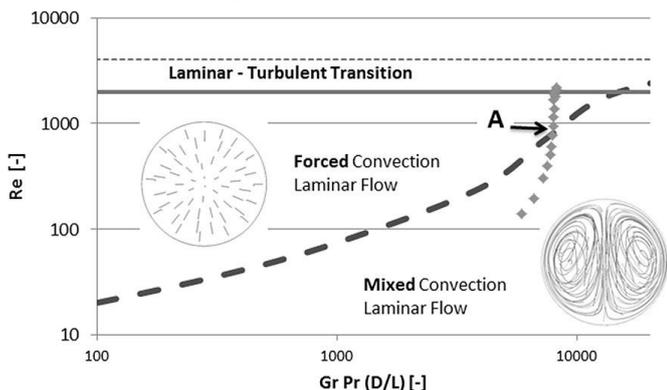


図4 層流水平部分のフローマップ¹⁷⁾ 混合と強制対流の境界

CFD との計算の結果が実験データによって確認されたとき、複雑なフローパターン¹⁸⁾を記述するのに非常に有益であった。シミュレーションは、流動様式の間の変化がゆるやかであることを示し、層流条件下の典型的な工

業的プラントル数とグラスホッフ(Grasshoff)数の評価は、大多数が混合対流条件下で動作していることを示している。

これらの条件の下で、主要な流れの上に置かれる自然対流は、管の上部地帯の方へ、より少ない高密度流体の高まりを引き起こすに反して、より高密度流体はチューブの底でたまる。管内の動きの方向は、管が加熱されるか冷却されるかによる。図5の混合対流の事例のために、70°Cで22mm管に入った伝熱オイルの流動挙動を研究するために、CFDが採用された。(図5b)このオイルは2.5mの長さにおわたって7°Cの均一な壁温度で冷却されている。流れの条件はレイノルズ数が250の層流である。オイルが冷えるので、それは管壁でバルク比べて、より濃くなり、そしてさらに缶の底に沿って動く。これは断面のフローパターンで。図5aのとおりである。その結果、管断面のその温度は層を形成し、(図5c)、上部が一番高く、管の底部に向かって低くなる。

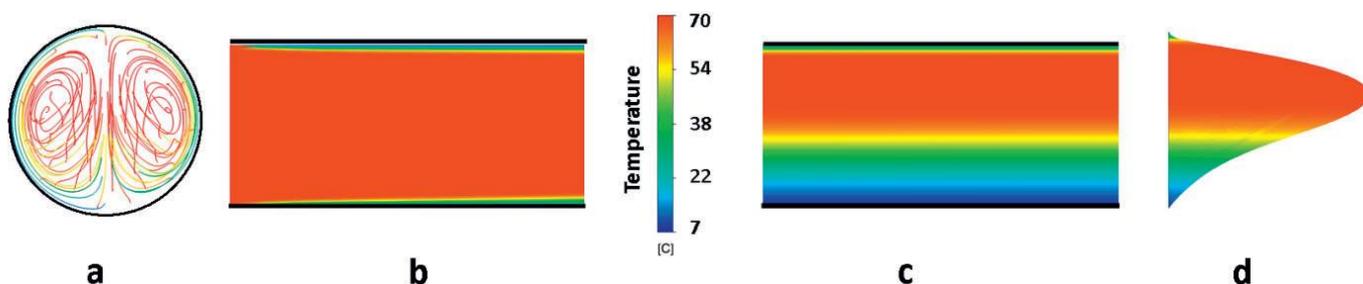


図5 Re数が250の水平管のCFDシミュレーション a) フローパターン b) 入口の温度分布 c) 出口の温度分布 d) 出口における速度分布

図6 平滑空洞管側の熱伝達測定と理論値との比較

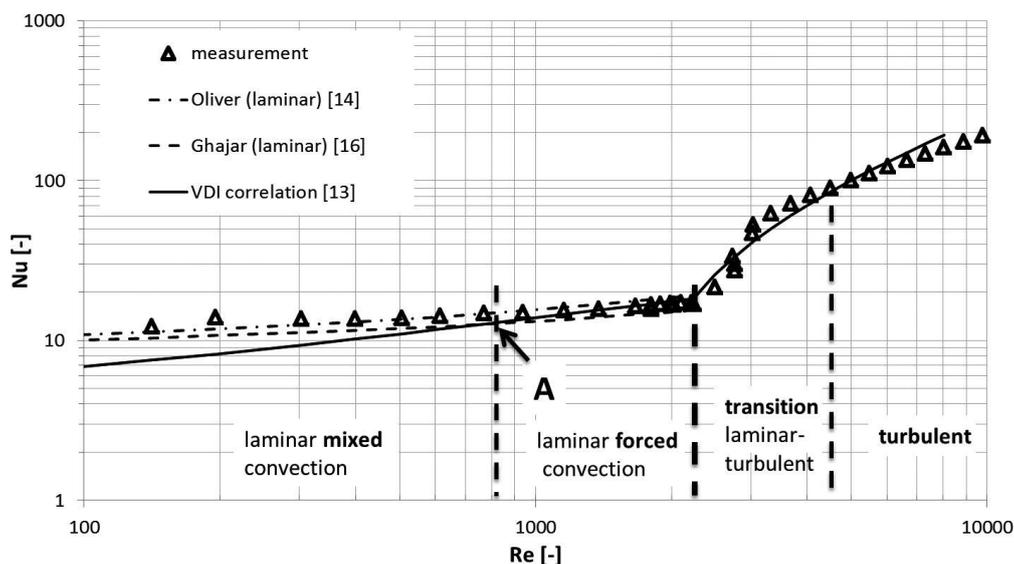


図 5b は冷却前の管入口の状態を表し、図 5c は管出口の温度分布を表している。伝統的に違う温度を示している、CFD で計算された温度が測定値と比較され、測定値との最大偏差は 0.5%であることをしめた。このケースでは測定された混合出口温度は 61.8°C で、計算値は 62°C であった。色は管の上部を通過している流体の大多数が、ほとんど温度（赤）の変化なしに進むことを示す。だから一般に液体の年度は低温でより増大するので、速度プロファイルは非対称となり、最高速度は管の上部、ほとんどどんだ流れは底部付近である。（図 5d）その結果として、流体の一部は管の中に長く残り、製品の分解や汚れの原因となる、たとえばある温度でワックス形成の傾向を持つ流体は、低い熱伝達が不利に働く。この例では冷却流体と同じ温度の流体層は、管の底部に形成される、これは管のこの面積での乏しい熱伝達で、温度推進力の損失を示している。これら条件下で、全体の熱交換能力を予測することは非常に難しい。重力が流体速度に平行に働く、垂直の管配置では、浮力効果は少し少なくはなる。熱伝達は強制対流によって支配され、水平管配置に比べ一般的に低い。層流で測定された熱伝達係数は、乱流のそれより 1 桁低いのが普通である、これは図 6 にも示している。ここでは無次元の熱伝達係数の実測値が、文献の理論値とともに、レイノルズ数の関数として示されている。測定は熱伝達オイル（プラントル数から 150）で、層流から乱流領域までをカバーする流動条件で実施された。層流領域内では、熱伝達の機構は、混合対流から強制対流に A 点で変化する。図 4 のフローマップで、三角形のように、対応する無次元数が展示されたときに、明白である。

Bergles¹⁹⁾が層流の熱伝達係数の、教科書的解決策が示すように、一般に浮力効果を見逃している定常流の物性では、強制対流を入口効果とともに考慮するだけである。層流に対する VDI の補正 13) はそのような事例である。混合対流のもとにある、この種の熱伝達係数を示す式は、層流領域が予測され、この例では 40% 以上である。ひとたび強制対流が、点 A の前方で支配的ならば、層流状態の予測は正確である。浮力が考慮された補正、そして Oliver¹⁴⁾と

Ghajar¹⁶⁾による相関関係によって示されるように、強制対流効果は、層流において割と良い熱伝達を予測する。層流の範囲で、レイノルズ数による熱伝達の増加は控えめであり、一般に速度の倍増は、ただ 10% から 20% の熱伝達速度の増加を与えるのみである。その理由により、流体の速度が倍増によって、熱伝達がおおよそ 2 倍になるようなところで、熱伝達係数を増大させるために、複数の管パスを使うことは乱流化に比べ効果的ではない。またこのグラフからわかるように、一度乱流に転移したら、層流に比べて、十分に乱流条件に到達した時点で、非常に突然に熱伝達が増加する。 $\sim 2300 < \sim Re < \sim 3000$ の範囲で、熱伝達のレイノルズ数変化に対する増加は、完全な乱流領域に比べて 10 倍も大きい。この領域での熱伝達速度の計算は、一般的には乱流と層流状態間を案分して実施され、不確実なものとなる。この遷移流（層流と乱流の過渡的流れ）は形状条件と入口効果にもまた、依存する。この領域で働くプロセスまたは性状因子（物性）の小さな変更は、熱交換性能に深い影響を持つといえる。

要約すると、管側の層流と遷移流は以下の通りに特徴づけられる：

- 乱流条件に比べて一般的に、低い熱伝達であり、
- 熱伝達を決定するための数多くの影響因子（レイノルズ数、プラントル数、グラスホッフ数、入口効果、管方向性など）その結果としての熱交換器設計の不確実性と
- 層流条件での混合対流下での浮力による流れの階層化、この条件下での管下部での長い滞留時間と、
- 乱流に比べると、より大きな壁の補正効果と、
- 熱交換器設計におけるレイノルズ数に伴う、熱伝達の大きな変種(バリエーション)

2.3 hiTRAN による熱伝達の増強と流れの分布

概要として、流れ条件と流れの分布は理論的な層流ではない。hiTRAN 熱システムのような動く受身的で受動的な強化技術の使用は、これらの状況を改善することができる。CalGavin 社製造の hiTRAN ワイヤ立体素子の、同社で実施した管側伝熱測定結

果は、平滑空洞管の挙動と大きく違っている、図7には、高密度と低密度 hiTRAN 素子の、典型的な管側熱伝達速度の曲線を平滑空洞管と比較して示している。無次元の熱伝達は、ここではヌッセルト数をプラントル数で除して計算される、一般にこれら素子は、用いる熱交換器の管側許容摩擦圧力損失以内

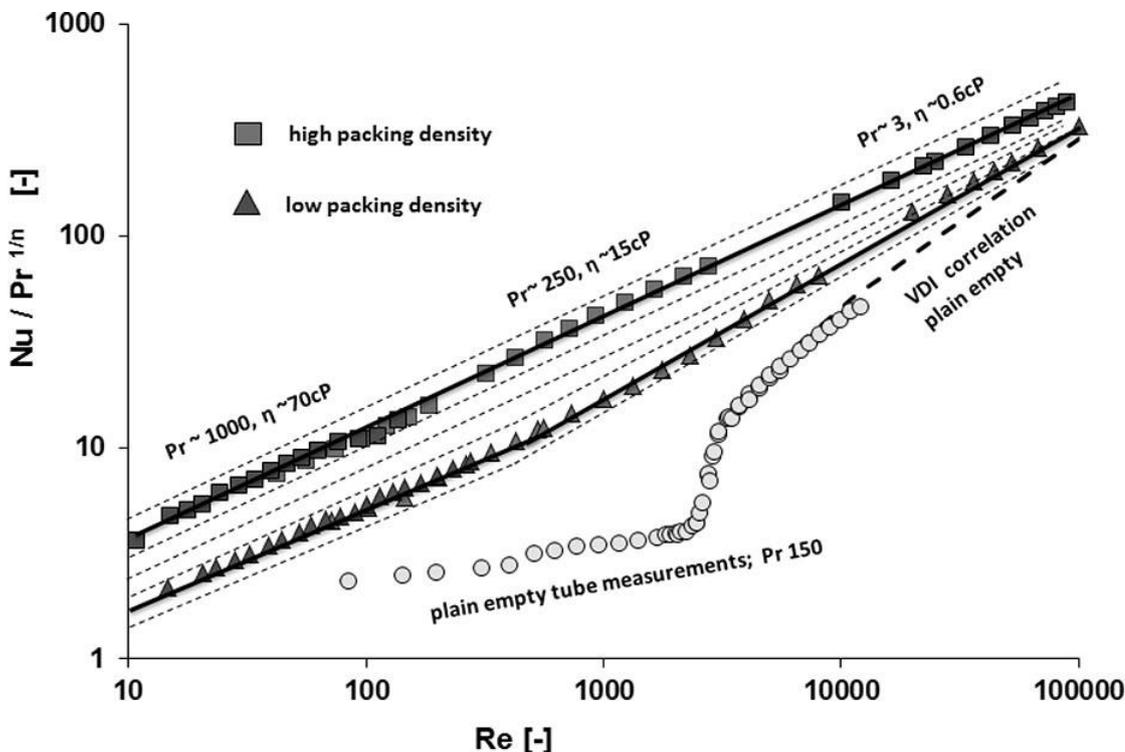


図7 平滑空洞管と異なる充填密度を持つ hiTRAN のレイノルズ数と無次元管側熱伝達

ワイヤサイズ、ループ角度)を持つ挿入体の単相の熱伝達と圧力損失の測定結果は、相関していた。これらの相関関係は CalGavin²⁰⁾から。フリーソフトウェア hiTRAN.SP として全ての挿入体の種類が提供(インプリメント)されている。

このグラフから熱伝達が連続的に流速とレイノルズ数の増加に伴い、一定の速度で増大することは注目に値する。調査されたレイノルズ数にとって、層流と乱流の明確な違いはない。遷移流における平滑空洞管の不確実性は、ここでは取り除かれている。平滑空洞管と比較して、16倍以上の熱伝達速度の増加は可能である。レイノルズ数が 50~10000 の層流と遷移流の範囲で、達成される促進レベルが最も大きいことが認められる。大多数の産業的応用の経験則として、これはおよそ 2cP から 200cP の粘性範囲となる。層流とは異なり、乱流の熱伝達は流速の強い関数である。したがって、熱伝達が同じレベルにあるこれら流動状況は挿入物無しの多パス設計の高い

で、設計されている。これは素子の充填密度を変化させることで実施される。この芯線に取り付けられるループワイヤによって、連続的に形状因子を変化させることで、それに応じた伝熱と圧力効果が誘発される。図7の点線は追加可能な挿入体の形状を示している。600以上の異なった形状(充填密度

流速で提供できることがある。この理由により、乱流での hiTRAN 適用は、多パス設計が可能ではない、たとえば温度クロスのあるところである。これら条件の下で hiTRAN は、平滑空洞管の最高5倍の熱伝達を与える。下端では、hiTRAN レイノルズ数1の低さでも伝熱の便益を提供する。hiTRAN の使用は、同じ流速の場合、平滑空洞管に比較して関連する圧力損失を増加する。この増加を保証するために、hiTRAN 伝熱促進熱交換器は、低流速で働くように設計される。これは、同じ伝熱面積の平滑空洞管の圧力損失と同等もしくは低い圧力損失で、10倍以上の熱伝達を、通常1パスまたは2パス熱交換器で、同等とする。これは図8に示され、そこでは管側の熱伝達と圧力損失が平滑空洞管と、hiTRAN 増強設計について、流速の関数として示されている。異なるマーカーは、熱交換器設計において1パスから8パスの追加を表しており、対応する管側速度は 0.2m/s (1パス熱交換器) から 1.5m/s (8パス熱交

換器)である。この例では、平滑間の最適設計は、8パス熱交換器 ($Re \sim 1700$) になり、管側熱伝達係数は $160 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$ 、許容圧力損失は 1 bar である。管側の流体は、 18 cP の粘性 Oil である。以前に概説したように、層流条件下では、流速の増加はわずかな熱伝達量を追加するのみであるが、図に例示するように圧力損失はかなり大きくなる。hiTRAN を挿入した交換機は、同等の圧力損失で運転するために、低い管側速度で設計される必要がある。図 8 から、2パ

ス hiTRAN 設計は、同じ圧力損失で、非常に改善された熱伝達係数、約 $1400 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$ に達している。1パス hiTRAN 設計は、8パス平滑空洞管の5倍の熱伝達係数を、1/5の圧力損失で増加させている。管側の制御されたシナリオで、(hiTRAN で) 増強された熱交換器の能力は、それに応じて増強される、平滑空洞管の熱交換器設計のガイドラインは異なった流体には極小の流速を進める；これは汚れを低下するための管壁せん断応力の基本である。

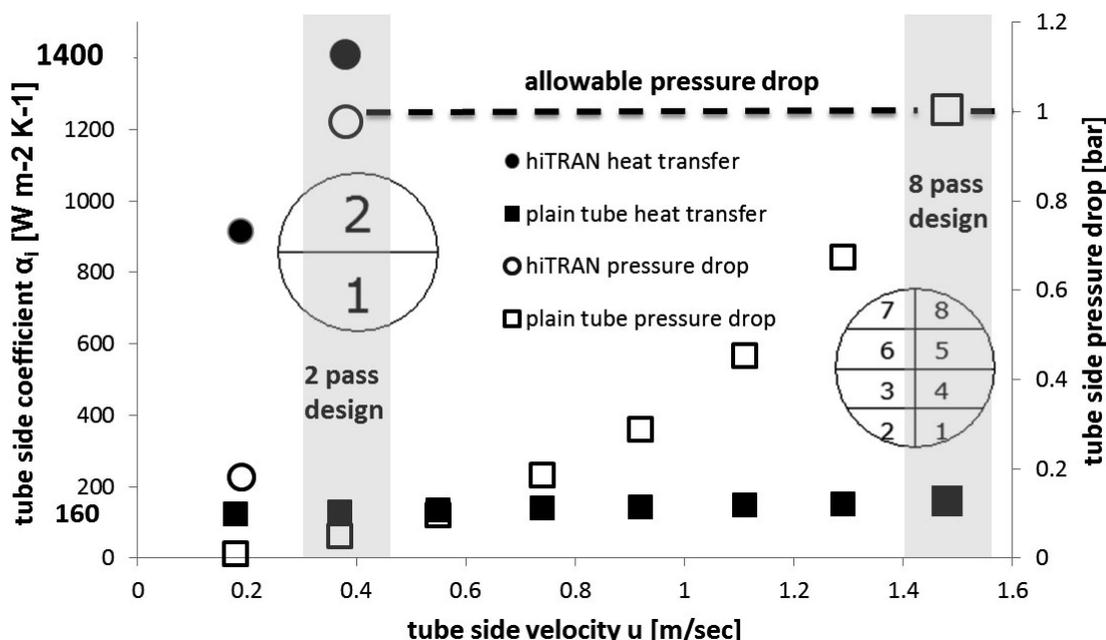


図 8 典型的な hiTRAN 設計における管内流速 (パス変更) の関数としての熱伝達と圧力損失

hiTRAN 技術は、図 2 に示したように、壁面せん断応力をかなり増加することが出来る。この例では、hiTRAN は 2 パス交換器の誘発した壁面せん断は 5.6 Pa と計算される。これは 8 パス設計の平滑空洞管の壁面せん断応力と同じである、

図 5 に示したように、層流の浮力効果は、流れの階層化をもたらす；これは熱伝達の予測と、これら停滞した部分への滞留時間に、影響を与える。再び、CFD シミュレーションは、hiTRAN と一緒に加熱あるいは冷却下にある、流体階層化への流体混合の影響を研究するために、採用された。このシミュレーションは、出口温度の計算値と実測値を比較することによって、確認された。同じ管入り口温度と壁の冷却条件で、図 5 に示された平滑空洞管のためのシミュレーション/実験が、hiTRAN 挿入でも、繰り返された。このシミュレーション結果は図 9 に示

されており、管断面を跨ぐ流れのパターンは、しっかりと平滑空洞管とは違っている。この流れの龍泉は、流体の動きが挿入体のループの中で捕えられていることを示している。(図 9a) 挿入体の温度の混合行動のために、隣接している隣接する流体層間の違いは小さい。この理由のために、流れの階層化の理由である自然対流の推進力は少なくなる、

混合対流流れの下で (図 4)、レイノルズ数が 1 桁においても、流れの階層化は観察されない。管出口横断面の温度分布は、黄色で示したように、ほとんど均一である。(図 8c) かなり高い熱伝達のために、出口の温度の、測定値/シミュレーション値は 49.9°C と平滑空洞管に比べてかなり低くなっている、流速分布 (図 9d) は、図 2 に示した LDV 測定に比較して幾つかの最大値を示す。このシミュレーションでは、4 つの最大値が断面に見られ、中央部の

速度はゼロである。hiTRAN が働いている場合、管の底に停滞した速度ゾーンは無い。これは平滑空

洞管の場合の非常に狭い滞留時間分布にも含みがある。

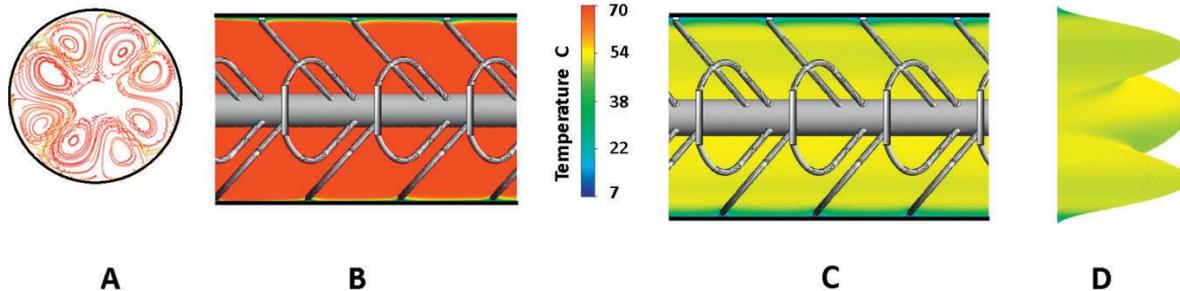


図9 Re=250hiTRAN 挿入水平管の CFD シミュレーション

a)流動パターン b) 入口の温度分布; c)出口の温度分布; d)流速分布

CFD (図 10) で計算された滞留時間分布は、図 5d と図 9d の速度分布を反映している、これは冷却あるいは加熱表面で、滞留時間に敏感で、その条件下で分解するような応用の場合に有効となる。

単独の管内の流速分布だけでなく、管束内での分布にも hiTRAN の使用は影響する。Ellerby²¹⁾は、入口ノズルとバンドルの摩擦圧力間の圧力損失がバンドルでの流体分布を決めることを示した。バンドルの圧力損失が、全圧力損失の 75%未満の場合は、不均等分布は可能となる、管挿入体は、摩擦圧力効果を増加することにより、流体分布を改善するために使用される。

単相流における hiTRAN 適用の利点は次のようにまとめられる;

- 管側熱伝達の 16 倍以上の向上。これは新設熱交換器のサイズを減らす、または既存設備の能力改善のための改造に利用できる;
- 流れの層状化の防止;
- 製品品質と汚れに影響を持つ、管壁のより短い滞留時間;
- 層流から乱流への遷移の間に、熱伝達の突然の変化がない。部分運転、スタートアップ、減量運転 (ターンダウン) 条件下における、交換機の改善された挙動;
- すべての入手可能な管側の圧力低下は利用され、hiTRAN 設計は圧力低下要求を満す;
- 管束 (バンドル) 内での流体分布の改善;

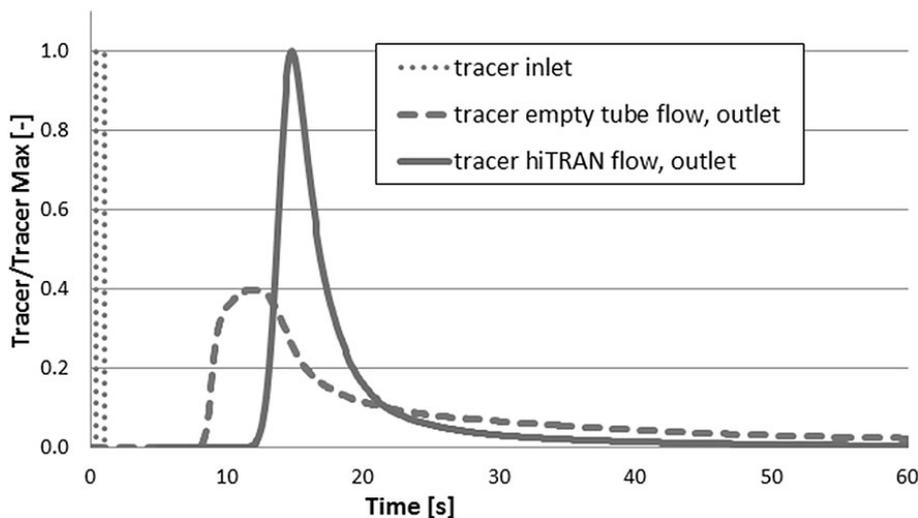


図 10 Re=250 における平滑空洞管と hiTRAN 挿入の滞留時間分布の計算値

3. 2 相流での hiTRAN

hiTRAN 素子技術は管側熱伝達に限らず、広く 2 相の分野にも使用される、以下には、(hiTRAN) 増

強による便益が期待できる適用例について、概説する。

3.1 薄膜流における hiTRAN

熱伝達機器は、しばしば液体が重力、またはせん断制御された膜として、装置の出口に向かって流れるような設計がされる。これは流下液膜式蒸発器そしてまた堅型の管内凝縮器の場合である。

3.1.1 流下液膜式蒸発器

液体の負荷と流体の粘度の 2 つの薄膜性状によって、その熱伝達条件は変化する。この薄膜のレイノルズ数は：

$$\text{Re}_F = \frac{4 \Gamma}{\mu} \quad (\text{式 3})$$

薄膜レイノルズ数が 1600 以上である場合、人は遷移か乱流薄膜状態を期待する²²⁾。これらは優れた管側熱伝達係数と管内の短い滞留時間で特徴づけられている。低い薄膜レイノルズ数のため、この薄膜は管壁で、層状薄膜を越す高速度の、波打った表面波となる。波打った層状条件では、(それは典型的には 2 から 200cP 範囲の薄膜粘度を表す) 伝熱速度は乱流条件と疑わくして、非常に減少する。この薄膜の厚みは高粘度において増加する。しかしながら、この薄膜には混合しないまたは少ない流体があり、多成分の混合物が蒸発したとき、より多くの蒸発成分が最初に蒸発し、薄膜の表面は低蒸発成分が豊富になるであろう。この薄膜が混合されないならば、壁面と、低蒸発速度であるその液体の飽和温度との間の、推進温度差は低下するであろう。流下膜蒸発器は多く蒸発温度に敏感な製品に使用される。一般に、滞留時間は非常に短く、狭い範囲にある。より大きな粘性流体の蒸発の時、壁付近の層流サブレイヤーの中の液のホールドアップとともに滞留時間は長くなる。外観観察と滞留時間測定は、hiTRAN の適用が、この条件下で流れの状態が変化することを示している。図 11 で、素子のワイヤに接触してのち、いかに液薄膜がスムーズな拡張がなされていることを見ることが出来る。

滞留時間実験は水-グリセリン溶液で、等温条件下で実施された。内径 50mm で 2.5m の垂直の長い管の入口に、主要な流体と同じ粘度を持つ高度に濃

縮された NaCl-水-グリセリンが、シリンジで注入された。入口および出口の電氣的応答は測定された。この実験は平滑空洞管と充填密度の異なった hiTRAN 挿入下で実施された。

乱流の流れ条件下では、入口と出口の応答の形はよく似ていて、狭い滞留時間分布を示す。波状の層流条件下で滞留時間を測定す津時は、平滑空洞管では管出口で長い応答時間を示す(図 12)。

これは迅速な応答とともに、早い表面波を示し、長い尾部が壁付近の層流サブレイヤーに流体の一部が取り残されることを示している、このような条件下では、薄膜内での混合は制限される。このような流れ条件下で、hiTRAN が使用された場合、この分布は、乱流条件下とよく似た応答で、もっと均一になる。これは表面波が層流サブレイヤーに侵入していることを示している。

表面のリフレッシュと層流サブレイヤーの流体の混合は、薄膜の中で濃度差を解消するために蒸発する、異なった飽和温度の混合物の蒸発に、重要である。これは加熱媒体と蒸発流体間の、大きな推進温度差を導く

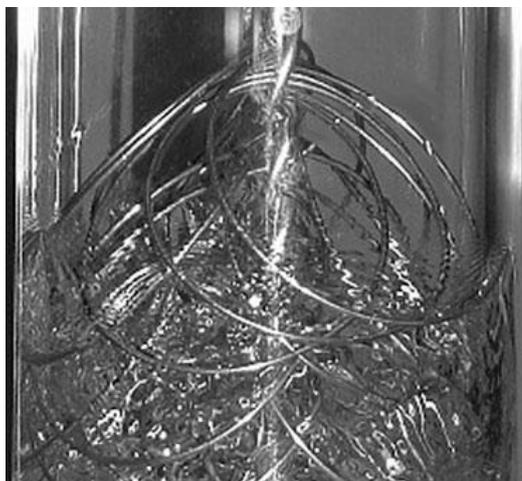


図 11 hiTRAN ループワイヤの邪魔による薄膜流動における乱流の誘導

薄膜蒸留装置は液の管周囲への液の分配に敏感で、計算された性能に到達するためには、分布は全ての円周に渡って、均一でなければならない、測定は挿入体のワイヤが管入口において、不均等分布を再分配している。

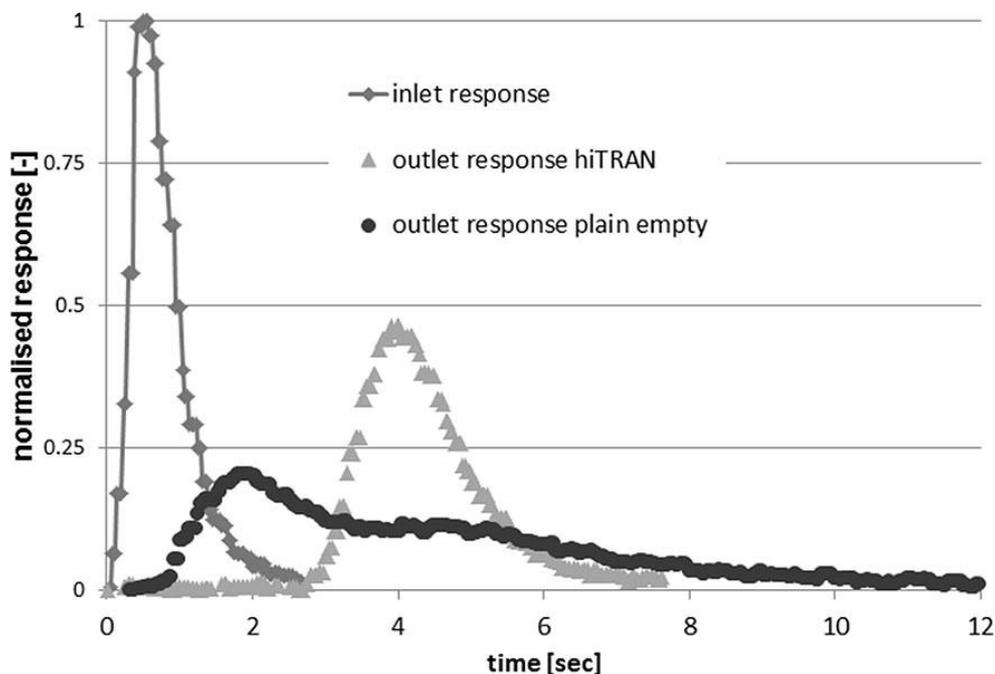


図 12 hiTRAN と平滑空洞管
の底流時間測定値
Refilm~700 波型層流

熱伝達の測定は、Bremen 大学にある蒸気加熱の短管の実験装置で、熱伝達の流体力学の影響を研究するために実施された。実験は、水と水-グリセリン溶液で、工業的に妥当な範囲の薄膜レイノルズ数の範囲で実施された。管側熱伝達は薄膜レイノルズ数とともに増加する結果を示した。

水のもつ乱流のために、管側の性能は 30%増加したと報告された。もっと喧伝すべき効果は、波状況下の層流と遷移流の条件の下で。より粘性の高い水-グリセリンの熱伝達係数を測定したときに、起こった。図 13 は、これらの条件下での hiTRAN 増強が、管側薄膜係数を最高 80%まで増加することを示している。この増加した熱伝達は、管入口において過冷却長さを減少し、蒸発プロセスのために、より多くの表面積を残す。

産業界の改造設備からのフィードバックは、改善された管側性能を確認するが、より興味深いのは蒸発後のより良い製品品質で、それは改善された滞留時間分布と関連付けて考えることが出来る。

3.1.2 管側凝縮

これら流下膜蒸発器とよく似た条件は、垂直の管側凝縮器で見られ、そこでは管の内側に液体膜が形成される。総括凝縮熱伝達係数は気相と液相の流れ状況に依存する。一般に、凝縮係数は高く、伝熱抵抗とはならない。これは多成分系混合物の凝縮の場合や、不活性成分があった場合には、よくある変化である。これらの状況下で、液-蒸気境界面の質量移動制限は、凝縮プロセスへ重要な影響を持つ。凝縮温度はまた、このような条件下では凝縮パスに沿って減少し、それゆえ、じょうきは凝縮温度の変化に応じて冷却される必要がある。蒸気の量は、低いレイノルズ数と関連した低い熱伝達速度の結果として凝縮パスに沿って減少する。この薄膜厚みは、凝縮器の出口に向かって、蒸気の凝縮とともに増大する。層状と層状波型薄膜流では、凝縮伝熱係数は薄膜厚みが増加するとともに、減少する。

これらの考察から、hiTRAN 技術の使用は、管側の凝縮プロセスの違った様相を改善する。ワイヤ

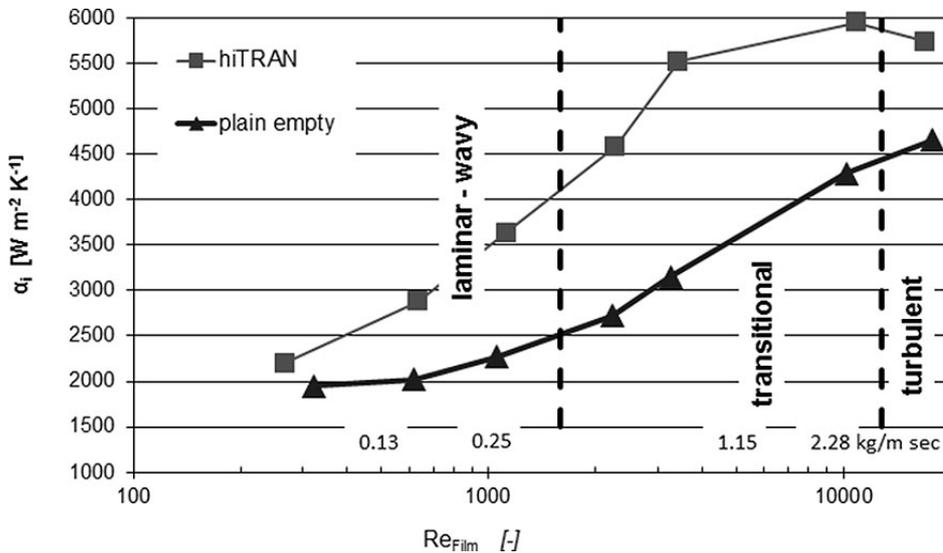


図 13 hiTRAN 有り無しの流れ下薄膜蒸発器の管側熱伝達測定値

は、図 14 のような凝縮薄膜に、追加の乱流を生成する。Briggs23)の指揮のもとに凝縮の実験が行われ、冷媒 R-113 は乱流の単一成分液体として、ここでは薄膜抵抗が主要な成分であり、35%に達する管側係数の増加が、平滑空洞管条件と比較して、得られた。傾斜した方向のループ・ワイヤのために、一部は中心に向けられる。

これは薄膜の減少となるが、より重要なことは蒸気-液体界面を崩壊させ、そして層間の物質移動を増加させる。追加された薄膜と蒸気混合物は、蒸気と凝縮薄膜の、より均一な濃度プロファイルに貢献する。したがって、これは液-蒸気界面の、低蒸発成分の濃度を減少する。蒸気の著しい冷却は、しばしば凝縮プロセスにおいて、主要な伝熱抵抗に数えられる。したがって、低蒸気速度領域で hiTRAN を適用することは有益で、そこでは似たような蒸気相係数の改善が、単相流で報告されたような改善が、可能である。凝縮伝熱は、時には非常に絶対圧力に敏感である。同一の蒸気量と流速の下で、管内内容物は平滑空洞管に比べて摩擦圧力損失を大きくする。



図 14 薄膜流れの管中心部への hiTRAN による調整

(hiTRAN) 増強を使用してから、より多くの凝縮が可能となるので、それゆえ残りの蒸気速度は減少する。摩擦圧力損失をできるだけ低く保つため、hiTRAN 素子は凝縮器の出口のみに装着されることが多い。ここでは蒸気速度が低く、凝縮薄膜厚さは高いため、このエリアでの改善の可能性は最も大きい。プロセスと特性条件に依存して、総括凝縮係数は、(hiTRAN) 増強を適用した場合に大幅に増大できる。

水平管凝縮の場合、管の底部に液が溜まる。入口付近ではこの液の層は薄く、薄膜を動かし攪拌する高い蒸気速度が存在する。管終端に向かって、この

液薄膜は非常に厚くなり、管の大きな部分を占める。この液薄膜がゆっくりした動きだから、それは乏しい熱伝達係数をもつ層流特性を示し、冷媒と凝縮蒸気との間の絶縁層をほとんど形成している、以前に議論された面は別として、このシナリオにおいて、hiTRAN はかなり液体薄膜伝熱係数を改善する。また、十分な蒸気流とともに、流体一部は水平管のトップに向かって、再分散されることが観察され、したがって蒸気と液体層の混合が改善される。再び、それは管の出口部分に出口に向かって

(hiTRAN) 増強を装着するよう助言する。凝縮が多いとき。更なる過冷却が要求される。もしこれが同じ装置内で自己凝縮として実施されると、低い流速と遭遇する。このような条件下では、hiTRAN 増強はこのようなサービスの熱伝達速度の改善の可能性を手依拠する。

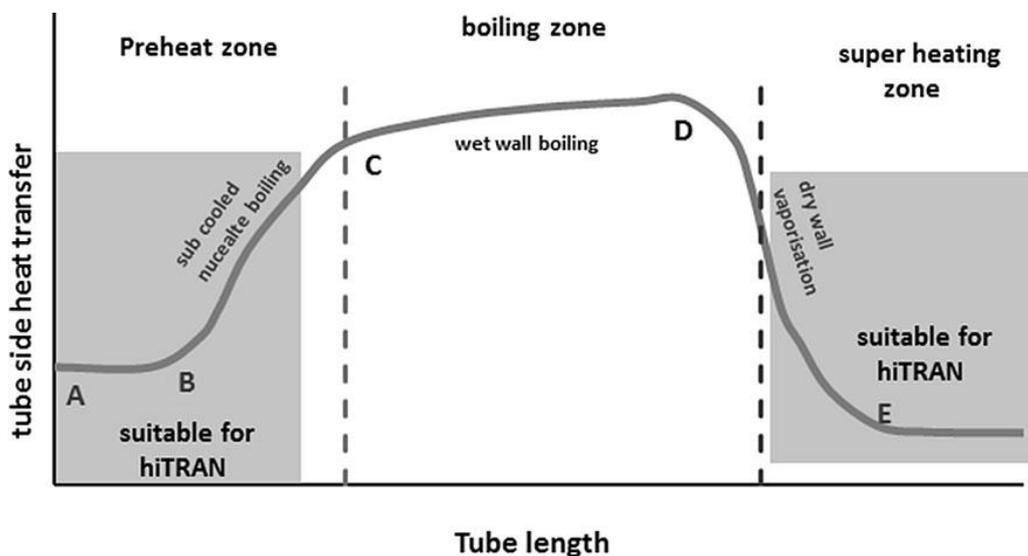


図 15 定性的な管側熱伝達と蒸発器の管長さの関係

質的变化を受け、そしてそれらはまた管の方位に依存する。このゾーンの中では、流体は壁と接触し、高度に拡散され、一般に熱伝達は高い。さらに蒸気含量が増加すると、壁のドライアウトの始まる点がある。(D) しずくの衝突による壁への液の供給は蒸発の速度より少ない。垂直管内でのこの移行は突然で、それゆえに、水平管のドライ壁への変化は管の上部から始まり、底部に段階的に進む。蒸発器は、ドライアウトは、たとえ防止できないとしても、ただ高い蒸気品質で起こるような方法で設計すべきである。熱貫流が限界値を超えるような状況に

おいて、ドライ壁はどんな蒸気品質でも起こるであろう。このシナリオでは、蒸気相は液本流（バルクフロー）と壁の間に形成され；これはまた逆環状流れと記述できる。

このような条件下で、熱伝達速度は一桁の減少となる。点 (E) では、すべての液が蒸発しそして熱伝達は理想的な単相の蒸気熱伝達である。

3.2.1 hiTRAN による予熱ゾーンの短縮

管側で沸騰する縦型の強制およびサーモサイフォンリボイラーは、湿った壁条件で運転されるように

設計されるべきである。再循環の速度は、管側の良い熱伝達を提供するため、十分高く設計され、4より大きい比率であることが Kern²⁴⁾に推奨されている。Arneth [25]によれば、これらの条件の下では、交換器の出口に向かう蒸気含量は低く、一般に 20wt%に満たず、それはドライアウト条件を防止する。リボイラーの入り口では、静圧のため液は飽和温度以下で入り、沸点 (図 15C) に予熱される。核沸騰を開始する前のゾーンでの熱伝達は、対応する単相の相互関係から計算される。垂直のリボイラーは 1 パス交換器として設計されており、予熱セクションの流速は多くの場合低い。(図 15) 再循環は、沸騰ゾーンの密度変化によって、主として推進され、したがって、大きな予熱長さを持つサーモサイフォンは、乏しい再循環速度をこうむることになる。これらの理由により、狙いは出来るだけ短く保つ方法で、リボイラーを設計することである。この“過冷却長さ”は管側のプロセスと性質条件に依存する。大気圧下では、このゾーンは管長さ全体の 20~50%が一般的である。全管長の中の大きな過冷却長さは、乏しい単相の熱伝達係数の粘性流体を扱うとき、あるいはまた減圧運転において、見つけることが出来る。高真空運転では、加熱ゾーンの長さは官庁の 90%以上にも到達する²⁵⁾。効果のない過冷却された長さを短縮するために、hiTRAN 伝熱促進の使用は、理論的にも実験的にも研究されてきた。Reddy²⁶⁾は、サーモサイフォンリボイラーの性能のためのコンピュータモデルを開発し、測定された水データは良く一致した。彼は、計算された過冷却部に hiTRAN ワイヤ立体素子を装着するために、モデルを拡張した。この方法で挿入体を適用したとき、再循環速度は 30~40%に減少した。同時に、過冷却長さは、実質的に高くなった管側係数に伴い、短くなり、多くの管長をより効果的な 2 相の沸騰領域に残す。全体として、50~150%の管側性能の増加が報告されている。Reza²⁷⁾によるより最新の研究も似たような結果を与えた。(hiTRAN の) 増強のない彼のコンピュータモデルは、彼の評価の中でプロセス流体として用いられた、シクロヘキサンの HTFS 計算結果と良い一致を示した。それから彼は計算され

た予熱範囲に hiTRAN が装着された性能をシミュレーションした。その結果、hiTRAN 乱流素子を使うと、予熱長さの減少が~60%、総括熱伝達の改善は 29%以上を示した。

Hammerschmidt²⁸⁾は、サーモサイフォンリボイラーの挙動を研究する実験を、指揮した。この実験では、この挿入体は単一管の全長に渡ってそうたくされた。実験は水とさらに粘性のある水-グリセリンで、実施された。精巧な測定体制を適用することで、管長全体の蒸発液体平均 (バルク) 温度を測定することが可能であった。図 16 には、管中心のバルク温度プロファイル hiTRAN の有り無しで、示してある。予熱領域において、その温度は管長さに対して、直線的に増加する。hiTRAN を使ったときの、より高い熱伝達と流速の低下のため、予熱ゾーンは hiTRAN を使う時にかなり短くなる。一度飽和温度に到達すると、管上部の減少する静圧のととも飽和温度が減少するので、バルク温度は減少する。実験結果は飽和温度に達したら、混合平均温度は管のトップへの減少した静頭によって飽和温度減少以来減少します。実験結果は先に議論したシミュレーション結果をよく反映している。

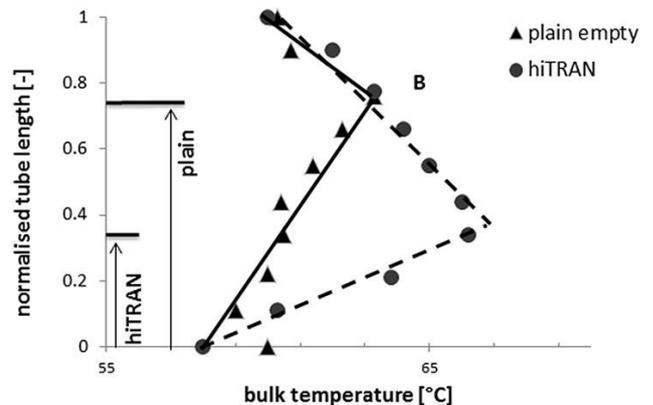


図 16 hiTRAN 有り無しのサーモサイフォンリボイラーのバルク温度プロファイル²⁸⁾
水-グリセリン混合物、90%見かけの液ヘッド、~0.2bar. 推進温度力~15K

期待されるように、高い摩擦圧力損失とこの挿入体 (hiTRAN) を全長に渡って挿入したため、再循環流の減少は、平滑空洞管の測定値の約 1/3 であった。このように低い流速でさえ、総括熱伝達係数は、水

よりも10%高かった。さらに重要なことは、粘性のある水-グリセリン混合物であるが、管側の熱伝達は平滑空洞管に比べて、約2.5倍増加した。工業的利用で、この(hiTRAN)素子は、計算された予熱長さのみにするような方法で、一般に設計される。この適用からのフィードバック(帰還)は、研究結果との示したのと同一直線上にある。

3.2.2 hiTRANによる流れの不安定性の減少

リボイラーアプリケーションにおける不安定な流れは、運転上と性能上の問題を引き起こす。この不安定性の原因は複雑である。2相流はシステムの圧力変化に鋭敏である、低いシステム圧力は、不安定性を高くする傾向がある。サーモサイフォン条件下で、密度波振動は最も流動変動の一般的な形である。いわゆる“レディネグ不安定性(Ledinegg instability)”は蒸発器の不安定性の一般的な形である。それらはより一般的に、管全長で、しめりとドライ沸騰機構の両方の場合、経験される。これらの条件の下では、ますます増加する圧力損失は流動長の上で、大幅に減少し、不安定性の原因となる。このタイプの不安定さは、Boure 29)によれば、交換器の上流に絞り弁をとりつけることにより避けられる。これは流れの回り道を避けて、安定した領域に移動させるのに十分効果的な、急勾配のポンプ性能にする。流れの不安定性を減らす要因解析は、同じ報文の中で実施された。入口制限は、入口流れで相変化する、流れ摩擦を増大すると、結論付けられた。しかしながら、それは増大する流れを湿らせる効果を提供し、それゆえに入口制限は流動安定性を増大させる。Arneth25)によれば、流れの不安定な挙動を管理するために、リボイラーの入口管に仕切弁やオリフィスによって流れを制限することは、日常茶飯事である。もっと最近のNayakとVijayan30)のレビュー誌では、過冷却の単相領域に追加の圧力降下がある場合、強制循環リボイラーに、いつも有用な効果を示すと報告している。一般に、これはまたサーモサイフォンリボイラーアプリケーションのためのケースである。流れ安定性の研究のため、並列

の管が、単相領域の圧力降下を増加し、好ましい効果を示した。

Crowley³¹⁾は、加熱長さが減少したときに流動安定性にプラス効果のあることを報告した。これは強制および自然対流の中の適用に観察された。このような手法でリボイラーが設計される場合、hiTRANは、追加の圧力降下を誘発するこの領域である、過冷却領域のみに装着される。これは、交換器入口に追加の圧力低下がこの領域で、高い管側熱伝達とする乱流へ変換するという、追加の利益を伴う、流量制限と同じ効果を持っている。

先に言及した報文の中で、Hammerschmidt²⁸⁾は同じように流れの不安定性を調査した。真空条件下の平滑空洞管で、管長の80%未満の液頭で運転されたとき、(そこではhiTRANによってもっと低い液頭でも安定した再循環が保たれていたところで)水流は崩壊した。真空条件下で、より粘性の水-グリセリン混合物は、流れ安定性の変化は、よりいっそう顕著であった。液の水位が管長さの100%と少し低い平滑空洞管では、厳しい変動が観察された。対照的に、全ての長さに渡ってhiTRANを装着された管は、全ての液レベルで、ただ小さな変動のみで、高い再循環流れを占めることが研究された。前に報告したように、これもまた、このようなシナリオの中で、有益な衝撃を持つ。

3.2.3 ドライ壁沸騰条件でのhiTRAN

ドライ壁条件はどのような蒸気量でも見受けられる。低い蒸気品質または過冷却の沸騰状態に遭遇した時、壁の加熱と熱流束は、壁と液の間に連続的な蒸気毛布(vapor blanket)形成するのに十分高い。これらの条件下での流れパターンは、液体が中心部をそして蒸気が壁近くを流れる、逆環状流として記述される。これはまた、強制対流薄膜沸騰と称される。高い蒸気品質と低い速度で、すべての液体が、壁面から離れた、まだ蒸発させられる小滴として同伴(entrain; 飛沫同伴)しているとき、ドライアウトがおり、そこでは、早い蒸気速度で、最後に壁に残った液は壁からはぎとられ、そして蒸気流れの中に小滴として再分散される。(図15のD-E)

垂直管の中で、この効果がチューブ円周全体の上で徐々に起こるのに対して、水平管の中で、ドライゾーンはトップで、それから管の円周全体に徐々に広がる。一般に文献では、この現象は、分散あるいは噴霧流沸騰と称される。

ドライ壁の熱伝達速度は、濡れ壁の熱伝達係数の1/30と同じくらい低い³²⁾。いわゆる湿った壁条件からドライ壁条件への“遷移領域”、ここでは加熱面は間欠的に濡れ、予測が難しく、不確実性の原因である。したがって、それらの条件を識別し、蒸発器の設計の中でそれら考慮することが重要である。それらは、乏しい熱伝達係数を改善するためあるいはドライ壁条件の開始を防止するために、hiTRANのような熱伝達増強技術を適用する、目標分野である。低い蒸気品質または均一な過冷却領域に遭遇するためには、限界対流沸騰熱貫流 (CHF) に達さなければならない。

最初に遭遇するドライ壁のパッチは、“核沸騰からの離脱” (DNB: departure from nucleate boiling) 呼ばれ、それは核沸騰が支配的な熱伝達機構であるのみで起こる。これらの条件の下で、蒸気の薄い感情膜と、中心の液体コアを観察することが出来る。hiTRAN 伝熱促進が、ドライ壁条件を防止し、あるいは DBN をより高い熱流束に移すことが出来るかを理解するために、2相の筆頭熱伝達に影響制御は議論されるべきである。

官側の2相流れ熱伝達を記述するために、モデルは通常核の貢献と対流沸騰を考慮する。この仮定では、対流沸騰がただ管壁と液相間の滞留プロセスのみを参照するが、ここでは核沸騰は壁面での泡形成に誘発される熱伝達を考慮する。核沸騰は典型的な熱流束の強い機能であり、質量速度によっても多く影響されることはなく、対流沸騰のための条件は、強い蒸気と液流体の流れ速度と壁の温度フィールドの弱い影響に逆転させられる。これは平滑空洞管の下では、核沸騰が低蒸気品質と高熱流束で、そして高蒸気品質と質量流量と低熱貫流では対流沸騰が、支配的な傾向がある。もしも両方の伝熱機構が同時に存在するならば、最初に Chen³³⁾にとって提案された形の重層モデルが適用できる。ここで、2相熱伝達は

対流と核熱伝達を加えることによって計算される。それらの相関関係では、強制流れが沸騰の核サイトを部分的に隠すと仮定される。(鎮圧期間 S: suppression term S) その一方発生した蒸気は液の速度とそれ故に対流指数を増加する。(増強機関: enhancement term F) 相関は式4のように書ける:

$$\alpha_{tp} = \alpha_{nb}S + \alpha_{cb}F \quad (式4)$$

ツイストテープや網挿入体のような増強装置の実験は、同じようなプロセス条件で、平滑空洞管と比べた時、増加した限界熱貫流値を示した。増加した CHF 値は数百倍と矛くされている^{34~37)}。これらの実験は、総括2相伝熱係数(式4)における2項目に増大の影響を示した。2相の不当熱伝達は次のように表現できる:

$$q_{tp} = \alpha_{tp}(T_W - T_{sat}) \quad (式5)$$

式4の対流成分として、増強装置の使用によって、増加すると、壁の過熱は、化石燃料ボイラーのような、熱貫流境界条件にある場合、減少させられることはあきらかである。温度境界条件を持つ流体の熱交換器の場合、CHFを防止するために、対流沸騰の同課で、より低い壁温度で機器を操作することが出来る。hiTRANのような受動的な増強の使用は、さらにまた核サイト生成の抑制効果を持つ。高い対流熱伝達では、壁は核形成を支えるために必要な過冷却いかに冷やされる。核沸騰を開始するために必要な熱貫流は次のように表現される³²⁾:

$$q_{ONB} = \frac{2\sigma T_{sat}\alpha_{lp}}{r_0\rho_V\Delta h_V} \quad (式6)$$

これは、液相對流熱伝達の増加が、hiTRANによって達成されるので、核沸騰の始まりに必要な熱流束を、より高い値にシフトしていることを示している。これはより高い対流熱伝達による壁冷却効果に関係する。これは次々と、与えられた熱流束によって、直接管壁で発生する蒸気量を減らす。それらの理由により、hiTRANは、敏感な対流薄膜沸騰の運

転条件の中で、抑制された薄膜沸騰に対して、成功裡に適用される。

核沸騰が非常に効果的な熱伝達メカニズムであることは注目されるべきである。以前に概説したように、hiTRANなどの受動的な増強は、あわ形成を抑制し、従ってこのプロセスの有効性を減らすことが出来る。したがって、それは、ただこの技術を、CHF近くで、抑制された対流薄膜沸騰の運転条件の場合に、使用するよう勧めるのみである。

hiTRANがあっても、薄膜沸騰が維持される場合、蒸気毛布内の熱伝達速度が増加することが期待される。一般に、この蒸気薄膜は流れのパスに沿って大きくなり、薄膜沸騰の始まる過冷却領域では、10からmmより小さい。Groeneveld³⁸⁾によれば、このゾーンでは、熱は蒸気を通して電動のみで変換される。流れのパスに沿って、薄膜はより厚くそしてより攪拌される。この領域では薄膜を通した熱伝達は、賢明な薄膜濃縮に類似として扱われる³²⁾。この蒸気毛布を妨害しているループが熱伝達を増加していると予想される。

工業的利用からのフィードバックはこの仮説を確認している。これは現実の実施例、TEMA型BEU2パス多管式熱交換器（管702本×4m）、エチレンの管側蒸発、で説明される。この交換機は下記の仕様書通り実行された。プロセス条件を評価すると、交換器の多くの部分で、対流薄膜沸騰、が疑われていた。hiTRAN素子による改造後、性能の増加は、より高い熱伝達による、薄膜沸騰の抑制を示していた。表1に、改造前後の条件を示す。

表1 hiTRANで改造前後のエチレン蒸発器の結果

	Plain empty	hiTRAN (after retrofit)
Flow rate [kg s ⁻¹]	14.5	21.1
Temp. in/out [°C]	-100/-1 (sat.)	-100/30 (superheated)
Pressure in/out [bar]	40/39.93	40/39.74
Heat transfer [W m ⁻² K ⁻¹]	613	2390
Heat duty [kW]	261	618

3.2.4 分散流沸騰下でのhiTRAN

霧流の中で、ドライアウト領域の後の（図15のD,E）典型的な特徴の一つは、蒸気温度と液滴の液温

度との間の熱力学平衡からの離脱である。遭遇された非平衡の広がり、質量流量と圧力の関数であるとGroeneveld³⁸⁾は明言している。蒸気加熱のかなりこの程度はこの領域で測定されている。条件が非常に複雑なので、実際の蒸気温度は判らなくて、そして、それは液滴の存在のない純粋な蒸気過熱温度と液滴の飽和温度の間のどこかで見つけることが出来る。

液滴の動きはその蒸気とほぼ同じ速度でうごくので、液滴の蒸発は遅い。液滴の飽和温度は半径の減少で上昇し、そしてそれはしかし小さな液滴の蒸発を難しくする。そのようなシステムの中には、壁から蒸発と同伴飛沫（液滴）の加熱蒸気による蒸発の、2つの熱伝達機構がある。最初の機構が単相の熱伝達なのに対し、液滴への熱伝達は、より説明しづらい。これをするために、管のどの断面でも、液滴径分布が知られる必要がある。それにもかかわらず、一つの液滴への蒸気からの熱伝達を評価することはである：

$$Nu_D = 2 + 0.6 Re_D^{1/2} Pr_V^{1/3} \quad (式7)$$

術語（液滴レイノルズ数を含む）は熱伝達への対流貢献の説明で、そこで定数“2”は伝導の術語として記述される。この式の中で、 Re_D は液滴の直径と蒸気と液滴間の速度の違いによって決定される。

$$Re_D = \frac{\rho_V d_D (u_V - u_D)}{\mu_V} \quad (式8)$$

これは、蒸気流と同じ速度の場合、小さな液滴への熱伝達が、非常に低くなることを示す。これらのケースでは、熱伝達は蒸気から液滴の界面が支配的である。

hiTRANワイヤ素子技術の使用はそれらの分散された流れ状況下で運転されるとき。いくつかの利点を提供する：

＝蒸気と壁の間のより高い熱伝達速度：残っている小さな液滴を蒸発させるため、過熱蒸気環境が必要である。hiTRANは高いレイノルズ数においても単相流での熱伝達を数倍改善するので、到達する過

熱は平滑空洞管に比べて非常に大きくなり、したがって、蒸気から液滴への高い熱流束をかのうとする。

—液滴の破壊：よろめいたループ配置のため、ループ・ワイヤは液滴の流れパスの障害となる。液滴が、ループ・ワイヤを打つ場合、その分解は衝撃速度、液滴サイズと液滴流体特性に依存する。CFD シミュレーションは、ワイヤの近くの速度場は、高い蒸気速度で、激しい勾配を示す。その地域の液滴はそかしながら、その界面で違ったせん断力に曝され、そしてそれは液滴表面を不安定にし、また液滴の解体を導く。一つの滴の安定性とその最大サイズは、対応する Weber 数から計算によって計算される。

$$We_D = \frac{\rho_V (u_V - u_D)^2 d}{\sigma} \quad (\text{式 9})$$

主要パラメータは蒸気と液滴の間の相対速度である。振動による液滴破壊ためには、ウェーバー数が 7 から 12 と文献^{39,40)}において報告されている。

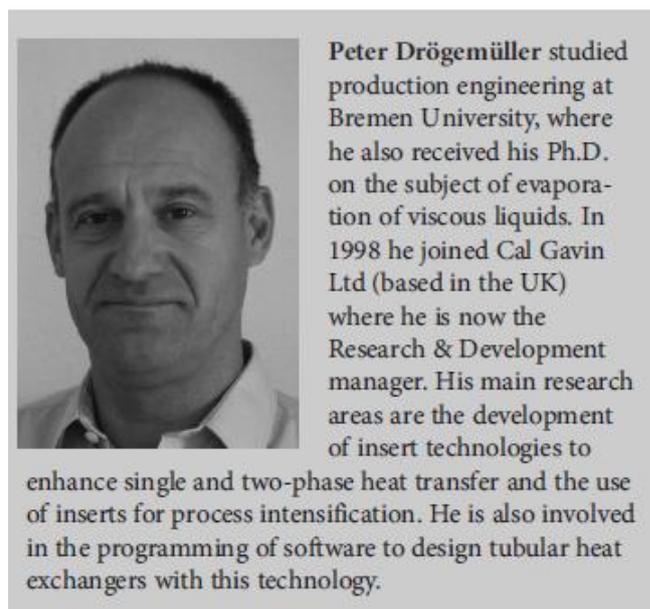
—蒸気と液滴間の熱伝達速度：蒸気から液滴までの熱伝達は、(式 7)に示すように、相対速度に依存する。相対速度が挿入されたループ・ワイヤに衝突したとき、かなり変化するので、熱伝達速度は空洞管の流れに比べて高いと仮定される。CFD シミュレーションは、ループ・ワイヤがループに近くでローカルな速度変動を起こすことを示し、液滴の慣性のため、そのような変動に呼応して不足があり、その結果増大した蒸気液滴熱伝達によって、増した相対速度を起す。別の効果は、ループ・ワイヤと近い速度場変動によって起こされた、主要流れと直角の液滴のゆがみであり：これは熱伝達速度が高い、液滴が熱い壁に衝突するのと似ている。

何年にも渡って、工業分野で hiTRAN は、熱性能を改良するために、使われてきた。分散された流れ状況の下で、報告された性能は、全般に平滑空洞管性能より、良いものであった。

3.2.5 hiTRAN 技術の 2 相流適用のまとめ

3 節での観察の概要の結果、2 相流に hiTRAN を適用する時の便益は次のように要約される：

- 凝縮と流下薄膜応用のための層流と波状流れ条件下での改善された薄膜熱伝達；
- 薄膜流応用の中で、低い界面せん断のため速度が制限されている、蒸気—液体境界間の、より高い質量移動速度；
- 有機混合物の凝縮のような、蒸気冷却負荷を伴う便益的応用での蒸気熱伝達係数のかなりの増加；
- 粘性流あるいは減圧応用でのリボイラー応用での予熱長さの減少；
- リボイラーの流れの不安定性は、入口領域の単相に、圧力降下を追加することにより、低下できる；
- 核沸騰を抑制することによって、限界熱流束はより高い価値に移ることがでる；
- 乾燥した外の壁条件の下で働く時の増大した熱伝達係数；
- 蒸発器のミスト流と液滴同伴の減少。



Symbols used (使われたシンボル)

d [m] diameter

F [-] convection enhancement term

Gr [-] Grashof number

Nu [-] Nusselt number

Pr [-] Prandtl number

q [Wm⁻²] heat flux

r0 [m] critical nucleation radius
Re [-] Reynolds number
S [-] nucleation suppression term
T [K] temperature
u [m s⁻¹] velocity
We [-] Weber number
y [m] coordinate

Greek Symbols (ギリシャ文字シンボル)

a [Wm⁻¹K⁻¹] heat transfer coefficient
DhV [J kg⁻¹] latent heat of vaporization
G [kg s⁻¹m⁻¹] flow rate per wetted perimeter
s [Nm⁻¹] surface tension
r [kgm⁻³] density
T [Nm⁻¹] shear stress
m [Nm⁻¹s⁻¹] dynamic viscosity

Abbreviations (略号)

CFD computational fluid dynamic
CHF critical (convective) heat flux
DNB departure from nucleate boiling
HTFS Heat Transfer and Fluid Flow Services
(now part of AspenTech)
LDV laser doppler velocimetry
PIV particle image velocimetry
UHF uniform heat flux
UWT uniform wall temperature

Subscripts (略号)

b bulk fluid value
c constant fluid property value
D droplet
cb convective boiling
F film
i inside
lp liquid phase
m mean value
n experimental derived exponent
nb nucleate boiling
onb onset of nucleate boiling
sat saturation

tp two-phase
tr transition from laminar to turbulent
V vapor
w wall value

References(文献)

- [1] O. Reynolds, Proc. R. Soc. London 1883, 174, 935 – 982.
- [2] K. Avila et al., Science 2011, 333, 192 – 196.
- [3] A. G. Darbyshire, T. Mullin, J. Fluid Mech. 1995, 289, 83 – 114.
- [4] J. Nikuradse, Forsch. Arb. Ing.-Wes. 1932, 356, 1 – 36.
- [5] A. Smeethe, P. Droegemuller, W. Bujalski, J. Wood, CHISA 16th Int. Congr. of Chemical and Process Engineering, Prague, August, 2004.
- [6] P. Droegemüller, W. Osley, D. Phillip, in Proc. of Int. Conf. on Heat Exchanger Fouling and Cleaning (Eds: M. R. Malayeri, H. Müller-Steinhagen, A. P. Watkinson), Budapest 2013. http://www.heatexchanger-fouling.com/papers/papers2013/55_Droegmueller_F.pdf
- [7] W. Ebert, C.B. Panchal, in Proc. of Fouling Mitigation of Industrial Heat-Exchange Equipment, Begell House, Redding, CT 1997, 451 – 460.
- [8] B. D. Crittenden, S. T. Kolaczkowski, T. Takemoto, AIChE Symp. Ser. 1993, 89 (295), 300 – 307.
- [9] J. M. Ritchie, P. Droegemuller, M. J. H. Simmons, in Heat Exchanger Fouling and Cleaning VII, ECI Symposium Series, Vol. RP5, Engineering Conferences International, New York 2007, 410 – 418. <http://dc.engconfintl.org/heatexchanger2007/52/>
- [10] P. Droegemüller, in Heat Exchanger Fouling (Eds: H. Müller-Steinhagen, H. U. Zettler), PP Publico, Essen 2011, 180 – 188.

- [11] D. R. Oliver, R. W. J. Aldington, *Chem. Eng. Res. Des.* 1988, 66, 555 – 565.
- [12] E. N. Sieder, G. E. Tate, *Ind. Eng. Chem.* 1936, 28, 1429 – 1435.
- [13] VDI-Wärmeatlas, 10th ed., Springer, Berlin 2006, Ch. Ga.
- [14] D. R. Oliver, *Chem. Eng. Sci.* 1962, 17, 335 – 350.
- [15] A. P. Colburn, *Trans. Amer. Inst. Chem. Eng.* 1933, 29, 174 – 210.
- [16] A. J. Ghajar, Lap-Mou Tam, *Exp. Therm. Fluid Sci.* 1995, 10, 287 – 297.
- [17] B. Metais, E. R. G. Eckert, *Trans. ASME J. Heat Transfer* 1964, 10, 295 – 296.
- [18] W. G. Osley, P. Droegemueller, P. Ellerby, in *Chemical Engineering Transactions PRES 13*, AIDIC Servizi S.r.l, Milan, 2013, 997 – 1002. DOI: 10.3303/CET1335166
- [19] A. E. Bergles, R. R. Simonds, *Int. J. Heat Mass Transfer* 1971, 14, 1989 – 2000.
- [20] P. Droegemueller, C. Mann, hiTRAN.SP Software, 2009.
www.calgavin.com/software-downloads/
- [21] P. Ellerby, *Int. J. Hydrocarbon Eng.* 1999, 4, 38 – 41.
- [22] Falling Film Evaporation in Vertical Tubes, Report 98010, Engineering Science Data Unit (ESDU), Bracknell 1998.
- [23] A. Briggs, J. W. Polley, in *Proc. of 4th UK Nat. Conf. on Heat Transfer*, IMechE, London 1995, 567 – 571.
- [24] D. Q. Kern, in *Process Heat Transfer*, McGraw-Hill Book Company, Inc, New York 1950, Ch. 15, 453 – 511.
- [25] S. Arneth, J. Stichlmair, *Int. J. Therm. Sci.* 2001, 40, 385 – 391.
- [26] A. Reddy, D. R. Webb, G. T. Polley, 5th UK Nat. Conf. on Heat Transfer, London, September 1997.
- [27] M. Reza, J. Nasr, M. Tahmasbi, *Heat Transfer Eng.* 2006, 27 (6), 58 – 65.
- [28] J. Hammerschmidt, S. Scholl, *Chem. Ing. Tech.* 2012, 84 (11), 1939 – 1947.
- [29] J. A. Boure, A. E. Bergles, L. S. Tong, *Nucl. Eng. Des.* 1973, 25, 165 – 192.
- [30] A. K. Nayak, P. K. Vijayan, *Sci. Technol. Nucl. Install.* 2008, 15, Article ID 573192.
- [31] J. D. Crowley, C. Deane, S. W. Gouse, in *Proc. of the EURATOM Symp. on Two-Phase Flow Dynamics*, EURATOM, Eindhoven, 1967, 1131 – 1172.
- [32] R. Thome, in *Wolverine Heat Transfer Engineering Data book III*, Wolverine Tubes Inc., Decatur, AL 2004 – 2010, Ch. 10.
- [33] J. C. Chen, *Ind. Eng. Chem. Process Des. Dev.* 1966, 5 (3), 322 – 329.
- [34] W. R. Gambill, R. D. Bundy, R. W. Wansbrough, *Chem. Eng. Prog. Symp. Ser.* 1961, 57 (3), 127 – 137.
- [35] A. E. Fuller, W. D. Bergles, S. J. Hynek, *Int. J. Heat Mass Transfer* 1971, 14, 1343 – 1354.
- [36] M. Cumo, G. E. Farello, G. Ferrari, G. Palazzi, *J. Heat Transfer* 1974, 96, 365 – 370.
- [37] F. E. Mergerlin, R. W. Murphy, A. E. Bergles, *J. Heat Transfer* 1974, 96, 145 – 151.
- [38] D. C. Groeneveld, G. G. J. Delmore, *Nucl. Eng. Des.* 1976, 36, 17 – 26.
- [39] E. N. Rohsenow, W. M. Ganic, *Int. J. Heat Mass Transfer* 1977, 20, 855 – 866.
- [40] M. Pilch, C. A. Erdman, *J. Multiphase Flow* 1987, 13, 741 – 757.