

V型スタガードリブ付水冷チャンネルにおける熱伝達の数値計算 Numerical Simulation of Water-cooling Channel with V-shaped Staggered Ribs

- 恒吉達矢, 名大, 名古屋市千種区不老町, E-mail: tsuneyoshi-tatsuya12@ees.nagoya-u.ac.jp
 小笠原克, 名大, 名古屋市千種区不老町
 柳澤翔太, 名大, 名古屋市千種区不老町
 伊藤高啓, 名大, 名古屋市千種区不老町
 山本義暢, 山梨大, 山梨県甲府市武田 4-3-11
 辻義之, 名大, 名古屋市千種区不老町
 Tatsuya TSUNEYOSHI, Nagoya Univ., Furo-cho, Chikusa-ku, Nagoya, 464-8603, Japan
 Masaru OGASAWARA, Nagoya Univ., Furo-cho, Chikusa-ku, Nagoya, 464-8603, Japan
 Shota YANAGISAWA, Nagoya Univ., Furo-cho, Chikusa-ku, Nagoya, 464-8603, Japan
 Takahiro ITO, Nagoya Univ., Furo-cho, Chikusa-ku, Nagoya, 464-8603, Japan
 Yoshinobu YAMAMOTO, Yamanashi Univ., 4-3-11, Takeda, Kofu, Yamanashi, 400-8510, Japan
 Yoshiyuki TSUJI, Nagoya Univ., Furo-cho, Chikusa-ku, Nagoya, 464-8603, Japan

Water-cooling channel with V-shaped staggered ribs achieves high heat transfer by generating swirling turbulent flow. In this study, we calculated the heat conduction through the Cu plate and the heat transfer in the channel flow. We consider the applicability of RANS model for predicting the heat transfer rate and the temperature distribution by comparing the LES calculation of the case of single channel path through the Cu plate. Based on RANS calculations of multiple channels in actual target geometry, mean velocity dependence of surface averaged temperature at the heated wall of Cu plate is $T \propto V_0^{-0.41}$ and temperature at the opposite side of the wall is $T \propto V_0^{-0.82}$.

1. 研究背景・目的

産業応用として高い効率の冷却機構が多くのデバイスで求められる。加熱壁と流体の間の熱伝達現象において、壁面上にリブを設置し、流れの剥離再付着を促進することで熱伝達率が大きく増加することが知られている⁽¹⁾。V型スタガードリブと呼ばれる、流れ方向に対して角度をつけたリブを左右で互い違いに配置した構造は、主流部全体に旋回流を生成することで特に高い熱伝達率となる。本研究では、高熱負荷がかかる平板の水冷チャンネルに、V型スタガードリブを設置した場合の熱伝達率ならびに温度分布を数値計算により求める。

流速等のパラメータを変化させた複数の計算を行う場合には、計算コストの観点からRANSによる定常計算が現実的な選択である。また、Fig.1に示すようにターゲットには複数の水冷チャンネルが通っており、すべてのチャンネルの流動を個別に求めることが理想的ではあるが、計算が大規模化するため相応の計算資源が求められる。そこで、本研究では周期境界を用いたひとつのチャンネルの流動場計算をもとにして、ターゲット全体の温度場計算は別個に実施する。ただし、RANSによる流動場計算ならびに温度場を分けて計算する手法の計算精度は明らかではない。そこで、ひとつのチャンネルについてLESによる非定常計算を実施し、RANSによる計算の精度を検証したうえで、ターゲット全体の予測を行うことを本研究の目的とする。

2. 数値計算

Fig.1およびTable 1にリチウムターゲット部の概要と本計算で行なった4つのケースを示す。ターゲット部は銅製で、上側の面上にリチウムが固定されているが、本計算では上面の境界条件として熱流束を与える。ターゲット部は熱伝導による温度場を計算し、水冷チャンネル内は強制対流の流動場と温度場を計算する。チャンネルの高さは $H=0.005$ m, 横幅は 0.006 m, チャンネル内の上側壁面にはFig.3に示すV型スタガードリブがつけられている。計算にはCD-adapco社のSTAR-CCM+ (ver.9)を用いた。以下にそれぞれのケースの詳細を記す。

ケース1は、ひとつのチャンネルを対象としたLES計算である。LESの乱流モデルにはdynamic Smagorinsky model⁽²⁾を用いた。時間発展は2次精度後退差分の陰解法である。入口から乱れ強さ10%で2 m/sの一樣流を流入させており、チャンネル高さ H と断面平均流速 V_0 で定義されるレイノルズ数が約1万である。温度場の境界条件として、流れ方向に正規分布の熱流束(Fig.3)をターゲット部の上面に与える。中心の最大熱流束は 1.32×10^7 W/m²であり、伝熱量は中心からの距離が0.04 m以内に 6.6×10^6 W/m²の一定熱流束を与えた場合と同等である。ターゲット部の底面および出入り口側の面は断熱条件とした。スパン方向には周期境界を用いている。水冷チャンネル入口での流体温度を20 °Cの一定値として温度場計算を行う。LES計算では、乱流の初期発達を除いた0.06秒から0.24秒の0.18秒間の統計処理を行った。これは、断面平均流速で計算領域を3回程度流下するのに要する時間である。メッシュはポリヘドラルメッシュ(多面体セル)で作成し、メッシュ数は約2600万セルである。リブの近傍はメッシュの細分化を行い、チャンネル内の壁面近傍には壁垂直方向に規則正しく並んだ層状のセルを設定した。

ケース2はターゲット全体の温度場計算に用いる流動場を生成するためのRANS計算である。RANSの乱流モデルはtwo-layer realizable k-ε model^{(3),(4)}を用いた。流れ方向とスパン方向に周期境界を用いている。リブによる旋回流は、流れ方向に空間発展するものであるが、ケース2から4の計算では簡易的に十分に発達した流れとして扱う。その妥当性については、ケース1の結果との比較から考察する。ケース2では、ターゲット上面に 6.6×10^6 W/m²の一定熱流束を与え、周期境界であるチャンネル入口での最低温度が20 °Cとなるように補正して収束計算を行った。ケース2の結果から、チャンネル内の速度、乱流エネルギー、散逸率をケース3とケース4に受け渡す。断面平均流速が2, 5, 10 m/sの3条件で計算を行った。メッシュ数は約420万セルである。

ケース3およびケース4では、チャンネル内にケース2の流動場計算の結果を補間して入力し、ターゲット部とチャンネル内の温度場のみを計算する。ケース3の熱的境界条件はケース1と同

一である。ケース 4 におけるターゲット上面の熱流束は、中心からの距離の関数とした流れ方向とスパン方向に 2 次元の正規分布である。ターゲット部の上面以外の外側の面は断熱条件とした。メッシュ数は流動場計算を行うケース 2 と比較して大幅に削減し、ケース 3 の場合に約 71 万セル、ケース 4 の場合に約 660 万セルである。

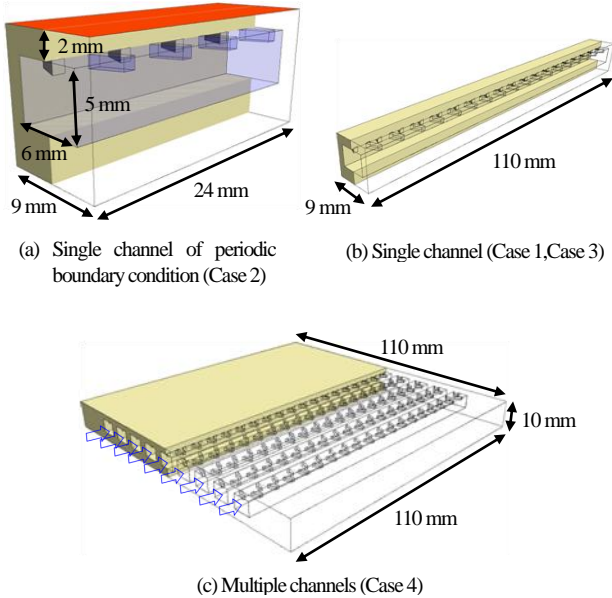


Fig.1 Schematic of the target plate made with Cu and the water-cooling channel with V-shaped staggered ribs.

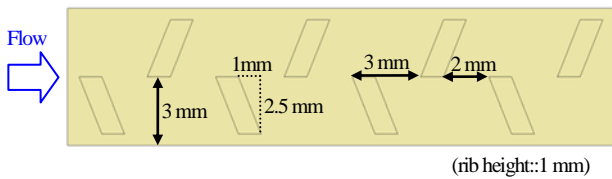


Fig.2 Schematic of V-shaped staggered ribs.

Table 1 Conditions of the present simulations.

	Case 1	Case 2	Case 3	Case 4
Simulation	LES	RANS	RANS	RANS
Geometry	Fig.1(b)	Fig.1(a)	Fig.1(b)	Fig.1(c)
Velocity Field	Unsteady	Steady	Result of Case 2	Result of Case 2
Temperature Field	Unsteady	Steady	Steady	Steady
Number of cells	26 million	4.2 million	0.71 million	6.6 million

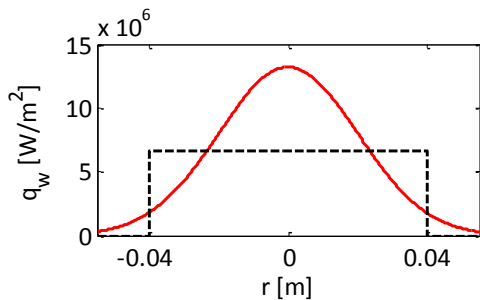


Fig.3 Heat flux profile at the top wall of the target plate.

3. 結果および考察

Fig.4 にケース 1 の LES 計算によって得られた時間平均流動場におけるチャンネル内の流れを示す。下流方向に進むにつれて、リップにより旋回流が発達していることがわかる。リップはチャンネルの上面にのみ設置しているが、旋回流は流路全体にわたって生じている。Fig.5 にスパン断面において面平均した時間平均 2 次流れの強さの下流方向分布を示す。流入直後から急激に 2 次流れが増加していることが確認できる。ケース 3, 4 の温度場計算では、流れ方向にも周期境界を用いたケース 2 の RANS による流動場計算の結果を用いている。ケース 2 の結果では、2 次流れの強さはおおよそ $V_{yz}/V_0=0.41$ であり、LES 計算の結果と出入り口の近傍を除いて概ね一致している。よって、この流動場をチャンネル全体に補間して熱伝達を予測した場合に、旋回流の空間発達を実際に解いた場合と比較して、計算精度は大きくは低下しないと期待される。

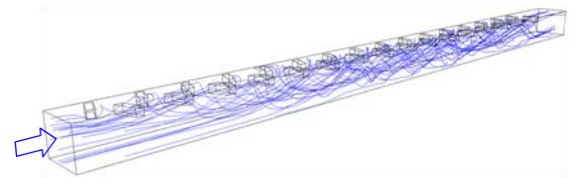


Fig.4 Mean streamlines in Case 1.

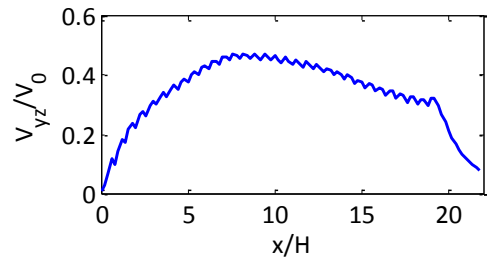


Fig.5 Development of cross sectional mean secondary flow in Case 1.

Table 2 にケース 1 とケース 3 における、銅製のターゲット部と流体の界面における熱伝達率をヌセルト数で示す。リップを含めた上面、側面、底面のそれぞれの面において平均した値を示している。ケース 3 の RANS の結果は、ケース 1 の LES の結果と比較して、上面を過小評価、側面と底面は過大評価しているが、その差はわずかである。Fig.6 には、ターゲット部の外側上面と底面の温度分布を示す。上面に流れ方向の中央で最大値となる正規分布で熱流束を与えているため、温度分布も中央で高い値を示している。上面、底面ともに入口部においてケース 3 の RANS の結果はケース 1 よりも低い温度を示しているが、これはケース 3 の流動場が前述したように発達した旋回流のデータを用いているためである。しかし、入口部の計算の誤差の影響は小さく、中央部の温度分布はケース 1 とケース 3 でよく一致している。よって、流動場をあらかじめ生成しておいて、その流動場をもとにターゲット部全体の温度場の計算を行う本計算手法は、LES で計算した場合と熱伝達率や温度分布に関しては大きな差異が無く、工学的な熱計算において十分な精度を有しているといえる。

Table 2 Nusselt number of single channel Simulation

Interface	Case 1	Case 3
Ribs & Top	329	313
Side	205	210
Bottom	143	149

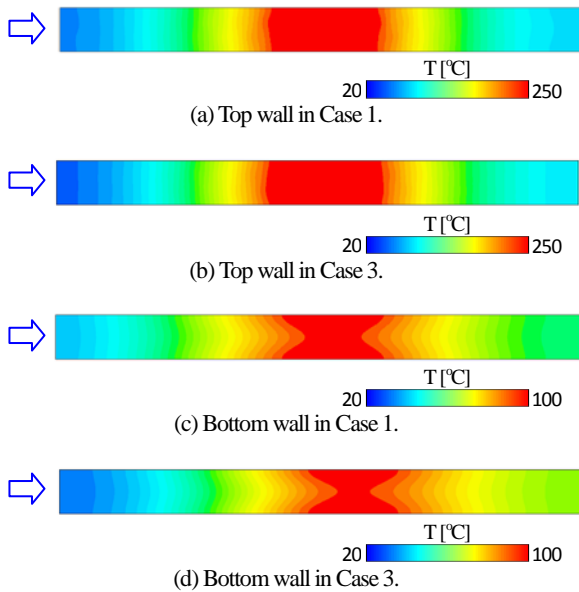


Fig.6 Contour of temperature on outside of the target wall.

Fig.7にケース4の断面平均流速が2 m/sの条件における、銅製ターゲットの上面、底面、中央スパン断面の温度分布を示す。上面では、ターゲット中央からの距離の関数とした正規分布で熱流束を与えているため、中央で最大値をとる同心円状の温度分布が形成される。底面においても、高い熱流束が加えられた中央部の温度は高くなっている。また、底面およびスパン断面の温度分布をみると、水冷チャンネルが通っていないターゲットの左右の端において周囲よりも温度が高くなっていることが確認できる。

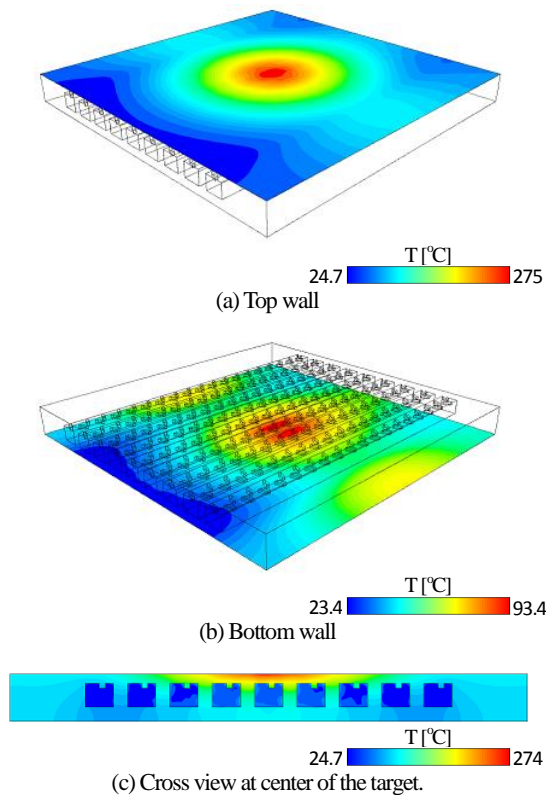


Fig.7 Contour of temperature in Case 4 ($V_0=2$ m/s).

Fig.8にケース4において断面平均流速を変化させた場合の銅製ターゲット部と流体の界面における熱伝達率を示す。リップを含めたチャンネルの上面、側面、底面のそれぞれの面において平均し

た値を示している。ヌセルト数の断面平均流速に対する依存性は、チャンネルの上面において $Nu \propto V_0^{0.71}$ 、側面において $Nu \propto V_0^{0.70}$ 、底面において $Nu \propto V_0^{0.64}$ となっている。面によりヌセルト数の値は異なるが、断面平均流速に対する依存性は同一の傾向にある。ただし、滑面における Dittus & Boelter⁽⁵⁾ の $Nu \propto V_0^{0.80}$ という経験式と比較すると、本計算で得られたべき指数はわずかに小さくなっている。Fig.9にターゲット部の上面と底面における、最高温度と面平均した温度を示す。上面と底面の温度の断面平均流速依存性は異なっており、流速が増した場合に上面の温度低下は相対的に小さく、底面の温度低下は相対的に大きい。この傾向には、Fig.1に示したターゲット部内のチャンネル位置等の形状も影響すると考えられ、さらなる調査が必要である。

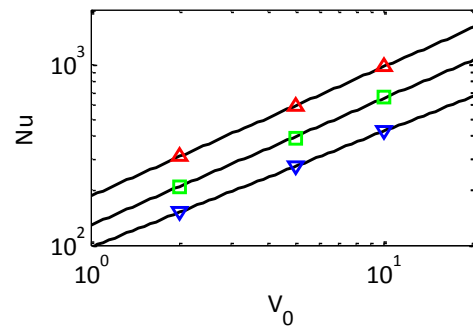


Fig.8 Mean velocity dependence of Nusselt number at the interface between the target plate and the fluid in Case 4. \blacktriangle : ribs and top ($Nu \propto V_0^{0.71}$), \blacksquare : side ($Nu \propto V_0^{0.70}$), \blacktriangledown : bottom ($Nu \propto V_0^{0.64}$).

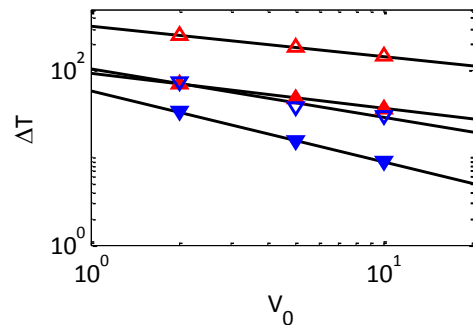


Fig.9 Mean velocity dependence of the temperature difference between the outside wall of the target plate and the bulk fluid in Case 4. \blacktriangle : maximum temperature at the top wall ($\Delta T \propto V_0^{-0.35}$), \blacktriangledown : surface averaged temperature at the top wall ($\Delta T \propto V_0^{-0.41}$), \blacktriangledown : maximum temperature at the bottom wall ($\Delta T \propto V_0^{-0.56}$), \blacktriangle : surface averaged temperature at the bottom wall ($\Delta T \propto V_0^{-0.82}$).

4. 結論

銅製のターゲットプレートとV型スタッガードリップ付き水冷チャンネルの熱流動計算をLESとRANSにより行った。LESでは、ひとつのチャンネルに対して、ターゲット上面に流れ方向に正規分布の熱流束を与えた場合の計算を行った。RANSによる計算では、周期境界を用いた短いチャンネルの流動場計算をもとにして、ターゲット全体の温度場計算を行った。ひとつのチャンネルを対象にした計算結果から、RANSによる計算においてもLESと概ね一致する熱伝達や温度分布の予測が可能であることを確認した。ターゲット全体を対象としたRANS計算において、ターゲット上面に中心からの距離の関数とした正規分布の熱流束を与えた場合の壁面の温度分布を明らかにした。また、断面平均流速を変えた計算を行い、水冷チャンネルの熱伝達率がおおよそ流速の0.7乗

に比例すること, ならびに, 流速が増した場合のターゲット上面の温度低下は相対的に小さく, 底面の温度低下は相対的に大きくなることを明らかにした.

参考文献

- (1) 武石, "高温ガスタービンにおける伝熱技術の進歩," 伝熱, 39, 154 (2000), pp. 2-12.
- (2) Germano, M., Piomelli, U., Moin, P. and Cabot, W. H., "A dynamic subgrid-scale eddy viscosity model," *Physics of Fluids A*, 3, 7 (1991), pp.1760-1765.
- (3) Shih, T.-H., Liou, W. W., Shabbir, A., Yang, Z. and Zhu, J., "A New $k-\epsilon$ Eddy Viscosity Model for High Reynolds Number Turbulent Flows - Model Development and Validation," *Comput. Fluids*, 24, 3, (1995) pp. 227-238.
- (4) Rodi, W., "Experience with Two-Layer Models Combining the $k-\epsilon$ Model with a One-Equation Model Near the Wall," 29th Aerospace Sciences Meeting, Reno, Nevada, USA, Jan. 7-10, AIAA 91-0216 (1991).
- (5) Dittus, F. W. and Boelter, L. M. K., "Heat transfer in automobile radiators of the tubular type," *University of California Publications in Engineering*, 2, 13 (1930), pp.443-461.