

熱流体輸送の最適化に向けた流れの
脈動現象による伝熱促進効果の研究

2018年 9月

岩手大学大学院工学研究科
機械・社会環境システム工学専攻

鈴木 順

目次

主要記号	・・・1
第1章 序論	・・・2
1.1 はじめに	・・・2
1.2 生体の脈動現象	・・・3
1.3 熱流体輸送技術と課題	・・・3
1.4 過去の研究（脈動流を伝熱促進に用いる理由）	・・・5
1.5 本研究の位置づけ	・・・8
1.6 本研究の目的	・・・8
第2章 脈動流が及ぼす伝熱促進効果の確認	・・・11
2.1 緒言	・・・11
2.2 数値解析モデル	・・・11
2.3 基礎方程式	・・・12
2.3.1 基礎方程式	・・・12
2.3.2 有限体積法による離散化および離散化スキームの設定	・・・13
2.3.3 圧力-速度連成手法の設定	・・・13
2.4 初期条件および境界条件	・・・14
2.5 評価方法および解析条件	・・・15
2.5.1 流速の導出	・・・15
2.5.2 ヌセルト数の導出	・・・15
2.5.3 各種物性値の取り扱い	・・・16
2.6 数値解析モデルの妥当性	・・・17
2.6.1 解析条件	・・・17
2.6.2 結果および考察	・・・17
2.7 寸法効果の影響	・・・20
2.7.1 解析条件および脈動波形	・・・20
2.7.2 結果および考察	・・・22
2.7.2.1 流れ場の変化	・・・22

2.7.2.2 温度場の変化	• • • 23
2.8 脈動波形の影響	• • • 27
2.8.1 加速度合いの変化	• • • 28
2.8.1.1 脈動波形および解析条件	• • • 28
2.8.1.2 結果および考察	• • • 29
2.8.2 減速度合いの変化	• • • 31
2.8.2.1 脈動波形および解析条件	• • • 31
2.8.2.2 結果および考察	• • • 32
2.8.3 脈動時最大流速の変化	• • • 36
2.8.3.1 脈動波形および解析条件	• • • 36
2.8.3.2 結果および考察	• • • 37
2.9 結言	• • • 41
第3章 脈動流で発生する圧力損失と伝熱促進効果の関係	• • • 42
3.1 緒言	• • • 42
3.2 解析モデル	• • • 44
3.3 解析条件	• • • 48
3.4 評価方法	• • • 49
3.5 解析結果及び考察	• • • 51
3.5.1 リブ無しモデルの時間平均局所ヌセルト数	• • • 51
3.5.2 リブ付きモデルの時間平均局所ヌセルト数	• • • 53
3.5.3 局所ヌセルト数の過渡的变化	• • • 55
3.5.4 脈動流による伝熱促進効果のメカニズム	• • • 58
3.5.5 全熱伝達性能	• • • 61
3.5.6 圧力損失と冷却性能	• • • 62
3.6 結言	• • • 64
第4章 結言	• • • 68
謝辞	• • • 72

主要記号

α	: 熱拡散率	[m ² /s]
U	: ダクト平均流速	[m/s]
g	: 重力加速度	[m/s ²]
D	: 水力等価直径	[m]
Re	: レイノルズ数	[-]
$h_i(t)$: 熱伝達率	[W/(K·m ²)]
q	: 供給熱量	[W]
$T_{w,i}(t)$: 測定点発熱部品壁面温度	[K]
T_{in}	: 流入空気温度	[K]
Nu_i	: 局所 Nusselt 数	[-]
Nu_m	: 平均 Nusselt 数	[-]
A	: 断面積	[m ²]
Pr	: Prandtl 数	[-]
β	: 体膨張係数	[1/K]
λ	: 熱伝導率	[W/(m·K)]
ν	: 動粘性係数	[m ² /s]
d_d	: 流路の水力等価直径	[m]
ρ	: 流体の密度	[kg/m ³]
u	: 流体の速度	[m/s]
p	: 圧力	[Pa]
T	: 温度	[K]
ρ_0	: 基準密度	[kg/m ³]
u_0	: クリアランス部の流体の流速	[m/s]
t	: 時間	[s]
u_d	: 入口でのバルク平均流速	[m/s]

第 1 章 序論

1.1 はじめに

人間の心臓は1分間当たり約50回から100回の脈を打ち、血液は1分間に身体全体を1周するように脈動で送液している^[1]。なぜ血流は定常流ではないのか。そんな疑問を抱きつつも生命の進化を考えたとき、血液輸送の観点から脈動現象は生体にとって最適化された流れではないかと考え、脈動流の研究を行うことにした。また、大小様々な血管サイズに関わらず脈動流によって体温調整を行っていることを考えればそのメカニズムを知ることにより、高密度化・高集積化によって困難になっている電子機器冷却効率の改善やマイクロチャンバー内の薬剤の混合促進効率の高効率化など、多岐にわたる応用につなげられると考えた。

近年、電子機器や産業機器の携帯性、機能性やデザインの自由度を上げるために、機器の小型化の要求が強くなってきている。しかし、機器の小型化に伴い回路部品が高密度実装される一方で処理速度の向上により消費電力が増加しているため、筐体外部への熱の逃げ道が狭くなり、逃げ場を失った熱によって機器温度が上昇してしまう。電子機器の温度上昇は、機器を構成している素子の故障割合を増加させ、素子寿命の短寿命化につながる。冷却装置の小型化に対し、先に述べた心臓の脈動現象が体温調節などの熱流体輸送において最適化された流れであると仮定した場合、身体全体の体積に対し非常に小さな割合を占める心臓のような脈動流源を用いれば冷却装置をコンパクトにできる可能性がある。

電子機器冷却へ脈動流を適用するには電子機器の消費エネルギーの高効率化も考え、以下のステップでの検証が必要である。

- (1) 脈動流を適用した場合、定常流よりも伝熱促進の効率が向上するか
- (2) 脈動流で発生する圧力損失と伝熱促進効率の関係

その課題に対して

- (1) 脈動流を用いた伝熱特性の検証
(伝熱促進体を含む流路サイズと脈動波形を変えたときの特性評価)
- (2) 現実的なサイズであるミニチャンネルで脈動流に水を作動流体として用いたときの圧力損失と伝熱促進効率の関係の確認

の調査を行い、熱流体輸送の最適化に向けた流れの脈動現象による伝熱促進効果について検証を行った。

1.2 生体の脈動現象

生体内の流れにはなぜ脈動流が多いのか、脈動現象を生成している心臓の機能について調べてみたところ次のような観点から脈動が使われていると考えられていることがわかった。

- (1) 体に血液を循環させることで体温を維持する
- (2) 血液を循環させ、酸素や二酸化炭素を運び、血液を通じて栄養を細部の血管まで届ける（血管サイズは直径 4 μm から直径 25 mm と大きな径から小さな径まで非常に幅広いレンジを持つ^[2]）

河合らの研究では体外の人工心肺を用いて血液を拍動流と定常流で流し、比較した結果、拍動を用いた方が、体の各点での血圧が低くでき、また、体全体の体温の温度差も少なくできる実験結果を得ている^[3]。この生体での研究結果を適用できれば、圧力損失を低く抑えながら温度を調整する熱流体輸送技術に応用できる可能性がある。

1.3 熱流体輸送技術と課題

CPU の高速化やメモリの大容量化などの高密度実装によって発熱密度が増加して空冷での冷却が困難となってきている。そのため電子機器の冷却において水冷デバイスの重要度が増している。また、照明やプロジェクタ向けに低消費電力化のために LED への置き換えが進んでいるが、ランプから LED に置き換わって発光効率が上昇してもいまだ入力電力の約 70%が熱に変わってしまう点^[4]があり、その熱による発光波長のシフトや寿命の短命化が避けられない状況であるため、冷却機構の高性能化が必要不可欠となっている。また、電子機器でも高密度実装化が著しく進んでおり、どこにでも持ち運びができるコンパクトな装置が多くなっている。例えば、パソコンの歴史を考えたときにパソコンの容積は年代と共に小さくなり、その一方でマイクロプロセッサの消費電力は図 1.3.1 のように増加している。これはソフトウェアなどのアプリケーションの容量が大きくなることによって処理速度向上の要求が高くなり、図 1.3.2 に示すように CPU のクロック周波数が増加しているためだと思われる。

新たな冷却手法として、水冷 PC や Embedded Cooling、浸透冷却などのミニチャネルを用いた素子の直接水冷などの要求が強まっている。同一流体で伝熱特性を向上させるためには熱の逃げ道となる流路を広げ、冷却する流体の流速を速くし熱を奪えばよいが、図 1.3.3 のスマートフォンの内部のように筐体内に占める回路の占有率が高いことや筐体を小型化しなければいけない高い顧客ニーズがあるため、サイズの制限があり流路を大きく設計することができない。流路寸法の狭隘化から、高い伝熱性能を得るには多量の流量を供給する必

要がある。しかし、流速を増加させるに従い、圧力損失が増加し、流体を送液するポンプの消費電力や騒音の増加を招く恐れがある。したがって、狭隘な流路でも低流量で効率よく冷却できるような冷却方法の確立が必要である。

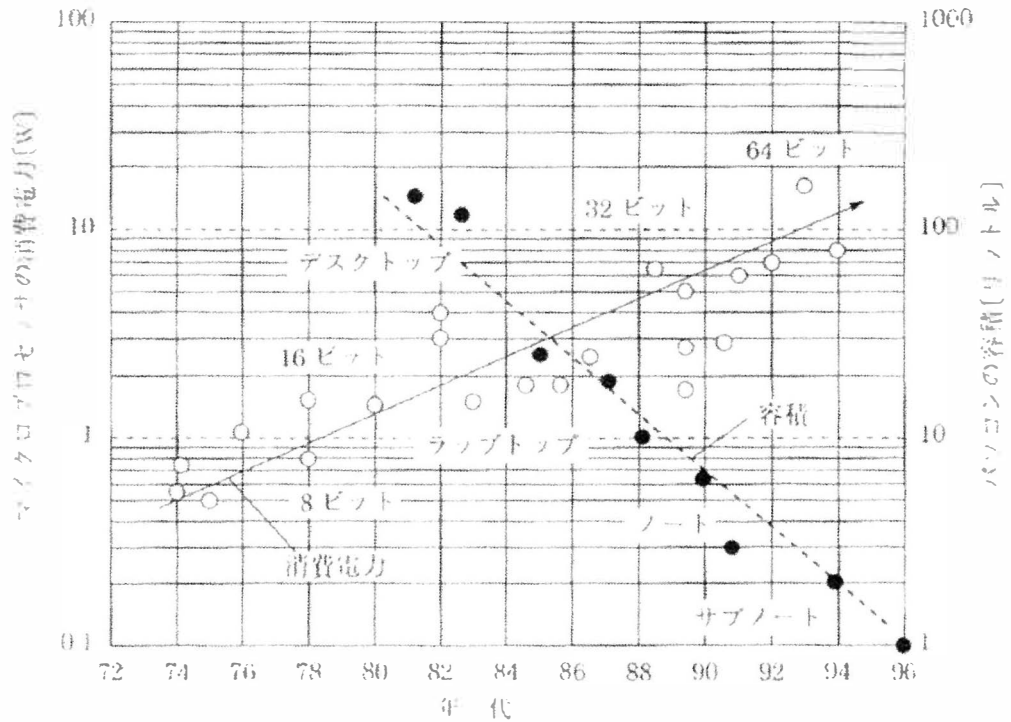


図 1.3.1 マイクロプロセッサの消費電力とパソコンの容積^[5]

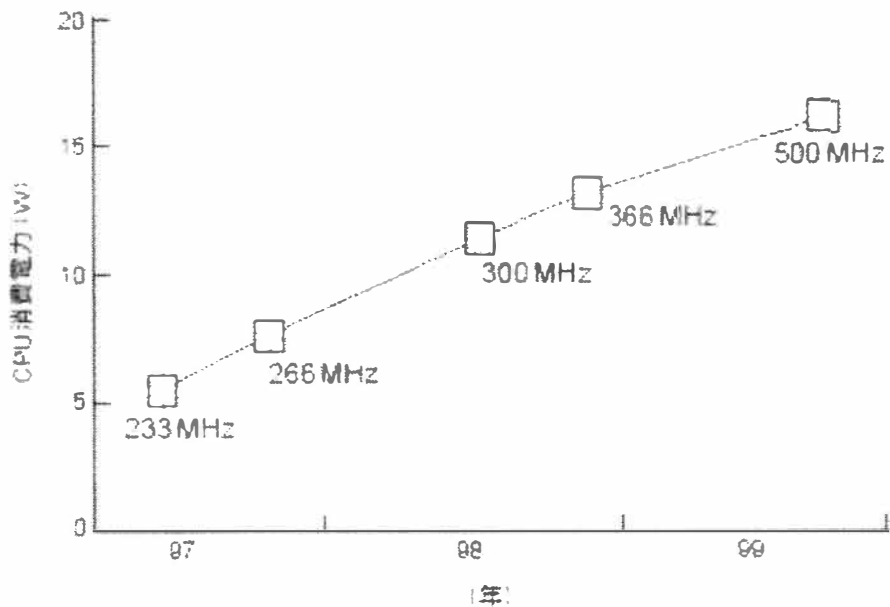


図 1.3.2 CPU 高速化と CPU の消費電力^[5]

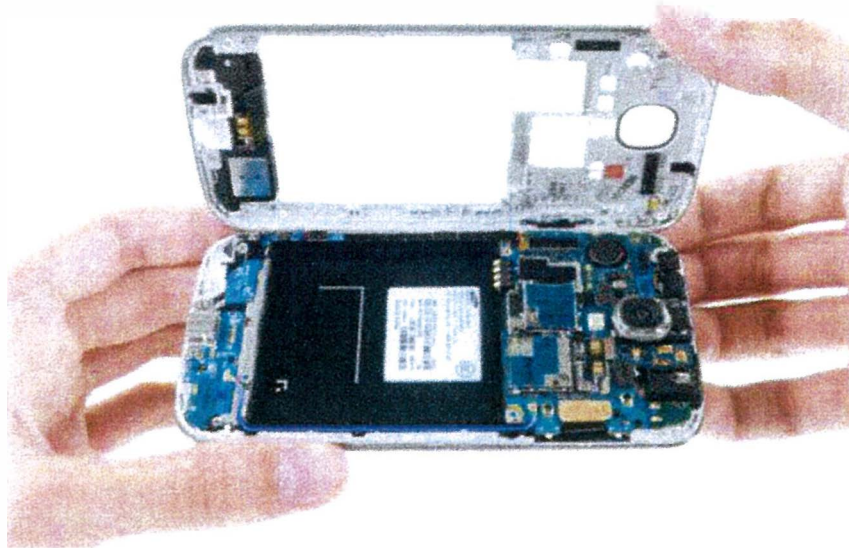


図 1.3.3 携帯電話内部。電子回路が高密度実装されているため、回路と筐体カバーの間の隙間が狭い^[6]

1.4 過去の研究（脈動流を伝熱促進に用いる理由）

電子機器で一般に用いられている冷却方法は図 1.4.1 のように分類される。冷却技術の一つとしてファンを用いた強制対流冷却は広く使用される冷却手法である^{[7][8]}。強制対流冷却では、伝熱性能の向上とファンやポンプなどの駆動に用いる消費エネルギーの低減を両立することが重要な課題となる。最近のデータセンターにおいては、消費電力の約 4 割が空調などの放熱対策に使われている現状も報告されている^[9]ことから、冷却機構の省エネルギー化は必要不可欠である。一般には、ファンやポンプの回転数を増加させることで流体の流量を増やし冷却性能の向上はできるが、一方で消費電力も増加する。このトレードオフを打破するための革新的な伝熱システムの開発が望まれる。

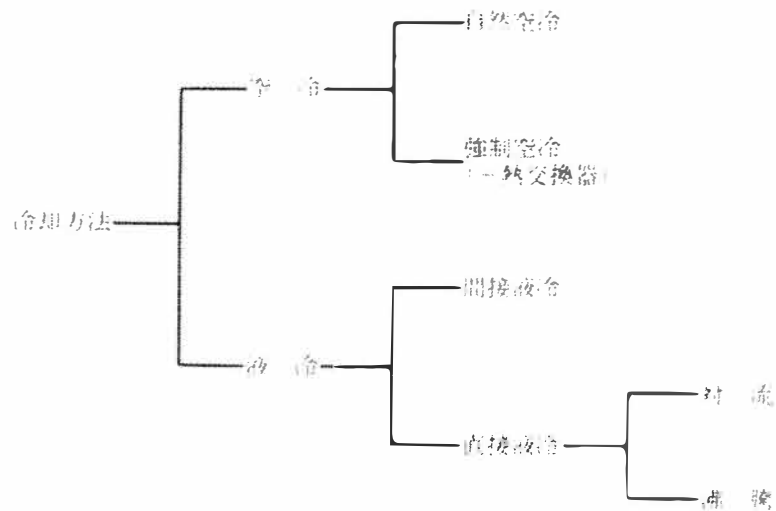


Fig. 1.4.1 Cooling Technique^[10].

このトレードオフを打破するための方法として生体内で用いられている脈動流を利用することがあげられる。また、この脈動流や往復流の影響を様々な側面から検証した研究事例があり、齊藤らは、単純矩形管に脈動流を付与した場合、定常流よりも冷却性能が改善することを報告している^[11]。また、本研究室の先行研究では、図 1.4.2 に示すように発熱体を模擬した円柱を流れの中に設置することで、定常流では発熱体の後方及び側面で剥離が発生してしまうのに対し、脈動流を付与した場合は発熱体後方にも流れが回り込み、発熱体全体を冷却していることが明らかになっている。しかし、電子機器の小型化を見据えた流路サイズや脈動波形を変えたときの伝熱促進体周りの伝熱特性については不明であるため、議論が必要である。

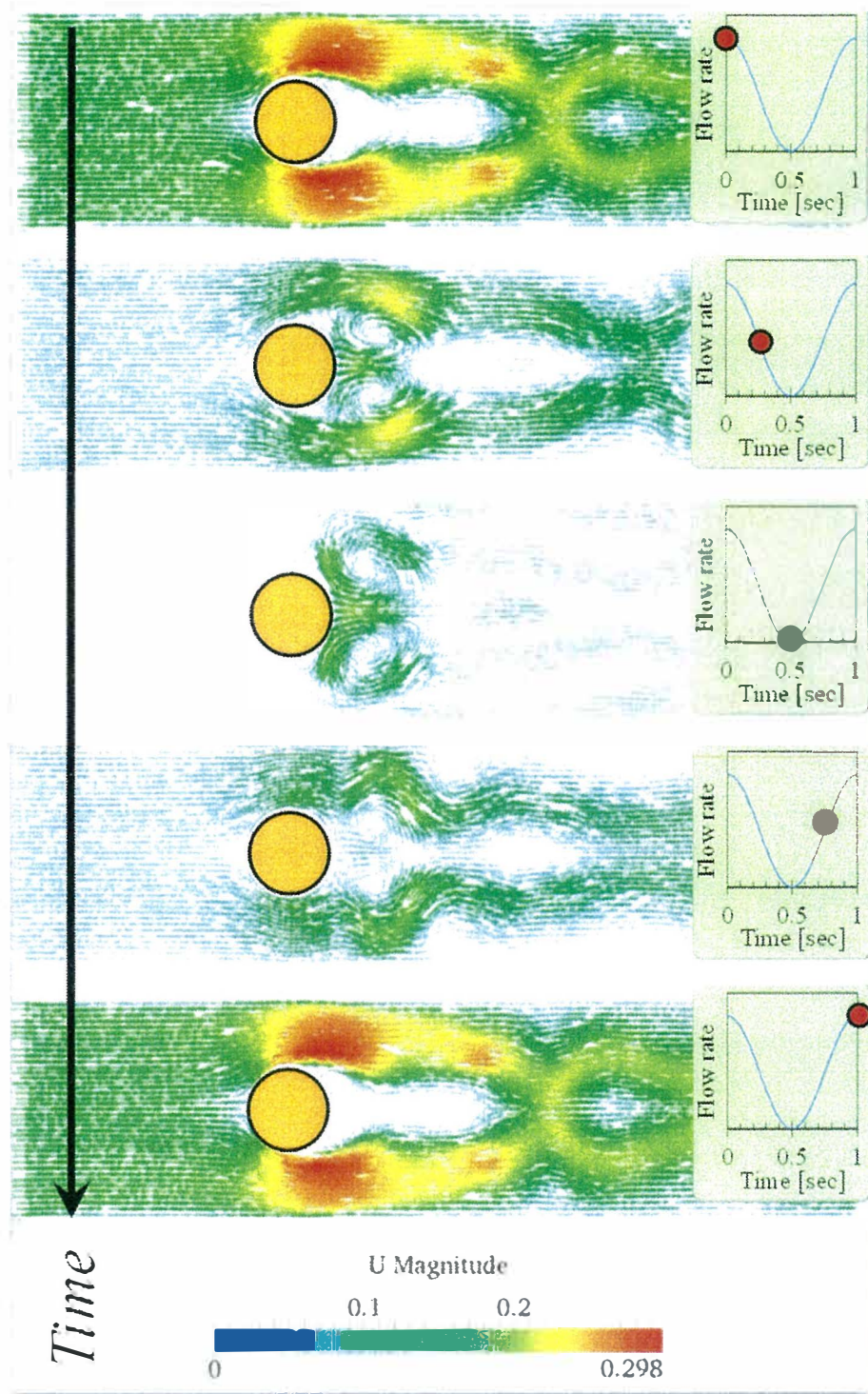


Fig. 1.4.2 Time variations of flow pattern of pulsating flow around test circular [12].

1.5 本研究の位置づけ

電子部品の実装密度や発熱密度が高くなるなど、半導体の超高密度化と最終製品の小型化が進み、結果として小さな範囲でのホットスポットから熱を除去できるような冷却機構が求められ始めてきた^[13]。一方、昨今の計算機では、消費電力の約 4 割が放熱機器に使われる事例がある^[9]。従って、冷却能力の向上、小型化、省エネ化というそれぞれ相反する課題を同時に解決する新しい冷却技術の創成が必要であるが、冷却デバイスの小型化は一般的に圧力損失の増大による冷却効率の低下を招く。リブ^[14]やフィンなどのパッシブな伝熱促進技術は、流れを乱すことによる伝熱促進を狙うため、ただ設置するだけでは、流体の粘性の影響が大きい小型水冷デバイスでの伝熱促進には有効でない可能性があり、従来の発想と異なる視点からの伝熱促進技術の検討が必要である。本研究では電子機器冷却の手法として熱流体で定常流が主に利用されている中で、生命維持を司る人体内の流体輸送機構、特に血流のような細管内の脈動流に着目し、電子機器の小型化を見据えたセンチメートルオーダーからミリメートルオーダーの流路に至るまでの流路サイズが及ぼす冷却性能への影響、そして脈動波形を変えたときや水冷での冷却性能について、数値解析で検証した。本研究は高密度化が進む電子機器に対して将来の新しい冷却装置の礎になると思われる。

1.6 本研究の目的

本研究では、冷却効率を改善させるために熱流体輸送の最適化を考え、生体や自然界で用いられている脈動現象を利用して電子機器冷却へ応用することを目的とした。その際、熱機器の熱交換性能の向上と省エネルギー化の両立を目指すため、脈動流を適用した場合における発熱体と矩形管路のサイズや脈動波形を変え、定常流よりも伝熱促進効率がどの程度向上するか調査した。また、リブ付ミニチャネルで水冷を想定した脈動流を用いたときの圧力損失と伝熱促進効率の関係について、ヌセルト数と圧力損失をパラメータとした冷却効率を求め、評価することで熱流体輸送の最適化に向けた流れの脈動現象による伝熱促進効果を調査し、今後小型化が予想される電子機器の新しい小型な冷却装置の可能性も検討したので報告する。

参考文献

- [1] 公益財団法人 日本医療機能評価機構：不整脈 Minds 版やさしい解説，
<https://minds.jcqh.or.jp/n/pub/3/pub0047/G0000543/0003>，参照日 2018/7/10
- [2] 大島まり：“血液の流れを探る”，東大後に触れる～公開講座～ 資料
2010年11月21日（日）
- [3] 河合紀幸，竹中利尾，中前健二，古田邦彦，清水芳行，藤井秀樹，木下肇彦，平岩卓根，水元亨：“体外循環における拍動流灌流と定常流灌流の比較検討。” 体外循環技術 Vol. 26, No. 1, pp. 36-39, 1999
- [4] パナソニック：LED の基礎，
<https://www2.panasonic.biz/es/lighting/plam/knowledge/pdf/0901.pdf#search=%27%E7%99%BD%E8%89%B2LED+%E5%8F%96%E3%82%8A%E5%87%BA%E3%81%97%E5%8A%B9%E7%8E%87%27>，参照日 2018/7/10
- [5] 国峰尚樹. エレクトロニクスのための熱設計完全入門. 日刊工業新聞社, 2002.
- [6] Refurb Phone ホームページ：
https://www.refurb-phone.com/index.php?route=pavblog/blog&blog_id=9，
参照日 2018/6/10
- [7] Katsuhiko Koizumi, Tomoyuki Hatakeyama, Takashi Fukue, Masaru Ishizuka, “MRF Modeling of Axial Fan for Thermal Simulation of Electronic Equipment” Transactions of The Japan institute of Electronics Packaging, Vol.7, No.1 (2014), 58-64.
- [8] Isoshima Nobuyuki, Masatoshi Watanabe, Mika Ri, Yutaka Yamada Koichi Sugimoto, “Development of a low-noise and high-performance cooling structure for full-HD plasma display TV sets” Proceedings of the ASME 2009 interPACK conference (2009), InterPACK2009-89041.
- [9] Emerson Electric Co., “Energy Logic: Reducing Data Center Energy Consumption by Creating Savings that Cascade Across Systems”, On the Web,<http://www.emersonnetworkpower.com/documentation/en-US/Brands/Knurr/Documents/Shared/Energy Logic - Reducing Data Center Energy Consumption by Creating Savings that Cascade Across Systems.pdf>, accessed on January, 20th, 2018.
- [10] 佐々木 良一，伊藤 裕幸，“電子機器の冷却技術”，HYBRIDS, Vol.4, No. 2, pp. 18-24, エレクトロニクス実装学会.
- [11] 齊藤弘順，内田浩二，“矩形管内脈動流の熱・物質輸送特性（第1報，脈動流周波数が管内に設置された平板面の熱伝達に及ぼす影響）”，*Thermal Science & Engineering*, Vol.15, No.4 (2007), 211-221.
- [12] Takashi Fukue, Koichi Hirose, Hidemi Shirakawa, Jun Suzuki, Yousuke Saga,

“Effects of Clearance around Square Pillar in Rectangular Enclosure on Cooling Performance of Pulsating Airflow” *Journal of Mechanics Engineering and Automation*, 6-8 (2016), 385-391.

[13]Ditri, J. et al., *Proc. ASME InterPACK/ICNMM2015* (2015), Paper No., 48689.

[14] 三浦ほか, *伝熱シンポ 48th 講論* (2011), A322.

第 2 章 脈動流が及ぼす伝熱促進効果の確認

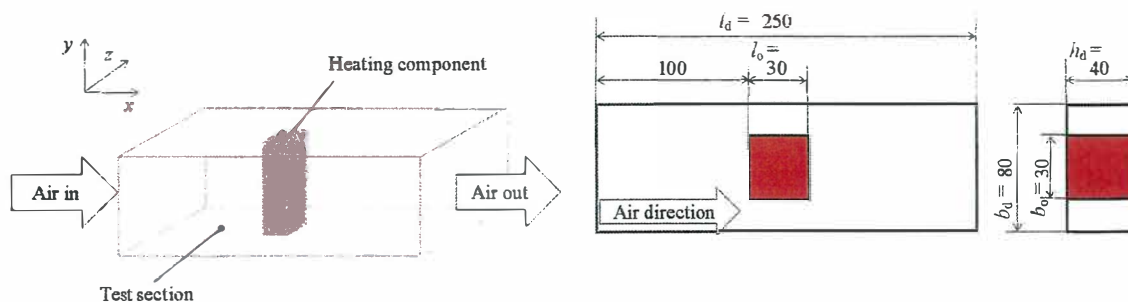
2.1 緒言

本章では、熱流体輸送で脈動による伝熱促進効果が得られるのか確認するために数値解析ツールである OpenFOAM (Open source Field Operation And Manipulation)を用いて 3 次元非定常熱流体解析を行った。OpenFOAM とは GNU General Public License (GPL) のもとで公開されているオープンソースの数値流体力学解析用ツールボックスである^[1]。

解析条件として 25°Cの空気を作動流体として①部品周りの流路のクリアランスを変えたときの脈動の効果を確認する。また、②脈動の波形に対する伝熱促進効果についても確認する。それにより、発熱体に対して流路のサイズや脈動波形で定常流に比べて脈動流が伝熱促進にどれくらい寄与するのか検討を行った。

2.2 数値解析モデル

図 2.2.1 に本稿で検証を行った解析モデルの詳細を示す。(a) は全体の俯瞰図。(b) は寸法の定義を示している。熱機器の筐体を想定した矩形断面の流路に、熱機器に実装される部品を模擬した断面が正方形の発熱部材を挿入したモデルである。作動流体は空気とした。空気は流路左方向から流入し、設置された発熱部材周囲を経て右方向へ流出する。発熱部材の高さは流路の高さと同じとし、一様熱流束条件で発熱させた。数値解析モデルの寸法として、流路の幅は 80 mm、高さは 40 mm の矩形管路とした。これは熱機器の 19 インチラックへ搭載する小型電子機器を想定している。この管路に、断面が一辺の長さが 30 mm 四方の発熱部材を設置した。



(a) Whole schematic

(b) Details of test enclosure with square component.

Fig. 2.2.1 Analytical model.

2.3 基礎方程式

2.3.1 基礎方程式^[1]

本解析では、以下の基礎方程式を用いる。

- 連続の式

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u) = 0 \quad (2.3.1)$$

ここで、 u [m/s] は速度、 ρ [kg/m³] は密度である。定常状態では時間微分項が省かれる。非圧縮流体の場合は、

$$\nabla \cdot u = 0 \quad (2.3.2)$$

と表される。

- 運動方程式

浮力の影響を考慮するためには重力を考慮する必要がある。

$$\frac{\partial \rho u}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u u) = -\nabla p + \nabla \cdot \left[\mu \left\{ \nabla u + (\nabla u)^T \right\} \right] - \nabla \left(\frac{2}{3} \mu \nabla \cdot u \right) + \rho g \quad (2.3.3)$$

ここで、 g は重力加速度である。

OpenFOAM では、圧力勾配と重力の項を次のように扱う。

$$-\nabla p + \rho g = -\nabla p_{rgh} - g \cdot x \nabla \rho \quad (2.3.4)$$

$p_{rgh} = p - \rho g x$ である。 p_{rgh} は圧力 p の代わりに求める。 p は $p = p_{rgh} + \rho g x$ から計算を行う。

密度変化が無視できる場合、基準密度を ρ_0 、基準温度を T_0 、体積膨張率を β として、密度を次式で表すことができる。

$$\rho = \{1 - \beta(T - T_0)\} \rho_0 \quad (2.3.5)$$

この近似は Boussinesq 近似とよばれ、数度程度の温度差であれば誤差を無視することができる。Boussinesq 近似は密度変化を無視できるため、非圧縮性流体とみなすことができ、運動方程式は以下のように示される。

$$\frac{\partial u}{\partial t} + \nabla \cdot (u u) = -\nabla p + \nabla \cdot \left[\nu \left\{ \nabla u + (\nabla u)^T \right\} \right] + \frac{\rho}{\rho_0} g \quad (2.3.6)$$

- Energy 方程式

浮力を扱うために Boussinesq 近似を用いる場合は、流体は非圧縮性流体として扱われ、温度は以下の式で表される。

$$\frac{\partial T}{\partial t} + \nabla \cdot (Tu) = \nabla \cdot (\alpha \nabla T) \quad (2.3.7)$$

ここで、 α は熱拡散率である。

2.3.2 有限体積法による離散化および離散化スキームの設定^[1]

OpenFOAM では、偏微分方程式の離散化手法として主に有限体積法が用いられている。有限体積法はコントロールボリューム法とも呼ばれ、連続体の偏微分方程式を離散化して解く手法の一つである。以下に本論文で用いた離散化スキームを示す。

- 勾配の離散化

セルの界面の補間スキーム (Gauss liner) を適用している。

- 発散の離散化

本論文では、1 次精度の風上中心差分を用いた。

- ラプラシアン of 離散化

セル界面の補間スキームを適用している。

2.3.3 圧力-速度連成手法の設定^[1]

本論文では、PIMPLE 法を用いている。OpenFOAM の非定常解析ソルバーでは、PISO 法と SIMPLE 法を組み合わせた”PIMPLE 法”が用いられている。これは、時間ステップの間に SIMPLE 法のループを入れたものである。以下に OpenFOAM の PIMPLE 法の手順を示す。

1. 運動方程式を解き、仮の速度を求める。
2. 圧力の方程式を解き、圧力を求める。
3. 速度を更新する。
4. 上記の圧力の計算および速度の更新を指定回数だけ繰り返す。
5. 上記 1. ～ 4. の手順を行い、残差が小さくなるまで繰り返す。

以上の手順を必要な時間ステップ分の計算を繰り返す。

2.4 初期条件および境界条件

脈動流の付与および加熱開始から 10 秒間の脈動現象および発生する伝熱現象を解析した。以下に初期条件および境界条件を示す。

- 初期条件

本論文では、全ての変数の初期値を 0 として計算を開始した。

- 境界条件

流れの境界条件として図 4.2.1 に対応し以下のように与えた。

流入条件 (①)

定常流の場合

流れ方向流速を規定することで定常流速を与えた。

脈動流の場合

流速を時間ごとに変化させることで与えた。

流出条件 (②)

自由流出を許すゾンマーフェルトの放射条件および全圧一定とした。

滑りの条件 (③、④)

滑りなし条件とした。

次に熱的境界条件として以下のように与えた。

空気の温度を 25°C として流入させた (①)。

流出条件は自由流出条件を与えた (②)。

一様熱流束境界条件を与えた (④)。

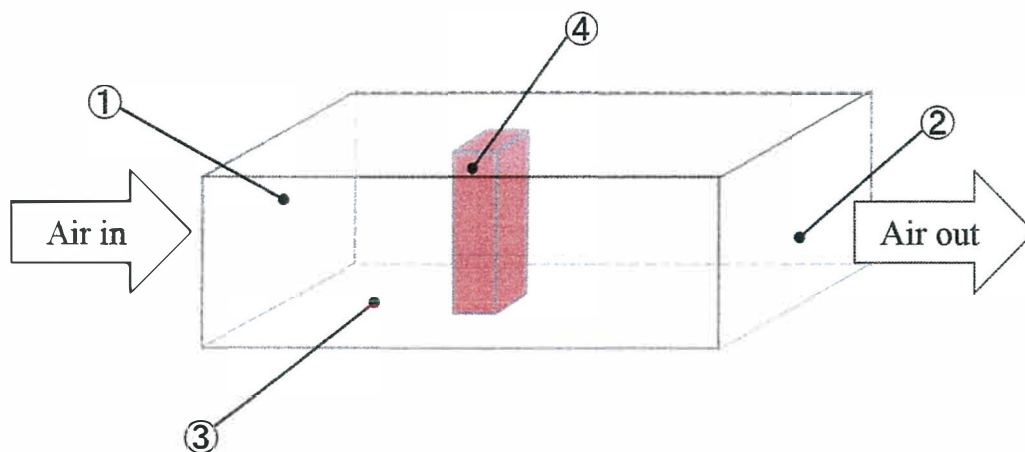


Fig.2.4.1 Boundary conditions of the analysis model.

2.5 評価方法および解析条件

2.5.1 流速の導出

本解析の脈動流および定常流の流速はレイノルズ数の式から導出を行った。評価式を以下に示す。

$$\text{Re} = \frac{ud}{\nu} \quad \rightarrow \quad u = \frac{\text{Re} \cdot \nu}{d} \quad (2.5.1)$$

本論文では、レイノルズ数が 250, 500, 1000, 1500 となる流速とした。

2.5.2 ヌセルト数の導出

本解析は、流れの準定常化が確認できた 5 秒間 (解析開始 5 秒～10 秒) を切り出し、時間平均化した局所ヌセルト数 Nu_i および平均ヌセルト数 Nu_m で評価した。まず、図 2.5.1 に示す発熱部品表面の温度評価点 ($N_1 \sim N_{56}$ の計 56 点) の熱伝達率 h_i を求め、その後、局所ヌセルト数を求めた。平均ヌセルト数は局所ヌセルト数を平均化することで求めた。以下に熱伝達率 h_i 、局所ヌセルト数、平均ヌセルト数の定義式を示す。

$$h_i = \frac{q}{T_{w,i} - T_{in}} \quad (2.5.2)$$

$$Nu_i = \frac{h_i d}{\lambda_f} \quad (2.5.3)$$

$$Nu_m = \frac{1}{A} \int Nu_i dA \quad (2.5.4)$$

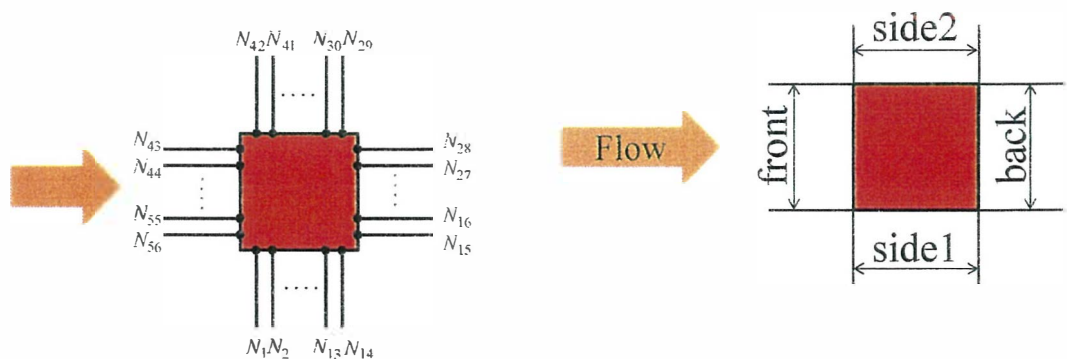


Fig. 2.5.1 Position of temperature evaluation point.

2.5.3 各種物性値の取り扱い

脈動流を付与した流体の温度は時間の経過とともに変化し、それによってプラントル数、熱拡散率および動粘性係数などの物性値も変化する。空気の物性値については、1気圧下における物性値を伝熱工学資料^[2]から参照した。物性値の近似式は最小二乗法を用いて算出した。プラントル数 Pr は温度によってほとんど変化しないため、 $Pr=0.71$ を用いた。熱拡散率 a [mm^2/s] および動粘性係数 ν [mm^2/s] は、次のような近似式で与えた。

$$a = 0.0001606079 \cdot T^2 + 0.1287699 \cdot T + 18.87116 \quad (2.5.5)$$

$$\nu = 0.0001091084 T^2 + 0.08928413 \cdot T + 13.52223 \quad (2.5.6)$$

体膨張係数 β [$1/\text{K}$] は以下の式で与えられる。

$$\beta = \frac{1}{(273.15 + T)} \quad (2.5.7)$$

2.6 数値解析モデルの妥当性

数値解析を行うための準備としてメッシュがどのような影響を与えるかメッシュ条件を変えてメッシュ依存度の評価を行った。

2.6.1 解析条件

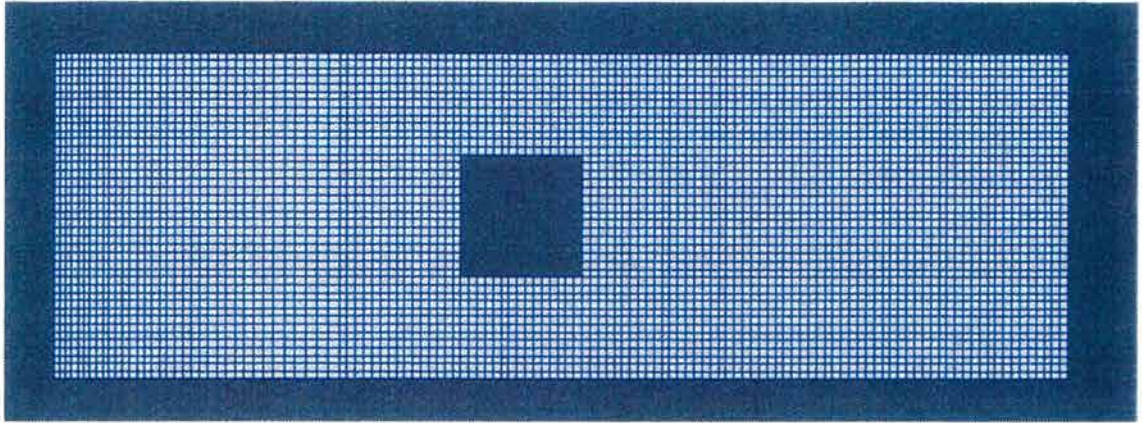
メッシュ依存度を評価する際に、メッシュの条件としてメッシュの総格子数が少ない順から Type 1, Type 2, Type 3 と設定した。それぞれの条件と格子数の関係を表 2.6.1 に示す。また、図 2.6.1 にそれぞれの数値解析モデルを示す。

2.6.2 結果および考察

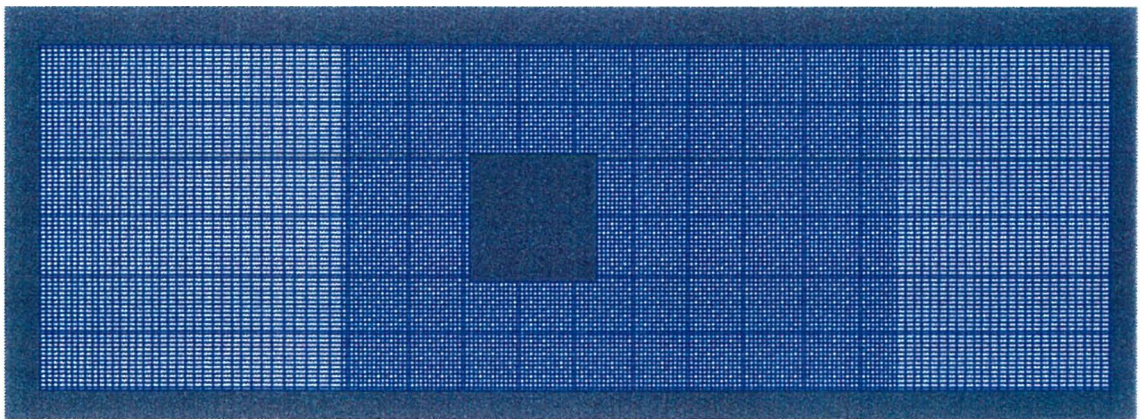
図 2.6.2 に発熱体のそれぞれの面中心位置の局所メセルト数を示す。全ての面でメッシュ数が増加するにつれ面平均メセルト数も上昇していることがわかる。また、図 2.6.3 に発熱体のそれぞれの面における平均メセルト数を示す。平均メセルト数は全ての面で Type 3 > Type 2 > Type 1 となっている。しかし、それぞれのメッシュ条件の中で Type 2 と Type 3 の平均メセルト数の誤差は全ての面で 5%以内となっていた。よって、2.7 節以降は数値解析において計算時間を短縮させるために Type 2 のメッシュ条件で数値解析を行うことにした。

Table 2.6.1 Condition of dimensions of test section and test prism.

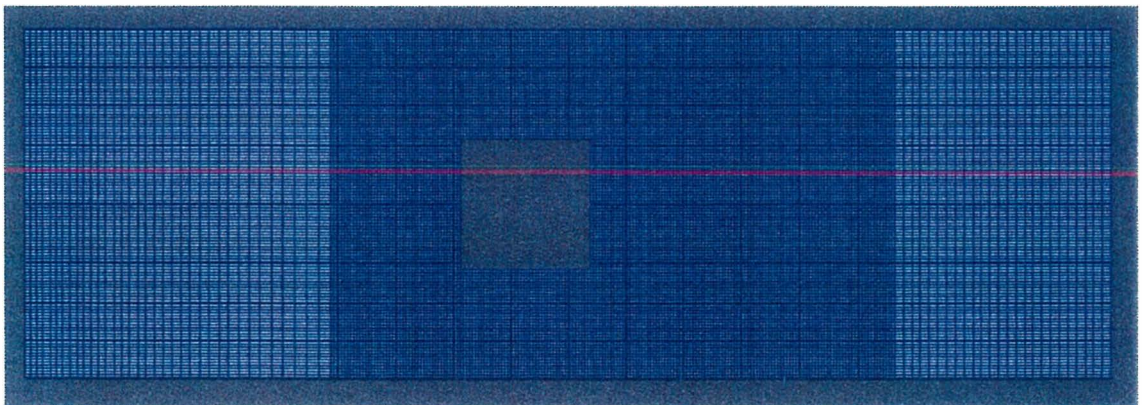
Duct width b_d [mm]	80		
Duct height h_d [mm]	40		
Duct length l_d [mm]	250		
Width of prism [mm]	30		
Total mesh number	Type 1	Type 2	Type 3
	290000	800000	1800000



(a) Type 1



(b) Type 2



(c) Type 3

Fig. 2.6.1 Analytical model.

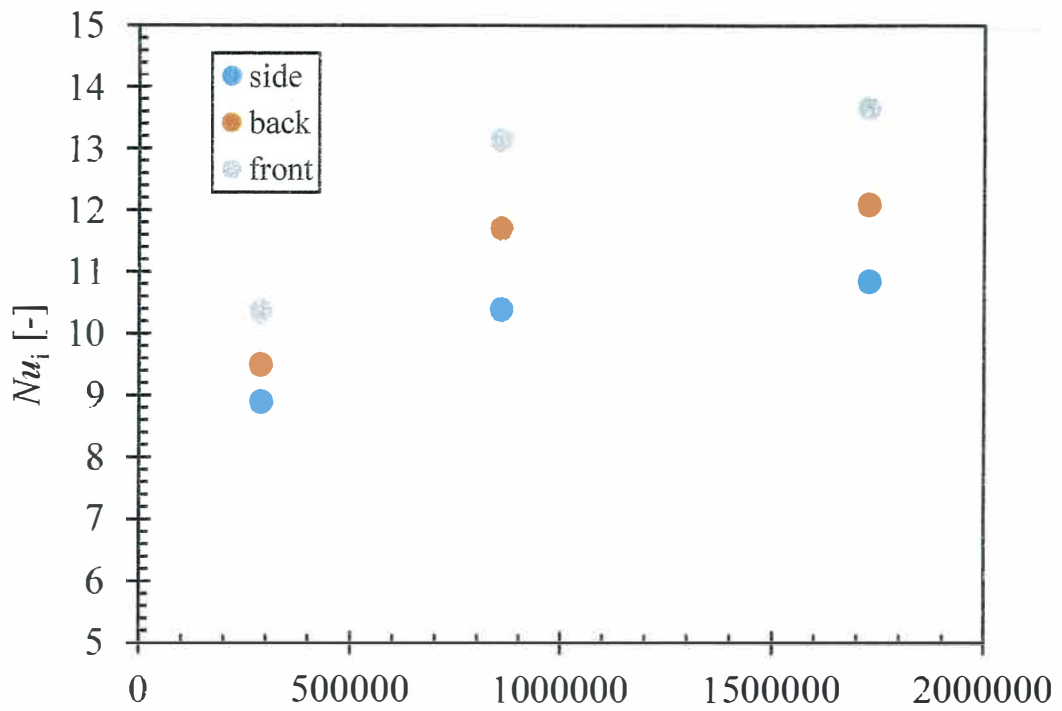


Fig. 2.6.2 Comparison of local Nusselt number in analysis.

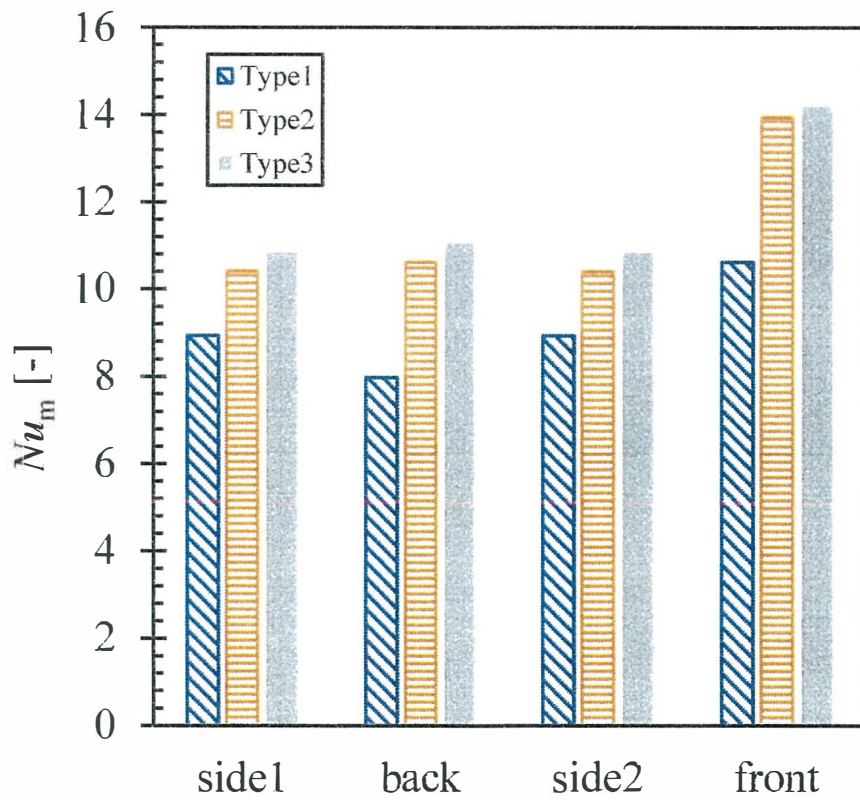


Fig. 2.6.3 Comparison of average Nusselt number pulsating flow in analysis.

2.7 寸法効果の影響

この節では、脈動流による熱機器の筐体を模擬した矩形流路内に設置した正方形断面を持つ発熱部品回りの伝熱促進効果とスケールの関係について評価した結果について述べる。特に、矩形流路のスケールをベースとなるモデルに対し 1/2, 1/4 と縮小させた場合に発生する伝熱特性の変化とその原因について、数値解析により検証した結果について報告する。

2.7.1 解析条件および脈動波形

表 2.7.1 に、本研究で扱った矩形流路の寸法を示す。基本の流路は、2.2 節で紹介した図 2.2.1 の流路モデルを使用した。この流路および発熱部品の寸法を基準寸法として、スケールが小さい場合の脈動流の伝熱促進効果について検証するため、それぞれの寸法を 1/2 倍、1/4 倍にした解析モデルを準備した。以後、基準のモデルを“Base Model”，1/2 倍のモデルを“1/2 Scale Model”，1/4 倍のモデルを“1/4 Scale Model”と呼称する。なお、1/4 Scale Model の発熱部品の大きさのみ、実験評価でも対応できる Base Model に対し 1/3 倍にしたものを準備した。それぞれのモデルの全長は同じとし、各モデルの総格子数も表 2.7.1 に示した。また、図 2.7.1 に本研究で用いた脈動流の流量波形を示す。今回は脈動波形として、矩形波に近い台形波を採用した。これは、減速周期に急激に流速を減速させることで、発熱部材周囲の流れを高速に変化させることを意図している。計算の安定性を考慮して以下の時間で呼称を設定した。加速開始から 0.05 秒間を加速期間，0.05 秒から 0.5 秒の間を最大流量での保持時間（以上を加速周期と呼称する），0.5 秒から 0.55 秒間を減速期間，0.55 秒から 1 秒までの間を流量ゼロでの保持時間（以上を減速周期と呼称する）とした。今回の脈動周波数は 1 Hz とし、最大流量はレイノルズ数を等しくし、時間平均流量が定常流と等しくなるように脈動流の流速を設定した。

Table 2.7.1 Condition of dimensions of test section and test prism.

	Base Model	1/2 Scale Model	1/4 Scale Model
Duct width b_d [mm]	80	40	20
Duct height h_d [mm]	40	20	10
Duct length l_d [mm]	250		
Width of prism b_o [mm]	30	15	10
Total mesh number	250000	200000	150000

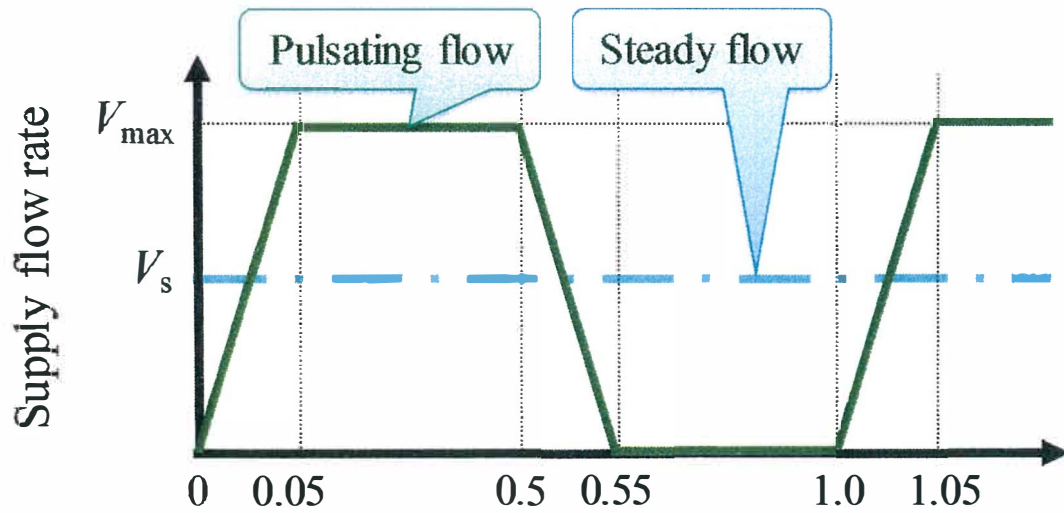


Fig. 2.7.1 Time variation of flow rate of pulsating flow in this report.

2.7.2 結果および考察

2.7.2.1 流れ場の変化

まず、脈動の誘起によって発生する部品まわりの流れの変化を確認する。図 2.7.2 にそれぞれのモデルにおける $Re_d = 500$ で得られた速度ベクトル分布を示す。ここで $t = 0.55 \text{ s} \sim 0.6 \text{ s}$ については脈動時の減速周期の速度ベクトル分布の変化を示し、 $t = 1.05 \sim 1.10 \text{ s}$ は、脈動時の加速周期中の速度ベクトル分布の変化を示している。 $t = 0.5 \text{ s}$ の減速周期に入る直前では、どの条件においても部品後方および側面に剥離域が形成される。この剥離域に、減速期間中において主流からの逆流による流れが生じていることがわかる。これは、周辺に対して負圧になっている剥離域の空気に対し、減速時の静圧の回復で主流の空気の静圧が増加するため、主流域から剥離域に対し流れが形成されるためと考えられる。これにより、通常、剥離域で伝熱性能が極めて低くなるのに対し、部品の下流側で伝熱促進がなされることから、部品全体の冷却性能が向上したと考えられる。しかし、ここで着目したいのは、それぞれのスケールモデルの最大流速（部品と流路壁の間のクリアランス部）に対し、 $t = 0.6 \text{ s}$ でみられる逆流の流速が異なることである。Base Model が最も強い逆流を示しているのに対し、他のモデルではスケールが小さくなるにつれて逆流の流速が低下している。これはクリアランス部の流速の増加により、主流の流れの持つ慣性力が支配的になっているためと考えられる。

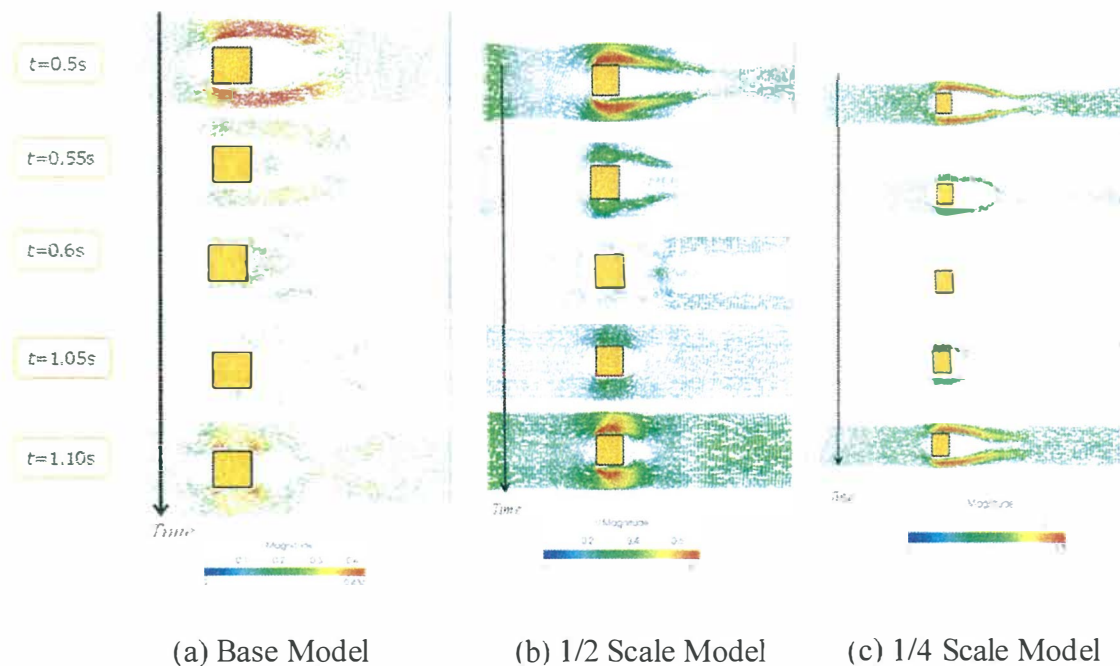


Fig. 2.7.2 Time variations of flow pattern of pulsating flow around test prism in the case of $Re_d = 500$.

2.7.2.2 温度場の変化

次に実際の伝熱性能を確認する。図 2.7.3 に Nu_m と Re_d の関係を、図 2.7.4 に定常流の Nu_m に対する脈動流の Nu_m の比を示す。Base Model, 1/2 Scale Model の両者で、 Re_d によらず脈動流の伝熱性能が定常流と同じもしくは、定常流より高くなる傾向がみられた。特に Re_d が 500 から 1500 の間の比が脈動流で高く顕著であることがわかった。その一方、1/4 Scale Model の結果では、脈動流の伝熱性能の優位性が見られなかったが、定常流の Nu_m には及ばないが脈動流でも Nu_m の比が高くなる Re_d の値があることがわかった。

図 2.7.5 に Base Model のそれぞれの面における平均ヌセルト数の関係を示す。 Re_d が 250 の場合 back 面で脈動流の伝熱特性が高い傾向がみられる。また、 Re_d が 1500 の場合、back 面以外にも side 1, side 2 の面で脈動流の伝熱特性が高いことがわかった。これは、先に述べたように定常流の場合、発熱体背後に剥離域が発生し、流れが停滞するため side 1, side 2, back 面で伝熱性能が低くなったと思われる。一方、脈動流の場合、減速周期に剥離域へ逆流により主流の流れが流れ込むため、伝熱性能が高くなったと考えられる。

図 2.7.6 に 1/4 Scale Model のそれぞれの面における平均ヌセルト数の関係を示す。 Re_d が 250 の場合、back 面において脈動流のヌセルト数が高い。しかし side 1, side 2, front で脈動流の伝熱性能が高くならなかった。 Re_d が 1500 の場合、すべての面で脈動流の伝熱性能が高くならなかった。特に side 1, side 2 の面で伝熱性能に大きく差があることがわかった。これは、部品と流路壁の隙間が狭く流速が増加し剥離域が薄くなり逆流が発生しにくくなったため、side 1, side 2 のヌセルト数が定常流よりも低くなったと考えられる。back 面においてもクリアランス流速の増加により逆流が減少しヌセルト数が低くなったと考えられる。また、1/4 Scale Model のように、スケールが小さいモデルについては、減速周期において流体の熱伝達率も大きな影響を及ぼしていると考えられる。図 2.7.7 に、減速周期 0.51 s ~ 0.60 s での流路内の空気の温度上昇割合を示す。また、評価点 ($M_1 \sim M_6$) の位置を図 2.7.7 (c) に示す (M_2, M_5 は流路中央)。温度上昇割合は減速周期終了時においてみられた部品表面の最大温度で規格化している。この結果から、スケールが小さくなって寸法が小さくなると流路内の熱伝達率が 1/4 Scale Model において Base Model と比べ大きくなっているが速く収束していることがわかる。このことは減速周期における熱伝達率の阻害、すなわち時間平均の伝熱性能の低下に繋がっていると考えられる。特に熱容量の低い空気が作動流体であることも一因であると思われる。

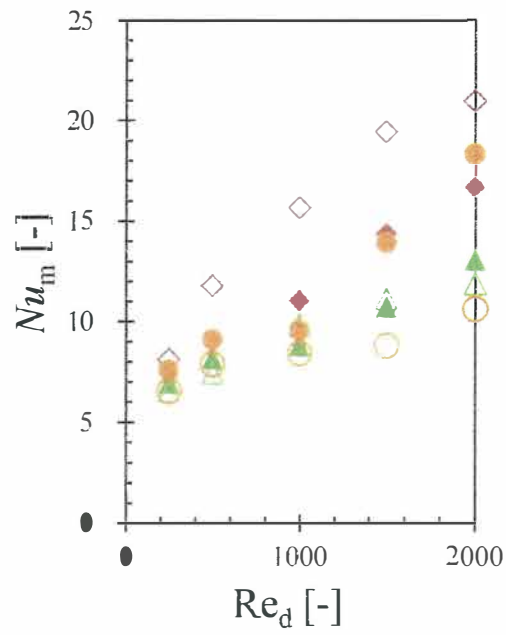


Fig. 2.7.3 Relationship between Nu_m and Re_d .

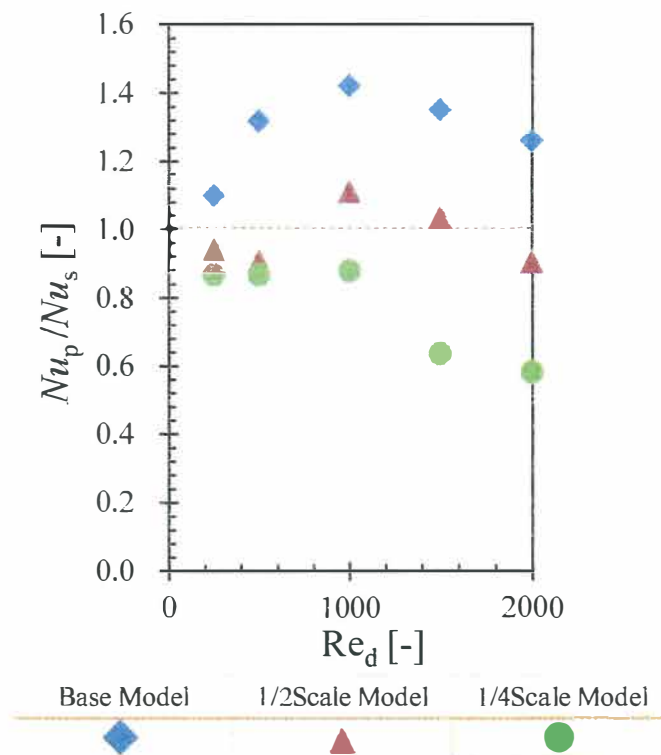


Fig. 2.7.4 Comparison of average Nusselt number between pulsating flow and steady

flow.

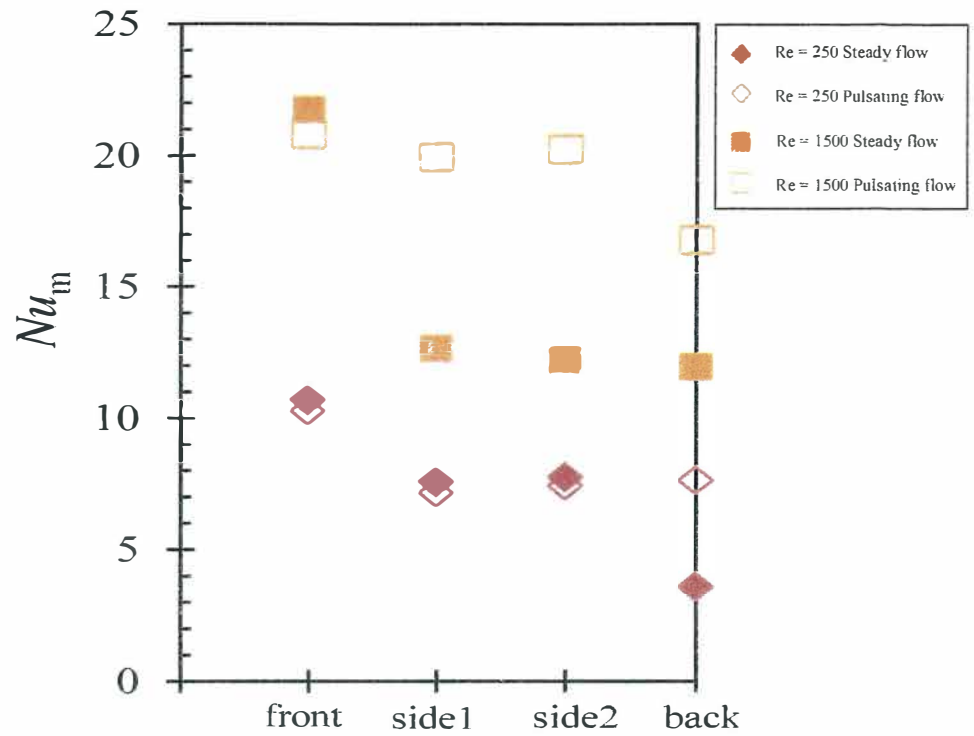


Fig. 2.7.5 Comparison of Local Nusselt number between pulsating flow and steady flow in Base Model when $Re_d = 250, 1500$.

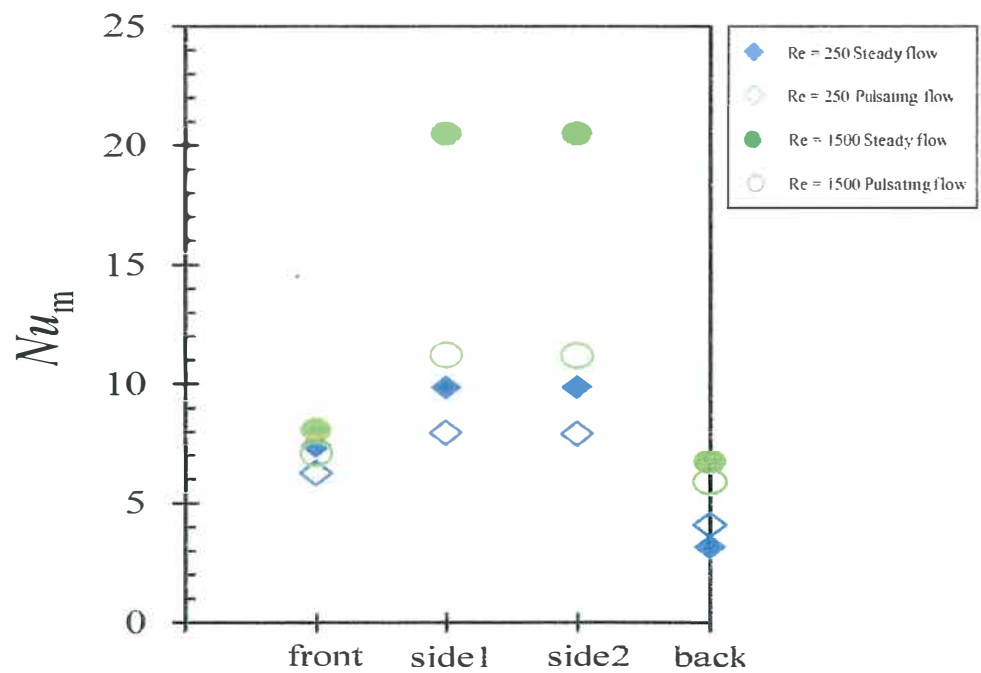
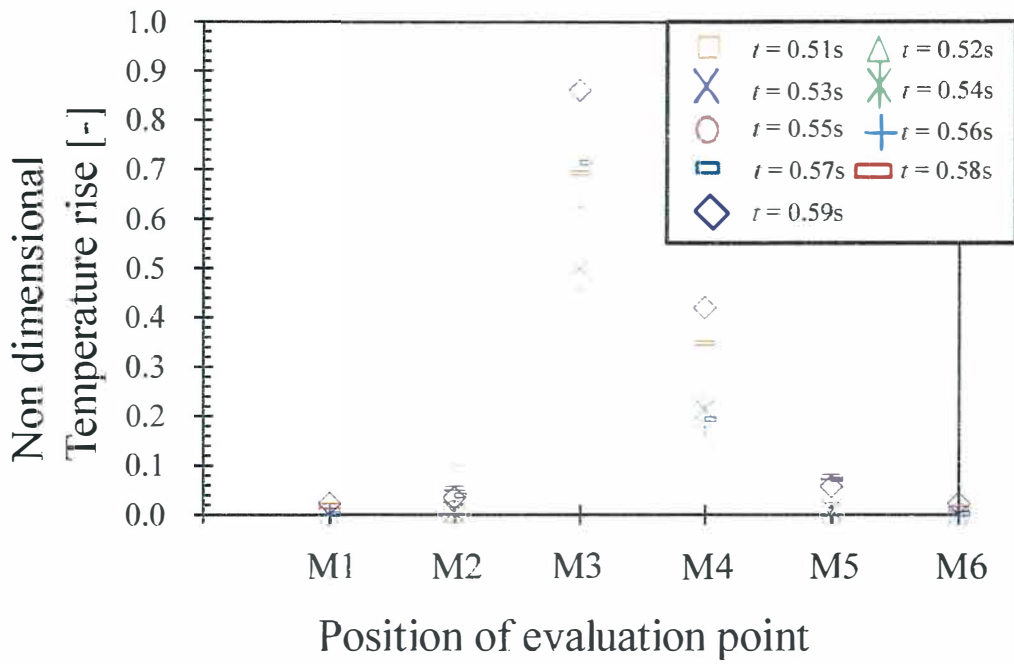
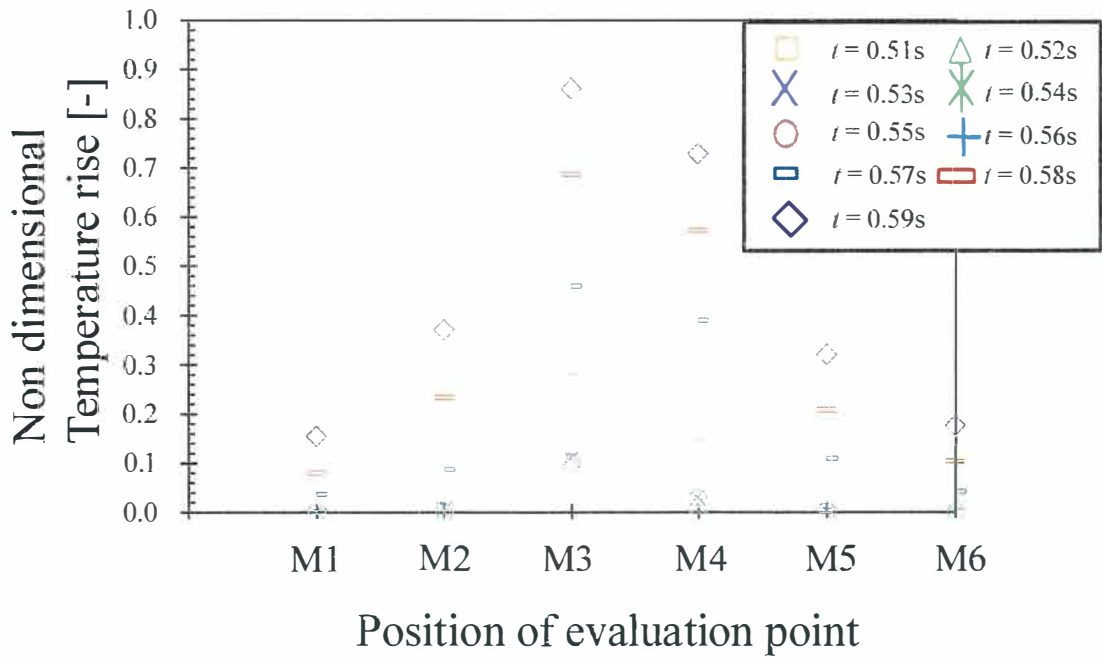


Fig. 2.7.6 Comparison of Local Nusselt number between pulsating flow and steady flow in 1/4 Scale Model when $Re_d = 250, 1500$.

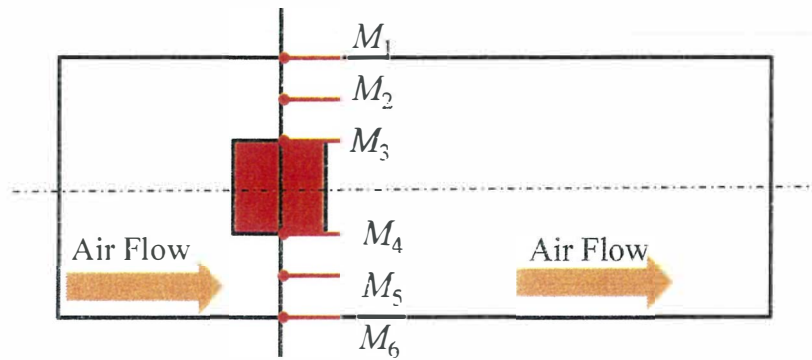


(a) Base Model



(b) 1/4 Scale Model

Fig. 2.7.7 Relationship between temperature rise and time in the case of $Re_d = 1500$.



(c) Evaluation point of air temperature

Fig. 2.7.7 Relationship between temperature rise and time in the case of $Re_d = 1500$.

2.8 脈動波形の影響

本研究において、脈動波形は、図 2.8.1 のような単純な台形波を採用している。しかし、部品周りからの伝熱促進を最適化するにあたり、発生させる脈動波形は部品近傍の流れに顕著な影響を与える可能性がある。これは、脈動流による伝熱促進効果にも一定の影響があると想定され、より高効率な冷却を実現するために、脈動波形と伝熱特性の相関を検証することは、実際の電子機器冷却への応用を目指すうえで重要なステップである。また、立ち上がりの速さの変化、すなわち加速度は動力となるポンプの性能にも起因するため、その波形と伝熱特性について検証することにした。

本節では、数値解析および伝熱実験により主に脈動波形の加速期間において発生した加速度合の変化、減速期間において発生した減速度合の変化、脈動時最大流量が変化した場合に発生する発熱部品まわりの伝熱促進効果に与える影響を評価したので報告する。

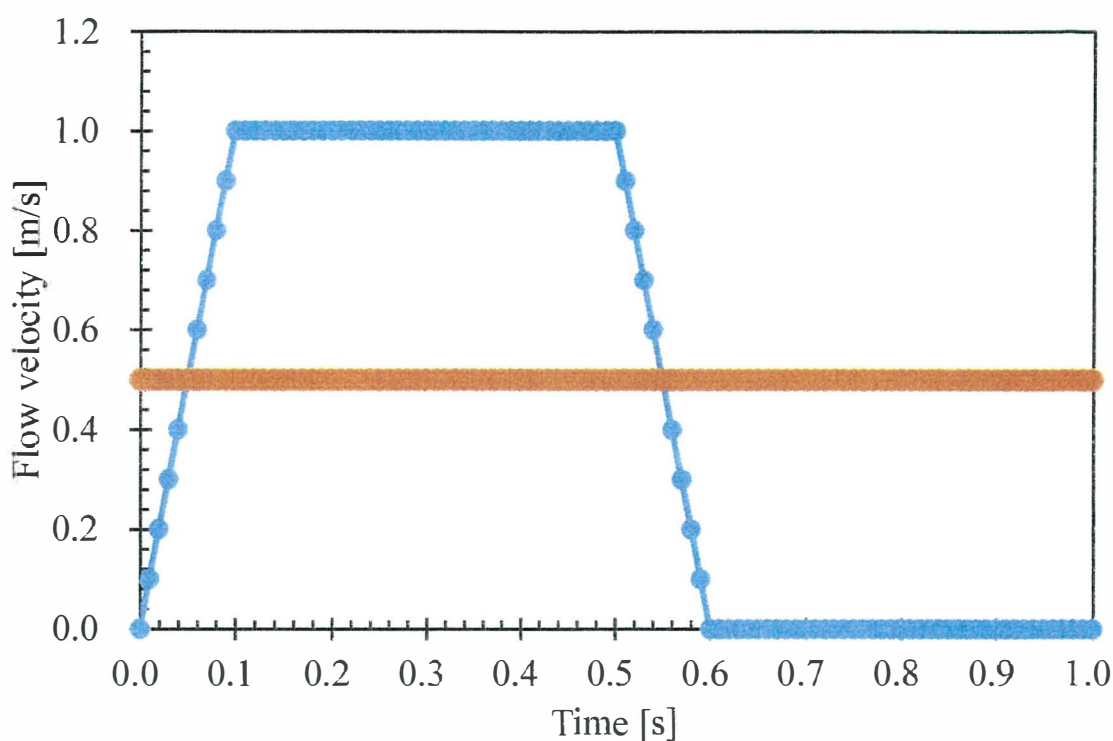


Fig. 2.8.1 Pulsating wave and steady flow.

2.8.1 加速度合いの変化

2.8.1.1 脈動波形および解析条件

図 2.8.2 に、本節で用いた脈動流の流量波形を示す。脈動波形が変化した場合の伝熱特性への影響を検証するため 3 つ波形パターンを用いた。加速期間における速度勾配に重点を置き、立ち上がり速度の速い順から Type 1, Type 2, Type 3 とした。また、表 2.8.1 にテストセクションに流入させた時間平均流量の条件を示す。

Table 2.8.1 Condition of time-averaged supply flow rate in test section.

Time-averaged Reynolds number : Re_d [-]	500, 1000, 1500
Time-averaged flow rate [$\times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$]	2.54 ~ 11.5

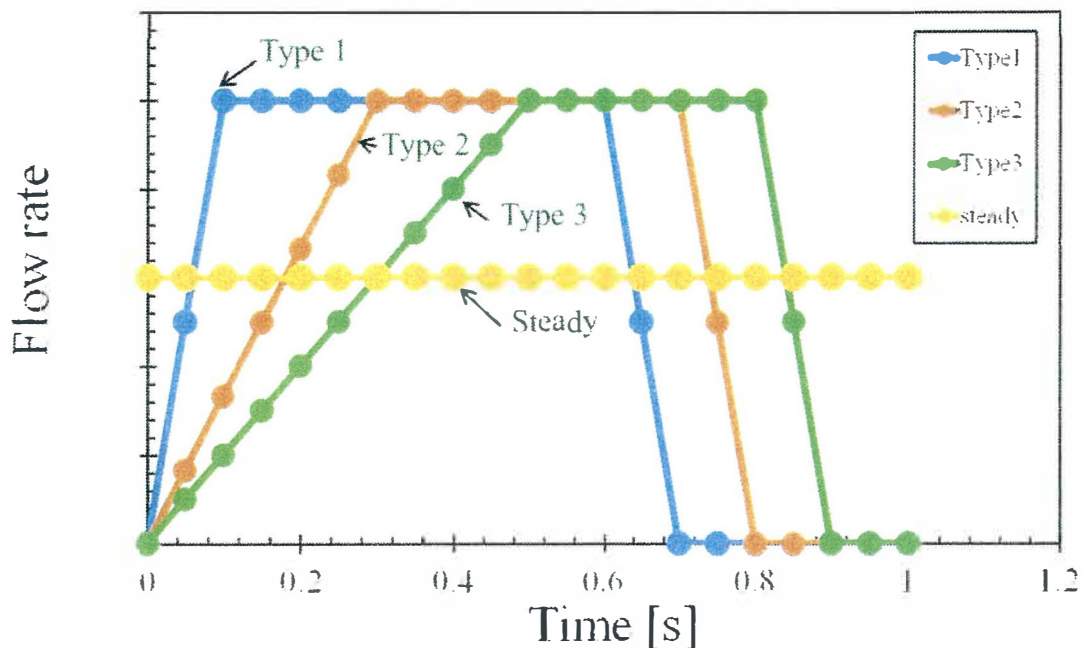


Fig. 2.8.2 Pulsating wave pattern of flow rate of pulsating flow in analysis.

2.8.1.2 結果および考察

図 2.8.3 に平均ヌセルト数とレイノルズ数の関係を示し、図 2.8.4 に定常流の平均ヌセルト数に対するそれぞれの脈動波形における脈動流の平均ヌセルト数の比を示す。それぞれの脈動波形において Type 1, Type 2, Type 3 の順に立ち上がり速度が速い順番に平均ヌセルト数が高いことがわかった。また、Type 1 において約 30%から 40%冷却性能が高くなっていることがわかった。次に図 2.8.5 にそれぞれの温度測定点において得た局所ヌセルト数の変化を示す。温度測定点の場所によらず、定常流よりも脈動流の伝熱特性の方が高くなっていることがわかる。これは、部品側面および後方に生成される剥離域に脈動流の減速時に逆流が起きるため、通常伝熱性能が極めて低くなる部品の下流側に対して伝熱促進がなされて部品全体の冷却性能も高めることができたと考えられる。また、すべての温度測定点において局所ヌセルト数は Type 1, Type 2, Type 3 の順に高いことがわかる。この理由として立ち上がりが速いとすぐに最大流速となり、最大流速の時間が長くなる分、伝熱促進がなされたためと考えられる。また、Type 1, Type 2, Type 3 の順で脈動流の減速時に起きる逆流現象の持続時間が長く、発熱体の背面だけではなく発熱体側面まで逆流が回り込んだため、伝熱促進が進んだと考えられる。

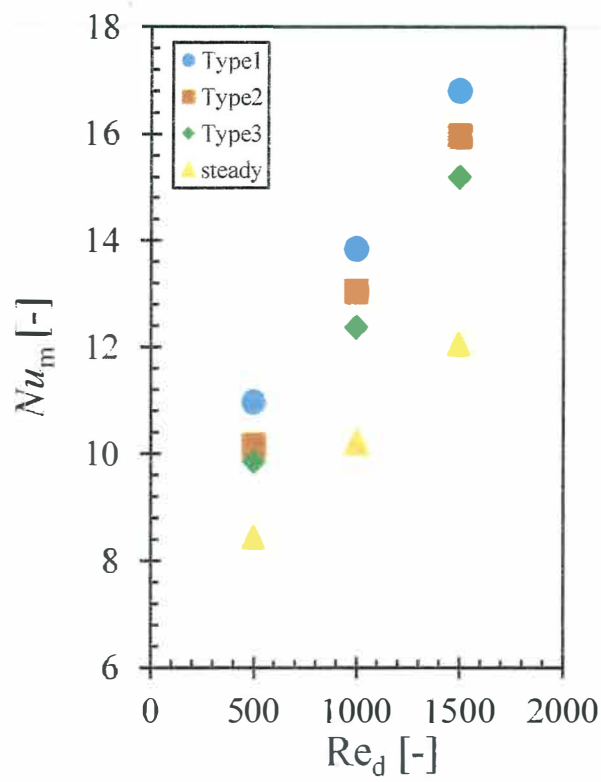


Fig. 2.8.3 Relationship between Nu_m and Re_d in analysis.

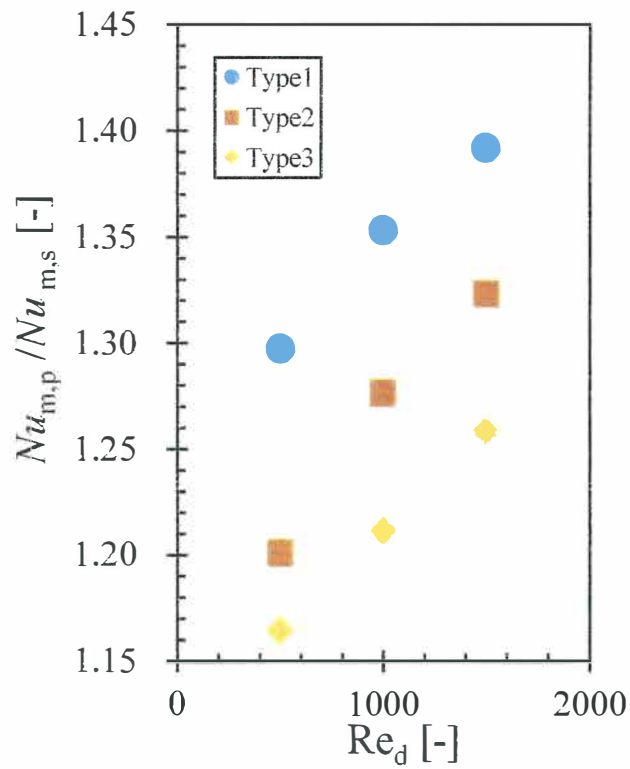


Fig. 2.8.4 Comparison of average Nusselt number between pulsating flow and steady flow in analysis.

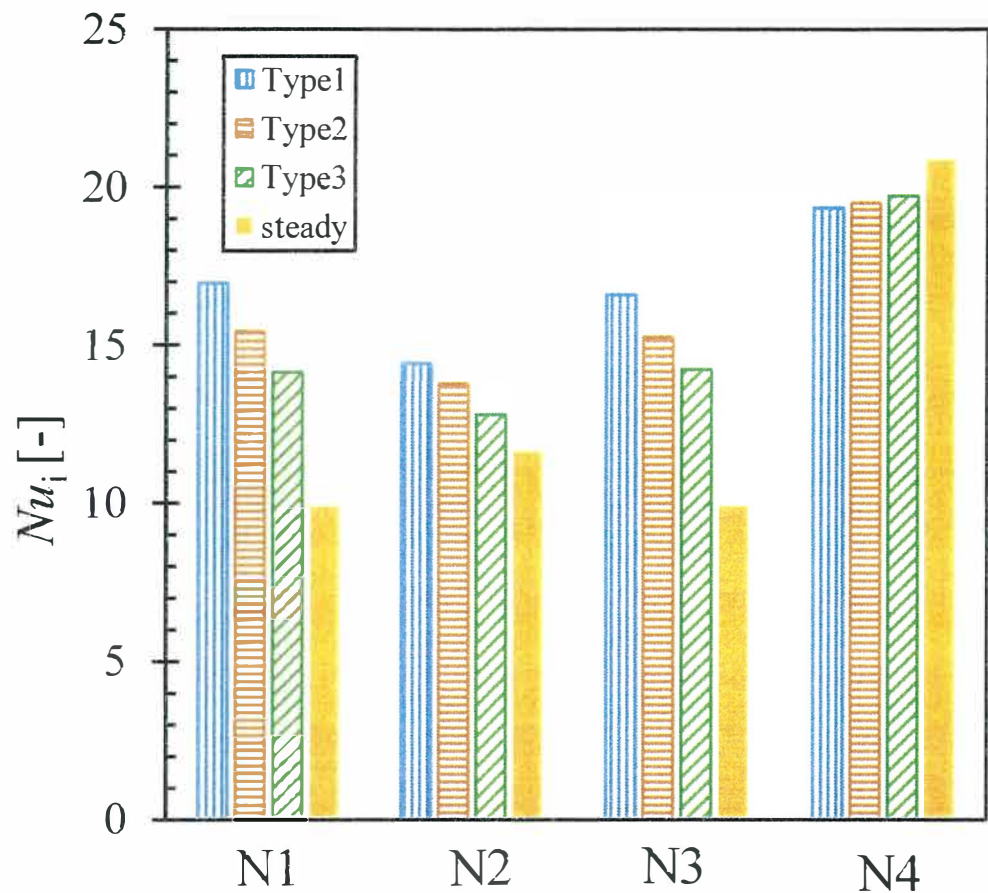


Fig. 2.8.5 Comparison of local Nusselt number between pulsating flow and steady flow when $Re_d = 1500$ in analysis.

2.8.2 減速度合いの変化

2.8.2.1 脈動波形および解析条件

図 2.8.6 に、本章で用いた脈動波形を示す。脈動波形が変化した場合の伝熱特性への影響を検証するため 3 つのパターンの波形を用いた。減速期間における速度勾配に重点を置き、立下りの速度の速い順から Type 1, Type 2, Type 3 とした。また、表 2.8.2 にテストセクションに空気を流入させたときの時間平均流量の条件を示す。

Table 2.8.2 Condition of time-averaged supply flow rate in test section.

Time-averaged Reynolds number : Re_d [-]	250, 500, 1000, 1500
Time-averaged flow rate [$\times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$]	2.39 ~ 14.3

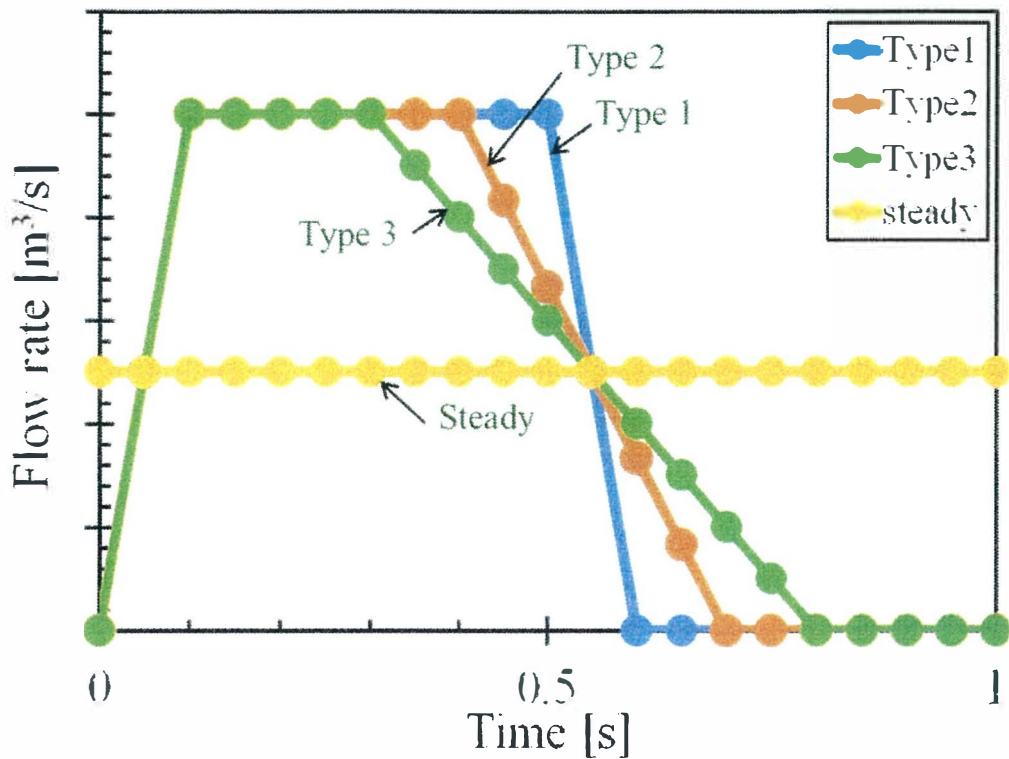


Fig. 2.8.6 Pulsating wave pattern of flow rate of pulsating flow in analysis.

2.8.2.2 結果および考察

図 2.8.7 に平均ヌセルト数とレイノルズ数の関係を示す。また、図 2.8.8 に定常流の平均ヌセルト数に対する、それぞれの波形における脈動流の平均ヌセルト数の比を示す。それぞれの脈動波形において、立下り時間が速い順番に Type 1, Type 2, Type 3 の順に平均ヌセルト数が高いことがわかった。また、Type 1 において約 30% 冷却性能が高くなっていることがわかった。

次に、図 2.8.9 に発熱体背面におけるそれぞれの波形の平均ヌセルト数の時間履歴を示す。Type 1, Type 2, Type 3 の順に平均ヌセルト数が高いことがわかる。また、全ての波形で 0.5 秒以降に平均ヌセルト数が上昇している様子が見られた。これは、脈動流の減速期間に逆流が生じたために、発熱体背面に対して冷却性能が高くなったためである。それぞれの波形を見ると、Type 1, Type 2, Type 3 の順に平均ヌセルト数の上昇速度が速くなっている。これは、Type 1 において急激に空気流量が減少した結果、逆流による発熱体の冷却時間が長くなり、熱が空気に伝わるまでの時間を多く獲得できたためだと考えられる。Type 2, Type 3 においては、緩やかに空気の流量が減少したため逆流が発生しにくくなり、Type 1 よりも冷却性能が低い結果になったと考えられる。また、

図 2.8.10 に示す流入口から 155 mm の位置において、それぞれの波形に対する圧力 P_{outlet} の時間履歴について図 2.8.11 に示す。脈動流において減速期間に入る瞬間に 0 秒時の圧力よりも負圧に変化している点があることがわかる。また大きさを比べると Type 1, Type 2, Type 3 の順に負圧の値が大きいことがわかった。脈動時の減速期間に起こる空気の逆流の流速も発熱体の冷却性能に影響を与えたと考えられる。これらの結果から脈動時の減速期間において、急激に減速させることで伝熱性能が高くなると考えられる。

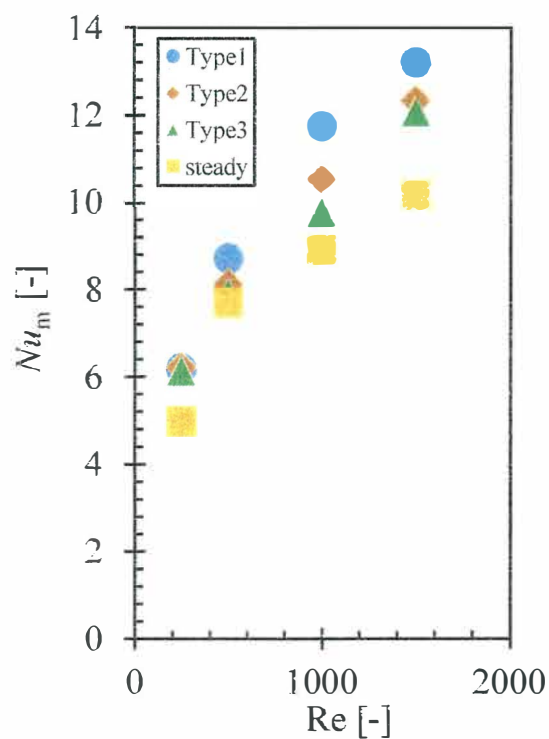


Fig. 2.8.7 Relationship between Nu_m and Re_d in analysis.

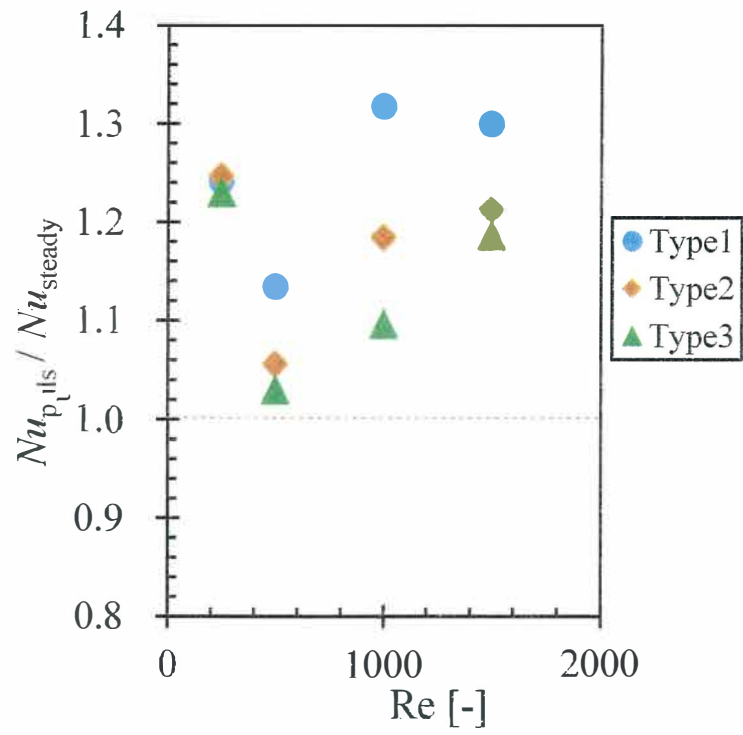


Fig. 2.8.8 Comparison of average Nusselt number between pulsating flow and steady flow in analysis.

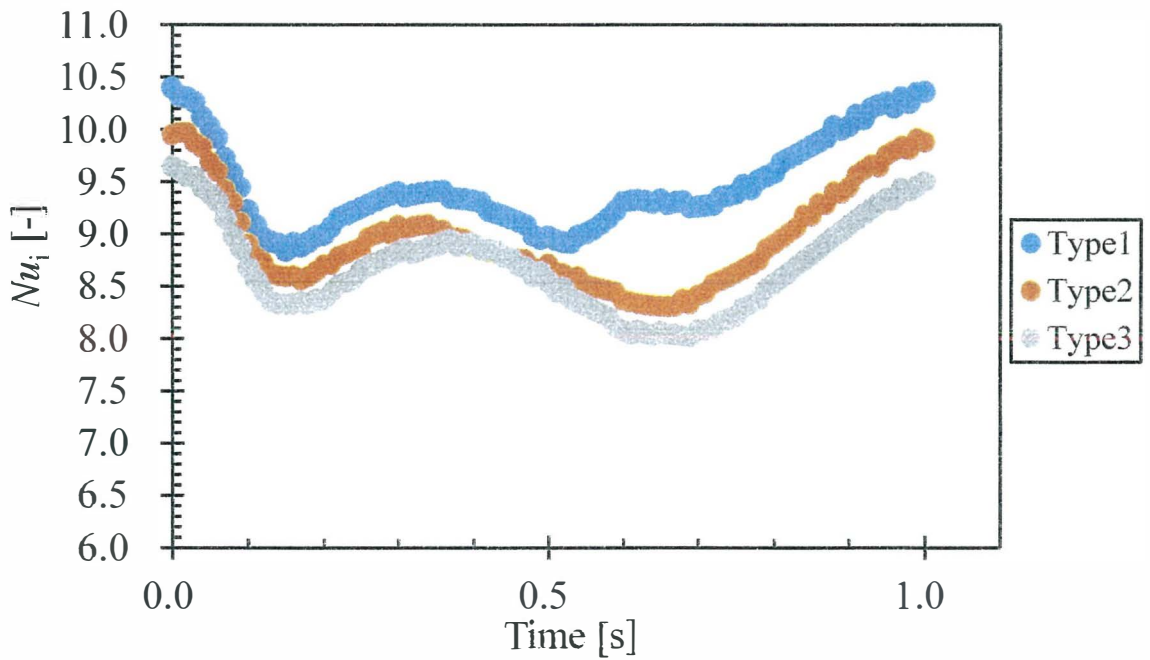


Fig. 2.8.9 Relationship between Nu_i and time in analysis.

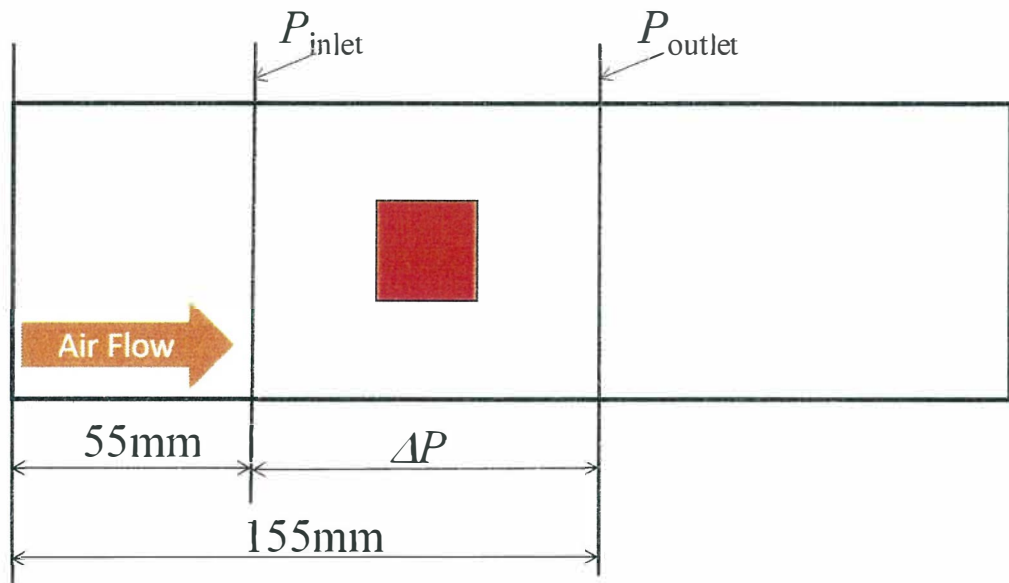


Fig.2.8.10 Position of P_{outlet} and P_{in} .

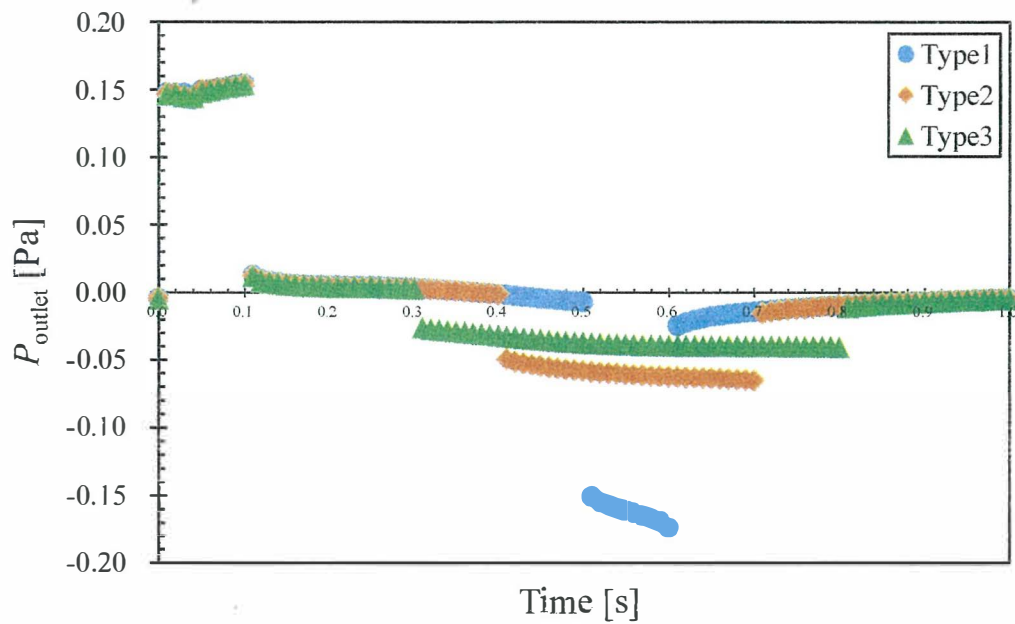


Fig. 2.8.11 Relationship between P_{outlet} and time in analysis.

2.8.3 脈動時最大流速の変化

2.8.3.1 脈動波形および解析条件

図 2.8.12 に、本研究で用いた脈動流の流量波形を示す。ここでは脈動波形が変化した場合の伝熱特性の影響を検証するため 7 つのパターンの波形を用いた。脈動時の最大流速が速い順に、Type 1, Type 2, Type 3, Type 4, Type 5, Type 6 とした。また、表 2.8.3 にそれぞれのテストセクションに流入させた流速の条件を示す。

Table 2.8.3 Condition of time-averaged supply flow rate in test section.

Time-averaged Reynolds number : Re_d [-]	1000
Flow rate [m/s]	
Type 1	0.993
Type 2	0.745
Type 3	0.596
Type 4	0.497
Type 5	0.426
Type 6	0.373
steady	0.298

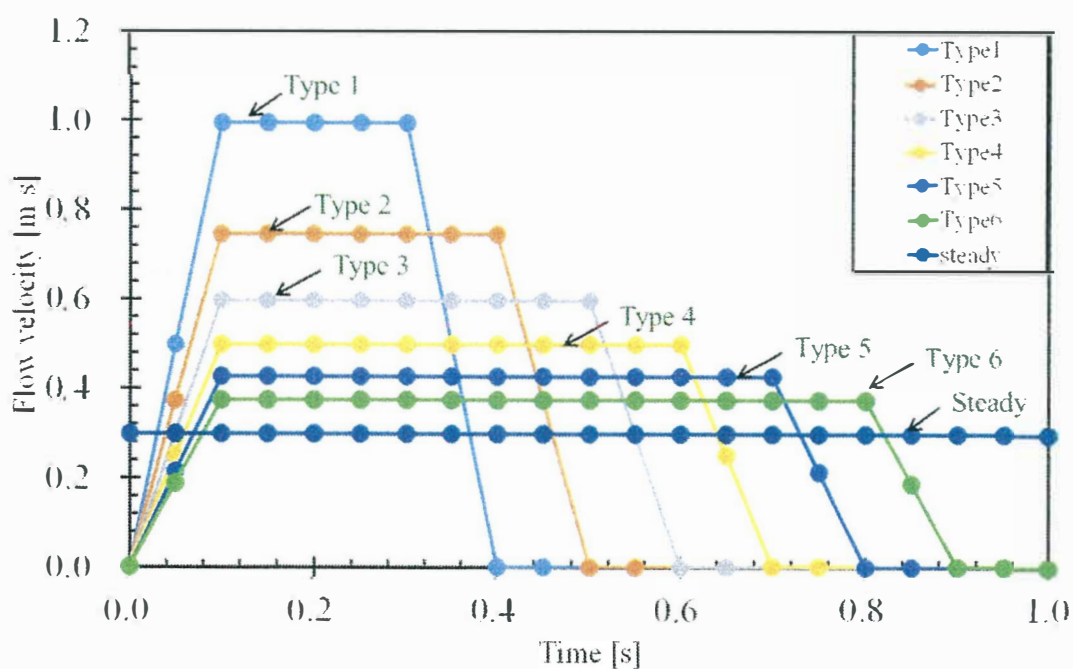


Fig. 2.8.12 Pulsating wave pattern of flow rate of pulsating flow in analysis.

2.8.3.2 結果および考察

図 2.8.13 に、平均ヌセルト数と脈動時最大流速の関係を示す。また、図 2.8.14 に定常流の平均ヌセルト数 Num に対する脈動流の平均ヌセルト数の比を示す。脈動時最大流速が速くなるにつれて平均ヌセルト数も上昇しその後一定値となった。増加率も同様の傾向になり、定常流よりも最大で約 30%冷却性能も高くなることがわかった。

また、図 2.8.15 に発熱体それぞれの面における平均ヌセルト数 Num と脈動時最大流速の関係を示す。side の面では、脈動時最大流速が速くなるにつれて緩やかに平均ヌセルト数も上昇し、その後一定値となった。また、back 面では脈動時最大流速が速くなるにつれ急激に平均ヌセルト数も上昇し、その後一定値となった。また、front の面では最大流速が速くなるにつれて平均ヌセルト数は緩やかに減少した。

発熱体の side 面の局所ヌセルト数の時間履歴を図 2.8.16 に示し、図 2.8.17 にそれぞれの波形の圧力の時間履歴を示す。脈動流の減速期間のときに 0 秒の圧力よりも負圧になり、脈動時の最大流速が速いと負圧の大きさも大きくなることがわかった。この結果から周辺よりも負圧になることで side 面に流れこむ空気の量も増加し、平均ヌセルト数も局所ヌセルト数も上昇したと考えられる。また、Type 1, Type 2, Type 3, Type 4, Type 5, Type 6 の順で空気の流れていない停止時間が長い。発熱体には一様熱流束条件を与えているため空気が流れていない停止時間が長いほど壁面温度が上昇し、空気が流れこむと図 2.8.16 のように Type 1 の局所ヌセルト数は急激に上昇したと考えられる。back 面においても同様に負圧が及ぼす現象が起こり同じ傾向になったと考えられる。一方、front 面においては、脈動時最大流速が上昇すると平均ヌセルト数が減少した。これも、back 面、side 面と同様に発熱体周辺の負圧が影響したと考えられる。図 2.8.18 に front 面の局所ヌセルト数の時間履歴を示す。局所ヌセルト数の最大値は Type 1, Type 2, Type 3, Type 4, Type 5, Type 6 の順番になっている。脈動時の最大流速が速い Type 1 では、空気の流れていない時間が長いため、発熱体の温度が上昇しその後、速い流速によって冷却されるため局所ヌセルト数が一番高い値となったと考えられる。しかし、平均ヌセルト数の関係は 1 秒間の平均値で計算されるため、図 2.8.15 に示すように流速が速くなっても平均ヌセルト数が低くなったと考えられる。

図 2.8.13 より Type 1, Type 2, Type 3 に対応する発熱体全体の平均ヌセルト数はほとんど変わらないため、圧力損失等を考慮したとき急激な流量変化が小さい Type 3 の脈動波形が一番冷却性能、駆動電力ともに効率が良くなると考えられる。

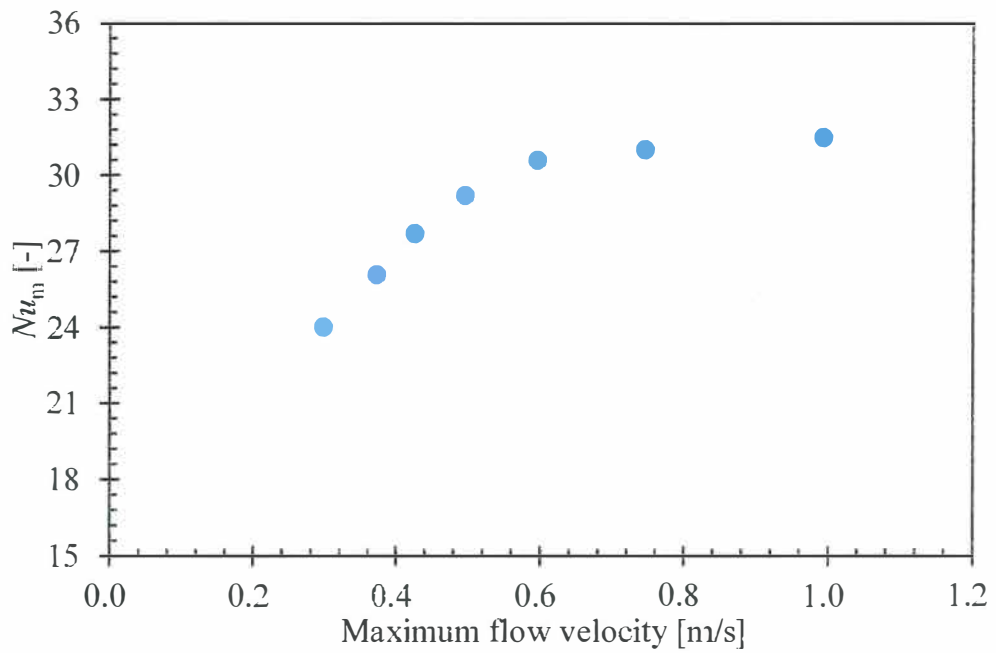


Fig. 2.8.13 Relationship between Nu_m and maximum flow velocity.

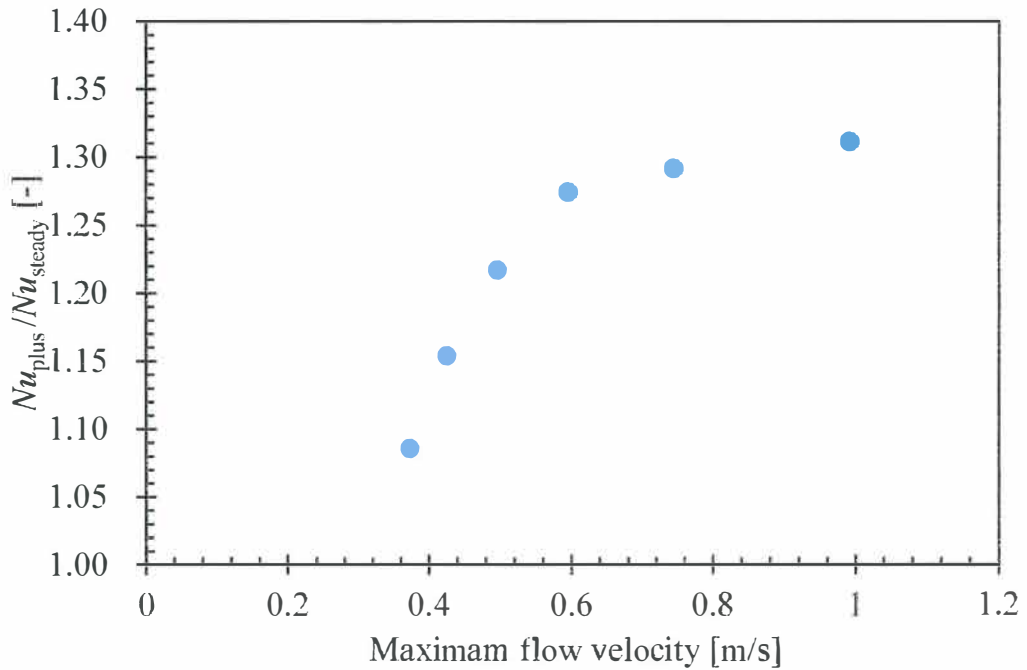


Fig. 2.8.14 Comparison of average Nusselt number between pulsating flow and steady flow in analysis.

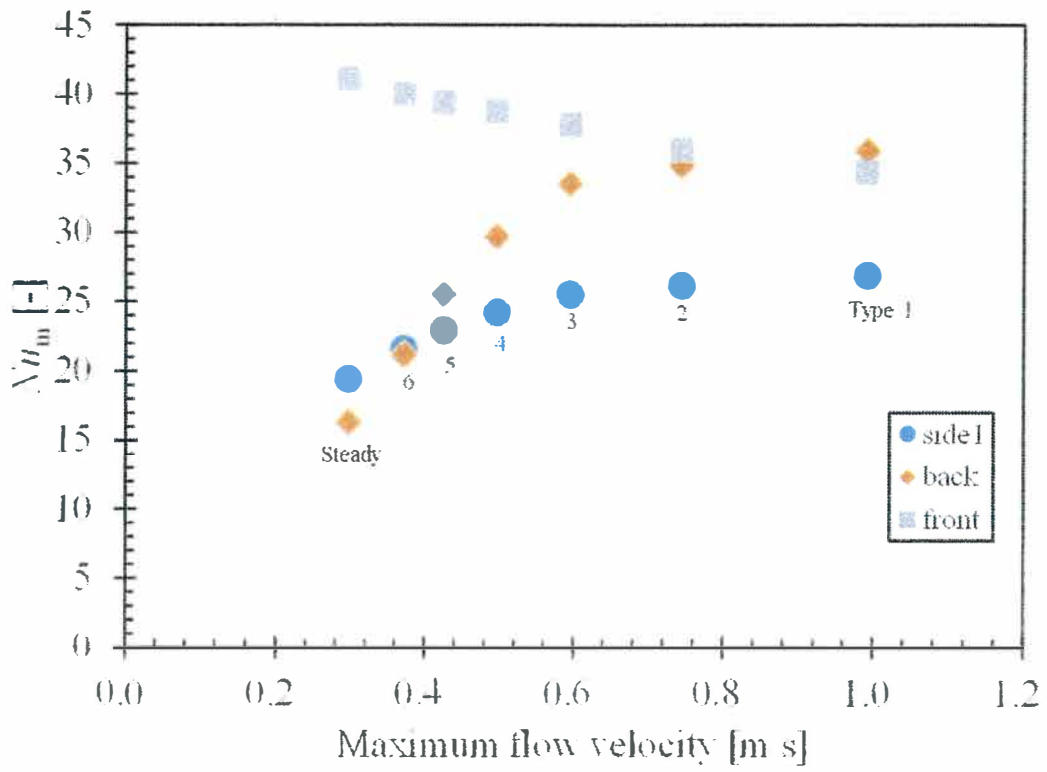


Fig. 2.8.15 Comparison of Nusselt number between pulsating flow and steady flow in analysis.

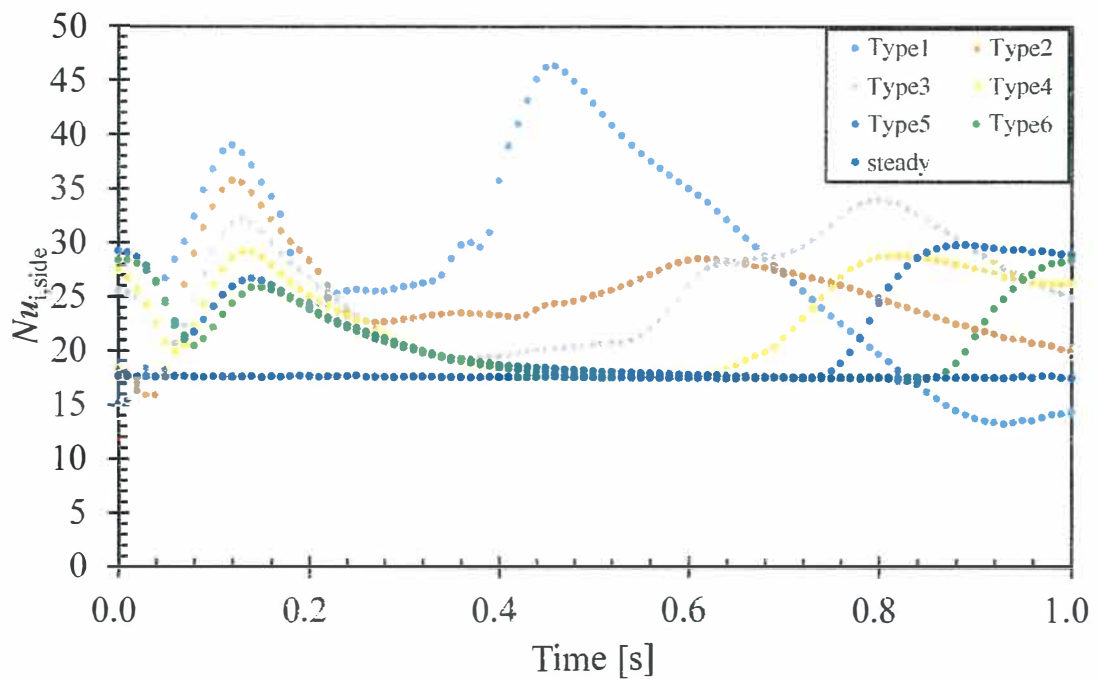


Fig. 2.8.16 Relationship between $Nu_{i,side}$ and time in analysis.

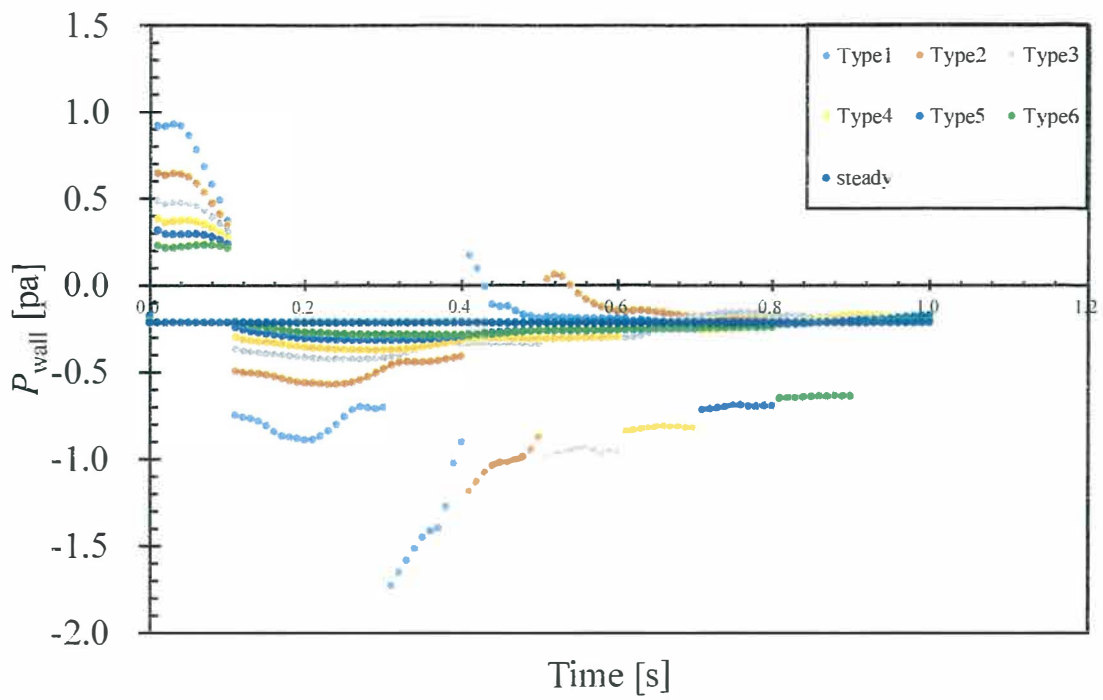


Fig. 2.8.17 Relationship between P_{outlet} and time in analysis.

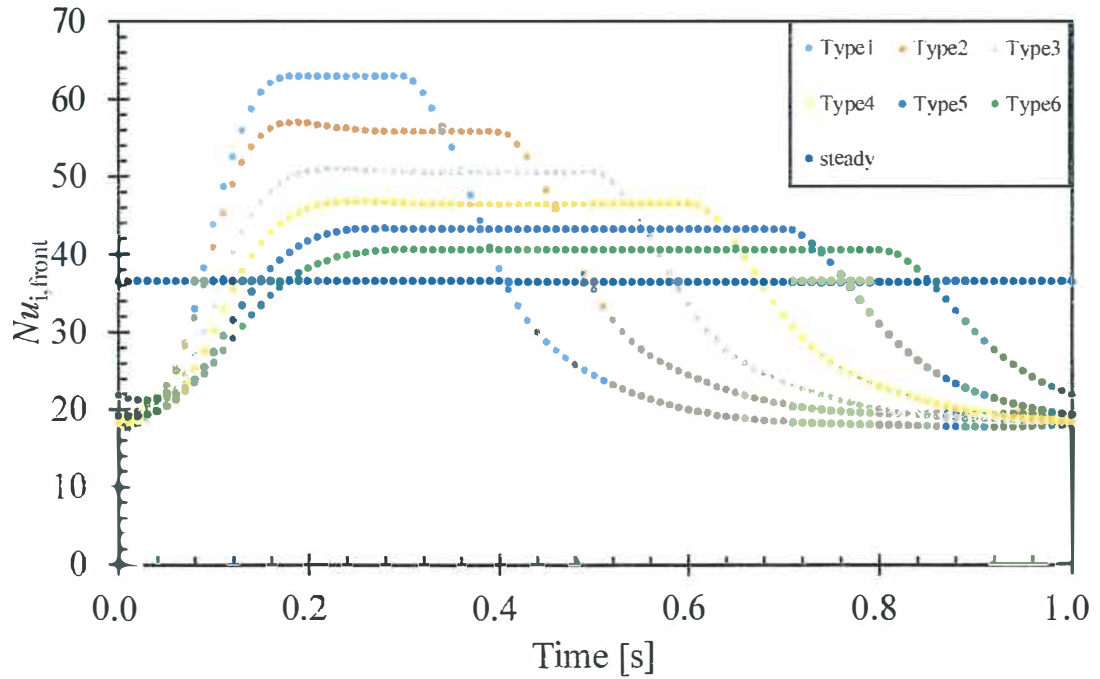


Fig. 2.8.18 Relationship between $Nu_{i,front}$ and time in analysis.

2.9 結言

本章では、熱流体輸送で脈動による伝熱促進効果を確認するために解析条件として 25℃の空気を作動流体として①部品周りの流路のクリアランスを変えたときの脈動の効果、及び、②脈動の波形に対する伝熱促進効果について確認し、以下の結論を得た。

○発熱体周りのクリアランスを変えても定常流よりも脈動の方が一部条件の制限があるが伝熱促進効果があることがわかった。

○脈動波形に関しては台形波を基準として本研究の条件範囲では加速周期での立ち上がりと減速周期の立下りの勾配を急にすることで冷却性能が一番高くなることがわかった。

○脈動波形の結果でレイノルズ数を変えていくと任意の点で平均ヌセルト数にピークを持つ傾向があることがわかった。そのため、圧力損失も考慮して、冷却性能が一番高くなる最適なレイノルズ数を選択することが必要であることがわかった。

参考文献

- [1] オープン CAE 学会編, OpenFOAM による熱移動と流れの数値解析 (2016), 森北出版.
- [2] 日本機械学会編, 伝熱工学資料 改訂第 5 版 (2009), pp. 295-296, 日本機械学会.

第3章 脈動流で発生する圧力損失と伝熱促進効果の関係

この章ではサイズダウンのために熱伝達率が高い冷媒として水を使い、脈動流を用いたミリスケールの水冷チャンネルにおける伝熱促進の可能性について検討した。脈動流は熱伝達を高める方法として高い可能性を秘めている。小型高密度実装した電子機器用の水冷装置は、圧力損失を抑制でき、脈動流を用いて冷却性能向上させることで実現できる。実現のためには水冷チャンネルに脈動流が適用できるか評価することが必要である。そこで、冷媒の流れに層流を想定し、オープンソースである OpenFOAM を用いて 3 次元流れと熱伝達の関係について計算流体力学 (CFD) を計算し検証を行った。その際、脈動流とリブとの組み合わせで熱伝達性能を評価し、その伝熱特性のメカニズムについても検討した。

3.1 緒言

空気または水を使用する強制対流冷却は、電子機器から熱を除去する一般的な方法である^[1]。近年、ユーザの様々な要求に応えるために、電子機器の小型化と設計の改善が進められている。例えば、ラップトップ型パーソナルコンピュータ、タブレット型コンピュータ、スマートフォン、POS (portable POS) 端末などの携帯型電子機器は、機能がより複雑になる一方で、小型化および薄型化が進んでいる。その結果、電気機器内部の実装密度は著しく増加しており、冷却装置を搭載するスペースが少ないため適用可能な冷却方法が制限されている^{[2][3][4]}。近い将来、小型機器の放熱対策として、高い冷却性能と小型化を兼ね備えた新規冷却機器の出現が望まれている。多くの受動型の冷却装置の熱伝達向上のための技術は幅広く使われており^{[5]~[9]}、その技術は、熱伝達向上法として高い可能性を示唆している。しかし、小型化された冷却装置では、流れの状態が層流となり、粘度の影響が支配的となるため、圧力損失がより高くなる課題がある。一般的な冷却手法は乱流を発生させることにより、流路内の熱伝達性能を高くして対応している。しかし、狭い流路では、乱流を発生させることは困難であるため、それらは流れの妨害としてのみ働き、圧力損失が増加してしまい、伝熱性能の向上に対して無視できない要因となる。そのため、流路内の層流における熱伝達を高め、冷却媒体の供給流量を減少させ、圧力損失の増加を抑制する新規な技術を検討する必要がある。

私たちの身体のフローネットワークは、命を支配するための効果的なフローシステムの 1 つである。血流ネットワークは血液を全身に供給することが

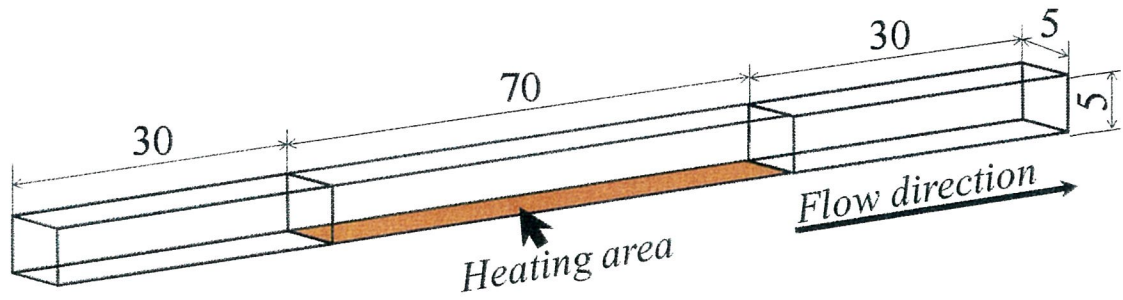
でき、私たちの命を維持することができ、人間の肺の気道ネットワークは、新鮮な空気を末端肺胞に輸送することができる。人体における流れの顕著な点の1つは、脈動または往復運動の存在である。望月らは、人間の肺気道をシミュレーションし、分岐チューブネットワークモデルにおける往復流の可視化と新気を肺胞に輸送する往復流の顕著な機能を報告している^[10]。さらに、脈動流および熱伝達現象のいくつかの研究は、脈動流が熱伝達を高め、または圧力損失を減少させることを示している。斎藤らは、矩形ダクトに取り付けた平板周辺の脈流の流れと熱伝達特性を報告している^[11]。犬飼らは数値解析を用いて簡単な円形ダクトにおける振動流の伝熱性能を報告している^[12]。菊地らは、時間平均速度が小さく、円筒の周りに混合対流が発生したときの円柱周りの脈動流による熱伝達を実験的に調べている^[13]。Shiibaraら(2016)は、脈動時の円管内の急加速時および急減速時の伝熱揺らぎを測定した^[14]。Sungら(1994)は、物質移動の観点から円柱の回りの脈動流を調べた^[15]。また、熱伝達の向上の観点から、脈動衝突ジェットを検討している^{[16]~[18]}。その他、Soumaら(2010)は、流れの脈動による乱流パイプ流の圧力損失の減少を報告している^[19]。前述の最近の冷却装置の特徴は、私たちの体内の流れシステムと非常に良く似ている。したがって、小型電子機器の次世代冷却装置へ脈動流を適用させることが有効な可能性がある。しかし、脈動流を電子機器に応用するためには、実際の電子機器における脈動流の有効性を検討する必要がある。前章の研究では、電子部品の冷却に空気の脈動流を用いて電子部品をブロックとみなしてブロック周りの脈動空気流の冷却性能をシミュレーションにより調べスケールの影響や脈動波形の影響を確認した。その結果、センチスケールの場合にブロック周りの冷却性能を高めることができることを見出すことができた。そこで、次のステップとして、作動流体と流路の規模が脈動流による伝熱促進に及ぼす影響を調べる必要がある。冷媒として水を使用するミリスケールの冷却装置で脈動流を利用できるか明確にすることは必要である。しかしながら、ミリスケールの流路における脈動流の実験的検証は一般的に困難である。したがって、予備調査として、ミリスケールチャンネルにおける脈動流を計算流体力学(CFD)に基づく解析が有効と考え検討を行った。

これらの背景に対して、本研究では、脈動流を適用することによって水冷チャンネルにおける伝熱特性が向上するかに焦点を当てて検討を行った。その際、圧力損失を抑制しながら層流で熱伝達を向上させることができるか確認するために、単純矩形ダクト内の脈動流による伝熱促進の可能性とダクト内に伝熱促進体としてリブを配置したものによる伝熱特性について、オープンソースのCFDツールボックスであるOpenFOAMを使用し、3D-CFD解析を行った。また、脈動流による伝熱促進のメカニズムを調べるために、定常流と脈動流の流れパターンの違いについても検討した。最後に次世代の熱伝達向上法

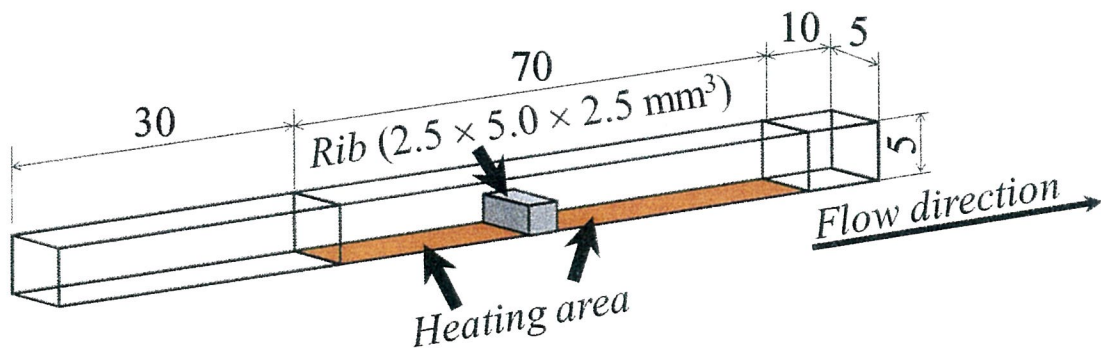
として水冷装置に脈動流を適用できるか可能性検討を行った。

3.2 解析モデル

図 3.2.1 は、本研究で検証された解析モデルを示す。解析モデルの寸法は、高熱流束電気チップ用の水冷装置の寸法を模擬したものである。作動流体は水とした。本研究では、供給流速が限定された層流状態のミリスケール流路において脈動流による熱伝達の可能性を調べるために、低レイノルズ数条件における過渡的な層流での熱伝達解析を OpenFOAM ver. 2.3.1 を使用して行った。その際、流路幅 5 mm の矩形流路について検討した。単純な矩形ダクトモデルである (a) シンプルダクト (以下、「リブ無しモデル」と呼ぶ) とリブ付き矩形ダクト (b) (以下、「リブ付きモデル」と呼ぶ) について脈動流と組み合わせることで伝熱促進効果を調べた。その際リブの寸法は、高さ 2.5 mm、幅 5.0 mm、長さ 2.5 mm とした。図 3.2.1 に示すように、入口境界から 30 mm に設定された加熱領域に一定の熱流束を与え、水冷装置の底に取り付けられた電気チップからの熱伝達を計算した。リブ付きモデルの場合、加熱領域の長さはリブを含めて 70 mm とした。このときリブの表面には熱流束を与えなかった。これは、リブを低い熱伝導率の樹脂等にするにより安価な材料を模擬し、実際の水冷装置にも応用することを目的としたためである。次に、加熱領域における伝熱性能を比較した。その際、加熱領域上の流れおよび熱伝達に対する入口および出口境界条件による影響がでないように、加熱領域の上流および下流のそれぞれに、最適な長さの流路を追加した。また、解析領域のメッシュ数は約 180,000 とした。そして、支配方程式は、連続方程式、Boussinesq 近似を用いた Navier - Stokes 方程式、エネルギー方程式^[20]を用いた。



(a) Non-rib model



(b) Rib model

Fig. 3.2.1 Analytical model investigated in this study.

(a) Equation of Continuity

$$(\nabla \cdot \vec{U}) = 0 \quad (3.2.1)$$

(b) Navier-Stokes Equation with Boussinesq approximation

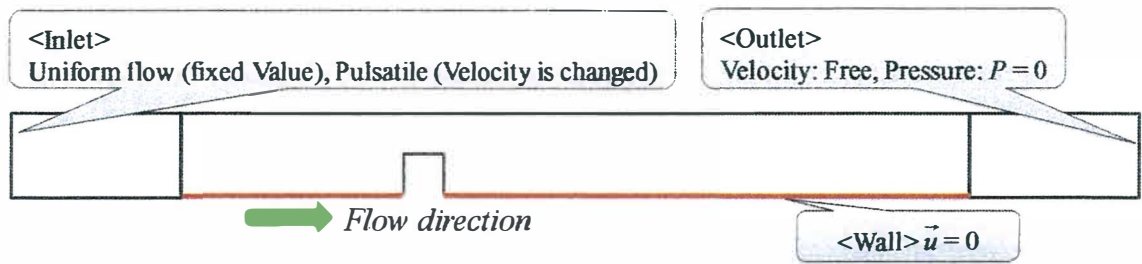
$$\frac{\partial \vec{U}}{\partial t} + \nabla \cdot (\vec{U}\vec{U}) = -\nabla p + \nabla \cdot \left[\nu \left\{ \nabla \vec{U} + (\nabla \vec{U})^T \right\} \right] + \{1 - \beta(T - T_0)\} g \quad (3.2.2)$$

(c) Energy Equation

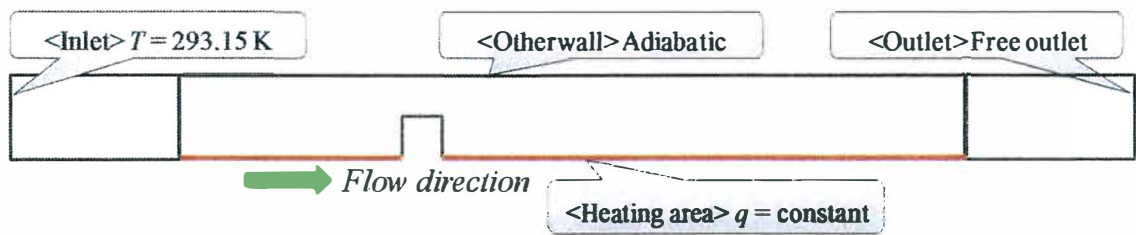
$$\frac{\partial T}{\partial t} + \nabla \cdot (T\vec{U}) = \nabla \cdot (\alpha \nabla T) \quad (3.2.3)$$

ここで、 \vec{U} [m/s]は速度ベクトル、 t [s]は時間、 p [m²/s²]は静圧を基準密度で割った値、 ν [m²/s]は動粘性係数、 β [1/K]は体積膨張係数、 T [K]は温度、 T_0 [K]は基準温度、 g [m/s²]は重力による加速度、 α [m²/s]は熱拡散率である。

図 3.2.2 に解析モデルの境界条件を示す。解析モデルの上流側に入口境界を設定し、水流を生成させた。出口は自由流れ出口であり、他の壁は no-slip wall の状態であった。熱伝達の境界条件に関しては、流入口は一定の温度境界とし、流出口は自由出口境界とした。流路の底面であり水冷装置の冷却面に対応する加熱面は一定の熱流束境界とし、上壁は断熱境界とした。



(a) Flow boundary



(b) Temperature boundary

Fig. 3.2.2 Boundary conditions of each analytical model.

3.3 解析条件

表 3.3.1 に解析条件を示す。図 3.3.1 に流入速度条件の時間履歴を示す。また、脈動流の比較対象として、定流量分析の流速は、次のレイノルズ数が 25, 50, 100, 150 となる値に設定した。

$$Re_d = \frac{u_d d_d}{\nu} \quad [-] \quad (3.3.1)$$

ここで、 u_d [m / s] は入口でのバルク平均流速であり、 d_d [m] は流路の水力等価直径である。脈動流に関して流入流量の時間変化は、水の流れの時間平均熱容量を同じにするため、定常流と時間平均流量が等しくなるように設定した。脈動周波数は 1 Hz および 2 Hz に設定した。流量の時間波形の詳細は台形波であり、加速開始から 0.1 秒で最大流量に達し、減速開始から 0.1 秒で流量がゼロになるようにした。また、定常流と時間平均流量を一致させるために、瞬時最大流量（図 3.3.1 の V_{1max} と V_{2max} ）は定常流の最大流量よりも脈動流の方が大きな値を供給した。

Table 3.3.1 Analytical conditions.

Flow condition	Laminar
Working fluid	Water
Analytical target	Fluid flow Convection heat transfer
Re_d	25, 50, 100, 150
Pulsatile frequency	Steady, 1 Hz, 2 Hz
Mesh number	About 180,000

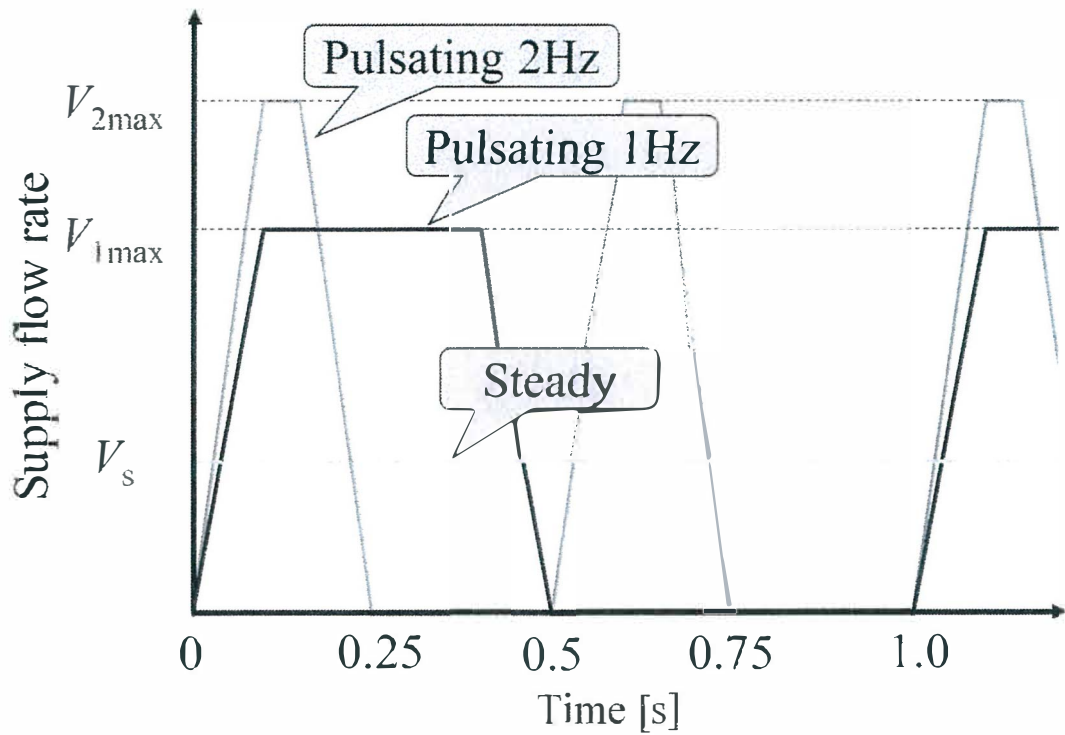


Fig. 3.3.1 Time variation of flow rate of pulsatile flow.

3.4 評価方法

流路の底部での熱伝達性能は、以下の局所ヌセルト数 (Nu_x) および底面全体の平均ヌセルト数 (Nu_m) を用いて評価した。ここで、下付き文字「t」は瞬時値を意味し、上段バーは時間平均値を意味する。

$$Nu_{x,t} = \frac{h_{x,t} d_d}{\lambda_w} \quad [-] \quad (3.4.1)$$

$$h_{x,t} = \frac{q}{T_{x,t} - T_{in}} \quad [-] \quad (3.4.2)$$

$$\overline{Nu_{x,t}} = \int_t Nu_{x,t} \quad [-] \quad (3.4.3)$$

$$\overline{Nu_m} = \int_A \overline{Nu_x} \quad [-] \quad (3.4.4)$$

ここで、 h_x [$W / (m^2 \cdot K)$] は局所熱伝達係数、 T_{in} [K] は入口流体温度、 T_x [K] は加熱領域の局所温度、 q [W / m^2] は熱流束である。本研究では、入口温度 T_{in} を用いて熱伝達係数を定義した。一般に、熱伝達係数の定義はバルク平均温度

を使用すべきであるが、脈動流の場合、流れの局所的な方向が過渡的に変化するため、各評価点におけるバルク平均温度の定義が困難になる。そこで、統一的な定義を用いて局所的な熱伝達率を評価するために、入口流体温度 T_{in} を基準温度とした。 $Nu_{x,t}$ の時間変化は 1 秒 (1 Hz で 1 回, 2 Hz で 2 回) とし、流れが安定している状態の 1 秒間の平均値を用いて、式 (3.4.3) , 式 (3.4.4) を定義した。平均ヌセルト数の評価範囲は、リブ付きモデルおよびリブ無しモデルの加熱領域の開始から 10 mm ~ 60 mm の間に設定した。

また、脈動時に圧力損失も変化するため、圧力損失を考慮した冷却性能の比較には、時間平均流量が同じ場合の定常流に対する脈動流の伝熱効率の改善度を評価する指標として圧力損失を含む冷却性能係数 η を求め比較した^[21]。

$$\eta = (St_p / St_s) / (f_p / f_s)^{1/3} [-] \quad (3.4.5)$$

ここで、 St ($= Nu / (RePr)$) はスタントン数で、 Pr はプラントル数である。添字の p は脈動流の値、添字の s は定常流の値を表す。 f は Fanning の管摩擦係数であり、

$$f = \Delta P_d / (\rho u_d^2 l) [-] \quad (3.4.6)$$

である。ここで、 ρ [kg/m³] は水の密度、 l [m] は流路長さである。 ΔP [Pa] は圧力損失であり、流路入口から 10 mm の流路断面と、下流側のリブから 27.5 mm の流路断面でそれぞれ算出した静圧の差として求めた。

3.5 解析結果及び考察

3.5.1 リブ無しモデルの時間平均局所ヌセルト数

まず、リブ無しモデルの場合の脈動流が伝熱促進に及ぼす影響を調べる。図 3.5.1 は、時間平均した局所ヌセルト数と加熱面上の評価点の位置との間の関係を示す。ここで、図の中の「0」の表記は、リブ付きモデルの加熱面の開始から 20 mm 後方にあるリブの位置を示す。

レイノルズ数と脈動流の存在にかかわらず、ヌセルト数に差がないことが分かる。この場合、正味の冷却性能は、時間平均供給流量によって決定される。したがって、本研究で検討した流れ条件の範囲では、脈動流で単純なダクト内の伝熱性能を高めることができないと言える。その理由は、境界層の発達速度が脈動周波数よりも速く、脈動流が境界層内で十分に流体を混合できないことが考えられる。したがって、単純なダクトでは熱伝達の向上は達成できない。境界層の発達速度よりも脈動の周波数を高めることで熱伝達の向上が見込めるかもしれないが、しかしながら、電子機器における実際の流体機械動作の観点から、より高い脈動周波数を発生させることはできない。そのため、脈動流で低い脈動周波数を用いて熱伝達を高められる伝熱促進技術を検討する必要がある。

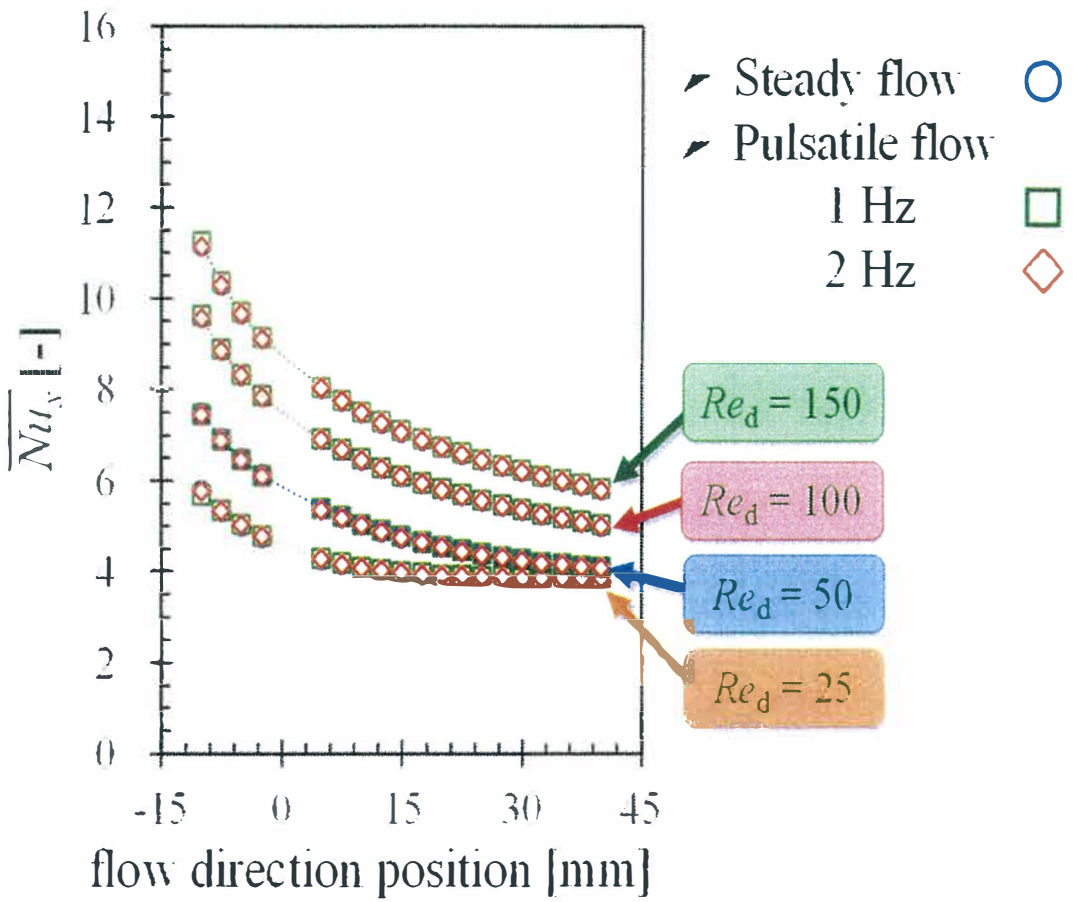


Fig. 3.5.1 Relationship between the time-averaged local Nusselt number distribution and the position in the case of Non-rib model.

3.5.2 リブ付きモデルの時間平均局所ヌセルト数

次に、リブ付きモデルの場合の脈動流の熱伝達性能を調べたので報告する。図 3.5.2 は、リブ付きモデルの場合の時間平均局所ヌセルト数の結果を示す。ここで、灰色の破線はリブの位置を示している。定常流の場合、脈動流の発生に関わらず、リブの影響による熱伝達の増加がみられた。これは、リブ後ろで流れの混合が引き起こされたものと考えられ、一般的に知られている定常流の場合のリブによる伝熱促進効果であると考えられる。一方、脈動流の場合には、時間平均レイノルズ数に関係なく、リブの後ろでより高い伝熱促進が確認された。特に、2 Hz の結果は、最も高い局所ヌセルト数を示した。局所ヌセルト数が最も高くなる位置は、時間平均されたレイノルズ数に従ってわずかに変化することがわかった。また、 $Re_d = 100, 150$ の場合には、リブの裏側だけでなく、リブの上流側でも局所的に伝熱性能が向上していることがわかった。

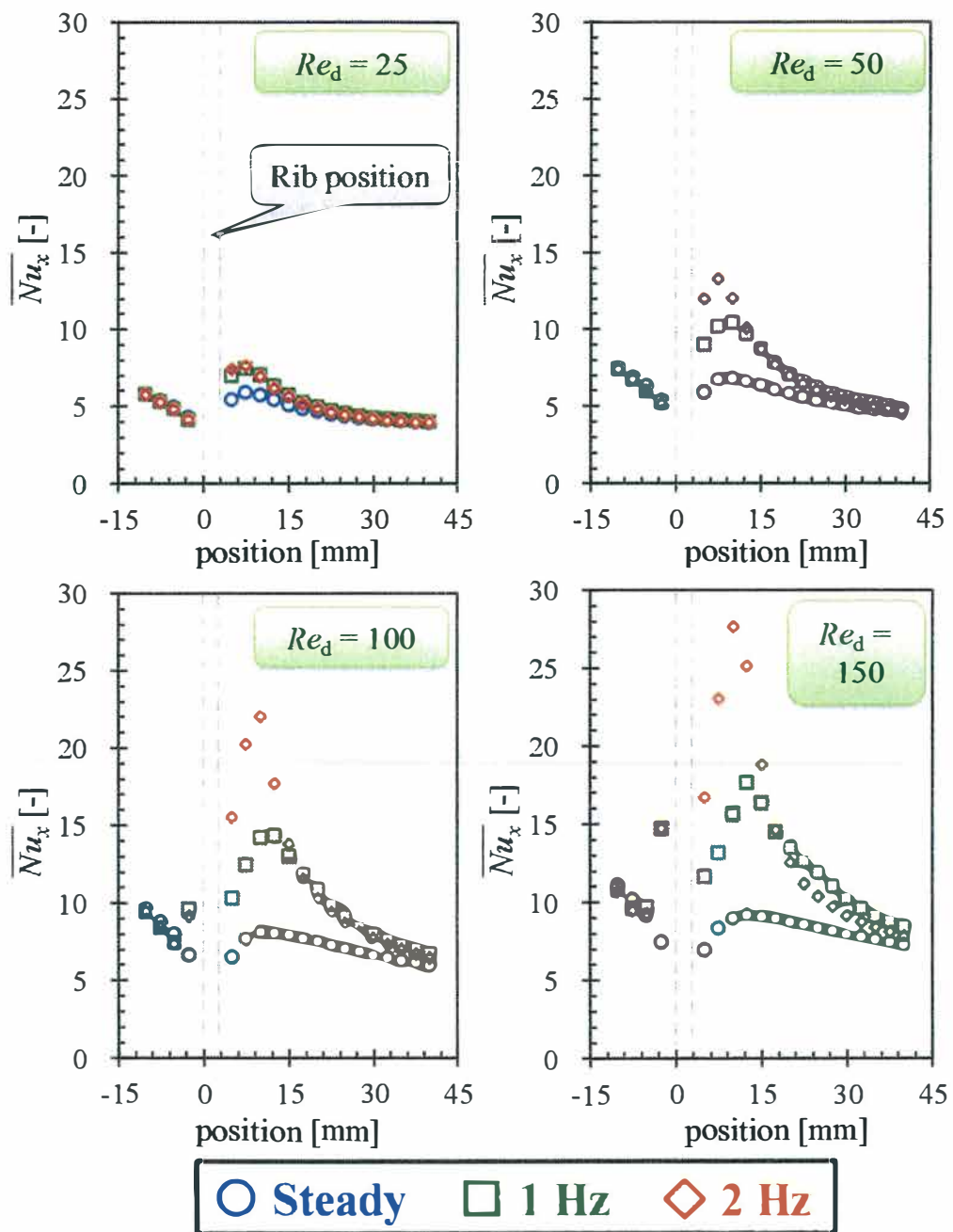


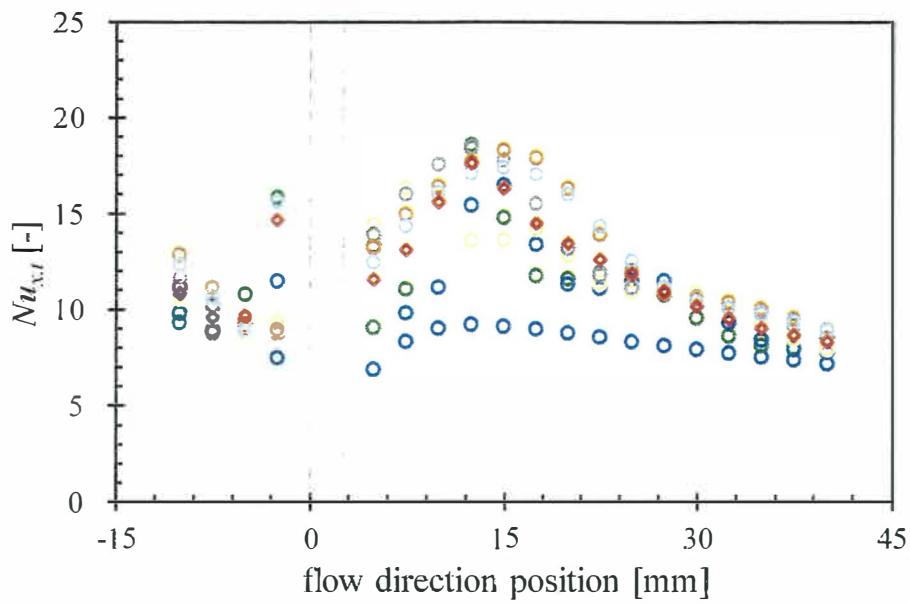
Fig. 3.5.2 Relationship between the time-averaged local Nusselt number distribution and the position in the case of Rib model.

3.5.3 局所ヌセルト数の過渡的变化

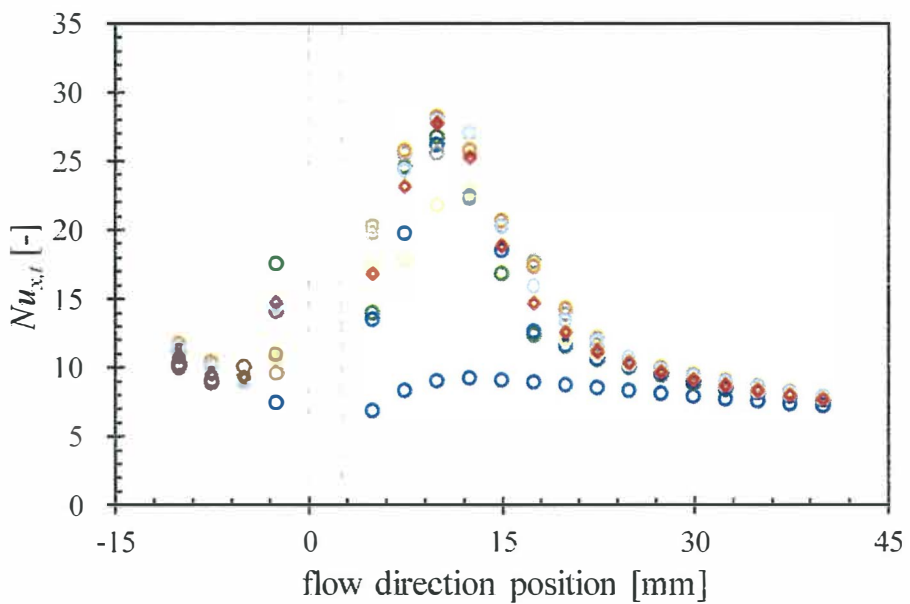
次に、局所ヌセルト数の過渡的な変化を確認した。図 3.5.3 は加速時における加熱面上の局所ヌセルト数の過渡変化を示し、図 3.5.4 は減速時の結果を示す。図 3.5.3 (a) 及び図 3.5.4 (a) は 1 Hz の脈動周波数の結果を示し、

(b) は 2 Hz の脈動周波数の結果を示している。ここで、 t は時間、 λ はサイクルを意味する。 $t/\lambda = 0.1$ と $nt/\lambda = 0.5$ の間の範囲は脈動流の加速周期に対応し、 $t/\lambda = 0.6$ と $nt/\lambda = 1.0$ の間の範囲は脈動流の減速周期に対応する。

図 3.5.3 の結果から、定常流と加速周期中の脈動流を比較すると、脈動流の場合に局所ヌセルト数が増加していることがわかる。ほとんどすべての評価点で局所ヌセルト数は流れの加速とともに増加することがわかった。また、評価点によっては、局所ヌセルト数の値が振動していた。これは、リブの後ろの渦の発生と発達によって引き起こされると考えられる。 $t/\lambda = 0.5$ の場合、局所ヌセルト数は $t/\lambda = 0.4$ の結果に対して局所ヌセルト数は減少した。これは、減速周期前の供給流量の減少に起因していると考えられる。さらに、図 3.5.4 から、減速周期中に流れを止めることに関係なくリブの後ろの局所ヌセルト数も増加することがわかった。また、リブの前の局所ヌセルト数も減速周期中に増加した。これら結果から局所ヌセルト数の傾向は、脈動周波数に依存していると考えられる。



(a) Result of pulsatile frequency of 1 Hz

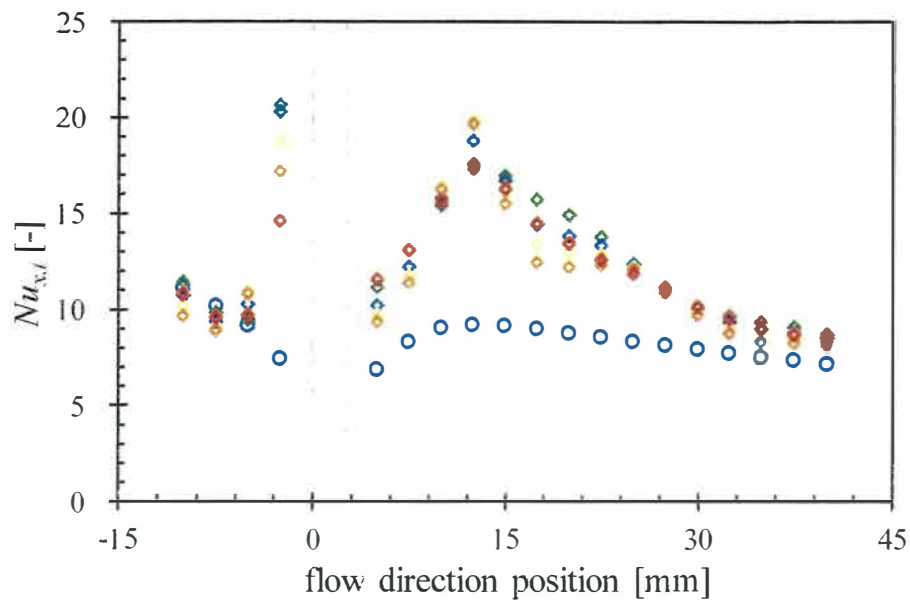


(b) Result of pulsatile frequency of 2 Hz

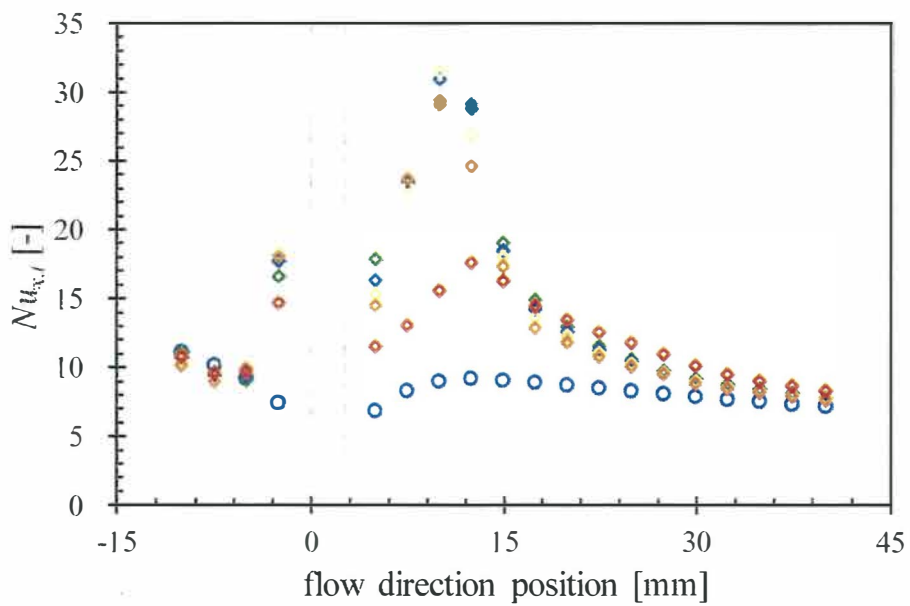


(c) list of symbols

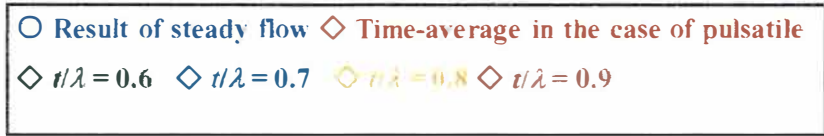
Fig. 3.5.3 Relationship between the transient local Nusselt number and the position during acceleration period in the case of Rib model and $Re_d = 150$.



(a) Result of pulsatile frequency of 1 Hz



(b) Result of pulsatile frequency of 2 Hz



(c) list of symbols

Fig. 3.5.4 Relationship between the transient local Nusselt number and the position during deceleration period in the case of Rib model and $Re_d = 150$.

3.5.4 脈動流による伝熱促進効果のメカニズム

脈動流がリブ周辺の伝熱促進に寄与する理由を調べるために、脈動流の1周期中の流れパターンを確認した。図 3.5.5 と図 3.5.6 は、 $Re_d = 100$ のときの1サイクル中のベクトル分布と軌跡線の変化を示している。また、図の一番上のベクトル分布および軌跡線はそれぞれ定常流の結果を示している。ここで、図 3.5.5 は 1 Hz の結果であり、図 3.5.6 は 2 Hz の結果である。

この結果から、定常流の場合、軌跡線の結果からリブの後ろの渦を確認することができる。この渦は、リブの後ろの流れを混合しており、定常流の安定した流れを供給したときに発生し、熱伝達を高めていると考えられる。このとき、リブとダクト頂部壁との間の経路線は複雑にならず、層流のパターンが確認でき、さらに、リブ後ろの渦の大きさは変わらなかった。レイノルズ数が低いことが、リブ後ろの渦の状態を保っている理由の1つと考えられる。

一方、脈動流の場合、定常流の場合と同様に、定常流のベクトル分布において流れのパターンの過渡的な変化を観察できた。加速期間中に、リブの後方に発生した渦が時間によってわずかに発達していることを確認することができる。渦の発生は、流れを混合し、リブの後ろの熱伝達を高めていると考えられる。実際、1 Hz の脈動周波数の場合、図 3.5.3 (a) から、局所ヌセルト数のピークが渦発生と共に移動している。2 Hz の場合、この傾向は観察されていないが、この場合、主流の流れが速く、渦の発生が抑制されていたと考えられる。この傾向は、 $t/\lambda = 0.3$ の結果を比較することで確認できる。したがって、加速期間中の脈動流によるリブの背後の渦の制御は、リブの後ろの熱伝達を向上させると考えられる。

さらに、脈動流の減速期間では、リブの後ろに逆流が確認できた。また、対向流によって発生した渦は、流路の高さ方向全体にわたって発生していた。この流れパターンは脈動流と定常流で異なっていた。減速期間では、速度の低下により主流の力学的圧力が減少すると考えられる。したがって、全圧は変化せず、静圧が増加したと考えられる。一方、一般的に、流れの分流のために、リブの背後の総圧力は主流よりも低くなる。このため、主流の静圧が流速の減少に伴って増加すると、主流とリブの後流域との静圧差が誘発され、減速期間の急激な差圧によって流れが発生する。これが逆流を誘発し、リブの後ろの熱伝達を高めたと考えられる。これらの結果から、脈動流によってリブ周囲の伝熱促進が向上したものだと考えられる。さらに、ベクトル分布から、減速期間において、リブの前の付加的な流れが誘導され、流れがリブの上流の底面に衝突することが確認された。これは、加速期間と減速期間との間の急激な流動状態の変化によっても引き起こされ、リブの上流側流路におけるヌセルト数の増加を引き起こしたものだと考えられる。また、リブの前の脈動流によるヌセル

ト数の増加は、レイノルズ数に依存していると考えられる。その理由として $Re_d = 25$ 及び 50 のときには、この傾向は確認できなかったからである。したがって、減速期間中のリブの前のヌセルト数の増加は、主流の慣性力の影響を強く受けていると思われる。

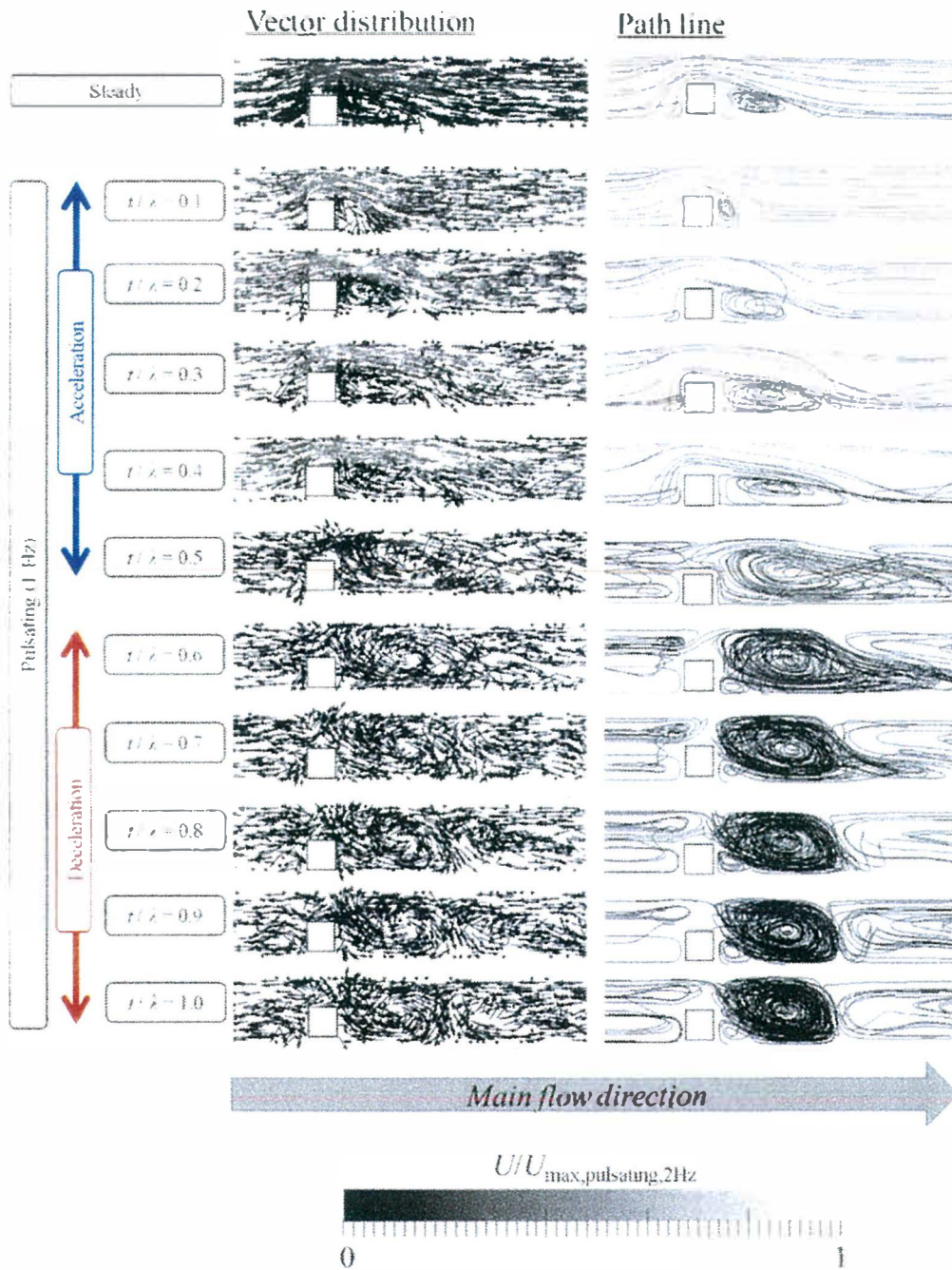


Fig. 3.5.5 Comparison of vector distribution and path line in the case of Rib model and 1 Hz of the pulsatile frequency. The color of the vector and the path lines means the magnitude of the flow velocity. Here, the level of the velocity was standardized by the maximum velocity magnitude in the case of 2 Hz. t means the time and λ means the cycle.

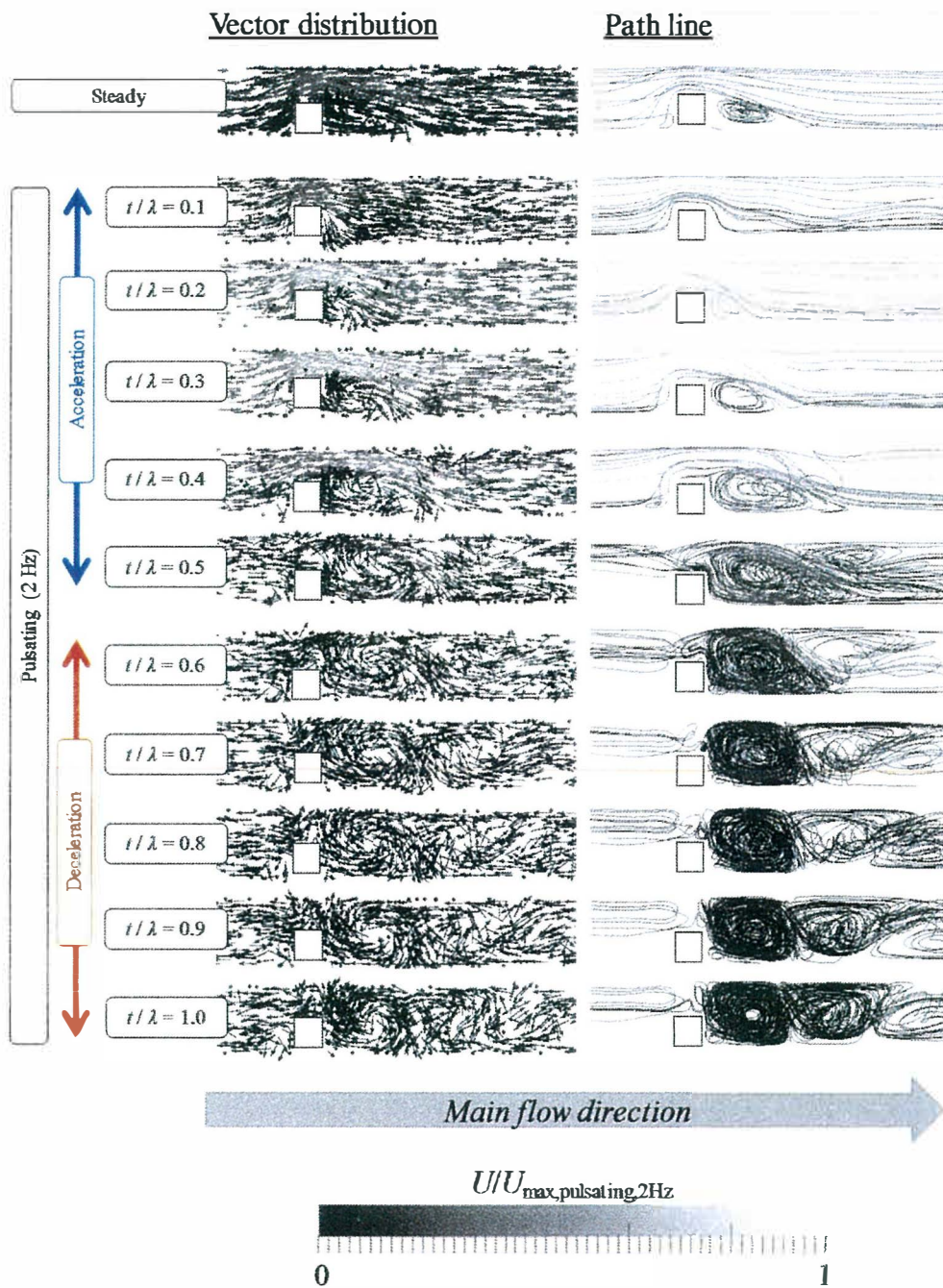


Fig. 3.5.6 Comparison of vector distribution and path line in the case of Rib model and 2 Hz of the pulsatile frequency. The color of the vector and the path lines means the magnitude of the flow velocity. Here, the level of the velocity was standardized by the maximum velocity magnitude in the case of 2 Hz. t means the time and λ means the cycle.

3.5.5 全熱伝達性能

ダクト加熱面における全熱伝達性能を調査した。図 3.5.7 は、加熱表面上の時間平均ヌセルト数を示す。リブ無しモデルの場合、加熱面における全熱伝達性能は、脈動流の発生に関係なくほとんど変化しないことがわかった。また、図 3.5.1 は、局所的な伝熱性能が脈動流によって変化しないことを示しており、全熱伝達性能も変化しないことがわかる。

一方、リブ付きモデルの場合、脈動流の発生に関係なく、リブ無しモデルに対して全伝熱性能が向上した。さらに、脈動流が供給されると、レイノルズ数にかかわらず、リブによる伝熱特性が定常流の場合よりも高くなることがわかった。特に脈動周波数が 2 Hz で $Re_d = 150$ の場合、リブと脈動流の組み合わせた場合の時間平均ヌセルト数は、定常流とリブ無しモデルの組み合わせの場合よりも約 82% 高いことがわかった。これは理想的な冷却装置を考えたとき、定常流のリブ無しモデルに比べ、レイノルズ数 150 でリブ有モデルと脈動流を組み合わせることによって約 8 割近くまで冷却装置のサイズを小さくできることを意味する。

これらの結果から、脈動流とリブの組み合わせは、狭い流路での伝熱促進に有効であると結論付けることができる。さらに、2 Hz の脈動周波数について得られた結果は、1 Hz の結果よりも高い伝熱特性を示す。これは、より高い周波数の結果としての逆流の衝突の数が多くなり、伝熱促進のレベルが高くなったためと考えられる。

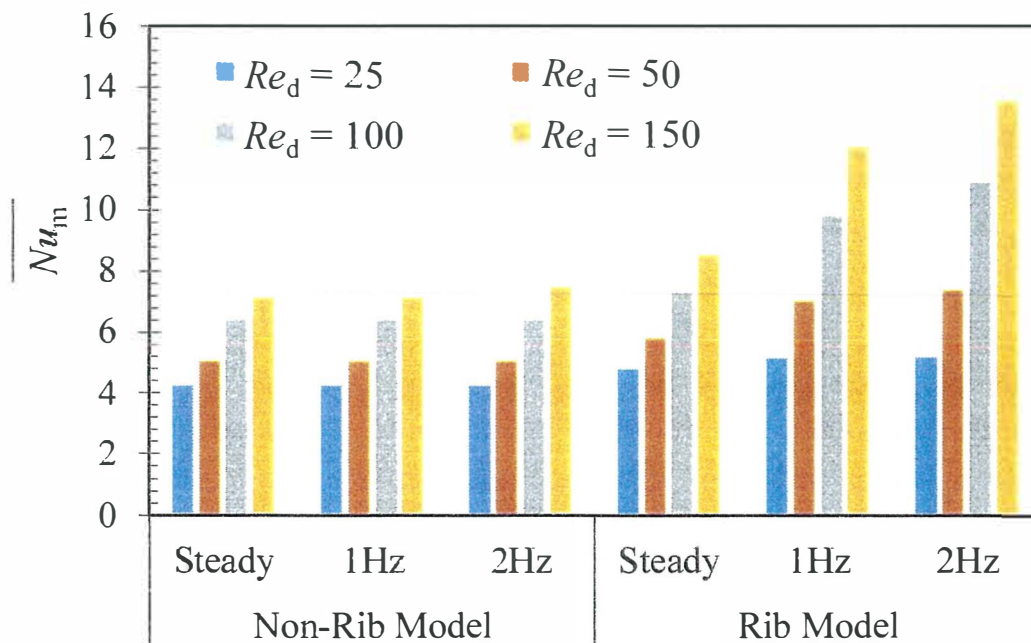


Fig. 3.5.7 Comparison of time-averaged average Nusselt number on the heating area.

3.5.6 圧力損失と冷却性能

リブ付き矩形管における圧力損失 ΔP の値を図 3.5.9 に示す. リブの配置で, 定常流・脈動流ともにリブ無しモデルより高い ΔP を示した. また, リブ付きモデルで定常流と脈動流の ΔP を比較すると, 脈動流の方が高い. これは時間平均流量を合わせるために最大流量を増しているため, 管摩擦損失が増加したものと考えられる. しかし, 脈動周波数が異なる場合の ΔP を比較すると, リブ無しモデルと異なり差異が小さい. これは脈動流の減速過程で, 定常流においては必ず負圧になり圧力損失増加の原因になるリブ後方のはく離域に逆流した流れが流入し, 静圧が均一化されるためだと考えられる.

次に図 3.5.10 にリブ付きモデルで脈動周波数を変えたときの圧力損失を加味した冷却性能係数 η を示す. 脈動周波数によらず 1 以上となり, リブ付きモデルにおいて, 脈動流によって冷却性能係数が改善できていると判断できる. 脈動流を付与した結果では, η が 1 以上を示し, リブを取り付けることによる圧力損失の増加よりも, リブと脈動流の組み合わせによる伝熱促進効果の方が高くなり, 圧力損失を加味しても冷却に有効であるとわかった. また, レイノルズ数と効率 η の関係のグラフの分布から, η が最大となるレイノルズ数の条件が存在すると考えられる.

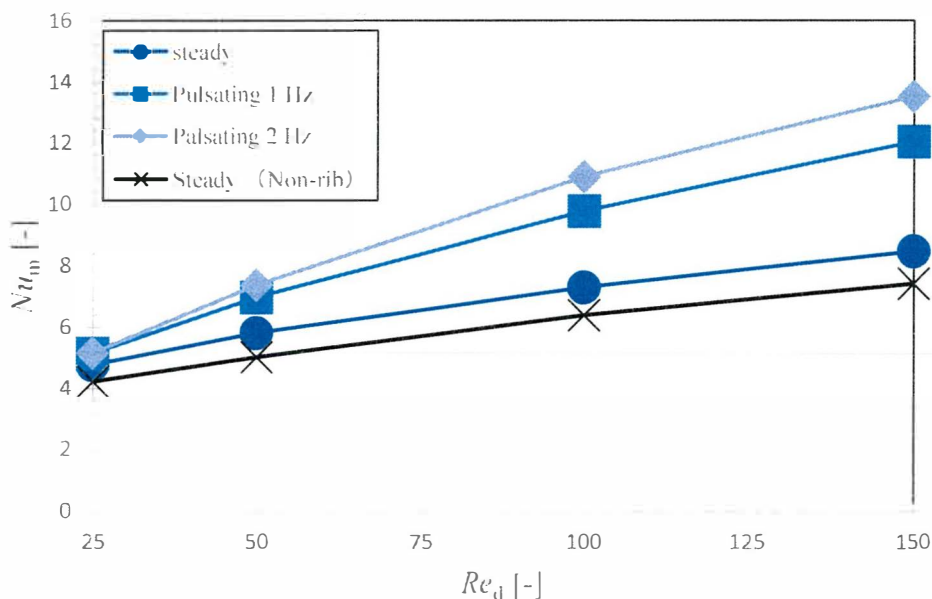


Fig. 3.5.8 Relationship between Re_d and Num of rib model.

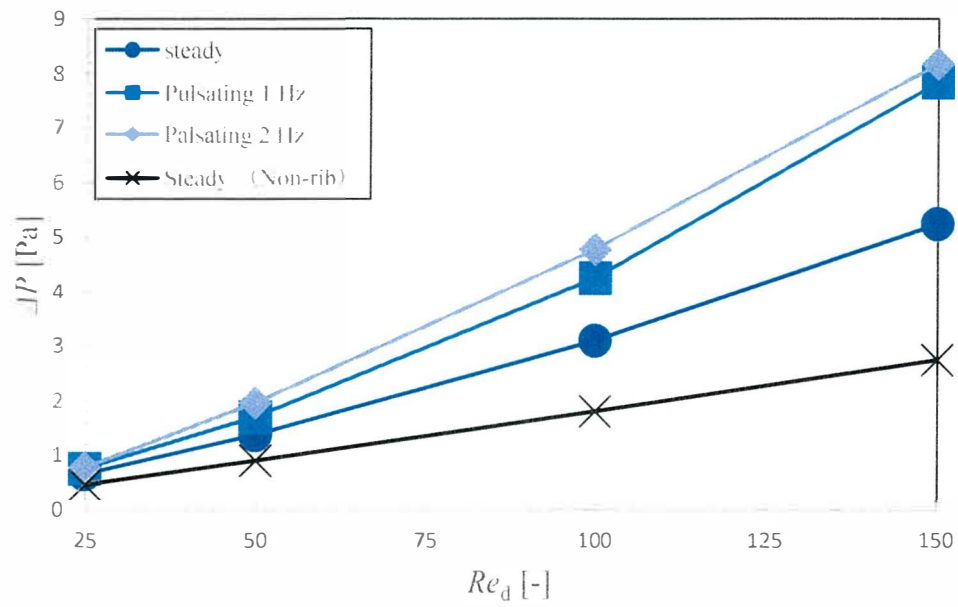


Fig. 3.5.9 Relationship between Re_d and ΔP of rib model.

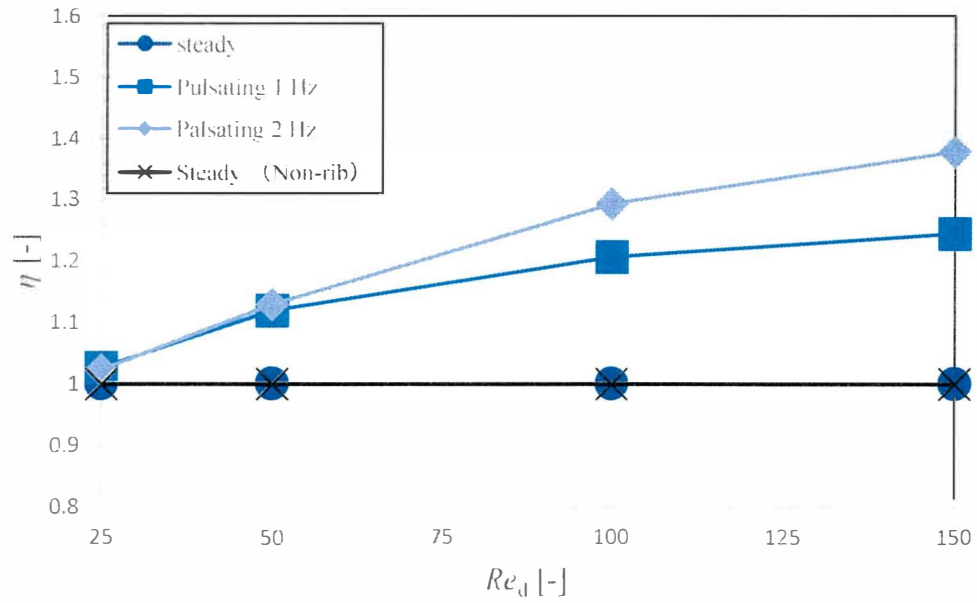


Fig. 3.5.10 Relationship between Re_d and η in the case of rib model.

3.6 結言

脈動流と 3D-CFD 解析を用いて、高密度実装の電気チップの水冷装置で一般的に観測される狭い冷却チャンネルの熱伝達を高める可能性を検討した。特に、リブ無しモデルとリブ付きモデルの脈動流の熱伝達性能を、時間平均レイノルズ数と脈動周波数を変えて評価した。さらに脈動流の発生サイクル中の流れパターンの変化を観察し、脈動流による伝熱促進のメカニズムを調査した。その結果、以下の結論を得た。

- 脈動流とリブの組み合わせは、ミリスケールの狭い水冷チャンネルで冷却性能を大幅に改善できることがわかった
- 本研究の数値解析の条件の範囲で、定常流とリブ無しモデルに比べ、脈動流とリブ付きモデルの組合せで冷却性能を約 7 割改善できることがわかった
- 脈動流による伝熱促進のメカニズムは、断続的に流れを止めることによって流れパターンの急激な変化を起こし、リブの周りに発生する渦の大きさを制御することによって起因していると考えられる
- 伝熱性能が瞬時最大速度に依存することがわかった
- 解析の全体的な結果は、伝熱性能が瞬時最大速度に依存することを示している。本研究の範囲では、脈動流の場合の最大速度は定常流の速度よりも高い。しかし、脈動流にかかわらず、時間平均供給流量は同じである。これは、脈動流を適用する流れシステムの設計を最適化することによって、水冷装置の熱伝達性能を向上させながら、流体機械の電力消費を減少させることができることを意味する。
- 今後の研究として、脈動流の熱伝達効率と消費電力の低減につながる脈動流の最適条件についてさらに深く取り組んでいく予定である。その際、ポンプの消費電力を低減しながら伝熱性能を向上させるために、リブ形状の最適化と脈動波形パターンの最適化を中心に進めていきたい。

参考文献

- [1] Panchal, S., Khasow, R., Dincer, I., Agelin-Chaab, M., Fraser, R. and Fowler, M., 2017, "Thermal design and simulation of mini-channel cold plate for water cooled large sized prismatic lithium-ion battery", *Applied Thermal Engineering*, 122, 80-90.
- [2] Ditri, J., Hahn, J., Cadotte, R., McNulty, M. and Luppia, D., 2015, "Embedded Cooling of High Heat Flux Electronics utilizing Distributed Microfluidic Impingement Jets", *Proceedings of ASME 2015 International Technical Conference and Exhibition on Packaging and Integration of Electronic and Photonic Microsystems collocated with the ASME 2015 13th International Conference on Nanochannels, Microchannels, and Minichannels*, InterPACK/ICNMM2015-48689.
- [3] Fukue, T., Ishizuka, M., Nakagawa, S., Hatakeyama, T. and Nakayama, W., 2010, "Resistance Network Analysis of Airflow and Heat Transfer in a Thin Electronic Equipment Enclosure with a Localized Finned Heat Sink", *Proceedings of the 14th International Heat Transfer Conference*, IHTC14-22979, 657-664.
- [4] Yang, F., Schultz, M., Parida, P., Colgan, E., Polastre, R., Dang, B., Tsang, C., Gaynes, M., Knickerbocker, J. and Chainer, T., 2015, "Local Measurements of Flow Boiling Heat Transfer on Hot Spots in 3D Compatible Radial Microchannels", *Proceedings of ASME 2015 International Technical Conference and Exhibition on Packaging and Integration of Electronic and Photonic Microsystems collocated with the ASME 2015 13th International Conference on Nanochannels, Microchannels, and Minichannels*, InterPACK/ICNMM2015-48341.
- [5] Aliaga, D. A., Lamb, J. P. and Klein, D. E., 1994, "Convection heat transfer distributions over plates with square ribs from infrared thermography measurements", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 37-3, 363-374.
- [6] Bi, C., Tang, G. H. and Tao, W. Q., 2013, "Heat transfer enhancement in mini-channel heat sinks with dimples and cylindrical groove", *Applied Thermal Engineering*, 55, 121-132.
- [7] Colleoni, A., Toutant, A., Olalde, G., Foucant, J. M., 2013, "Optimization of winglet vortex generators combined with riblets for wall/fluid heat exchange enhancement", *Applied Thermal Engineering*, 50, 1092-1100.
- [8] Reddy, S. R., Abdoli, A., Dulikravich, G. S., Pacheco, C. C., Vasquez, G., Jha, R., Colaco, M. J. and Orlande, H. R. B., 2015, "Multi-Objective Optimization of Micro Pin-Fin Arrays for Cooling of High Heat Flux Electronics with a Hot Spot", *Proceedings of ASME 2015 International Technical Conference and Exhibition on Packaging and Integration of Electronic and Photonic Microsystems collocated with*

- the ASME 2015 13th International Conference on Nanochannels, Microchannels, and Minichannels, InterPACK/ICNMM2015-48242.
- [9] Yeom, T., Simon, T., Zhang, T., Zhang, M., North, M. and Cui, T., 2016, “Enhanced heat transfer of heat sink channels with micro pin fin roughened walls”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 92, 617-627.
- [10] Mochizuki, S., Murata, A. and Togashi, Y., 2002, “Axial Mass Transport by Reciprocating Flow in Branching Tube Network (Gas Exchange Mechanism in Conducting Airways of Human Lung (in Japanese))”, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series B*, 68-667, 831-838.
- [11] Saitoh, H. and Yoshioka, Y., 2010, “Effect of pulsating Amplitude on Flow Structure and Associated Heat Transfer around the Flat Plate Installed in Pulsating Duct Flow”, *Proceedings of the 21st International Symposium on Transport Phenomena*.
- [12] Inukai, A., Takahashi, M., Hishida, M. and Tanaka, G., 2005, “Characteristic of Heat Transportation by an Oscillatory Flow (in Japanese)”, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series B*, 71-710, 131-138.
- [13] Kikuchi, Y., Ohno, Y., and Takahashi, M. 1995, “Combined Forced and Free Convective Heat Transfer from a Cylinder in Pulsating Cross-Flow (in Japanese)”, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series B*, 61-585, 202-207.
- [14] Shiibara, N., Nakamura, H. and Yamada, S., 2016, “Unsteady Characteristics of Turbulent Heat Transfer in a Circular Pipe at Sudden Acceleration and Deceleration of Flow”, *Proceedings of the 27th International Symposium on Transport Phenomena*.
- [15] Sung, H. J., Hwang, K. S. and Hyun, J. M., 1994, “Experimental Study on Mass Transfer from a Circular Cylinder in Pulsating Flow”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 37-15, 2203-2210.
- [16] Fukue, T., Shirakawa, H., Hirose, K., Natsusaka, H. and Furusawa, T., 2016, “Possibility of Enhancement of Cooling Performance on Heating Surface by Using Intermittent Jet Flow”, *Proceedings of IEEE CPMT Symposium Japan 2016*, 2-02.
- [17] Hofmann, H. M., Kaiser, R., Kind, M. and Martin, H. 2007, “Calculations of Steady and Pulsating Impinging Jets – An Assessment of Widely used Turbulence Models”, *Numerical Heat Transfer, Part B*, 51, 565-583.
- [18] Liewkongsataporn, W., Patterson, T. and Ahrens, F., 2008, “Pulsating Jet Impingement Heat Transfer Enhancement”, *Drying Technology*, 26, 433-442.
- [19] Souma, A., Iwamoto, K. and Murata, A., 2010, “PIV Measurement of Pulsating Turbulent Pipe Flow for Energy Saving”, *Proceedings of the 21st International Symposium on Transport Phenomena*.
- [20] The Open CAE Society of Japan, 2016, *Numerical Analysis of Heat Transfer and Fluid Flow by OpenFOAM (in Japanese)*, Morikita Publishing Co., Ltd., Japan.

[21] Webb, R. L. and Eckert, E. R. G., *Int. J. Heat Mass Transfer*, 15 (1972), 1647-1658.

第4章 結言

本研究では、熱機器へ脈動流を応用することにより熱交換性能の向上と省エネルギー化の両立を目指すため、筐体内部に実装された部品周りに脈動流を付与した場合の伝熱特性と、脈動波形の関係について基礎的な情報を獲得すること、また最適な脈動波形の獲得を目的に数値解析により主に脈動波形の加速期間において発生した加速度合の変化、減速期間において発生した減速度合の変化、脈動時最大流量が変化した場合に発生する発熱部品まわりの伝熱促進効果に与える影響を評価した。また、より冷却効率の高い水を使用したリブ付き矩形管路の数値解析を行い、以下の知見を得た。

(1) 流路サイズと脈動による伝熱促進効果

- ・流路の大きさを変えることで脈動流による冷却性能が定常流よりも高くなる Re_d 数の範囲があることがわかった
- ・脈動流を起こしても冷却性能が低くなる流路サイズにおいても流速を変えることで伝熱促進効果を高められる可能性があると考えられる

(2) 脈動波形を変えたときの伝熱促進効果

① 加速期間の速度勾配の変化

- ・全ての脈動波形で定常流よりも冷却性能が高かった
- ・定常流に比べ $Re = 1500$ で最大約 40% 冷却性能が改善した

② 減速期間の速度勾配の変化

- ・全ての波形で定常流よりも冷却性能が高かった
- ・ $Re_d = 1000$ のとき、 Nu_m が定常流よりも脈動流で高く冷却性能が約 30% 高い
- ・ Side, back 面において減速期間の速度勾配が大きいとき逆流の勢いも大きくなるため冷却性能も高くなったと考えられる

③ 脈動時最大流速の変化

- ・全ての波形で定常流よりも冷却性能が高くなった
- ・本研究の中で最大流速が一番速いもので冷却性能が一番大きく約 30% 冷却性能が改善できることがわかった
- ・最大流速が速いと空気の逆流も大きくなり、局所ヌセルト数に大きく影響することがわかった

(3) リブ付き矩形管路の脈動効果

- ・リブ付き矩形管路では、脈動により、伝熱促進効果が顕著に大きくなることがわかった

- ・脈動が切り替わるときの逆流で発生するリブ後方の渦が伝熱促進に大きな影響を及ぼしていることがわかった
- ・脈動周波数が高い方が高い伝熱促進効果を得られることがわかった
- ・リブ付き矩形管路では圧力損失を加味しても脈動による冷却性能効率が高くなることがわかり，脈動流を適用すると同じ流量で水冷装置の冷却性能効率を向上させながら，流体機械の電力消費を減少させることが可能と考えられる

博士後期課程での実績

[1] 学術論文

- (1) Fukue, T., Hirose, K., Shirakawa, H., Suzuki, J. and Saga, Y., “Effects of Clearance around Square Pillar in Rectangular Enclosure on Cooling Performance of Pulsating Airflow”, *Journal of Mechanics Engineering and Automation*, Vol. 6, No. 8 (2016), pp. 385-391.
- (2) Akitomi, S., Hirose, K., Fukue, T. and Suzuki, J., “Basic Study on Discharge flow Characteristics of Roller Tube Pump”, *International Journal of Engineering Research and Development*, Vol. 12, No. 12 (2016), pp. 47-52.
- (3) Suzuki, J., Suzuki, N., Hirose, K., Fukue, T., “Basic Study on Effects of Dimensions on Heat Transfer Enhancement around Heating Components by Pulsating Airflow”, *International Journal of Engineering Research and Development*, Vol. 14, No. 3 (2018), pp. 22-28.

[2] 国際会議プロシーディングス (本文査読付)

- (1) Fukue, T., Hirose, K., Shirakawa, H., Suzuki, J. and Saga, Y., “Effects of Clearance around Heating Prism on Cooling Performance of Pulsating Airflow”, *Proceedings of the 4th International Forum on Heat Transfer; IFHT2016*, November 2-4, 2016, Sendai, Miyagi, Japan, Paper No., 1868.
- (2) Fukue, T., Hiratsuka, W., Shirakawa, H., Hirose, K. and Suzuki, J., “Numerical Investigation of Effects of Pulsating Wave Pattern on Heat Transfer Enhancement around Square Ribs by Pulsating Flow”, *Proceedings of the 28th International Symposium on Transport Phenomena; ISTP-28*, September 22-24, 2017, Peradeniya, Sri Lanka, Paper No., 20.
- (3) Suzuki, J., Fukue, T., Hiratsuka, W., Shirakawa, H. and Hirose, K., “Visualization of Heat Transfer Mechanism of Pulsating Flow around Ribs mounted in Rectangular Duct”, *Proceedings of the 11th Pacific Symposium on Flow Visualization and Image Processing; PSFVIP-11*, Decempber 1-3, 2017, Kumamoto, Japan, Paper No., 30, Accepted.

[3] 国内外学会口頭発表・研究発表

<国際学会発表（[2]で報告した査読付会議を除く）>

- (1) Sato, K., Suzuki, J., Hirose, K., Fukue, T., Hashimoto, T. and Akitomi, S., “Basic Study on Discharge Flow Characteristics of Roller Tube Pump”, *The 24th International Symposium on Transport Phenomena; ISTP-24*, November 1-5, 2013, Yamaguchi, Japan.
- (2) Suzuki, N., Hiratsuka, W., Fukue, T., Shirakawa, H., Suzuki, J. and Hirose, K., “CFD-Based Basic Investigation on Heat Transfer Characteristics of Pulsating Flow in Narrow Cooling Passages”, *IEEE CPMT Symposium Japan 2016; ICSJ2016*, November 7-9, 2016, Kyoto, Japan.

国内学会発表

- (1) 平塚わかな（岩手大）、福江高志（岩手大）、鈴木信昭（岩手大）、白川英観（富山高専）、鈴木順（岩手大）、廣瀬宏一（岩手大）、“矩形管ミニチャンネル内部の脈動流による伝熱促進の可能性検討”，日本機械学会熱工学コンファレンス 2016, 2016/10/22-23, 愛媛大学, 愛媛.
- (2) 福江高志（岩手大）、廣瀬宏一（岩手大）、白川英観（富山高専）、鈴木順（岩手大）、“ファンの電圧制御による脈動流の生成と伝熱促進の可能性”，日本機械学会熱工学コンファレンス 2016, 2016/10/22-23, 愛媛大学, 愛媛.
- (3) 鈴木信昭（岩手大）、福江高志（岩手大）、廣瀬宏一（岩手大）、白川英観（富山高専）、鈴木順（岩手大）、“脈動流による矩形管体内の発熱部品の伝熱促進に対する脈動波形の影響”，第 54 回日本伝熱シンポジウム, 2017/5/24-26, 大宮ソニックシティ, 埼玉.
- (4) 平塚わかな（岩手大）、福江高志（岩手大）、白川英観（富山高専）、廣瀬宏一（岩手大）、鈴木順（岩手大）、“リップ付きミニチャンネル内の脈動流による伝熱促進に関する数値解析”，第 54 回日本伝熱シンポジウム, 2017/5/24-26, 大宮ソニックシティ, 埼玉.
- (5) 福江高志（岩手大）、平塚わかな（岩手大）、白川英観（富山高専）、廣瀬宏一（岩手大）、鈴木順（岩手大）、“脈動流水冷デバイス開発に向けた最適脈動波形の探査”，日本機械学会 2017 年度年次大会, 2017/9/3-6, 埼玉大学, 埼玉.

謝辞

ご多忙中に本論文の査読を快諾していただいた、柳岡英樹教授、上野和之教授に深く御礼申し上げます。

また、本研究を遂行するにあたり、親身になってご指導いただいた廣瀬宏一教授には深く感謝いたします。機械工学においては右も左もわからない状態であった私に対し、多くの学びの場を与えていただき、学生指導に対しても非常に多くのことをご教授頂いた金沢工業大学の福江高志講師に深く感謝しております。ありがとうございました。また、お忙しい中で富山高等専門学校機械システム工学科の白川英観准教授には、研究に対する多くの助言、アドバイスをいただき心より深く感謝します。また、脈動流の研究に関して一緒に考えて進めてくださった平塚わかなさん、鈴木信昭さんに厚くお礼申し上げます。そして、いつも研究の勉強会や研究室にお伺いしたときに声をかけてくれて励ましてくださった廣瀬・福江研究室の皆様には感謝申し上げます。

博士後期課程においては、快く受験の許可を出していただいた株式会社アイカムス・ラボの片野圭二社長、入学時から応援していただいた岩淵明岩手大学学長、また、転職後にも関わらず研究の継続を認めていただいたリコーインダストリアルソリューションズ株式会社の皆様、そして、研究のまとめの時期に授業の調整等、研究に対する時間を考慮していただいた仙台高等専門学校の福村裕史校長、那須潜思教授、平塚眞彦教授、與那嶺尚弘教授、矢島邦昭教授、柏葉安宏教授に感謝いたします。学位取得に関し社会人での学びなおしを身近に感じさせていただいた浜松ホトニクス株式会社の皆様、静岡大学の廣本宣久教授、武田正典准教授に感謝いたします。

また、博士後期課程で躓きそうになったときに助言や励ましていただいた柏葉安兵衛岩手大学名誉教授、長田洋教授、高橋修三様には深く感謝しております。

最後になりましたが、東日本大震災の後に帰郷を決め、学位取得のために大学院に通うことを快諾し、健康に気遣っていただいた家族に深く感謝しております。ありがとうございました。