

ガスタービン翼モデルにおける
内部乱流促進リブが膜冷却性能に及ぼす影響

2013 年 9 月

指導教官：西野 耕一 教授

横浜国立大学大学院工学府

安形 友希子

Effect of Internal Turbulence Promoting Ribs on Film Cooling Performance for Gas Turbine Blade Model

By

Yukiko AGATA

Advisor: Prof. Koichi NISHINO

A Dissertation Submitted to
(the Department of Mechanical Engineering
in the Division of Systems Integration,
the Graduate School of Engineering of
Yokohama National University

目 次

目次	1
概要	3
記号表	6
第1章 序論	8
1.1 研究の背景と目的	9
1.1.1 産業用ガスタービンと翼冷却技術の位置付け	9
1.1.2 タービン翼冷却技術と研究目的	10
1.2 熱流束による膜冷却性能の評価	15
1.3 膜冷却流れの構造と数値解析	16
第2章 膜冷却性能の評価方法	28
2.1 膜冷却における熱伝達の考え方	29
2.2 熱流束による膜冷却性能の評価	31
第3章 膜冷却性能の実験的評価	38
3.1 断熱膜冷却効率と熱伝達率の計測	39
3.1.1 実験装置	39
3.1.2 実験条件	40
3.1.3 断熱膜冷却効率の計測	40
3.1.4 熱伝達率の計測	41
3.1.5 計測の不確かさ	43
3.2 断熱膜冷却効率の特性へ及ぼす影響	44
3.2.1 断熱膜冷却効率のスパン方向平均特性	44
3.2.2 断熱膜冷却効率の局所特性	44
3.3 熱伝達率の特性へ及ぼす影響	44
3.3.1 熱伝達率比のスパン方向平均特性	44
3.3.2 熱伝達率比の局所特性	45
3.4 膜冷却性能の算出	46
3.4.1 評価方法	46
3.4.2 膜冷却による熱流束低減率および表面温度低減率の特性	46
3.5 結果のまとめ	48
第4章 流れ特性の数値的検討	64
4.1 手法	65
4.1.1 解析対象と条件	65

4.1.2	数値解析手法	66
4.1.3	格子依存性	68
4.1.4	RANS 計算との比較	68
4.1.5	計測結果による本解析の妥当性検証	69
4.2	数値解析の結果と考察	70
4.2.1	吹出し空気の特性と膜冷却性能の変化メカニズム	70
4.2.2	乱流促進リブの配置が吹出し空気の特性に及ぼす影響	71
4.3	結果のまとめ	73
第5章	数値解析による熱伝達率と膜冷却性能の予測	88
5.1	手法	89
5.1.1	解析対象と条件	90
5.1.2	数値解析手法	90
5.1.3	格子依存性	91
5.1.4	速度計測	91
5.2	数値解析の結果と考察	92
5.2.1	流れ特性の確認	92
5.2.2	主流速度の計測結果	93
5.2.3	熱伝達率分布	94
5.2.4	スパン方向平均熱伝達率	95
5.2.5	熱伝達率と断熱膜冷却効率の変化メカニズム	95
5.2.6	膜冷却性能の変化特性	97
5.2.7	正味の膜冷却性能	99
5.3	結果のまとめ	100
第6章	結論	118
APPENDIX		121
A-1	黒体塗料放射率計測	122
A-2	熱伝達率計測部壁肉厚方向への熱損失の見積もり	123
A-3	観察窓を介した風洞内壁面温度計測	124
A-4	赤外線カメラによる熱伝達率計測における不確かさの検討	127
A-5	熱線流速計 X-probe を用いた流速計測における第 3 速度成分の影響	132
A-6	$\overline{h_0}$ (測定値) の多項式近似	134
参考文献		135
謝辞		141
公表論文		142

概 要

国内電気事業における火力発電事業では、他火力と比べ高効率で低エミッションである LNG ガスタービンコンバインドサイクル (Gas turbine combined cycle: GTCC)の導入を進めてきた。また、ガスタービンは、2011 年 3 月に発生した東日本大震災以降、緊急電源として設置されるなど電力不足の社会情勢の下で重責を負っている。さらに、ガスタービンは機動性にも優れているため、今後、自然エネルギーの導入が進んだ場合には、負荷変動の吸収源としても期待され将来的にも重要な位置付けにある。GTCC プラントの熱効率向上は、環境負荷低減や燃料消費量削減への寄与が大きいことから、従来から、熱効率の向上に資するためガスタービンのタービン入口温度の上昇が図られており、現在ではタービン入口温度が 1700°C 級のガスタービンの実用化も目前となっている。その結果、タービンに流入するガス温度はタービン翼材料(基材)の許容温度を遥かに超え、安全性や耐久性を確保するためには、翼基材を守る冷却技術が非常に重要な役割を担っている。さらに、翼の冷却空気は圧縮機からの抽気を用いるため、冷却技術の向上によって冷却空気量を削減することで、ガスタービンの比出力を上げ GTCC の更なる熱効率の向上を実現させることができる。

最近主力となっているタービン入口温度が 1300°C を超えるガスタービンの初段翼では、伝熱促進リブを設けた翼の内部流路に冷却空気を流す‘内部対流冷却’と、その冷却空気の一部を翼面に吹き出す‘膜冷却’の併用が広く採用されている。さらに、翼面には‘遮熱コーティング’が施工され、それら全体の効果によって翼基材の温度を安全に保っている。本研究では、内部対流冷却と膜冷却を対象とする。これらの技術は、個別には、これまでも数多くの研究が行われてきている。その一方で、内部冷却空気は膜冷却空気の供給源であり、膜冷却性能に対する重要な影響因子であるにもかかわらず、各々の相互干渉や複合効果については、これまで研究対象としてほとんど取り扱われてこなかった。最近になり、膜冷却に対する基礎研究において冷却空気の供給条件や境界条件が膜冷却性能に及ぼす影響が指摘され始めたが、タービン翼の冷却構造を模擬して冷却特性の検討が行われた例は極めて少ない。そこで、本研究では、ガスタービン初段動翼の冷却構造に焦点をあて、内部冷却流路に設置される伝熱促進リブの配置が、翼面の膜冷却性能に及ぼす影響の解明を試みた。従来は、膜冷却性能の評価、見積もりに考慮されることがなかった内部冷却流路のリブ配置が、膜冷却性能を決定づける翼面の膜冷却空気の流れ構造に、顕著な違いを生むことを本論文で示す。本研究では、実機翼における典型的なリブの配置として、内部冷却流に対してリブが 60°傾斜した配置(Rib1)、およびリブが 120°傾斜した配置(Rib2)について、風洞実験および数値解析により膜冷却性能を評価した。膜冷却性能を示す熱流束を求めるために、従来簡便な方法で代替えされてきた膜冷却時の熱伝達率について、実験や数値解析で評価し、熱流束

低減率および表面温度低減率を求めて、内部冷却流路のリブ配置の違いが膜冷却性能の特性に及ぼす影響を詳細に議論した。本論文の構成は次のとおりである。

第1章では、本研究の目的および重要性について述べ、既往研究との関連性について概説した。

第2章では、膜冷却性能の評価方法について定式化し、熱流束低減率 γ 、表面温度低減率 χ を定義した。

第3章では、ガスタービン動翼の内部対流冷却と膜冷却を模擬した風洞実験により、膜冷却孔下流の熱伝達率および断熱膜冷却効率を計測し、さらに、両者を統合して求める熱流束低減率および表面温度低減率によって膜冷却性能を評価し、そのリブ配置への依存特性を明らかにした。

断熱膜冷却効率と熱伝達率の局所分布は、リブ配置によって大きく異なる特性を示した。両分布はともに、Rib1 では、膜冷却孔の中心を通る主流方向の軸に対して整った対称性を示したのに対し、Rib2 では非対称な分布を示した。また、吹出比依存性についても、リブ配置に依存する特徴を明らかにした。断熱膜冷却効率は、Rib1 で吹出比の増加に伴って著しく低下するのに対し、Rib2 の場合にはほとんど変化を示さなかった。熱伝達率は、両リブ配置でともに吹出比に伴って増加するが、Rib2 では、Rib1 と比較して著しい増加を示した。熱流束低減率および表面温度低減率については、断熱膜冷却効率に近いリブ配置に対する依存性を示し、吹出比の増大に伴って Rib1 では著しく低下するのに対して、Rib2 での変化は僅かであった。

第4章では、断熱膜冷却効率に関する風洞実験を模擬した Detached-eddy simulation (DES) を行った。第3章で明らかにしたリブ配置に依存する膜冷却特性を決定づけている流れ構造を明らかにした。また、本数値解析により、膜冷却における流れ構造の予測に対する DES の有効性について示した。

従来研究より、定常のレイノルズ平均ナビエ-ストークス方程式 (Reynolds averaged Navier-Stokes, 以下 RANS) に線形の渦粘性モデルを用いた乱流計算では膜冷却構造の正確な予測が難しいことが指摘されてきたが、一方で、Large-eddy simulation (LES) や Direct numerical simulation (DNS) は、壁近傍に膨大な格子数が必要となり実用的な検討には適用が容易でないことも明らかである。そこで、本研究では、LES と RANS のハイブリッドモデルである DES の適用を試みた。DES 結果の可視化から、Rib1 では典型的な膜冷却構造である双子渦の形成により、吹出比の増加に伴って、膜冷却空気が壁面から離脱するリフトオフが発生し、膜冷却効率の大幅な低下が生じていることが分かった。Rib2 では、吹き出した膜冷却空気が、主流へ貫通する歪曲した渦構造 (skewed vortical lump: SVL) と、壁近傍で壁面に向かう流れを形成する流れ構造 (wall-ward lump: WWL) とに大きく2分され、高吹出比条件でも WWL が壁面近傍に留まることによって高い断熱膜冷却効率が維持されることが分かった。さらに、内部冷却流路から膜冷却孔内部に至る詳細な

流れの可視化により、この膜冷却構造の違いは、内部リブで生じる剥離流れが冷却孔入口における熱流動場に及ぼす影響を明らかにした。

第5章では、主流と吹出し空気を等温として等熱流束壁面条件を設定し、熱伝達率の計測実験を模擬したDESを行った。熱伝達率予測に対するDESの有用性を示すとともに、第4章で示したものと同一の膜冷却空気構造から、熱伝達率および断熱膜冷却効率の分布を生み出すメカニズムを明らかにした。さらに、数値解析結果を用いて熱流束低減率および表面温度低減率を評価し、各々の挙動について数値解析によって得られる流れ場を基に議論した。

速度計測結果との比較によって、膜冷却流れの予測性能における定常RANSに対するDESの明らかな優位性を確認した。定常RANSについては、従来から知られる冷却空気の拡散に対する過小評価の結果、膜冷却空気の流れ構造が計測結果やDES結果と大きく異なり、膜冷却流れの予測は困難であることを確認した。また、DESによって得られた壁面上の膜冷却空気の流れ場および温度場に基づき、熱伝達率と断熱膜冷却効率の局所分布を生み出すメカニズムを明らかにした。Rib1とRib2では、それぞれ双子渦とWWLが、断熱膜冷却効率および熱伝達率の局所分布特性に対して支配的であることを示した。それを踏まえて、断熱膜冷却効率、熱伝達率、熱流束低減率、表面温度低減率の局所分布の主流方向への進展や吹出比に対する依存性を、膜冷却空気の構造とともに、各々の相関関係から個別の挙動に至るまで詳細な議論を行い、膜冷却性能向上のための指針を示すリブ配置による膜冷却性能の変化メカニズムを明らかにした。

第6章では、各章における成果を総括した。

記号表

Nomenclature

a	: blowing angle, 35degree
BR	: blowing ratio, $\rho_{jet}U_{jet}/\rho_G U_G$
d	: film-cooling hole diameter, 20mm
e	: height of turbulence promoting ribs, 6mm=0.3d
h	: heat transfer coefficient, W/m ² K
h_w	: overall heat transfer coefficient, $(t_{TBC}/\lambda_{TBC}+t_{metal}/\lambda_{metal}+1/h_{wc})^{-1}$, W/m ² K
L	: ejection hole length, 70mm = 3.5d
Ma	: Mach number
p	: pitch, m
q	: heat flux, W/m ²
Re	: Reynolds number, Ud/ν
t	: thickness of blade metal or thermal barrier coating, m
T	: temperature, K
T_u	: turbulent intensity, %
u	: x component of velocity, m/s
U	: mean velocity, m/s
v	: y component of velocity, m/s
VR	: velocity ratio
w	: z component of velocity, m/s
x	: x-coordinate, streamwise, m
y	: y-coordinate, lateral direction, m
z	: z-coordinate, height direction, m
α	: ratio of heat transfer coefficients, h_w/h_0
β	: inclined angle of turbulence promoting rib, degree
ε	: emissivity
γ	: net heat flux reduction (NHFR), $1-q_f/q_0$
η	: adiabatic film cooling effectiveness, $(T_G-T_{AW})/(T_G-T_C)$
λ	: thermal conductivity, W/mK
θ	: dimensionless temperature, $(T_G-T)/(T_G-T_C)$
ν	: kinetic viscosity, m ² /s
ρ	: density, kg/m ³
χ	: net surface temperature reduction (NSTR), $(T_{w0}-T_w)/(T_G-T_C)$

Subscripts

Ave	: average
AW	: adiabatic wall or blade surface
C	: coolant air
f	: cooling film
G	: hot gas or main flow
jet	: exit of film cooling hole
loss	: heat loss
metal	: blade metal
MW	: blade metal surface (interface between metal and TBC)
supply	: supply
TBC	: thermal barrier coating
wc	: internal wall surface of the blade
W	: outer wall surface of the blade
0	: without ejection, reference values

Superscripts

$\overline{(\quad)}$: laterally averaged quantity
$\langle \rangle$: surface averaged quantity

Abbreviation

AFCE	: adiabatic film cooling effectiveness
CRVP	: counter rotating vortex pair
DES	: the detached-eddy simulation calculation
EXP	: experiment
HTC	: heat transfer coefficient
NHFR	: net heat flux reduction
NSTR	: net surface temperature reduction
RANS	: the RANS calculation
SVL	: skewed vortical lump
WWL	: wall-ward lump

第 1 章 序論

1.1 研究の背景と目的

1.1.1 産業用ガスタービンと翼冷却技術の位置付け

現在、国内の発電事業において、火力発電が大きな役割(約8割超, 2012.09)を担っている。その中でも、近年、高効率かつ低エミッションであるLNGガスタービンコンバインドサイクル(Gas turbine combined cycle: GTCC)の導入が進められてきた。一方で、2011年3月11日に発生した東日本大震災以降、電気事業を取り巻く環境が非常に複雑となる中、国内発電事業におけるガスタービンの果たす責任は大きくなり、既設ガスタービンの稼働率は急増、緊急電源としての建設も行われた。また、当面の電力不足の対応だけでなく、今後、風力、太陽光など自然エネルギーの導入が進められた場合にも、機動性が良く運用性に優れるガスタービンは負荷調整火力としても大きな期待が寄せられ重要な位置付けにあることは変わらないと考えられる。国内社会情勢、国際燃料情勢などの動向に依存して電気エネルギー供給の将来像は不透明である。しかし、電気の安定供給、地域の経済発展への貢献が電気事業者の使命であり、また、自然環境とともに‘共生’できる将来社会を築くために必要不可欠な、化石燃料の消費量削減やエネルギー消費に伴う環境負荷低減に対しても大きな責任を負っている。

GTCCプラントの熱効率向上は、環境負荷低減や燃料消費量削減に直結する。熱効率向上や出力増加(大型化)へ向けて、タービン入口温度(Turbine inlet temperature: TIT)の上昇に対して、多くの研究者や技術者が注力してきており、現在では1700°C級ガスタービンの開発国家プロジェクトも進行している(e.g. Ito et al.(2011))。Figure 1-1に、TIT上昇に伴うコンバインド効率の上昇例とGTの大型化に伴う出力上昇例を示す。TIT 1150°C級のとき51%程度だったコンバインド効率が、TIT 1500°C級になると60%にも到達する。また、1982年に運転を開始した国内初の産業用GTCCプラントでは1150°C級が採用されており、この30年でTITは約500°C上昇し、熱効率にして約10%近く、GT単機出力で2倍以上のMWがとれるようになった。一方で、TITが上昇を続けた結果、現在はタービン翼材料の許容温度を大幅に超える状況を迎え、タービン翼の冷却技術が非常に重要な役割を果たしている。ガスタービンが安全に安定運転を継続するためには、タービン翼が高温環境に耐え構造体としての耐久性を保つことが重要であり、タービン翼の冷却空気が必要不可欠である。その冷却空気はタービンから動力を得る空気圧縮機からの抽気によって賄われる。従って、タービン翼冷却技術の向上はTITの上昇を実現させるだけでなく、冷却空気量の削減を可能とすることによって軸動力の損失を低減し、更なる熱効率の向上を実現させることができる。

1.1.2 タービン翼冷却技術と研究目的

TIT 1300°C級を超える最近のガスタービン動翼では、翼の表面温度の低減と翼の基材を通過する熱流束の削減を目的として、翼内部に設けた伝熱促進リブ付の流路に冷却空気を流す‘内部対流冷却’と、その一部の冷却空気を翼表面に吹き出す‘膜冷却’との併用が広く採用されている。さらに翼表面には、セラミックの遮熱コーティング(Thermal barrier coating: TBC)が施工され、全体で翼基材温度を許容温度以下に抑えている(Fig. 1-2)。本研究では、内部対流冷却と膜冷却を対象とする。それら冷却手法に関しては、1960年代から数多く報告されてきている。例えば膜冷却に関しては、Ammari et al.(1990)が膜冷却空気と主流の密度比の影響、Kohli et al. (1998)が膜冷却空気の吹き出し角の影響、Goldstein et al.(1974)やGritsch et al.(1998)が膜冷却孔の形状について調べている。内部対流冷却に関しても、膨大にある報告の一例を挙げると、Han et al.(1985)やAnzai et al.(1990)が伝熱促進体の形状、Chen et al.(2000)が内部冷却流路の曲がりの効果、Mochizuki et al. (1992)が回転の効果について報告している。このように、各々の冷却性能に関しては詳細に議論されているにも関わらず、それとは対照的に、膜冷却と内部対流冷却との干渉や複合効果については、Gritsch et al.(1998), Fawcett et al.(2011), Kissel et al.(2007), Sakai et al.(2007)などの少数の研究チームを除いて非常に少ない。しかしながら、それら希少な報告の中には、非常に興味深く、翼全体の冷却性能を考える上で有益な事実が示されている。一般的に、膜冷却研究においては、Sinha et al. (1991)やKohli and Bogard(1997)のように、簡略化のために、膜冷却空気の供給源には流れが淀んだプレナムチャンバーがしばしば用いられる。しかし、実機の場合には、膜冷却空気は主流の流れ方向と直交する内部流路から供給され、その供給過程は非常に複雑な流れ場を形成している。上述の少数研究チームでは、その膜冷却空気の供給状態の違いや内部流路の状況を考慮した膜冷却研究が行われ、供給源の違いや、内部からの膜冷却空気の供給過程で生じる流れ場の違いによって、表面の膜冷却性能が大きく影響されることが示されている。このことは、翼の冷却設計に対し、想定外の性能不振の懸念を生じさせる一方で、表面の膜冷却を考慮して内部対流冷却の最適化を図ることによって、タービン翼全体の冷却性能の更なる向上が期待できることを示唆している。

内部対流冷却を考慮に入れた膜冷却研究は、1980年代頃からいくつかの研究グループによって始められている。主要な従来研究をTable 1にまとめ、本研究で着目した流れ構造について取り組まれている代表的な従来研究の概要、および本研究の目的を以下に述べる。

Thole et al.(1997)は、傾斜した円形の冷却孔を用いた平板膜冷却について、主流に対して同方向の平行流となる内部流路を用いて、主流に対する冷却空気の速度比 $VR=1$ 、密度比 $DR=1$ の条件で、内部流速の速度を $Ma=0.0, 0.3, 0.5$ と変化させ、冷却孔内および表面における流れ場や、流量係数への影響を詳細に調べた。Fig. 1-4(a)は、主流の流れ方向に垂直断面の冷却孔内における速

度分布で、内部流速によって大きな違いが生じていることが示されている。内部流れが無いプレナム状態の時($Ma=0$)は速度のピークの位置が天井側にくるのに対し、流速の増大に従ってその位置が下がっている結果から、Leylek and Zerkle(1994)がプレナム状態に対して示した、冷却孔入口における leeward 側の流れの剥離による windward 側の増速に合致するとした。同様に乱れ度も示し剥離の存在位置も捉え、冷却孔入口から出口まで流れ場の違いを明らかにした。更に、Fig. 1-4(b)のように、出口表面のセンターライン上における流速計測結果から、内部流速の違いによってプレナムの場合には windward 側、速度が大きい場合には leeward 側からと吹き出す位置が異なり、プレナムの場合には主流に対する強い penetration (貫通)が生じることが明らかにした。また、これらの冷却孔内部から出口表面までの詳細な流れ場の計測結果から、Fig. 1-4(c)に示す内部流速によって変化する冷却孔内の流れ場の端的な解釈を示し、冷却空気の吹き出し出口における流れ場の内部流速への依存性を説明している。彼らによれば、内部流れがプレナム状態の時(内部流れ $Ma=0$)には冷却孔入口の leeward 側に剥離領域が発生し、中速の $Ma=0.3$ の時には、乱れが小さく冷却孔内の流れが対称的となり、剥離が起きても小さいことを示した。さらに、内部流速が増大すると剥離領域が windward に移動し、出口流速分布が影響を受けるとした。プレナムの場合について、初めに Pietrzyk et al.(1989)によって、内部流れが冷却孔の下流側で大きく偏向されるために、leeward 側に剥離が生じることを指摘していた。それに対し、Thole et al.は内部流速を与えて $Ma=0.5$ となると、逆に上流側の流体が大きく偏向するために windward に剥離が生じて、冷却孔出口では、その剥離位置の反対側である windward が冷却空気の吹き出し位置となることを述べた。更に剥離は冷却孔内部の乱れの増加や流量係数の減少を招く。乱流強度の増加によって吹き出し後の主流との混合が促進されると冷却性能の低下につながるため、タービン翼の冷却の観点からは有害であると述べた。このように Thole et al.は膜冷却性能について、吹き出し後だけでなく冷却孔入口での流れ場を理解することの重要性を説き、冷却孔入口における流れ場がどのように吹き出し空気のプロファイルや流量係数に影響を与えるのかを理解することが必要であると主張した。

Peterson and Plesniak (2004)は、Fig. 1-5(a) のような円形の垂直吹き出し孔からの平板膜冷却で、Thole et al. と同じ主流と平行流の内部流路において、流れ方向が主流と同方向(co-flow)の場合と、逆方向(counter-flow)の場合として変化させ、その流れ方向の違いによる内部流路内部、冷却孔内部、および平板上の各断面における速度場への影響を PIV 計測により調べた。また、詳細な計測結果と解析により、膜冷却に典型的な渦構造についても明解に示している。膜冷却構造として有名な表面の膜冷却空気が形成する双子渦(counter-rotating vortex pair: CRVP)とよく似た渦構造が、内部流路内にも存在し、その回転方向が内部流の主流に対する方向に依存することを示した。その渦構造は順番に冷却孔内部の流れ場に影響を与え、Fig. 1-5(b) のように内部流の方向によって反対方向の回転成分を有する双子渦を各々形成している。主流と同方向の内部流れの場合には、

冷却孔内の双子渦が表面の CRVP と同じ回転方向となり、反対に、内部流が主流と逆向きの場合には、CRVP とは反対方向となる。この冷却孔内の双子渦が干渉することによって、表面の膜冷却空気の CRVP は、内部流が主流と同方向の場合には強められ、逆方向の場合には弱められる。CRVP が弱められる場合にはその中心軌道が壁面に接近し、その結果スパン方向への広がりが増強されるという、主流に対して平行内部流における流れ方向の違いによる表面膜冷却構造の変化メカニズムが主張されている。このメカニズムは、Fig. 1-5(c) に示されている。また、Fig. 1-5(d) のように、吹き出し後の冷却孔のすぐ下流においては、DSSN(downstream spiral separation node)渦と名付けた主流方向に対称の流れ構造が生じる。この渦構造も内部流の流れ方向の影響を受け、また、吹出比の影響も受ける。同方向内部流の場合には、明確に広範囲な DSSN 渦が確認され、その大きさは吹出比の増大に伴って減少し、低吹出比の時には、この DSSN 渦は冷却孔下流の壁面上に大きな再循環領域を誘引する。以上のように、詳細な速度場データによって双子渦形成の物理現象に対する理解を促し、吹き出し空気の軌道や渦構造がどのように内部流路や冷却孔における冷却空気ジェット生成と密接に関連するのかを示し、主流に対する平行内部流の流れ方向が流れ場に及ぼす影響を明らかにした。

多くの TIT 1300°C 以上の実機ガスタービン動翼で採用されている内部冷却構造は、サーペンタイン流路と呼ばれる翼高さ方向に往復する構成となっている(Fig. 1-2)。この実機構成に即して考えると、内部流路と主流との位置関係は、上述のような平行ではなく直交することになる。Kohli and Thole (1997) は、汎用コード FLUENT を使用して標準 $k-\varepsilon$ モデルを乱流モデルに用いた定常数値解析を行った。内部冷却流路として平行流路および直交流路を用いて内部流れの方向まで考慮し、表面の断熱膜冷却効率を決定する膜冷却孔内部の流れ場の特徴を明らかにした。円形傾斜冷却孔で吹出比 $BR=0.5$ とした時のプレナムおよび直交内部流路、更に、スパン方向への膜冷却空気の広がりを改善するために開発され、実機でも広く採用されているシェイプト孔の一つ、ファンシェイプト孔に対して、吹出比 $BR=1.0$ 、プレナムと直交内部流路および平行内部流路が対象とされている。全てのケースで密度比は $DR=2$ である。Fig. 1-6 (a) は、円孔で平行内部流路(plenum)と直交内部流路($\phi=90^\circ$)の時の冷却孔内の縦断面上の速度場を表している。プレナムの速度場では、Pietrzyk et al.(1989) の leeward 側の剥離領域が明瞭に確認され、windward 側の増速をもたらしていることが分かる。それに対して直交内部流路の場合には、同様に剥離領域は認められるものの中心断面における対称性が全く崩れている。Fig. 1-6 (b) には、円孔、平行内部流路(plenum)と直交内部流路($\phi=90^\circ$)の冷却孔内の 3 つの冷却孔軸水平断面と、冷却孔出口断面における速度場が示されている。プレナムの場合には、入口で生じる剥離から誘引される双子渦が冷却孔内部に認められ、冷却孔出口断面においても双子渦が確認できるのに対し、直交内部流路の場合には、内部流路内の流れによって冷却孔内に一つの回転運動を生じ、冷却孔出口までの間に完

全な一つの渦に成長している。それまでも、主流の中で膜冷却空気が形成する双子渦は、主流の高温ガスを壁面に巻きこむために、冷却性能にとって有害であることがよく知られた事実であったが、その双子渦が冷却孔内部にも存在することが示されている。この場合、吹き出し後の双子渦の形成は冷却孔内の双子渦に起因するのか、吹き出した冷却空気ジェットと周囲流体との干渉に起因するのかが不明なのに対し、直交流路の場合には、冷却孔内にはシングル渦のみなので、吹き出し膜冷却空気が双子渦を形成すれば後者が原因と言える。しかしながら、冷却孔内のシングル渦は若干歪曲して吹き出し、その結果として、吹き出し後の膜冷却構造は双子渦が分岐したような強さが異なる渦構造を示すことが明らかにされた。Fig.1-6(c)は、冷却孔下流における断熱膜冷却効率の平面分布、Fig.1-6(d)は、センターライン上(η_c)とスパン方向平均($\bar{\eta}$)の主流方向分布を示している。平面分布では、直交流路の場合、内部冷却空気の流れ方向に歪曲した分布を示しており、プレナムの場合には下流の方まで冷却空気の効果が及んでいることが分かる。それは、センターライン上の断熱膜冷却効率分布にも現れ、プレナムの方が明らかに高い値を示している。しかし、スパン方向平均値を比べると両者の違いはほとんど認められない。これは、歪曲した吹き出し空気が主流ガスの入りこみを大きく妨げているため、その結果、膜冷却空気のスパン方向への拡散を増進していることに起因すると説明されている。このように、低吹出比 BR=0.5 の場合には、平面分布は異なるものの直交内部流の場合には、歪曲した冷却空気によってスパン方向に拡散されるために、スパン方向平均の断熱膜冷却効率は大きく変わらないことが示されている。

Saumweber et al. (2008) は、実験と数値解析によって、直交内部流路から冷却空気を供給する場合について、円孔およびファンシェイプト孔に対して流速の影響を明らかにした。プレナム条件との比較も示され、吹出比も BR=0.5-2.5 まで広範に変化させている。また、実験的には断熱膜冷却効率に加えて、報告例が非常に少ない熱伝達率について取り組まれており、本研究にとっても貴重な結果が示されている。Fig. 1-7(a)は、プレナムと直交内部流の場合に、吹出比を BR=0.5, 1.0, 1.5 と変化させた時の冷却孔下流における断熱膜冷却効率の平面分布である。低吹出比の時には、Kohli and Thole (1997)と同じ特徴が確認できるが、吹出比が上がると、直交内部流路の場合には断熱膜冷却効率が増加していることから、プレナムの場合に生じる双子渦による膜冷却空気のリフトオフが大幅に抑制されていることが分かる。この結果から、円孔の場合には冷却孔入口の直交流の存在は有効に利用することができ、トータルの断熱膜冷却効率は吹出比にほとんど依存性しないようであるとしている。Fig.1-7(b) は円形冷却孔内の速度場のプレナム状態と直交流が存在する場合の違いを示している。直交内部流の場合には、プレナムの場合に存在する2つの渦がなくなり、冷却孔軸と外れた位置に1つの渦が現れ、冷却孔内の進行に従って、軸位置を移動する single helical motion が発達することが示された。Figure 1-7(c) は吹き出し後の主流断面内温度分布を示している。円孔内に発達した single helical motion が冷却空気のリフトオフを抑制していることを

表し、双子渦の2つの強度が異なる分枝渦が確認できる。この構造は、Fig. 1-7(b)の非対称分布の根拠をよく示しているとした。Figure 1-7(d)は、円孔で吹出比を $BR=1.0$ に固定して内部流の流速を $Ma_c=0.0(\text{plenum}) \sim 0.59$ と変化させた時の断熱膜冷却効率と熱伝達率の変化を示している。断熱膜冷却効率は一番低い流速 $Ma_c=0.1$ を除いて、流速の増大に従って向上している。熱伝達率に関しては、 $Ma_c=0.1$ を除いて内部流速に従っておおよそ増大するが、 Ma_c が最も大きい3条件についてはほぼ変わらない結果が得られている。彼らによれば内部流速の増加は、single helical motionを増強させ、吹き出し速度を増大させるため、熱伝達率は上昇することになる。一方、吹き出し速度が大きくなり過ぎると、冷却空気が吹き出す際の主流に対するpenetration(貫通)がより深くなり壁面との接触が減少するため、逆に熱伝達率は減少する。この両者のバランスによって熱伝達率は決まるとしている。なお、ファンシェイプト孔の場合には直交内部流路の場合には著しく流れが乱されるために、円孔との性能差が小さくなることも報告されている。

本研究の主題である、実機タービン翼の内部冷却流路に設置される伝熱促進リブについては、Kissel et al.(2007)がその存在に着目し、平滑内部流路から冷却空気を供給する場合との違いについて実験および数値解析を行っている。円形傾斜冷却孔で、主流に対して内部流路は直交流であり、伝熱促進リブは 45° の傾斜角となっている。吹出比は約 $BR \approx 0.5$ で、平滑内部流路とリブ付内部流路について、各々主流と内部流のレイノルズ数を大きく変化させた4つ(計8)のケースについて熱伝達率および断熱膜冷却効率を計測し、数値解析で冷却孔内の流れ場について解釈を与えている。Fig.1-8(a)は、各ケースのスパン平均熱伝達率の主流方向分布である。スパン方向平均熱伝達率は、内部流のレイノルズ数の増加に伴って減少し、主流と内部流がともにレイノルズ数が低いケースを除いて、平滑内部流路に対してリブ付流路の場合の方が熱伝達率は上昇することが示された。Fig. 1-8(b)は、各ケースのスパン平均断熱膜冷却効率の主流方向分布である。断熱膜冷却効率については、内部流のレイノルズ数に対して感度はほとんどないと結論付けられている。リブ付流路の影響については、主流が低レイノルズ数の場合には低下が認められるが(しかし、内部流の高レイノルズ数の条件が異なっているため、その影響も懸念されている)、主流の高レイノルズ数条件の場合には、逆に向上することが示されている。彼らは、この結果から、一貫した傾向が認められないとして報告している。しかし、断熱膜冷却効率分布については、冷却孔近傍の領域では内部流が高レイノルズ数の場合に向上することも述べられている。Fig. 1-8(c)は、FLUENTを用いた定常RANS解析による冷却孔内部の流れ場が示されている。平滑内部流路とリブ付内部流路の両方の場合において、上述した冷却孔入口における流体の強い偏向による剥離とそれによる反対領域の増速が認められている。しかし、リブ付流路の方が平滑流路に比べ、より強い剥離を生じており、その結果反対領域の増速もより強化される結果となる。このリブの効果は、冷却孔出口における流れの状態を変化させ、結果として表面の熱伝達率や断熱膜冷却効率の変化を生じると解

積されている。

伝熱促進リブについては、内部対流冷却に関する多くの従来研究の成果として、内部流路の上下壁面に平行に取り付けたリブを流れ方向に傾斜させる‘平行傾斜リブ’が、内部対流冷却性能として優れていることが明らかになっているため、実機でも広く採用されている。しかし、膜冷却孔に対するそのリブの傾斜の向きについては、内部流路の軸に対し 180° 反転すると内部対流冷却としては同一の伝熱条件となるため、実機ではどちらも存在し得る上、実機形状においてその向きの配慮がある状況を明確に窺い知ることもない。しかしながら、上述した従来研究によって報告されてきたように、表面の膜冷却性能に対して内部流れの状況が大きく影響する事実を鑑みると、2 次的であり膜冷却性能に対する大きな影響因子になるとの認識がない‘リブの向き’についても、膜冷却性能に甚大な影響を与える可能性が考えられる。そこで、本研究では‘内部伝熱促進リブの向き’が、膜冷却性能に対して大きな影響を及ぼす事実を実験的に明らかにする。そして、実験からの取得が難しい流れ場や温度場の詳細な構造を数値解析によって捉えることで、内部伝熱促進リブの配置が表面における膜冷却性能に違いを与えるメカニズムを明らかにし、タービン翼冷却性能の正確な評価と更なる向上に資することを目的とする。

1.2 熱流束による膜冷却性能の評価

本研究では、内部冷却流路に設置される伝熱促進リブの構成を、Fig. 1-3 のように、主流方向に対するリブの傾斜方向が逆の位置関係となる‘Rib1’と‘Rib2’として、その膜冷却性能の違いを明らかにする。伝熱促進リブは、Rib1 の配置では、内部冷却流路を流れる冷却空気を主流に向けて順方向に偏向し、Rib2 の配置では反対方向に偏向する配置となっている。ともに上述した‘平行傾斜リブ’であり、TIT 1300°C 級以上の実機ガスタービン翼で広く採用されているが、実機構造に見られるその取扱いからは、Rib1 や Rib2 のような配置に対する明らかな区別は確認できず、膜冷却に対する影響は明確に認識されていないものと考えられる。本研究では、平板膜冷却における冷却性能の指標となる断熱膜冷却効率および熱伝達率を計測、及び計測に則った数値解析を行うことによって、翼基材部を通過する熱流束を求め、膜冷却の施工によって実現される‘翼の表面温度’および‘基材を通る熱流束’の低減率によって、膜冷却性能に対するリブ配置の影響を評価する。

膜冷却に関する従来研究を概観すると、最近の Gao et al.(2008)、Benson (2010)のように、冷却孔形状を対象とした研究が圧倒的に多く、恒常的に新形状が提案されている状況にあり、その中でも、断熱膜冷却効率で評価するものが圧倒的な大多数となっている。熱伝達率までを対象とし

たものでは、有力な研究グループからの報告があり、古い時代には mass transfer analogy を用いて、Kumada et al.(1981)や、Goldstein and Taylor(1982)や、Cho and Goldstein(1995)によって、膜冷却孔近辺の熱伝達率が調べられた。Hay et al.(1985)、Ammari et al.(1990)、Goldstein et al.(1998)、Baldauf et al.(2001)は膜冷却孔後流の広い範囲まで詳細に調べている。これらの従来研究では、吹出角や膜冷却孔ピッチ、吹出傾斜角などの形状パラメータの影響や、密度比、吹出比などの影響等が着目されてきた。これまで膜冷却研究においては、熱伝達率に比べて断熱膜冷却効率に多くの関心が集中してきた。そのため、膜冷却時の熱伝達率に関する報告は、断熱膜冷却効率に比べて格段に少ない。その要因はいくつか考えられる。断熱膜冷却効率が、通常の伝熱問題にはない膜冷却に特有の冷却性能指標であること。実験的に、温度計測の結果から直接求めることができる断熱膜冷却効率に比較して、温度の微係数である熱伝達率の取得が困難であること。また、古い時代には、膜冷却時の熱伝達率を境界層流れの理論熱伝達率で代替し冷却設計が行われたり、冷却孔近傍を除いて膜冷却が無い時の熱伝達率で代用させる仮定がしばしば用いられてきたためと考えられる。この仮定が用いられた背景には、膜冷却の技術が、タービン入口温度の上昇に伴って内部対流冷却の技術に後から加えられたものであり、膜冷却が無い時代の表面熱伝達率データの蓄積が既にあったというガスタービンに関連する産業界が持つ事情にも影響されていることが想像できる。このような熱伝達率の仮定を用いることで、熱伝達率を計測することなく翼表面温度の見積もりが可能になる。しかしながら、本来は、断熱膜冷却効率と熱伝達率、その両方を取得することによって初めて、正当な熱流束、つまりは膜冷却性能の評価が可能となるのである。本研究では、実験と数値解析の両方から熱伝達率と断熱膜冷却効率を取得することによって膜冷却性能を評価し、伝熱促進リブが及ぼす影響を明らかにする。なお、第3章で後述するように、本研究で行った実験条件範囲では、上述の熱伝達率の仮定を用いた場合には膜冷却性能が看過できない差異を顕し、熱伝達率の直接計測が膜冷却性能の評価には重要であることを示す。

1.3 膜冷却流れの構造と数値解析

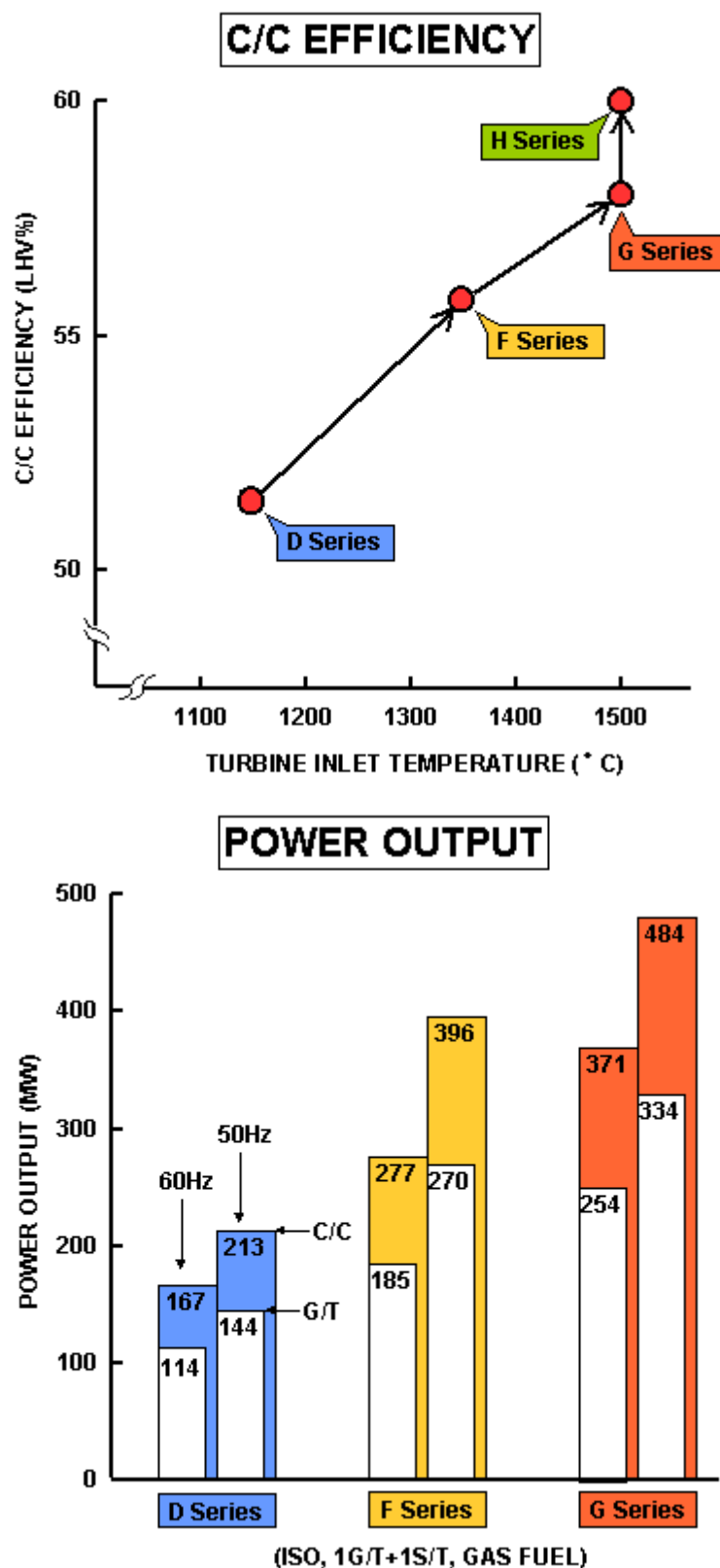
膜冷却における流れの構造は、Fig. 1-9 のように多数の渦構造が存在して複雑である。最も広く認知されているのが、吹き出した膜冷却空気が形成する双子渦である。この双子渦は、高温の主流を双子渦の両側から壁面近傍に連行する(主流の entrainment という)。また、双子渦の2つの渦は外側から内側への回転方向のため、その中心には壁面から離れる方向の速度が生じて壁面から離れる(lift off という)効果を生む。それによって、吹き出した膜冷却空気は翼面に留まる事ができずに冷却に寄与できなくなる。従って、従来から双子渦の存在は膜冷却性能にとって有害である

ことが広く知られている。双子渦の他にも、膜冷却空気の吹き出しによるせん断渦、壁面近傍には吹き出し空気に抵抗を受けてその付け根に形成される馬蹄渦、また双子渦の周りに存在するぶら下がり渦、双子渦の下方には後流渦などが存在する。膜冷却の現象を捉えるためには、これらの渦構造をより詳細に解像して再現することが重要となる。

膜冷却に対する数値解析的な研究としては、従来はレイノルズ平均型モデル(RANS)を用いられることが多く、Leylek et al.(1994), Walters et al.(1997) が $k-\varepsilon$ モデル, Na et al.(2006) が Sparrart Allmaras (SA)モデル, Realizable $k-\varepsilon$ モデル, Shear Stress Transport (SST)モデルについて、断熱膜冷却効率の予測性能等を調べている。Na et al.(2006) は、検討した3つのモデルの中で、SSTモデルが実験結果を最もよく予測し、スパン方向平均の断熱膜冷却効率は妥当に予測することを示した。しかしながら、定常 RANS 計算では、主流と吹出される冷却流の干渉によって生じる、上述のような渦構造を捉えることが難しく、冷却空気の吹き出しによる強い乱流場を正確に再現することができない。定常 RANS 計算においては、特に吹き出し後の冷却空気のスパン方向への拡散が過小に評価され、局所的な断熱膜冷却効率の予測が困難であることがよく知られている(Leylek et al.(1994), Walters et al.(1997), Na et al.(2006), Mizukami et al.(2007))。この問題を改善するため、近年の計算機性能の急速な向上を背景にフィルター化されたナビエストークス方程式を解く LES 法を膜冷却に適用した研究が現れ始めた。Tagi and Acharya(2003), Peet et al.(2008), Renze et al.(2008), および Mizukami et al.(2007) は平板膜冷却に対して LES 計算を行って、詳細な流れ構造や渦構造を明らかにするとともに、RANS 法と比較して主流と冷却空気との混合が促進され、膜冷却の性能予測が大幅に向上していることを示した。

しかし、LES 法において壁面近傍の流れを解像しようとする場合、DNS と同程度の格子密度が必要となることから、高レイノルズ数でかつ壁面を有する流れ場への LES 法の適用は未だ困難であり、タービン膜冷却翼への LES 法の適用は実用上は成立しないのが現状である。このような問題の解決に向けて、近年、壁面近傍を RANS 法で解析し、壁から離れた位置を LES 法で解析するという、LES 法と RANS 法のハイブリッド型の手法が提案されてきた。その中の代表的なものの一つに DES 法(Shur et al., 1999)がある。そこで、本研究では、工学的な有用性に期待が寄せられる DES 法を採用し、第3章で行った膜冷却性能の評価実験を模擬した平板膜冷却に対して、汎用コード FLUENT を用いた数値熱流動 (Computational Fluid Dynamics: CFD) 解析を行う。第4章では断熱膜冷却効率計測実験を対象とした解析を行い、実験では難しい各部の流れの可視化や各部における物理量の相関関係を取得することによって、表面の膜冷却性能を大きく変化させるリブ配置に起因する流れ場の変化を明らかにする。更に、第5章では、膜冷却性能を熱流束によって正当に評価するために必要であり、かつ、従来取り組まれることが少なかった熱伝達率を対象とした CFD 解析を行う。熱伝達率取得のため第4章で行う断熱膜冷却効率を対象とした CFD 解析

とは異なる熱的境界条件を設定する。また、断熱膜冷却効率の解析から壁面境界条件の変更やそれに伴う格子の変更も行う。この解析結果により、リブ配置が熱伝達率に及ぼす影響を妥当に評価できることを実験結果との比較により示すとともに、流れ構造によって変化する熱伝達率のメカニズムを明らかにする。更に、上述した熱伝達率と断熱膜冷却効率を統合して得られる熱流束の低減率とそれに伴う表面温度の低減率を数値解析結果から求め、流れ構造に基づいてリブ配置が膜冷却性能に及ぼす影響のメカニズムを解明する。



出典：三菱重工業 HP http://www.mhi.co.jp/products/detail/efficiency_and_power_output.html

Fig. 1-1 Efficiency and power output with turbine inlet temperature increase

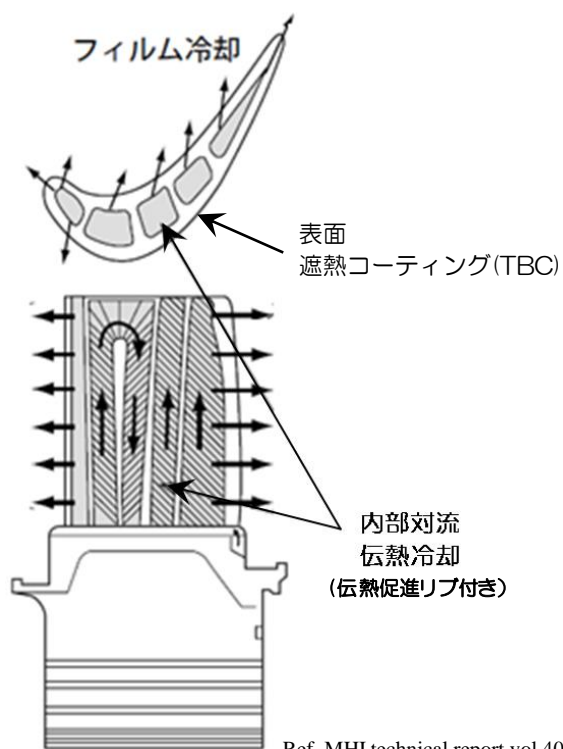


Fig. 1-2 Cooling technology for the first stage rotor blade

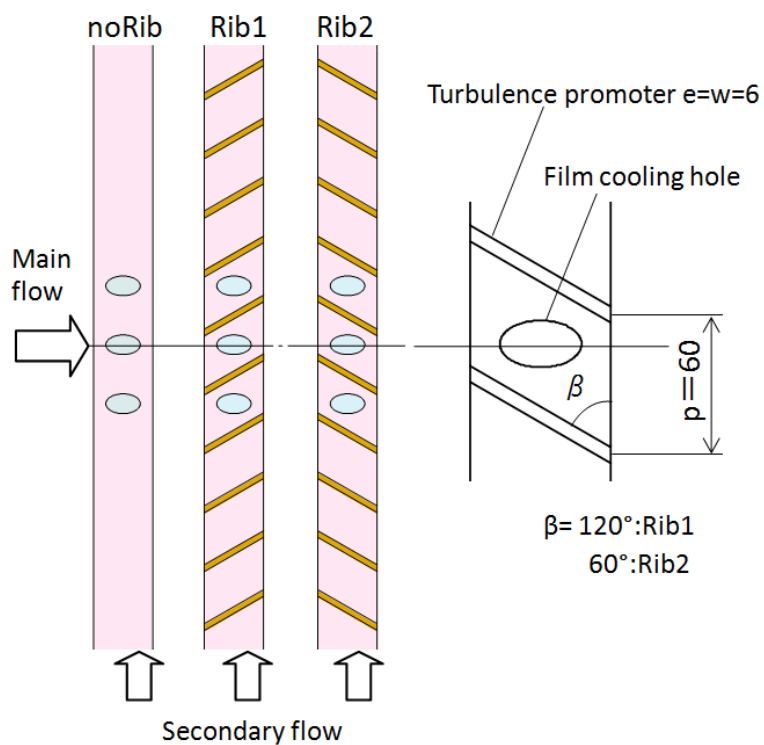
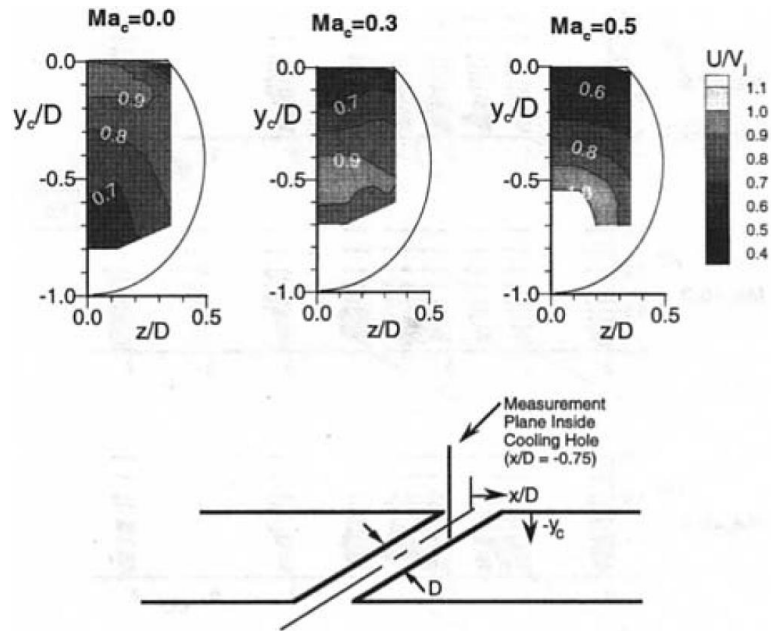


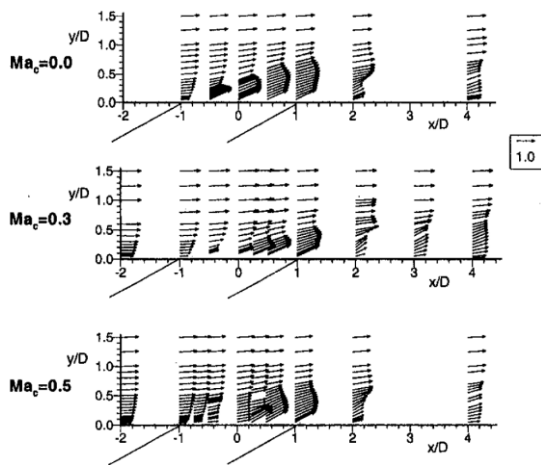
Fig. 1-3 Rib orientations

Table 1-1 Previous studies for the interaction between internal cooling and film cooling

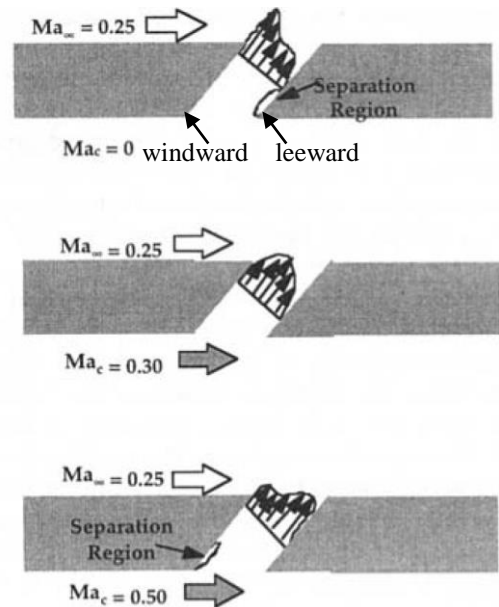
Authors	Year	Contents
Hey et al.	1983	内部流を、主流と同方向の parallel flow と垂直方向の perpendicular flow として、流量係数への影響を調べた。また、冷却孔長さや傾斜角の形状や、内部流と主流の流速、圧力比を変化させるなど詳細なデータを取得している。
Burd and Simon	1997	内部流を parallel flow とし、2つの流れ方向(co-flow, counter-flow)が断熱膜冷却効率へ与える影響を調べた。
Thole et al.	1997	内部流は parallel flow とし、内部流速を変化させて各部の流速計測を行った。内部流速によって冷却孔入口で発生する剥離領域の位置が変化し、その剥離に起因する jet の歪曲や乱れ度の増加、流量係数の減少などが生じることを示し、冷却孔出口の流れ場に大きな影響を与えることを明らかにした。
Kholi et al.	1997	内部流を parallel flow と perpendicular flow とし、またプレナムのケースも合わせて数値解析を行い流れの構造を調べた。プレナム, parallel flow の場合には、翼表面の膜冷却構造として有名な 1 対の双子渦が存在するが、perpendicular flow の場合には、single vortex が生じて、吹き出し後の冷却空気構造が大きく異なることを明らかにした。
Gritsch et al.	1998 2003	内部流路の主流に対する方向(parallel flow, perpendicular flow), 冷却孔形状(円孔, ファンシェイプト孔, レイバックファンシェイプト孔), 主流および内部流のマッハ数を変化させて、断熱膜冷却効率に与える影響を調べた。その結果から、実機の膜冷却をモデリングする場合、冷却孔入口における内部流の状態を考慮する必要があると主張した。
Saumweber et al.	2001	内部流路は perpendicular flow とし、冷却孔形状を、円孔ト、実機で多く採用されるシェイプト孔を対象とし、主流および内部流の流速変化が断熱膜冷却効率に及ぼす影響調べた。
Peterson et al.	2004	内部流を parallel flow とし、流れ方向が主流に対し co-flow か、counter-flow かの違いによる流れ場への影響を調べた。内部流路、冷却孔内部、表面における流速を詳細に計測し、発生する双子渦の形状や強度が大きく異なることを示した。
Kissel et al.	2007	内部流路に設置される伝熱促進リップの存在に着目した。内部流の流速を変化させ、表面の熱伝達率および断熱膜冷却効率を計測し、リップの存在や内部流速の変化が影響を及ぼすことを示した。また数値解析を援用して、内部流路にリップが存在すると、冷却孔入口で発生する剥離泡が増加し、冷却孔内の流れ場を増速させるために冷却孔出口での流れの状態が変化することを明らかにした。
Saumweber et al.	2008	内部流路は perpendicular flow とし、円孔とファンシェイプト孔について、冷却孔入口での流速が、断熱膜冷却効率、熱伝達率に及ぼす影響を調べた。プレナムの場合に典型的に見られる双子渦の代わりに、冷却孔内に single helical motion が生じ、通気損失や冷却孔出口の速度履歴に影響を与え、その効果が流速に依存することを示した。
Sakai et al.	2009	内部流は Perpendicular flow とし、内部流速の影響を調べ、内部流のレイノルズ数によって冷却孔内部の速度分布および断熱膜冷却率が、異なることを示した。
Fawsett et al.	2011	翼型を使った perpendicular flow において、特に冷却孔内および、吹き出し後の流れ場の非定常性に着目して、内部流速や吹出比の影響を調べ、ヘアピン渦、せん断渦と呼ばれる、吹き出し後の非定常構造について、内部流速によるストローハル数の変化を示した。
＜内部流れの能動的利用＞		
Wilfer et al.	2000	内部流路内に突起や、渦発生体を設けることによって、内部流が冷却孔内への進行を助長して、断熱膜冷却効率が向上することを示した。
Lerch et al.	2011	冷却孔内にサイクロンを発生させて、冷却孔内の剥離領域や動圧分布、表面の膜冷却効率が変化することを示した。



(a) Mean streamwise velocity contours inside the jet hole for entrance crossflows of $Ma_c=0, 0.3,$ and 0.5

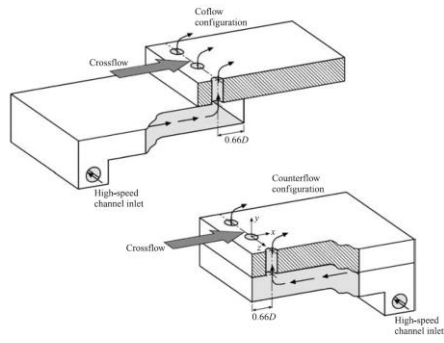


(b) Mean velocity vectors in the exit crossflow at the hole centerline for entrance crossflows of $Ma_c=0, 0.3,$ and 0.5

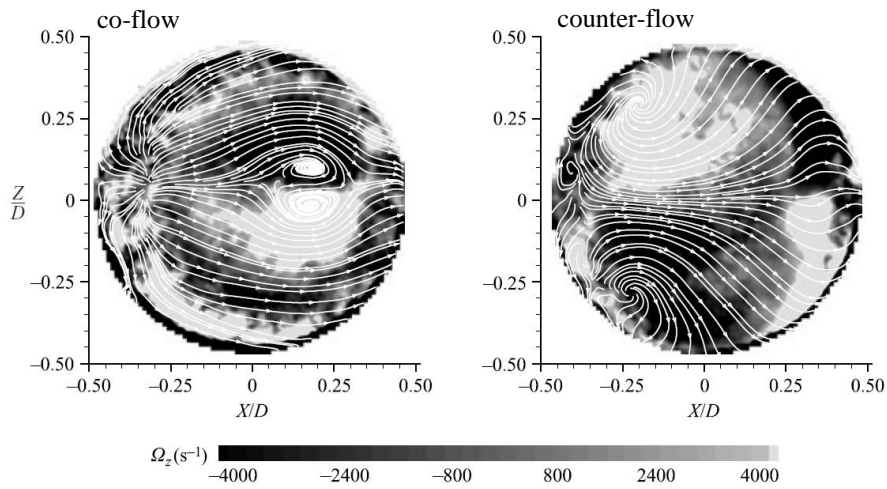


(c) Physical interpretation of the effects that a crossflow at the jet hole entrance has on the jet flowfield

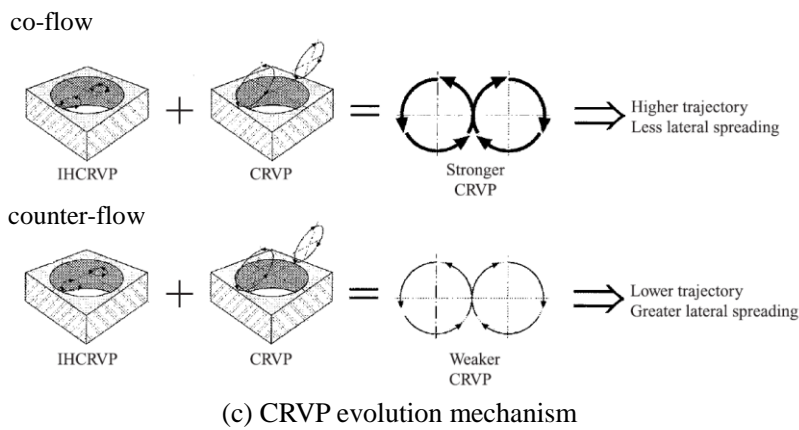
Fig. 1-4 Effect of a crossflow at the entrance to a film-cooling hole (adapted from Thole et al. 1997)



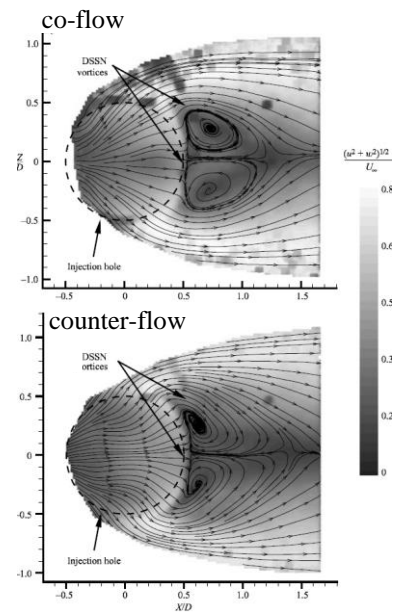
(a) Supply channel flow configurations



(b) Comparison of in-hole structures and vorticity at BR = 0.5

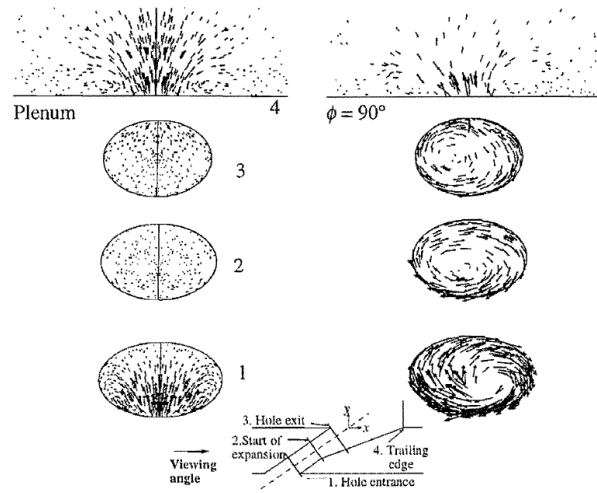
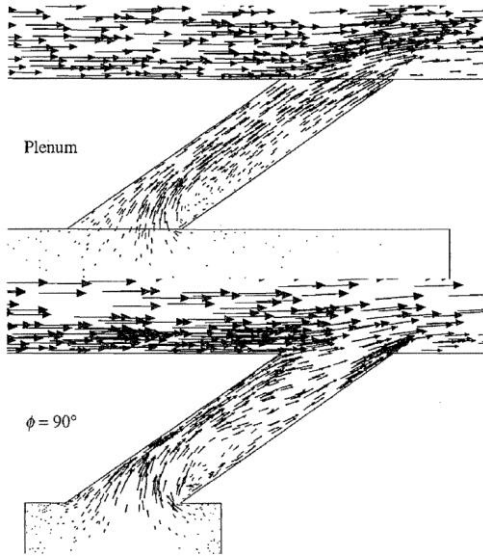


(c) CRVP evolution mechanism



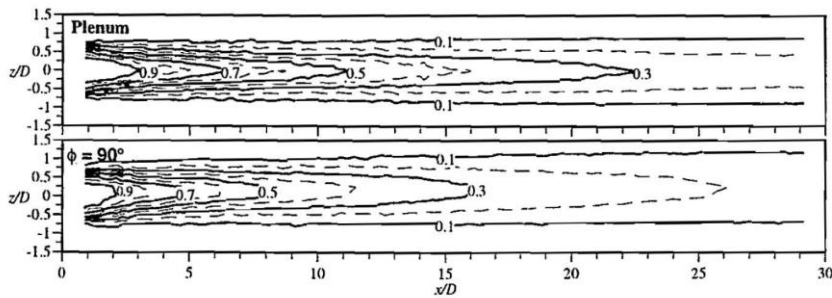
(d) Comparison of horizontal-plane velocity fields

Fig. 1-5 Evolution of jets emanating from short holes into crossflow (adapted from Peterson and Plesniak 2004)

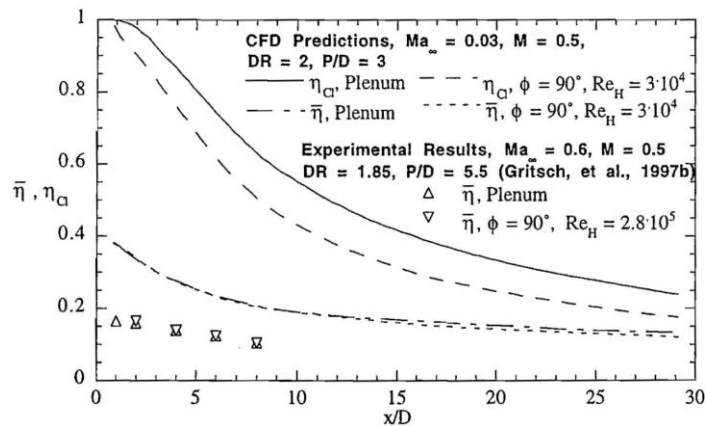


(a) Velocity vectors at the round hole centerline for the plenum condition and perpendicular internal flow

(b) Velocity vectors inside the round hole and at trailing edge of the hole exit for plenum condition and perpendicular internal flow

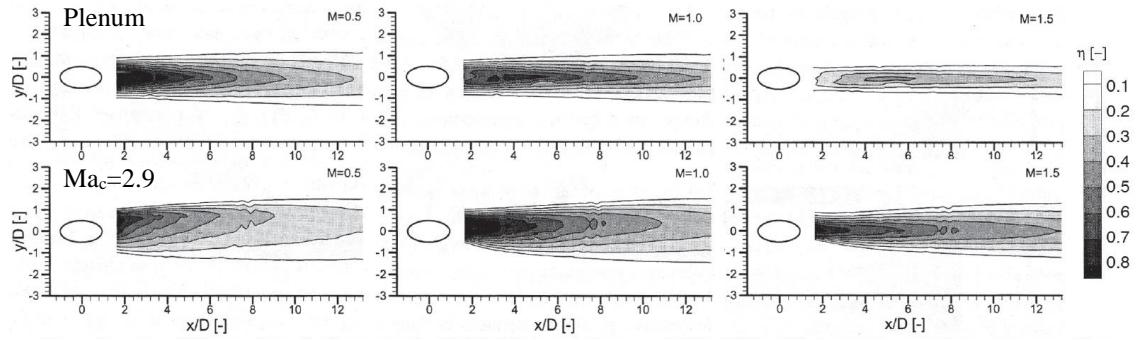


(c) Surface adiabatic film cooling effectiveness contours for the round hole with plenum condition and perpendicular internal flow

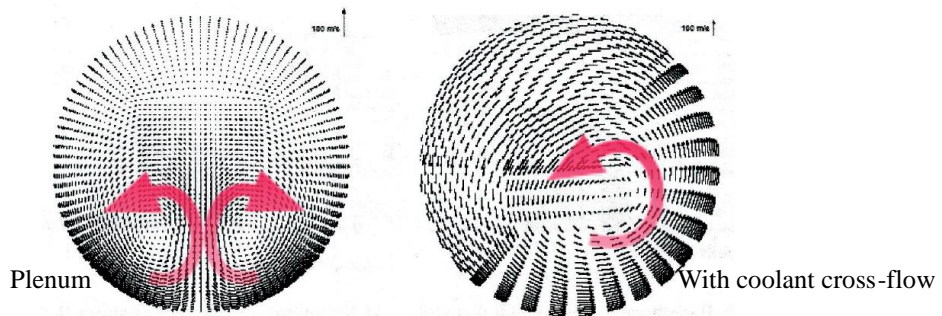


(d) Laterally averaged and centerline effectiveness for the round hole

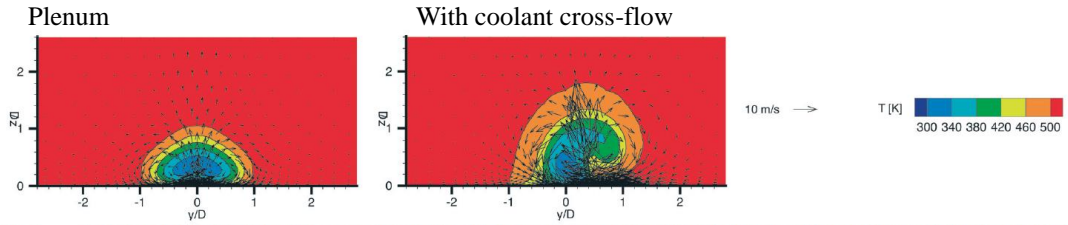
Fig. 1-6 Effects of entrance crossflow directions to film-cooling holes (adapted from Kohli and Thole 1997)



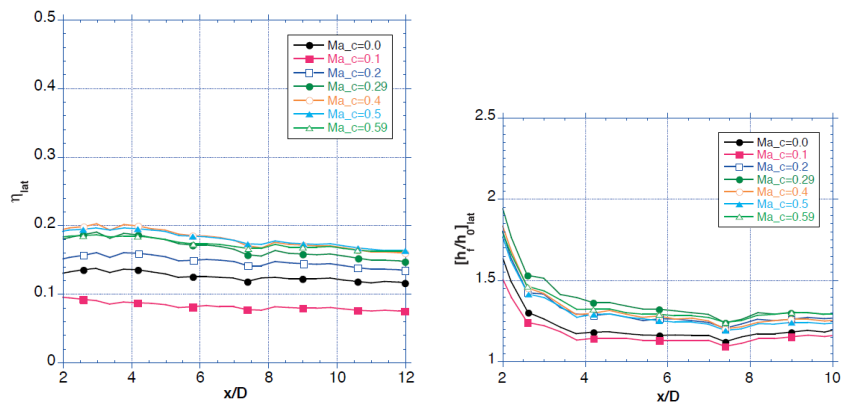
(a) Local adiabatic film cooling effectiveness of cylindrical holes at plenum conditions ($Ma_c=0.0$) and coolant passage cross-flow ($Ma_c=0.29$) at various blowing ratios



(b) Calculated velocity field within the cylindrical hole without and with coolant cross-flow

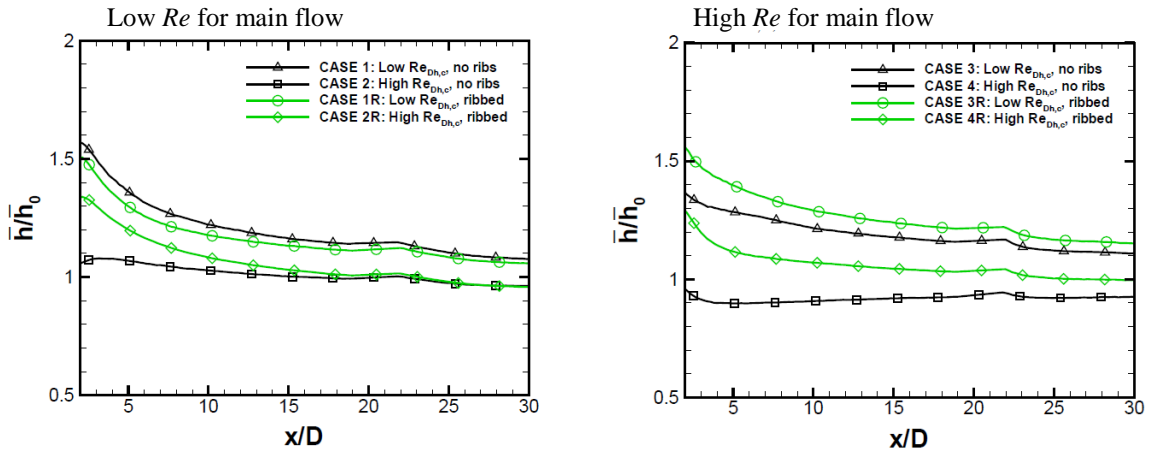


(c) Calculated velocity field and gas temperature 3d downstream of cylindrical hole without and with coolant cross-flow

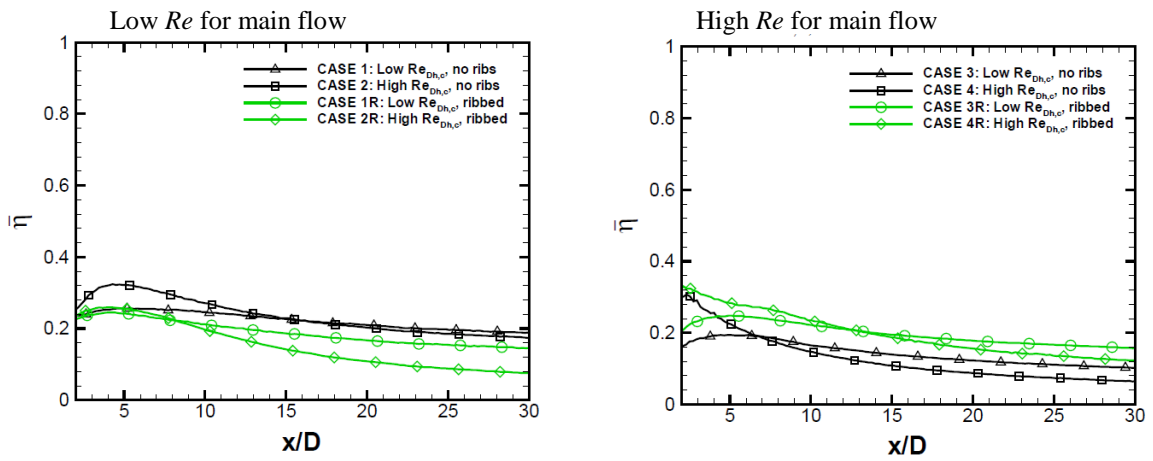


(c) Effect of coolant cross-flow Mach number on laterally averaged adiabatic film cooling effectiveness(left) and heat transfer coefficient(right) of cylindrical holes

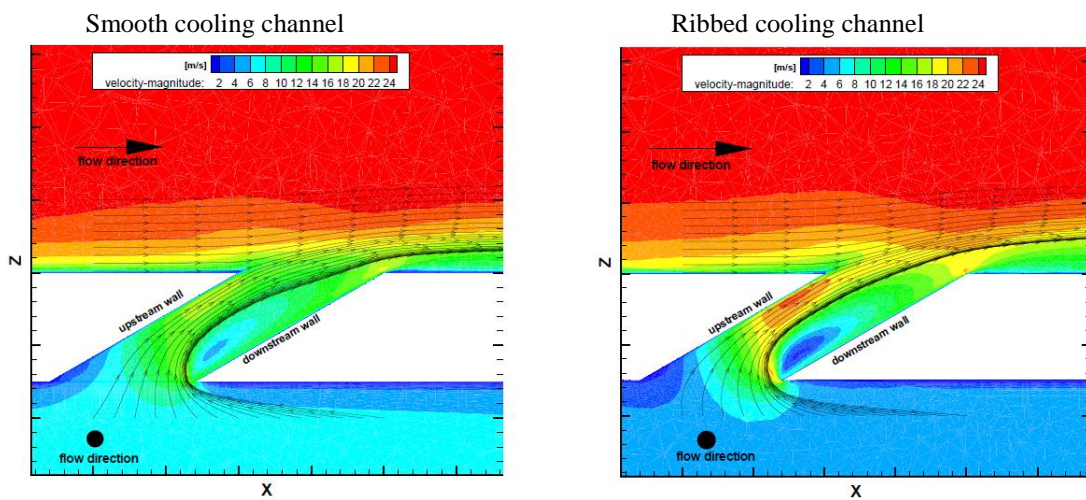
Fig. 1-7 Effects of internal passage orientation and internal cross-flow velocity (adapted from Saumweber et al. 2008)



(a) Lateral averaged heat transfer coefficient distribution in main flow direction



(b) Lateral averaged adiabatic film cooling effectiveness distribution in main flow direction



(c) Velocity contours in the cooling hole

Fig. 1-8 Ribbed cooling channel effect on the surface cooling performance (adapted from Kissel et al. 2007)

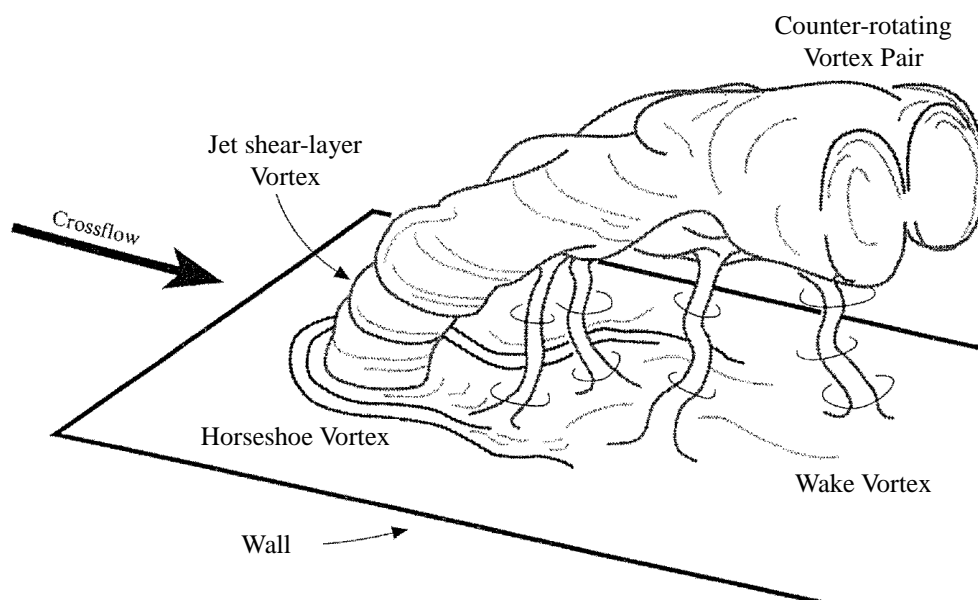


Fig. 1-9 Flow model of ejected air from a cooling hole (Fric and Roshko (1994))

第 2 章 膜冷却性能の評価方法

2.1 膜冷却における熱伝達の考え方

膜冷却の目的は、タービン翼表面温度を低減することであり、主流ガスから翼面に向かい翼基材を通過する熱流束を低減させることである。ここでは、膜冷却に特有の熱流束の表し方、言い換えると主流から翼基材への熱伝達の基本的な考え方を示す。

初めに Fig. 2-1(a) に示す通り、膜冷却がない通常の熱伝達は主流の温度 T_G 、基材壁面温度 T_W とすると、主流から翼表面に向かう熱流束を次式の通り表すことができる。

$$q=h(T_G-T_W) \quad (2-1)$$

この時、熱流束が既知の場合には、熱伝達率は主流と基材壁面との温度差によって定義することができる。

次に、Fig. 2-1(b)に示す通り、膜冷却を行っている場合の熱伝達を考えると、通常の熱伝達に加えて熱伝達に寄与する3つ目の温度要因となる冷却空気温度 T_C が加わり、 T_G 、 T_W 、 T_C のいわゆる3温度問題が生じる。この時、上記の通常熱伝達と同じ定義を用いた場合には、主流温度と基材壁面温度が同じ値であっても、熱伝達率が冷却空気温度 T_C によって変化してしまうため、(2-1)式によって熱流束を一意に定めることができない。そこで、増えた温度の効果を分離するように、主流から基材に向かう熱伝達の過程を次の2つに分けて考える。

1. 温度差のある2流体、主流と吹出空気の混合(温度効果)

温度差のある主流 T_G と吹出空気 T_C について、外部との熱の授受がない断熱状態での混合を考える。その混合による仕上がり温度を断熱膜温度 T_f とし、熱伝達率を決める適切な代表温度として採用する。

2. 断熱膜温度 T_f から基材壁面 T_W へ向かう熱伝達

主流と吹出空気がつくる代表温度 T_f から、膜冷却空気の吹出しによって形成される流れ場における伝熱の過程を考える。この時の熱伝達率を膜冷却時の熱伝達率 h_f とする。

このようにして求める膜冷却の場合の熱流束 q_f は、基材壁面温度 T_W を用いて表すと次式となる。

$$q_f = h_f(T_f - T_W) \quad (2-2)$$

翼表面が断熱状態の場合を考えると、その時の表面温度(つまり、断熱膜温度)を断熱壁温度 T_{AW} とすると、 $T_{AW}=T_f$ の関係が必ず成り立つことから上式(2-2)は次式で表される。

$$q_f = h_f (T_{AW} - T_w) \quad (2-3)$$

上式が、膜冷却に特有の熱流束表現であり本研究でも採用する。ここで注意すべきことは、主流温度 T_G について熱伝達率の決定因子として排除したわけではなく、冷却空気温度 T_C と共に代表温度 T_f を決定していることで、この熱伝達の機構に組み込まれていることである。また、(2-3)式を用いることによって(物性値一定とみなした流れ場で)温度差に依存しない熱伝達率を考えることができる。なお、膜冷却研究初期の記述では、断熱壁温度を用いた(2-3)式における T_{AW} は、高速流れにおける回復温度に似ているとされている(Goldstein, 1968)。このことは、高速流れにおける壁面の粘性加熱が、膜冷却における断熱膜温度と同様に壁面近傍に存在する主流と異なる温度源となることによって、主流温度だけで壁面近傍の伝熱現象(壁面熱伝達率)を表現することが難しくなることを指していると解釈できる。この場合に用いられる回復係数が膜冷却における断熱膜冷却効率に相当すると考えられる。

以上より、膜冷却の性能を熱流束に基づいて評価するためには、2つの指標(データセット)が必要であることが分かる。一つは、温度の混合度合いを示す断熱壁温度 T_{AW} であり、そのままでは2つの流体温度の絶対値に依存するため次式のとおり無次元化を行い、断熱膜冷却効率 η として膜冷却性能の指標とする。 η は吹出し直後から吹出しの効果が無くなる下流にかけて 1~0 まで変化する。

$$\eta = \frac{T_G - T_{AW}}{T_G - T_C} \quad (2-4)$$

もう一つの指標は、流れ場によって決まる熱の伝わり易さを示す熱伝達率 h_f であり、両者は各々、位置と吹出し状態の関数となる。このようにして膜冷却性能の評価において主流と吹出し空気の温度の混合の影響を分離することができ、2つの指標に分けて考えることで現象が捉え易く、より理解が進むものと考えられる。従って、本研究を含め、より高い性能を探求するパラメータスタディを行うような基礎的段階の研究に対しては特に有効な方法である。

膜冷却性能を表す熱流束を求めるためには、上述の通り本来は2つの指標、断熱膜冷却効率 η と熱伝達率 h_f が必要となるが、1.2でも述べたようにいくつか理由が重なり、断熱膜冷却効率については非常に詳しく調べられてきているのに対して、熱伝達率を扱う研究は圧倒的に少なく、膜冷却が無い時の熱伝達率で代替えられるなど簡便な方法が行われてきた。本研究では、両者を取得することによって膜冷却性能を正当に評価することも主眼の一つとしている。

2.2 膜冷却性能の評価方法

Baldauf et al.(2001, 2001, 2002)は、赤外線カメラを用いて非常に幅広い条件で表面温度を計測し、断熱膜冷却効率、熱伝達率の両方を実験的に取得した。彼らは、計測した断熱膜冷却効率と熱伝達率とを統合させて翼基材を通過する熱流束を評価するために、翼の表面から内部までを考慮した1次元熱通過モデルを提案した。そのモデルでは膜冷却が無い場合に対する膜冷却がある場合の熱流束の低減率‘Net heat flux reduction ratio (NHFR)’を断熱膜冷却効率と熱伝達率を用いて求めている。本研究においても、彼らの熱通過モデルを参考にして熱流束低減率を求め、更にそれを拡張した新たな無次元パラメータである表面温度低減率‘Net surface temperature reduction ratio (NSTR)’を提案する。この熱流束低減率および表面温度低減率を評価することによって、内部冷却流路に設置される伝熱促進リブが、表面の膜冷却性能に及ぼす影響を明らかにする。第3章で後述するように、この熱流束低減率と表面温度低減率は、伝熱促進リブの向きによって著しく変化し、また、上述したように熱伝達率を膜冷却が無い時の熱伝達率で仮定した場合には、その傾向を正確に捉えられないことが分かった。

本研究では膜冷却の施工によって達成される、主流から翼基材に向かう熱流束や表面温度の低減量を膜冷却の効果として議論する。Baldauf et al.(2001)が提案した1次元熱通過モデルに基づき、膜冷却性能の評価指標とする熱流束低減率および表面温度低減率についての定式化を以下に述べる。

Figure 2-2 に、翼表面から内部冷却流路までの熱伝達モデルを示す。左側に、膜冷却が無い場合を示し、右側に膜冷却状態を示す。翼の表面は遮熱コーティングで覆われている(熱伝導率 λ_{TBC} 、膜厚 t_{TBC})。 q_0 および q_f は、各々、膜冷却が無い時とある時の翼基材を通過する熱流束であり、次式のとおりである。

$$q_0 = \left(\frac{1}{h_0} + \frac{1}{h_w} \right)^{-1} (T_G - T_C) \quad (2-5)$$

$$q_f = \left(\frac{1}{h_f} + \frac{1}{h_w} \right)^{-1} (T_f - T_C) \quad (2-6)$$

ここで、表面の熱伝達率を除く、固体部と翼内部側の熱貫流率 $h_w = (t_{TBC}/\lambda_{TBC} + t_{metal}/\lambda_{metal} + 1/h_wc)^{-1}$ は膜冷却の有無によって変化しないと仮定する。翼表面の境界層は膜冷却空気によって攪乱されるため、一般には $h_0 < h_f$ の関係が成り立つ。

膜冷却における熱流束 q_f は(2-2)式で表され、断熱壁温度 T_{AW} を用いると(2-3)式で表される。

以上の関係式より、主流から翼内部に向かって基材を通過する熱流束の膜冷却による低減効果は次の熱流束低減率 γ で評価できる。

$$\gamma = 1 - \frac{q_f}{q_0} = 1 - \frac{(1 + \alpha)(h_f/h_0)}{\alpha + (h_f/h_0)}(1 - \eta) \quad (2-7)$$

ここで、熱貫流率比 α は次式で表される。

$$\alpha = \frac{h_w}{h_0} \quad (2-8)$$

(2-3) 式に対応する膜冷却が無い場合の通過熱流束は次式で表される。

$$q_0 = h_0(T_G - T_{W0}) \quad (2-9)$$

上式と(2-3)式より、表面温度低減率 χ は次式の通り求められる。

$$\chi = \frac{T_{W0} - T_W}{T_G - T_C} = \eta - \frac{\alpha}{1 + \alpha} \left\{ 1 - \frac{1 - \gamma}{(h_f/h_0)} \right\} \quad (2-10)$$

(2-7)式、(2-10)式より、膜冷却の効果は、 h_f/h_0 、 η 、 α によって決まることが分かる。本研究では、 h_f/h_0 および η は実験および数値解析によって取得し、 α は Takahashi et al.(2003)が行った実機条件における TIT 1300°C級ガスタービン初段動翼の数値解析の結果から得られた値を用いる。この解析によれば、TBC 施工の場合には $\alpha=0.48$ 、TBC 未施工の場合には $\alpha=1.05$ である。

上述した従来行われてきた熱伝達率に関する仮定 $h_f=h_0$ を用いると、(2-10)式より $\gamma=\eta$ が、(2-10)式より $\chi=\eta/(1+\alpha)$ が導かれ、熱流束低減率と表面温度低減率はともに η だけ(表面温度低減率は α とともに)で評価できることになる。一方で、(2-10)式で $h_f \gg h_0$ を仮定すると、TBC 施工時には $\alpha=0.48$ より $\chi=\eta-0.32$ 、TBC 未施工時には、 $\alpha=1.05$ より $\chi=\eta-0.51$ となる。

熱貫流率比 α の変化が、熱流束低減率や表面温度低減率に及ぼす影響について上述の $\alpha=0.48$ 、1.05 の値を基準として検討する。この検討には、第3章で取得する熱伝達率データや断熱膜冷却効率データを利用する。(2-8)式に示す通り α は h_0 と $h_w=(t_{TBC}/\lambda_{TBC}+t_{metal}/\lambda_{metal}+1/h_{wc})^{-1}$ の比である。この定義の中で、基材については構造体としての耐久性から熱伝導率も肉厚も変化することは考え難い。変化が予想される要因を以下に述べる。

(1) TBC 熱伝導率 λ_{TBC}

TBC は運転時間とともに内部の気孔が焼結することによって気孔率が低下し、熱伝導率 λ_{TBC} が上昇する。この経年劣化により、熱伝導率は約 2 倍程度となることが考えられることから、TBC 熱伝導率に起因する α の変化範囲は 0.48(基準)~0.66 と考えられる。

(2) TBC 膜厚 t_{TBC}

従来は現在よりも薄い膜厚で使用されていた実績がある。TBC 膜厚 t_{TBC} が半分になったことを想定すると $\alpha=0.61$ となる。今後の技術開発による厚膜化（TBC は厚膜化すると剥離を誘引する）を想定して、+100 μm とした膜厚を考えると $\alpha=0.43$ となる。TBC 膜厚に起因する α の変化範囲は 0.43~0.61 と考える。

(2-7)式、(2-10)式、および第3章で取得した熱伝達率比と断熱膜冷却効率のデータを用いて γ と χ の α に対する依存性をグラフに示すと各々 Fig. 2-3, Fig. 2-4 となる。 α の増加に伴って基材を通る熱流束が増加するため γ, χ は共に低下する。また、Rib2 の方が Rib1 よりも α に対する依存性が若干大きく認められる。これらの図のとおり、TBC の施工、未施工のような α が大きく変化する場合は、 γ や χ に対する明確な効果が認められる。図中に(1)(2)による α の可変範囲を記載する。特に(1)については、運転中のガスタービン動翼における劣化として生じる可能性があり注目されたい。TBC の焼結によって熱伝導率が上昇することによって、 γ と χ は条件によっては最大で約 1.5% (相対的には約 20%程度) の低下が認められる。実際に想定される α の変化についても、膜冷却性能は大きくはないが明らかな影響を受ける。

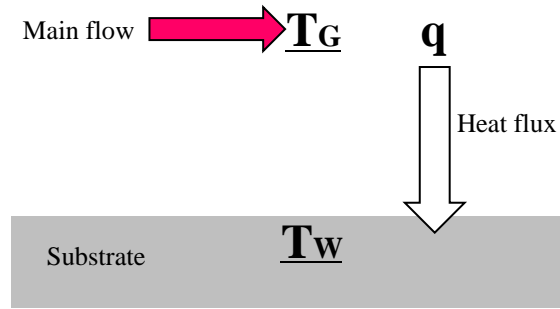
次に γ, χ の挙動の相関関係についても検討を加えたい。本研究では、膜冷却性能の向上を主眼とし内部冷却が及ぼす影響を評価する。従って、内部冷却側の設計変数である冷却空気温度 T_c と内面の熱伝達率 h_{wc} は変化しないことを前提としている。その仮定のもと、壁温と熱流束に着目して翼表面から内面までの熱通過を考えた次の式を考える。(簡単のため、ここでは TBC は考慮しない)

$$\text{翼内面の熱伝達} \quad q = h_{wc}(T_{wc} - T_c) \quad (2-11)$$

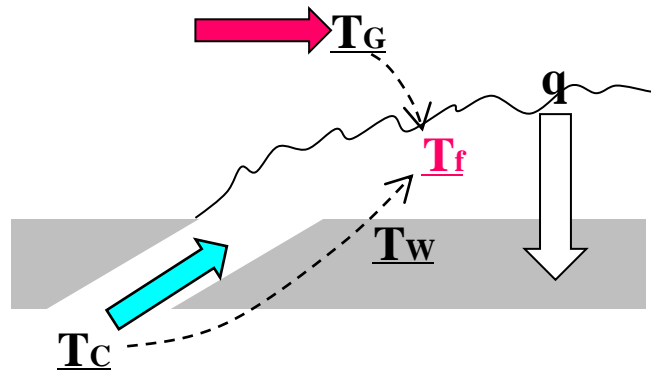
$$\text{翼基材内の熱伝導} \quad q = \lambda_{\text{metal}}(T_w - T_{wc})/t_{\text{metal}} \quad (2-12)$$

翼基材を通過する熱流束 q が減少した(= γ 減少)場合を考えると、 T_c, h_{wc} が一定であるから、(2-11)式より内面の壁面温度 T_{wc} が低下する。従って、(2-12)式より外面の壁面温度 T_w はそれ以上に低下することになり、このことは χ の減少を意味する。即ち、吹き出し状態の変化によって γ が減

少すれば χ も減少し, 逆に γ が増大すれば χ も増大する相関がみられる. より定量的な考察については第 5 章で論じる.



(a) Heat transfer without film cooling



(b) Heat transfer with film cooling

Fig.2-1 Heat transfer with or without film cooling

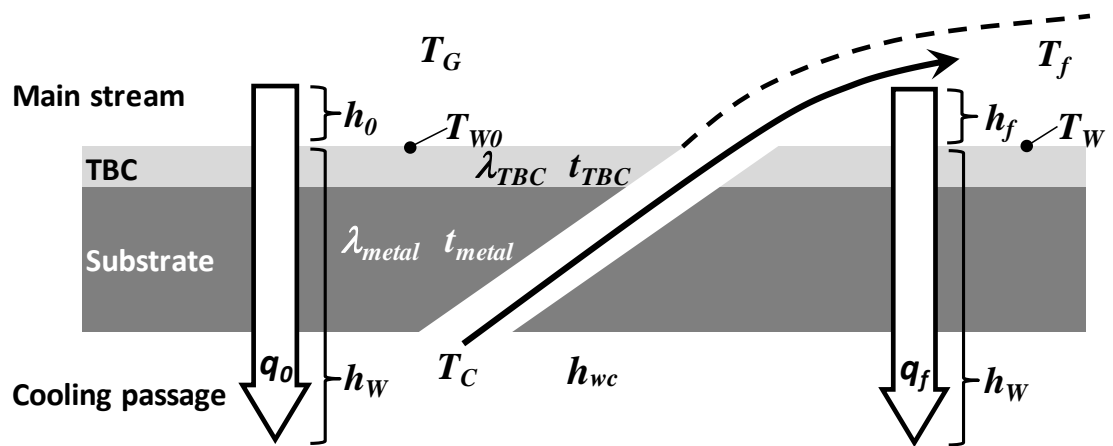


Fig. 2-2 Heat transfer and film cooling effectiveness

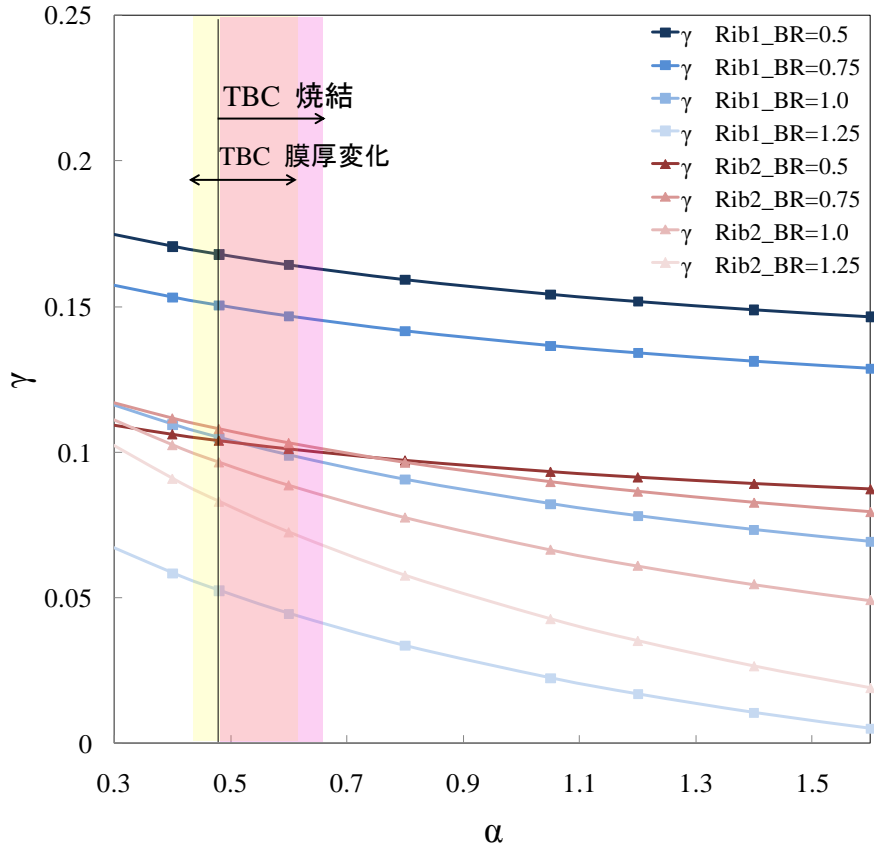


Fig. 2-3 NHFR variation with over all heat transfer coefficient

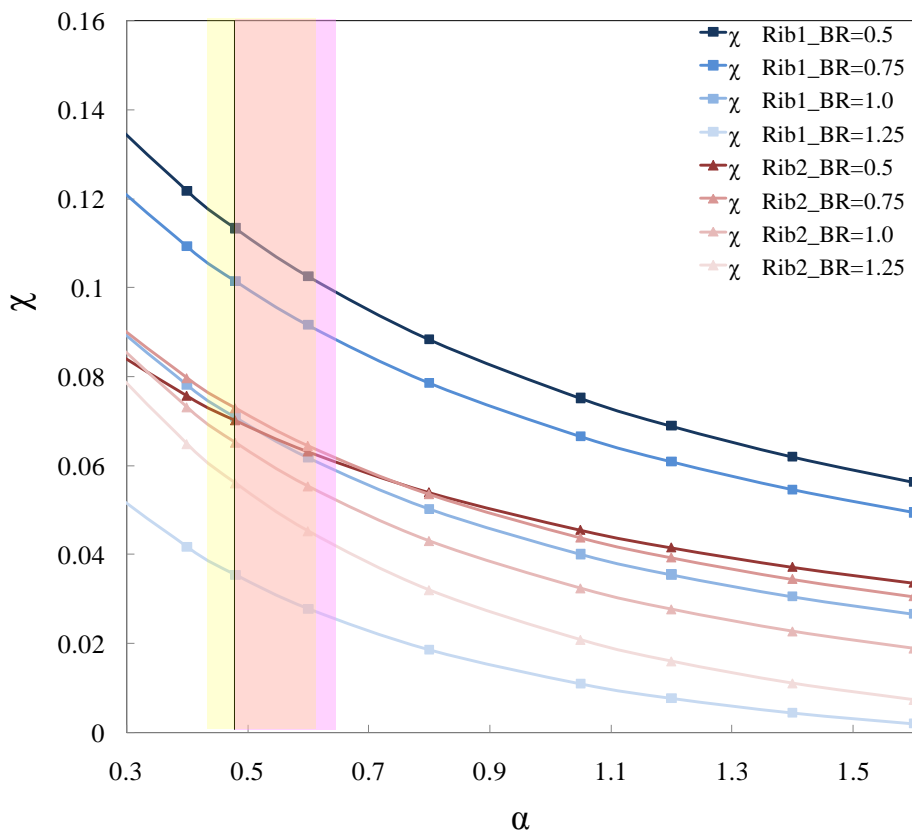


Fig. 2-4 NSTR variation with over all heat transfer coefficient

第3章 膜冷却性能の実験的評価

本章では、熱流束による膜冷却性能の評価のために必要な、断熱膜冷却効率および熱伝達率を、内部対流冷却と膜冷却の両方を模擬した風洞装置を用いて実験的に取得し、本研究の目的である内部のリブ配置を変えた時の各々の特性を明らかにする。また、第2章で定式化した膜冷却評価手法によって、リブ配置が膜冷却性能に及ぼす影響を実験的に明らかにする。

3.1 断熱膜冷却効率と熱伝達率の計測

3.1.1 実験装置

実験装置の概要を Fig. 3-1 に示す。本装置は、タービン翼表面を模擬した計測部を含む小型吹き出し風洞(以下、主流部)、タービン翼の内部冷却流路を模擬した2次流路、両者を結ぶ膜冷却孔から成る。

3.1.1.1 主流部

主流部では、ブローで送風した空気が、拡大部、整流部、縮流部を通過して計測部へ流入する。乱流強度は0.5%以下となっている。計測部は幅240mm、高さ100mmの亚克力製矩形ダクトで、底部(縮流部出口から500mm)には、直径 $d=20\text{mm}$ 、長さ $L=70\text{mm}(=3.5d)$ の円管による膜冷却孔を、スパン方向にピッチ $p=60\text{mm}(=3d)$ 、主流に対して角度 $\alpha=35^\circ$ で3つ配置した(Fig. 3-1, side view)。

3.1.1.2 2次流路

実機で採用されている翼根部と翼先端部の間を往復するサーペンタイン内部冷却流路は流れ方向が主流と直交する配置となっていることから、本実験装置の内部冷却流路を模擬した2次流路も主流と直交するように配置した。その断面は $60\text{mm}\times 60\text{mm}$ の正方形で膜冷却孔の直下を通る。主流と同様にブローで空気を送り込み、その一部を前述の膜冷却孔より主流部へ吹き出す。

2次流の体積流量を、冷却孔の上流と下流に設置した超音波流量計で計測し、その差から吹き出す膜冷却空気流量を求め後述する吹出比を決める。断熱膜冷却効率の計測では、ブロー出口の空気をヒーターにより加熱する。Fig. 1-3のように、2次流路の内部構造、‘Rib1’、‘Rib2’、‘noRib’と示した3種類について検討する。noRibにはリブはなく参照データとして取得する。個々のリブは、断面 $60\text{mm}\times 60\text{mm}(e=w)$ の正方形断面を有し、2次流路の上下壁面の相対する位置に、Fig. 1-3で示したように冷却孔上下流5ペアずつ、 60mm ピッチで合計10ペア取り付ける。

内部対流冷却の重要な設計パラメータであるリブのピッチ高さ比は、一般的に内部対流冷却にとって最適な範囲とされる(Kawaike et al. (1997)) 8~12 の範囲内で $p/e=10$ とした。リブ配置につい

ては、Rib1 では内部冷却空気を主流方向に向けて順方向に偏向するのに対し Rib2 では逆方向に偏向する。リブの傾斜角は、Fig. 1-3 で示した通り、Rib1 が $\beta = 60^\circ$ で Rib2 が $\beta = 120^\circ$ である。

本実験を含む本研究における全ての座標系は、中央の冷却孔の出口中心を原点とし主流方向を x 方向、2 次流方向を y 方向、高さ方向を z 方向とする。

3.1.2 実験条件

実験条件を Table 3-1 にまとめる。冷却孔上流で測る主流平均流速 U_G と 2 次流平均流速 U_C は、ともに 20m/s である。冷却孔の直径を代表長さにしたレイノルズ数は、熱伝達率計測時には主流、2 次流ともに 2.5×10^4 、断熱膜冷却効率の計測時には主流 2.5×10^4 、2 次流 2.1×10^4 である。これらの値は実機ガスタービンの運転条件を参考に同程度とした。主流温度 T_G は、どちらの計測においても室温(293K-299K)とした。断熱膜冷却効率計測のためには主流と 2 次流に温度差が必要である。流量の少ない 2 次流側を加熱して 333K とした。本研究においては、加熱した 2 次流について膜冷却孔に流入後壁面上も含め膜冷却空気と呼ぶ。熱伝達率計測時には主流と 2 次流を等温にするため $T_G \pm 0.2K$ となるように 2 次流の昇温を保冷材で吸熱した。冷却孔からの吹き出し速度 U_{jet} は、上述した体積流量の計測値より算出した。吹出比 BR は次式の通り定義する。

$$BR = \rho_{jet} U_{jet} / \rho_G U_G \quad (3-1)$$

実機ガスタービン翼における運転中吹出比は、翼の腹側と背側で主流の圧力が大きく異なる中へ、同一の内部冷却流路から吹き出している。従って、翼周りの各位置で吹出比が大幅に異なっている。冷却性能の観点から、広い吹出比の範囲で性能変化が小さい方が優れていることになる。本実験においては、吹出比 BR=0.5, 0.75, 1.00, 1.25 について計測を行った。

3.1.3 断熱膜冷却効率の計測

断熱壁温度を計測するため、主流と 2 次流に温度差を与え、壁面を断熱とした熱的境界条件で行う。それ以外の実験条件は後述の熱伝達率計測実験と同じである。試験部である断熱壁面には、厚さ 12mm、熱伝導率 $0.42W/(m \cdot K)$ のベークライトを使用し、更に、厚さ 40mm、熱伝導率 $0.04W/(m \cdot K)$ の断熱材(スタイロフォーム)をその背面に設置して断熱境界条件を実現している。壁面温度 $T_w(x,y)$ は、x 方向に 4mm 間隔で 9 点、y 方向に 5mm 間隔で 13 点の格子状に壁面のベークライトに埋め込んだ合計 117 本の線径 0.2mm の T 型熱電対で計測を行った。この格子状の熱電対は主流方向に 7 箇所移動して Fig. 3-2 に示す通り温度計測を行った。その結果、主流方向(x 方向) $1.7 < x/d < 18.2$ 、スパン方向(y 方向) $-1.3 < y/d < 1.3$ の断熱壁面範囲における合計 $69 \times 9 = 819$ 点の計

測となる。

計測は、主流および2次流空気を送風機で送り、所定の吹出比に調整後十分に定常待ちを行う。吹出比および温度場の変化が無いことを確認し、100Hzで1分間のデータサンプリングを行って時間平均温度場を求めた。測定部の温度場と同時に、主流および2次流の流量、温度を取得し試験時の吹出比を算出した。

局所の断熱膜冷却効率 $\eta(x,y)$ とスパン平均の断熱膜冷却効率 $\overline{\eta(x)}$ はその壁面温度 $T_w(x,y)$ から次のとおり求める。

$$\text{局所断熱膜冷却効率} \quad \eta(x,y) = (T_G - T_w(x,y)) / (T_G - T_C) \quad (3-2)$$

$$\text{スパン方向平均断熱膜冷却効率} \quad \overline{\eta(x)} = (T_G - \overline{T_w(x)}) / (T_G - T_C) \quad (3-3)$$

3.1.4 熱伝達率の計測

熱流束低減率を求めるために必要な熱伝達率 h_0 と h_f を得るため、等熱流束条件を課した伝熱面の温度計測を行う。 h_0 は(2-11)式に則って算出する。主流部床面と同材質のベークライト板で冷却孔を塞ぎ、2次流を吹き出さない状態として主流温度、壁温度および供給熱流束を計測した。 h_f については、吹出し空気と主流温度が等しい断熱吹出し条件の場合には、壁温、冷却空気温度および主流温度が全て等しくなり $T_{AW} = T_C = T_G$ が成り立つ、この関係を、(2-8)式へ代入すると次式が求められる。すなわち、 h_f は等熱流束、断熱吹出し条件の下、熱流束と主流温度、壁温の温度差の計測により次式に基づき評価することができる。

$$q_f = h_f (T_G - T_w) \quad (3-4)$$

Figure 3-3, 3-4 は、壁面温度計測系を示している。長さ400mm、スパン方向の幅240mm、厚さ0.05mmのステンレス箔を、冷却孔下流の壁温測定面となるベークライト製のダクト下壁に均一になるように貼付した。ステンレス箔の両端に配置した銅電極を介して一様に直流電圧を加え、ジュール発熱によって等熱流束条件を実現した。ステンレス箔の表面には、放射率($\epsilon=0.94$)が既知の耐熱黒体塗料(ジャパンセンサー製黒体塗料 JSC-3号)を薄く一様に塗布した。ここで、黒体塗料には温度依存性があることが一般的に知られていることから、使用した黒体塗料でも本実験で使用する温度範囲において、既知である放射率に変化しないことを確認した。APPENDIX A-1 に詳細を記述する。測定対象である伝熱面の温度分布は、測定ダクトの天井面に設置したゲルマニウム製の観察窓を介して赤外線放射温度計によって計測を行った。この観察窓を介した赤外線放射温度計による温度計測系についての詳細な検討は APPENDIX A-2 に記述する。観察窓は、直径132mm、

厚さ 3mm で、その両表面には赤外線透過させるための赤外線反射防止コーティング(AR コーティングおよび DLC コーティング)が施工されている。また、測定対象面に合わせて、主流方向位置を 5 箇所移動させ冷却孔下流の広範な領域の計測を行う。下壁のベークライト板厚方向への熱伝導損失を低減するため下壁背面を断熱膜冷却効率の計測と同じ断熱材で覆っている。赤外線放射温度計による計測値については、測定対象伝熱面のステンレス箔に対し背面から接着させた T 型熱電対(クラス 1 : 温度精度 $\pm 0.5K$)によって計測前に温度校正を行った。熱電対は、観察窓を介した赤外線カメラの視野範囲内に 2 点入るように設置しており、主流方向 5 箇所の計測位置で各々の計測の直前に校正を行えるようにした。

流体を介して伝熱に寄与する全熱流束 q は次式によって表される。

$$q = q_{\text{supply}} - q_{\text{loss}} \quad (3-4)$$

ここで、 q_{supply} は供給電力より求める。 q_{loss} は熱輻射と下壁方向への熱伝導損失より求め(詳細は APPENDIX A-2 に記述する)、各々供給電力の 8%、3% 程度であった。

計測は、断熱膜冷却効率と同様に、ブローで主流と 2 次流空気を送り込み、吹出比の調整を行う。計測部底面に等熱流束条件を設定するためジュール加熱による電力を供給する。ここで、熱伝達率計測では特に定常状態に完全に到達させることに十分な注意を払い、5~6 時間以上または外乱による温度の不安定が認められる場合には 10 時間以上となる十分な定常待ちを行った。計測の直前に上述の熱電対による赤外線カメラの温度校正を行う。断熱膜冷却効率計測と同様に計測時の吹出比を算出するため、主流および 2 次流の流量、温度を 100Hz で 1 分間サンプリングする。同時に、赤外線カメラの温度画像の取得は、3 秒間隔で 30 秒間行い時間平均温度場を算出した。取得データより次式に則って局所の熱伝達率 $h(x, y)$ を求める。

$$h(x,y) = q / (T_w(x,y) - T_G) = (q_{\text{supply}} - q_{\text{loss}}) / (T_w(x,y) - T_G) \quad (3-5)$$

また、膜冷却があるときの無い場合に対する熱伝達率の比、およびそのスパン方向平均は次式の通りとする。

$$\text{局所熱伝達率比} \quad h_f(x,y) / h_0(x,y) \quad (3-6)$$

$$\text{スパン平均熱伝達率比} \quad \overline{h_f(x)} / \overline{h_0(x)} \quad (3-7)$$

ここで、 $\overline{h_f(x)}$ は、局所熱伝達率をスパン方向に $-30\text{mm} \leq y \leq 30\text{mm}$ の範囲(冷却孔 1 ピッチ)で $h_f(x,y)$ を平均した。 $\overline{h_0(x)}$ は、膜冷却がない場合の上記範囲のスパン方向平均値である。膜冷却がない場合には、スパン方向に一様な熱伝達率分布となることから Kays and Crawford(1987)による平板乱

流境界層の途中加熱平板の伝熱相関式と本実験で得られた $\overline{h_0(x)}$ を比較した。その結果を Fig. 3-5 に示す。この結果は、大部分の測定領域において良い一致を示し本実験結果の妥当性を示したと言える。但し、冷却孔直下の加熱開始近傍では相違が認められる。これは、実験において加熱開始点より上流側へのベークライト平板内での熱伝導による損失が原因で、見かけ上の熱伝達率が高目に現れたものと考えられる。この差は、 h_f を h_0 で無次元化する熱伝達率比を求める過程で無視できるまでに小さくなると推察される。

3.1.5 計測の不確かさ

断熱膜冷却効率の見積もりの誤差要因として、主流、2次流および壁面の熱電対による温度計測誤差を考慮して計測の不確かさを算出した結果、断熱膜冷却効率の不確かさの見積もりは約7%となった。

熱伝達率の測定の誤差要因として以下の項目が考えられる。

- (1) 等熱流束条件のための供給電力の計測誤差
- (2) 熱伝導および熱輻射による熱損失、 q_{loss} の見積もり誤差
- (3) ステンレス箔内における平面内温度差に起因するスパン方向熱伝導による誤差
- (4) 本実験における赤外線カメラを用いた温度計測の誤差
- (5) 赤外線カメラによる風洞装置内の壁面温度計測のための観察窓における反射に起因する誤差
- (6) 主流温度計測および赤外線カメラ校正用の埋め込み熱電対の温度計測誤差

ここで、(3)による誤差は局所値に影響を及ぼして局所の熱伝達率分布が鈍されることが考えられる。しかしその影響を評価するためには、局所での熱伝導の影響が無い結果に基づいた検討が必要であるため、実験結果からこれを評価する事は困難である。(3)を除くと、上記要因の個別検討により、熱伝達率の計測における不確かさはおよそ10%程度であると見積もられた。この値は上記断熱膜冷却効率の計測における不確かさの見積もりよりも高い値である。

本研究では、(3)について第5章に後述する熱伝達率取得のための数値解析の結果を援用して、その影響のおおよその見積もりを示すこととする。(3)の影響は壁面温度の分布に依存するため、位置や条件によって大きく異なる。最も影響の小さい条件はRib2のBR=1.25であり、この影響を加えた熱伝達率計測の不確かさは冷却孔近傍 $x/d=4.0$ の位置で約14%、下流の $x/d=18$ の位置で約11%と見積もられた。最も影響の大きい条件はRib1のBR=0.5で、各々 $x/d=4.0$ で約29%、 $x/d=18$ で約12%となった。このように、冷却孔近傍では温度差の大きい分布のため面内熱伝導の影響は比較的大きく、下流の領域では条件によらずその影響は小さい結果が得られている。以上の不確かさの見積もりに関する詳細はAPPENDIX A-4に記述する。

3.2 断熱膜冷却効率の特性へ及ぼす影響

3.2.1 断熱膜冷却効率のスパン方向平均特性

Figure 3-6 に、リブなしを含む3種類のリブ配置に対するスパン方向平均断熱膜冷却効率 $\bar{\eta}$ の主流方向変化を示す。吹出比はBR=0.5, 0.75, 1.0, 1.25として、参照のためのnoRibについては、BR=0.5, 0.75である。BR=0.5の図には、従来研究の中で本実験と条件が比較的近くプレナムチャンバーの条件で行ったKohli et al.(1997)の結果を合わせて示した。Rib1, Rib2どちらのリブ配置においても $\bar{\eta}$ は、冷却孔の直下で高い値を示し下流に向かって徐々に低下する。この傾向はKohli et al.(1997)の傾向とよく一致している。高吹出比BR=1.25では、他吹出比に比較して、冷却孔近傍を除き主流方向の変化が小さい。

Figure 3-7 に、主流方向位置 $x/d=2.9, 7.1, 11.1, 15.1$ における $\bar{\eta}$ の吹出比依存性を示す。Rib1では、吹出比の増加に伴って一様に低下しているのに対し、Rib2では冷却孔直下の $x/d=2.9$ における $0.75 < BR < 1.25$ の範囲を除いて増加傾向を示す。そのため、 $BR < 1.00$ の範囲ではRib1の方がRib2に比べて明らかに高い値を示しているのに対して、 $BR=1.25$ ではその関係が逆転している。noRibのデータは、Rib1とRib2の間の値をとっている。以上より $\bar{\eta}$ の吹出比の依存性は、リブ配置によって大きく異なることが明らかになった。このことは、冷却孔から吹き出す膜冷却空気の主流への貫通の仕方の違いや、冷却孔下流領域における膜冷却空気の壁面からのリフトオフ挙動の違いによることが理由として考えられる。この膜冷却空気の構造や挙動がどのようにしてリブ配置によって変化するのかについては、次の第4章で明らかにする。

3.2.2 断熱膜冷却効率の局所特性

Figure 3-8 には断熱膜冷却効率の平面分布を示し、Fig. 3-9 には各々の吹出比に対する主流方向 $x/d=2.9$ の位置におけるスパン方向変化を示す。noRibやRib2では $y/d=0$ に対して非対称分布になるのに対して、Rib1ではほぼ対称な分布となっており、リブ配置によって明らかな相違が認められる。更に大きな特徴として、Rib1の場合にはBR=0.50の時に $y/d=0$ の位置に最大値をとるのに対して、Rib2の場合には、BR=0.75の時に $y/d < 0$ の領域で最大値を示している。

3.3 熱伝達率の特性へ及ぼす影響

3.3.1 熱伝達率比のスパン方向平均特性

Figure 3-10 には、吹出比 $BR=0.5, 0.75, 1.00, 1.25$ におけるスパン方向平均熱伝達率比 $\overline{h_f(x)}/\overline{h_0(x)}$ の主流方向分布を示す。従来研究との比較のため、 $BR=0.5$ にはプレナムチャンバーを使っているが、それ以外の流れの幾何形状が本実験と比較的類似している Goldstein et al.(1998) の結果を併記した。彼らの結果と本実験結果とは比較的良い一致を示し本実験による熱伝達率計測の妥当性を示した。

$BR=0.50, 0.75$ の低吹出比においては、 $\overline{h_f(x)}/\overline{h_0(x)}$ はリブ配置による大きな違いは示さず、ともに冷却孔近傍で比較的高い値を示している。一方で、高吹出比の $BR=1.25$ では、冷却孔近傍で若干低い値を示し、その下流の広範な領域で高い値を示している。この $BR=1.25$ では、Rib2 は Rib1 よりもいたるところで高い値を示しており、Rib1 と Rib2 の最大値は、各々約 1.2 と 1.3 となっており Rib2 の方が高い。

Figure 3-11 には、主流方向位置 $x/d=2.9, 7.0, 11.1, 15.1$ における $\overline{h_f(x)}/\overline{h_0(x)}$ の吹出比依存性を示す。この図より、 $x/d=2.9$ の $1.00 < BR < 1.25$ の吹出比範囲を除いて全てのリブ配置において、 $\overline{h_f(x)}/\overline{h_0(x)}$ は単調に増加している。また、本実験で行ったほぼ全ての吹出比範囲で、Rib1 や noRib よりも Rib2 の $\overline{h_f(x)}/\overline{h_0(x)}$ が高い値を示している。そして、このリブ配置による違いは、吹出比が大きい程顕著に、冷却孔に近い程大きく現れることが明らかになった。

3.3.2 熱伝達率比の局所特性

Figure 3-12 には冷却孔下流における熱伝達率比 h_f/h_0 の局所分布を示す。この図より、熱伝達率分布はリブ配置の影響を顕著に受けることが分かる。Rib1 と Rib2 の明らかな違いは、Rib2 の場合に認められる冷却孔直下の著しく高い熱伝達率領域の存在である。この冷却孔直下の高熱伝達率領域は、Fig. 3-11 において特に高吹出比の冷却孔近傍で Rib2 が高い値を示した原因となっている。noRib や Rib2 に比較して、Rib1 の分布は $y/d=0$ に対して比較的対称な分布になっており、主流方向に $x/d > 5$ の範囲では 2 本の筋状の高熱伝達率領域が低熱伝達率領域を挟み込むパターンが現れている。このような対称的な筋状のパターンは、膜冷却空気の構造として有名な双子渦(Fric and Roshko (1994), Fig. 1-9)の存在を示唆している。

Figure 3-13 は、各々の吹出比における $x/d=2.9$ での局所熱伝達率比 $h_f(x,y)/h_0(x,y)$ のスパン方向分布を示している。この図でも、Rib2 では 1 つの大きな最大値が現れるのに対し、Rib1 では 2 つの最大値を示しリブ配置による特徴の違いが大きく認められる。この違いは、吹出比が高くなるほど顕著になり $BR=1.25$ においては Rib2 の最大値が Rib1 の 1.2 倍以上になっている。

Figure 3-14 は Fig. 3-13 と同様であるが、主流方向位置がやや下流 $x/d=7.0$ の位置におけるスパン方向分布を示している。この結果より、下流の位置では上流と同様の傾向を表す一方でその特

徴が弱まることが確認できる。

3.4 膜冷却性能の算出

3.4.1 評価方法

膜冷却性能は、第2章で記述したように(2-7)式の熱流束低減率 γ 、および(2-10)式の表面温度低減率 χ によって評価する。この評価においては以下の点を考慮し面積平均値 $\langle \gamma \rangle$ 、 $\langle \chi \rangle$ について評価する。

- (1) 膜冷却を行う壁面の局所熱流束を、この壁面に垂直な1次元の熱通過問題により簡単化して計算する。2次流路の冷却空気温度も一定と仮定する。
- (2) (2-7)式、(2-10)式における h_w については、本実験系における計測ではなく、商用運転に供する実機ガスタービン翼の条件を参考に仮定する。

面積平均値、 $\langle \gamma \rangle$ と $\langle \chi \rangle$ は、各々、計測値である $\eta(x,y)$ と $h_f(x,y)/h_0(x,y)$ との値から次式に従い局所値 $\gamma(x,y)$ 、 $\chi(x,y)$ から算出される。

$$\langle \gamma \rangle = \sum_{i=1}^{63} \sum_{j=1}^{13} \gamma(i,j) / 819 \quad (3-8)$$

$$\langle \chi \rangle = \sum_{i=1}^{63} \sum_{j=1}^{13} \chi(i,j) / 819 \quad (3-9)$$

ここで、面積平均範囲は、819点の計測点がカバーする範囲であり、 $1.7 < x/d < 18.2$ および $-1.3 < y/d < 1.3$ である。また、本研究においては、Takahashi et al.(2005)による実機 1300°C級ガスタービンの翼温度推定計算結果を参考にして、TBC 施工時を $\alpha=0.48$ 、未施工時を $\alpha=1.05$ とした。このTBC 未施工時の条件は、Baldauf et al.(2002)が実機タービン翼の使用環境条件に相当する代表値として用いた $\alpha=1.0$ に近い。

3.4.2 膜冷却による熱流束低減率および表面温度低減率の特性

Figure 3-15 は、TBC 施工時の Rib1 と Rib2 に対する $\langle \gamma \rangle$ と $\langle \chi \rangle$ の吹出比に対する依存性を示している。膜冷却性能の評価において、熱伝達率を直接計測することの意義を示すため、 $\langle \gamma \rangle$ と $\langle \chi \rangle$ について、従来熱伝達率計測結果の代替えとしてしばしば用いられてきた、 $h_f=h_0$ とする仮定を用いた $\langle \gamma \rangle$ および $\langle \chi \rangle$ の算出結果も合わせて示した。本算出結果より得られた $\langle \gamma \rangle$ および $\langle \chi \rangle$ の特性は以

下の通りである。

- (1) Rib1 の $\langle \gamma \rangle$ および $\langle \chi \rangle$ は、本実験で対象とした吹出比の範囲($0.5 < BR < 1.25$)において、吹出比の増加に伴って単調かつ著しく低下し、膜冷却特性としては望ましくない。 $\langle \gamma \rangle$ は、吹出比 $BR=0.5$ では 0.17 であるが $BR=1.25$ まで増加すると 0.05 まで低下し、 $\langle \chi \rangle$ については吹出比が $BR=0.5$ から $BR=1.25$ まで増加すると、0.11 から 0.04 にまで低下する。このような吹出比の変化に伴う大きな性能低下は、実機タービン翼の運転状態で吹出比が変化することを鑑みて望ましくない特性である。
- (2) 同様の挙動が、 $h_f=h_0$ を仮定した場合にも認められるが、 $\langle \gamma \rangle$ および $\langle \chi \rangle$ の吹出比に伴う低下は小さくなる。このことは、(1)で示した吹出比の増加が膜冷却性能に及ぼす望ましくない影響を、 $h_f=h_0$ の仮定を用いた場合には見逃す危険性を示している。
- (3) Rib2 の $\langle \gamma \rangle$ および $\langle \chi \rangle$ の吹出比に対する依存性は Rib1 と異なる。 $BR=0.75$ 付近で極大となり、本実験の吹出比範囲($0.5 < BR < 1.25$)では変化が小さく、吹出比に対する感度が小さい結果となった。
- (4) Rib2 の $BR=0.75$ の $\langle \gamma \rangle$ および $\langle \chi \rangle$ の値は、Rib1 の値よりも大幅に小さいが、 $BR > 1.00$ では逆転し、Rib2 が Rib1 を上回る。
- (5) 本実験の吹出比範囲($0.5 < BR < 1.25$)において、 $h_f=h_0$ を仮定した場合には Rib2 の $\langle \gamma \rangle$ および $\langle \chi \rangle$ が増加傾向に転じる。そのため、吹出比増加の影響を見誤り、冷却性能を過大に見積もることとなるため、安全性・耐久性の評価にとっては危険である。

TBC 未施工の場合の冷却性能の評価結果を Fig. 3-16 に示す。基本的な $\langle \gamma \rangle$ および $\langle \chi \rangle$ の挙動は、膜冷却施工の場合とほぼ同じであるが、膜冷却の効率は低下することがわかる。このことから、TBC と膜冷却の併用が、熱流束やタービン翼表面温度の低下には効果的であることを確認できる。

Figure 3-17 に、冷却孔下流における γ の局所分布を示す。図中、特に高吹出比において、計測領域の両端で値が低下する傾向が確認される。これは断熱膜冷却効率の計測の際に、壁面に埋め込んだ熱電対による温度計測において、熱伝導による影響を完全に排除することができなかったためと考えられる。なお、断熱膜冷却効率計測時と同じ温度条件（主流と 2 次流に温度差を与え、

壁面を断熱条件とした)として赤外線カメラによる壁面温度計測結果を用いて γ の局所分布を求めた場合には、この図のような主流方向の周期的な変動は認められないことを確認している。

Figure 3-17 に示す局所分布においても、上述 Fig. 3-15 および Fig. 3-16 に示した、吹出比に伴う平均値と同様の特徴が捉えられ、TBC 施工による膜冷却性能の向上や Rib1 の吹出比増大に伴う著しい性能低下、Rib2 の吹出比依存性が低い特徴が現れている。断熱膜冷却効率や熱伝達率の局所分布で確認したように、Rib1 では冷却孔に対して対称分布となり、Rib2 の場合には非対称分布となることが確認できる。本結果から、 γ は断熱膜冷却効率と熱伝達率を統合し熱流束で評価した指標であるが、本実験範囲においては断熱膜冷却効率の影響が色濃く現れることが分かる。この関係については、第5章において詳しく論じる。

3.5 結果のまとめ

本章では、内部冷却流路に設置される伝熱促進リブの配置がガスタービン翼の外側表面の冷却性能に及ぼす影響について実験的に明らかにした。

膜冷却による熱流束低減率および表面温度低減率を評価するために、2つの異なるリブ配置 Rib1, Rib2 について、平板上の断熱膜冷却効率および熱伝達率の計測を行った。得られた成果は以下の通りである。

- (1) 断熱膜冷却効率の吹出比に対する依存性は、リブ配置の影響を大きく受けることが分かった。平均断熱膜冷却効率は、 $BR < 1.00$ の範囲では Rib1 の方が Rib2 よりも大幅に高い値を示すのに対して、吹出比が増加するとその関係が逆転し $BR = 1.25$ では Rib2 の方が高くなる。
- (2) 局所断熱膜冷却効率の特性もリブ配置によって変化する。断熱膜冷却効率のスパン方向分布は、Rib1 の場合には冷却孔中心に対して対称的となるのに対して、Rib2 の場合には歪曲した非対称の分布となる。
- (3) 熱伝達率のスパン方向平均の特性は Rib1, Rib2 とともに吹出比とともに増加する同様の傾向が認められた。リブ配置による相違点として、Rib2 の場合に吹出比の増加に伴って冷却孔近傍の領域で著しく高い値を示すことが分かった。
- (4) 局所熱伝達率の特性もリブ配置によって大きな影響を受けることが分かった。Rib1 の場合の

スパン方向分布は、冷却孔中心に対して対称で比較的一様な分布となり、極大値が2つ現れるのに対し、Rib2 の場合には非対称な分布となり、特に冷却孔近傍の領域で Rib1 と比較しても著しく高い極大値が1つ現れる。

- (5) 断熱膜冷却効率と熱伝達率の計測結果から得られる熱流束低減率および表面温度低減率を評価した結果、膜冷却性能は顕著にリブ配置に依存することが分かった。Rib1 の場合には、低吹出比で高い値を示すが、吹出比に伴って単調に、かつ著しく減少するのに対して、Rib2 の場合には吹出比の変化に対する感度が小さい。

- (6) 従来しばしば用いられてきた熱伝達率に関する仮定 $h_f=h_0$ を利用すると、熱流束低減率や表面温度低減率について、耐久性や安全性にとって危険側の評価を導く可能性があることが分かった。そのため、膜冷却性能についてより信頼性が高く安全側の評価をするためには、膜冷却時における熱伝達率の正確な評価が必要であることが分かった。

- (7) TBC 技術の適用によって、膜冷却による熱流束低減率および表面温度低減率はともに向上する。ただし、各々の吹出比依存性は変化しない。

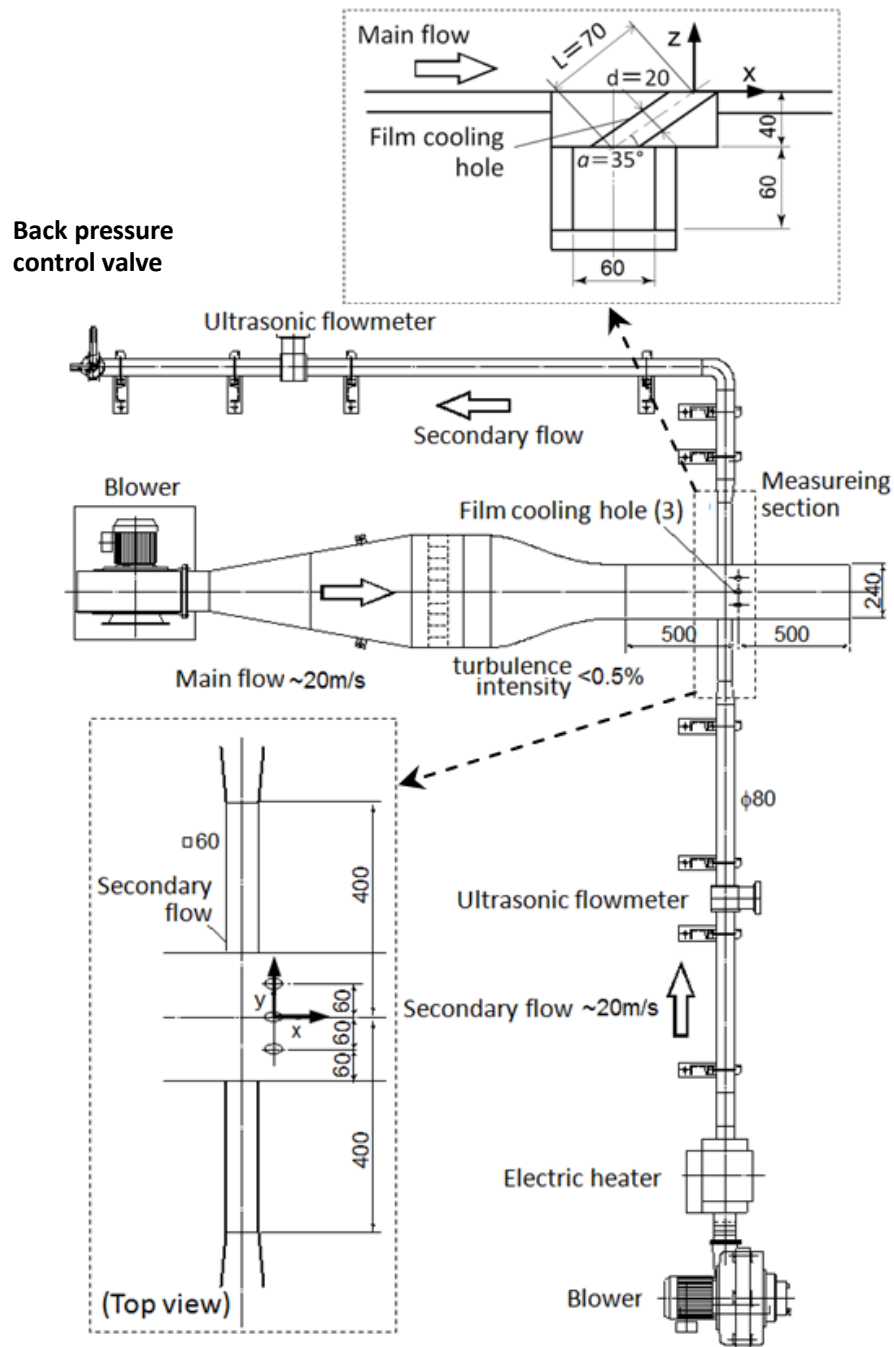


Fig. 3-1 Experimental apparatus

Table 3-1 Experimental conditions

		AFCE	HTC
Main flow	Re	2.5×10^4	2.5×10^4
	Tu	< 0.5%	< 0.5%
	T _G	Room temp. (about 296K)	Room temp. (about 296K)
Secondary flow	Re	2.1×10^4	2.5×10^4
	BR	0.5, 0.75, 1.00, 1.25	0.5, 0.75, 1.00, 1.25
	T _C	333K	T _G ± 0.2K

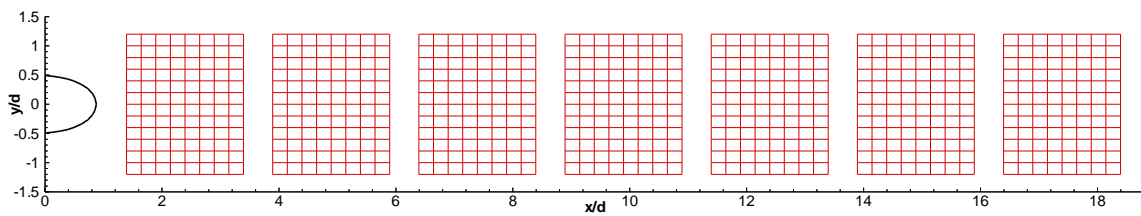


Fig. 3-2 Adiabatic wall temperature measurement grid

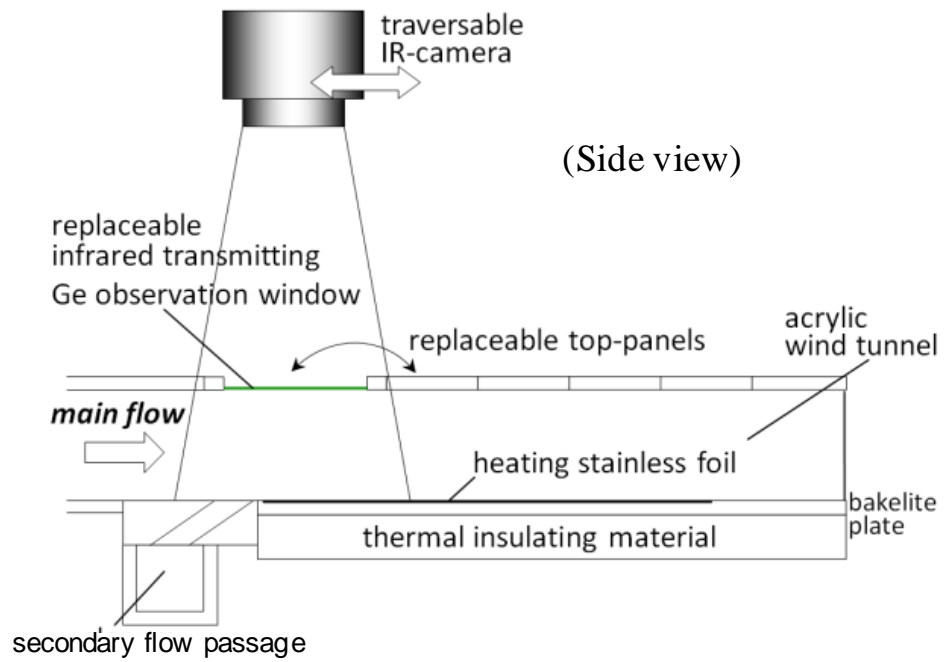


Fig. 3-3 Wall temperature measurement system

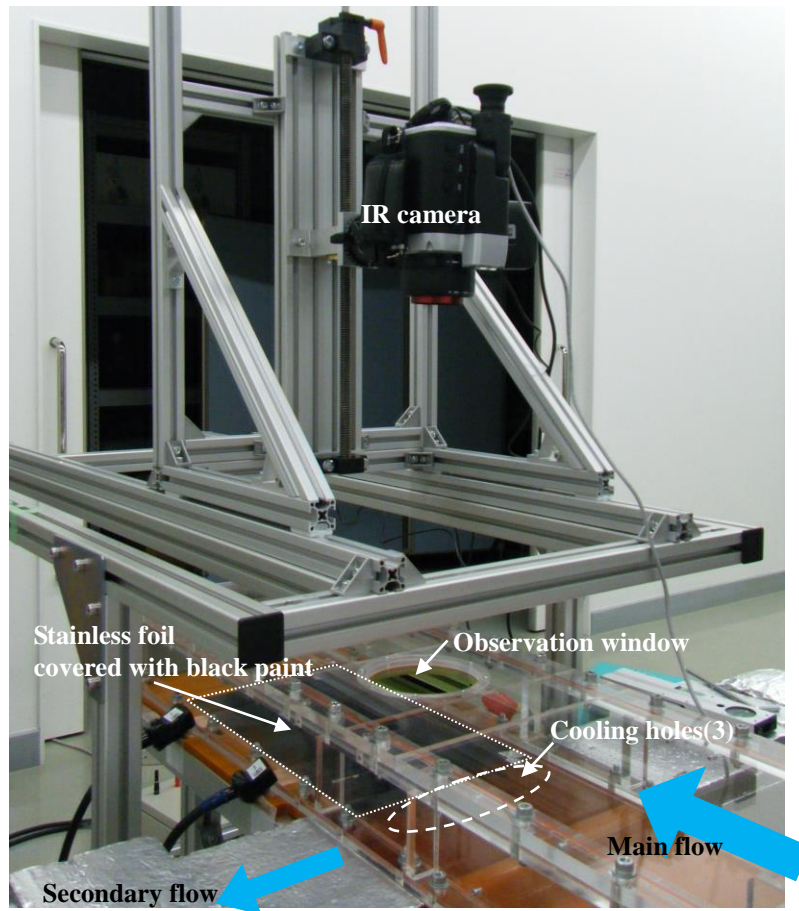


Fig. 3-4 Test section for the measurement of HTC

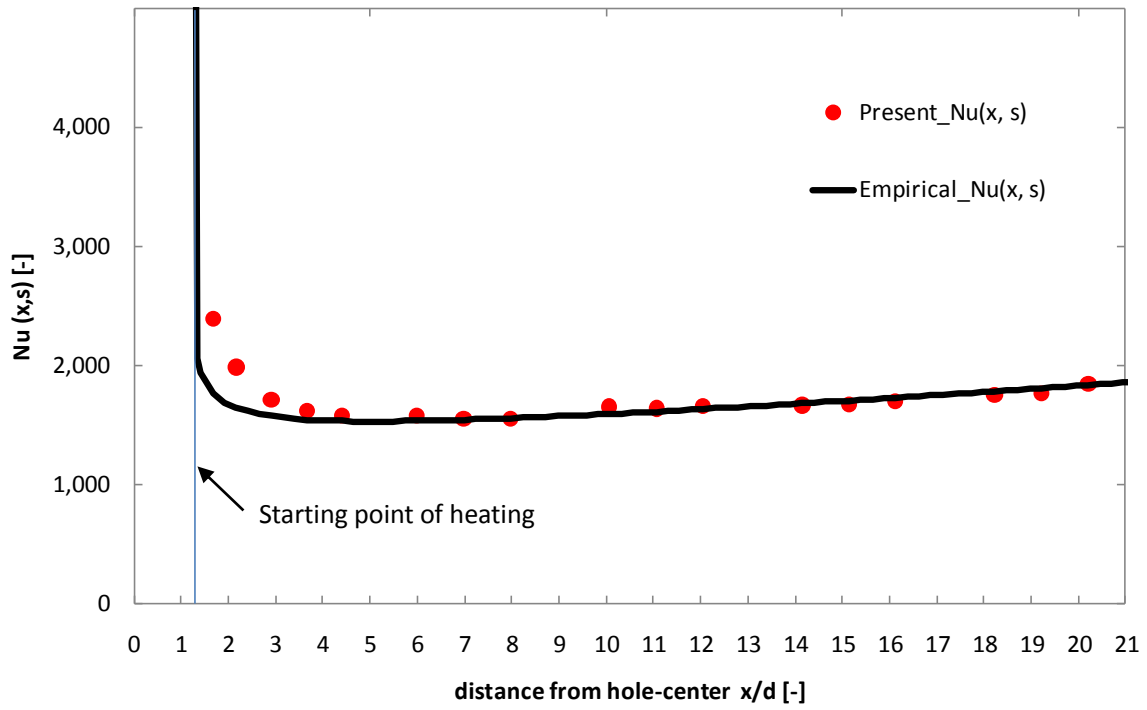


Fig. 3-5 Comparison of measured h_0 with the empirical one

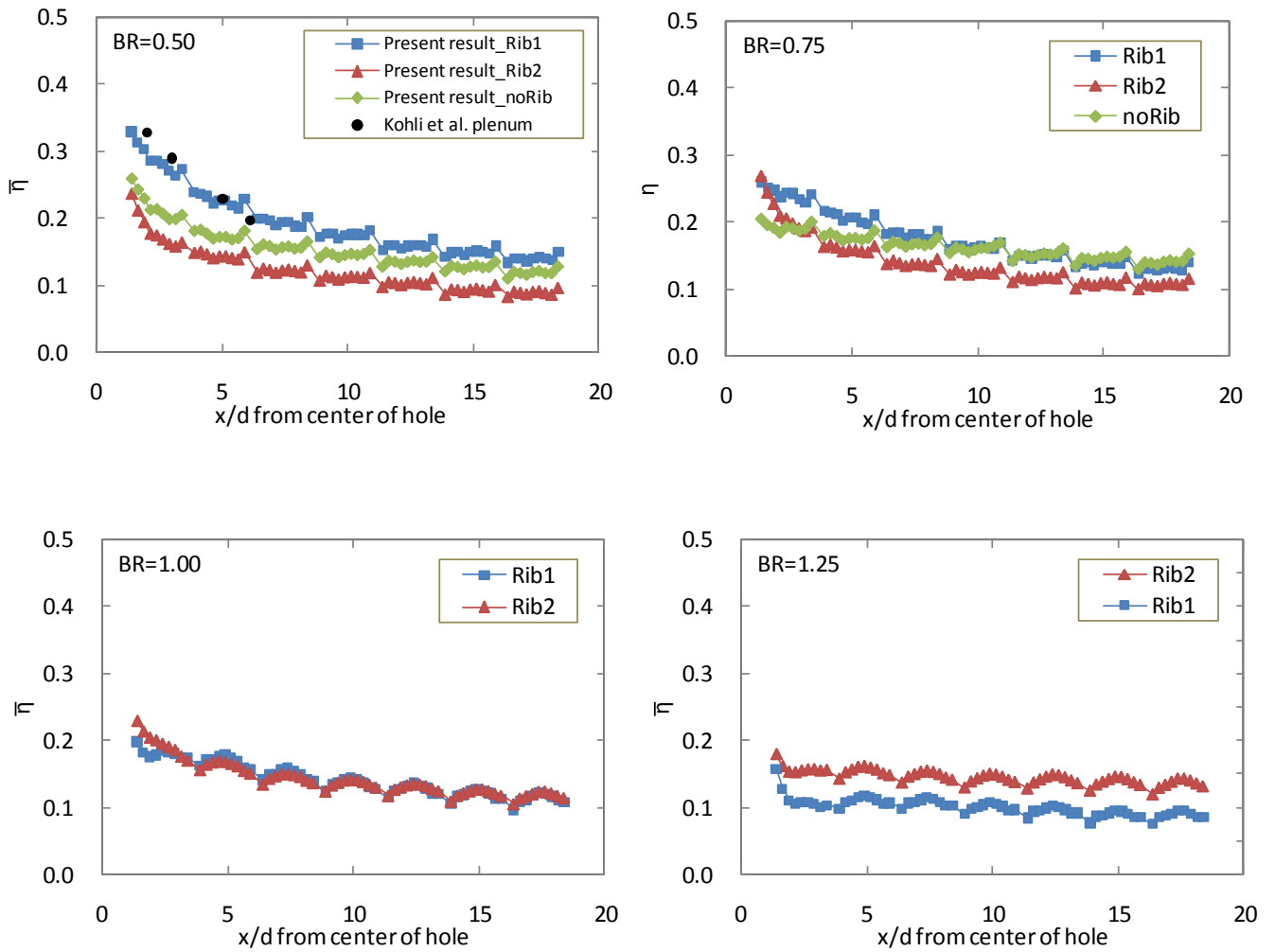


Fig. 3-6 Effects of rib orientation on the streamwise distribution of laterally averaged AFCE
 (-1.3 < y/d < 1.3 lateral average)

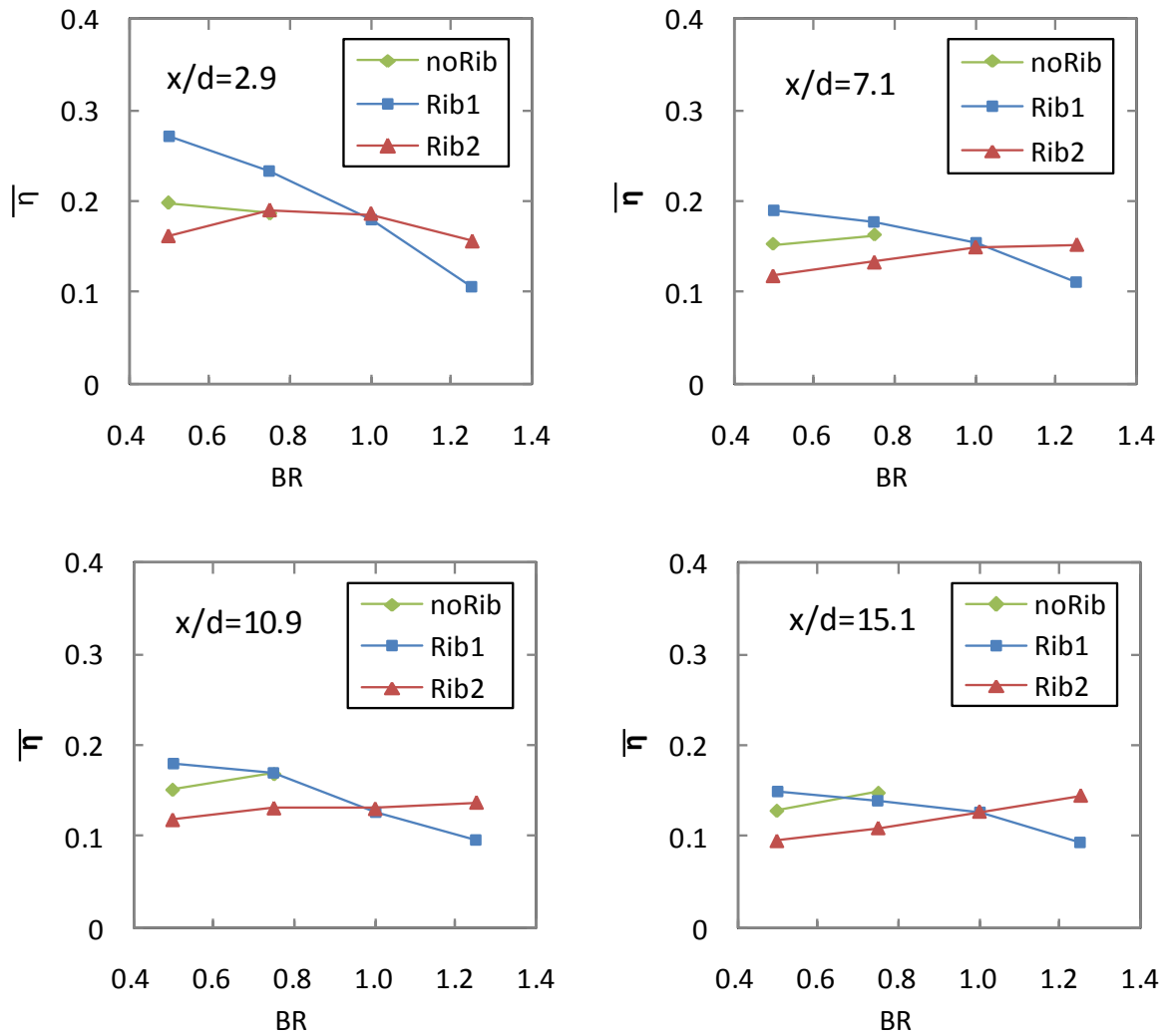


Fig.3-7 Effects of BR on the laterally averaged AFCE at four downstream positions

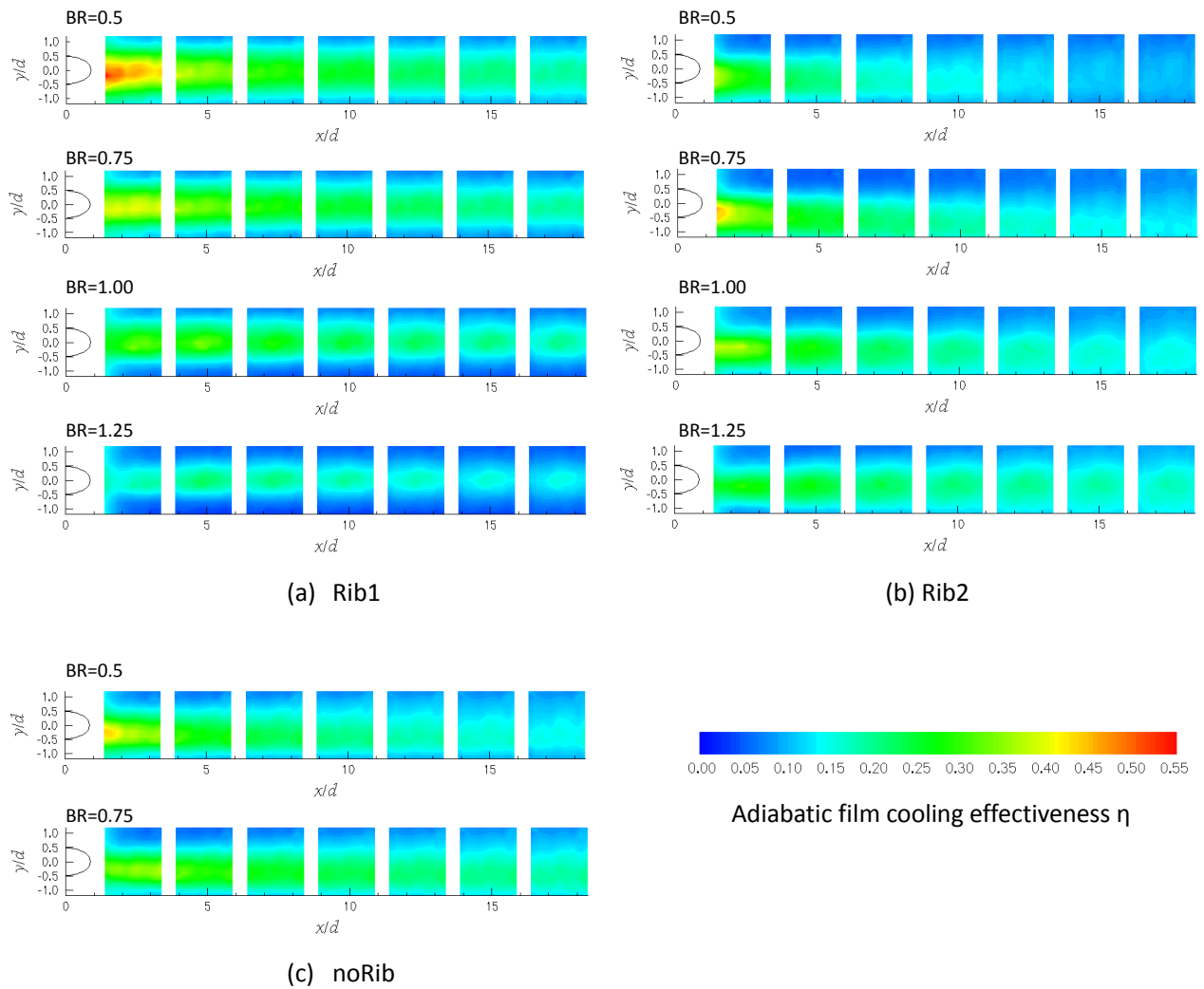


Fig. 3-8 The AFCE in the region downstream of the film-cooling hole ($1.39 < x/d < 18.4$, $-1.2 < y/d < 1.2$)

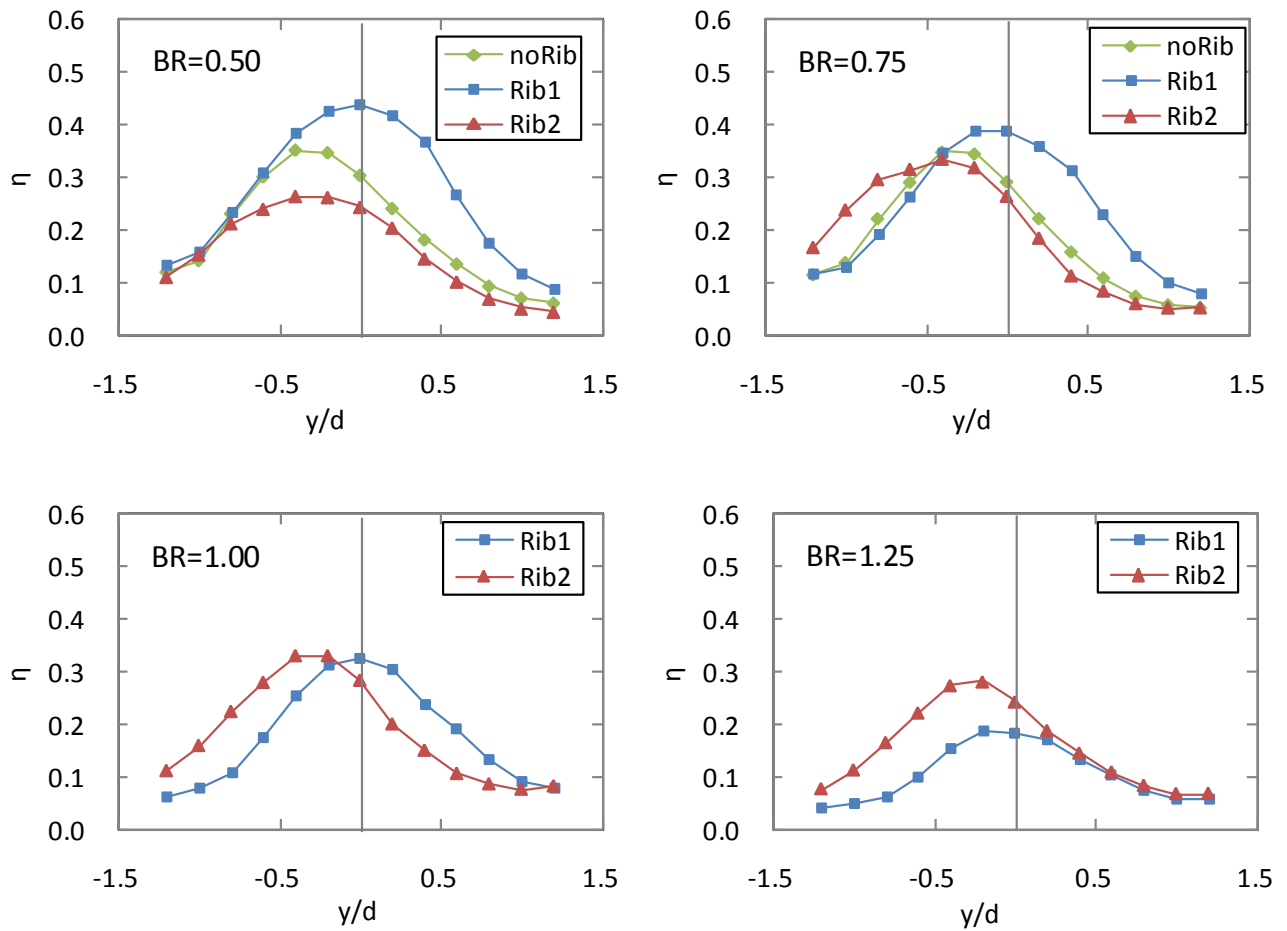


Fig.3-9 Effects of the rib orientation on the lateral AFCE distributions at $x/d=2.9$

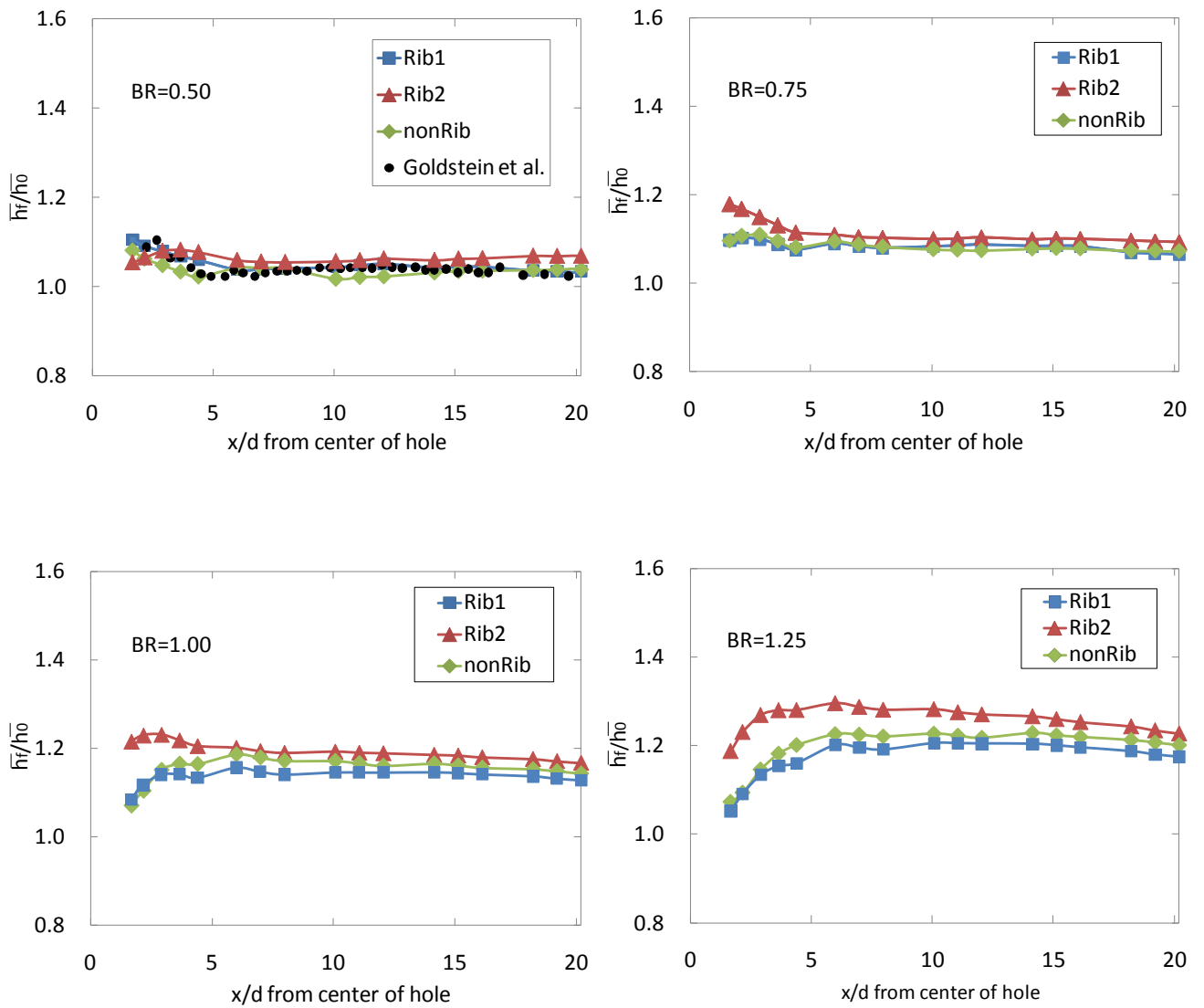


Fig. 3-10 Effect of rib orientation on the ratio of laterally averaged HTC's in the streamwise distribution (-1.5<y/d<1.5 lateral average)

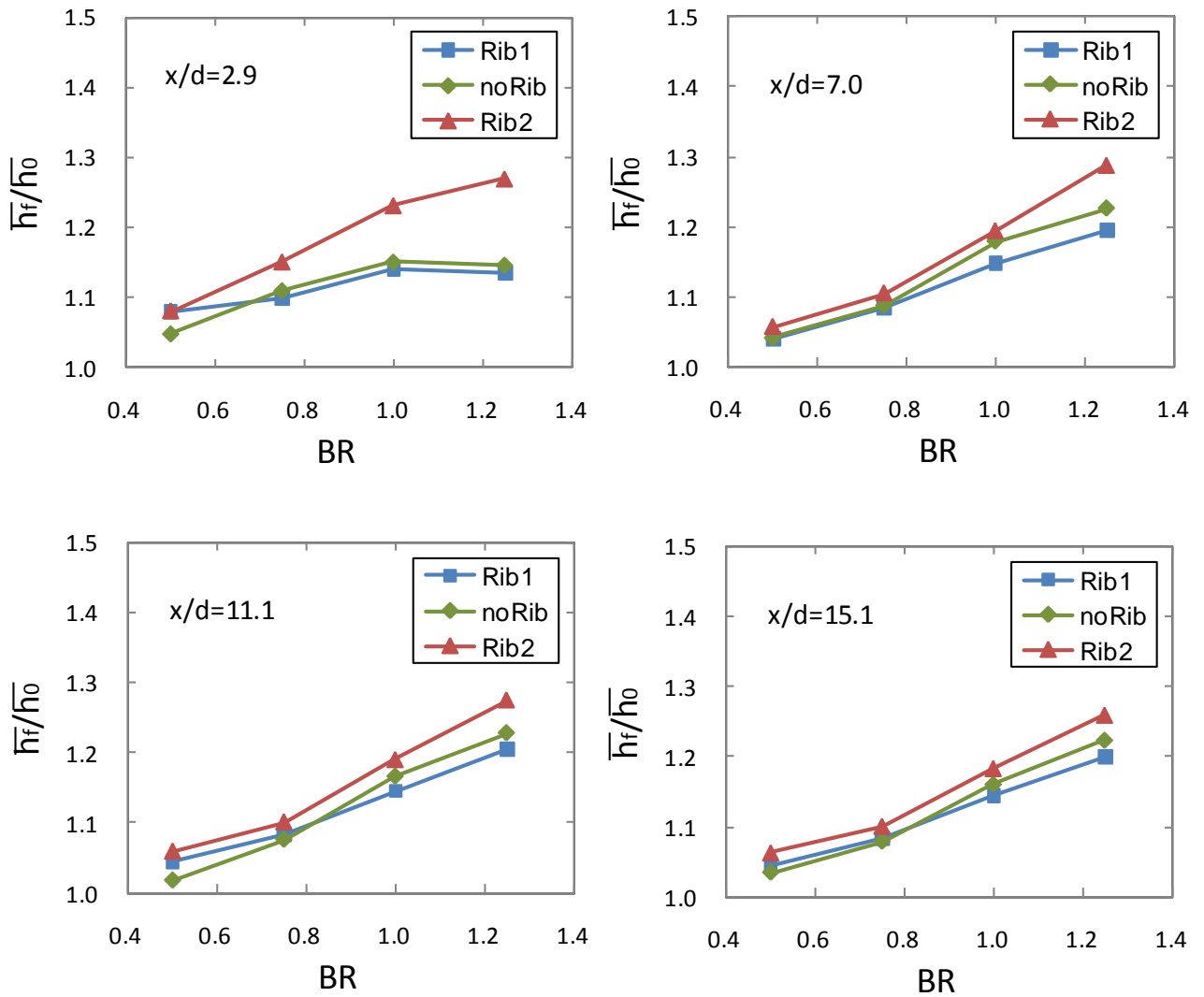


Fig. 3-11 Effect of BR on the ratio of laterally averaged HTC's at four positions in the streamwise distribution

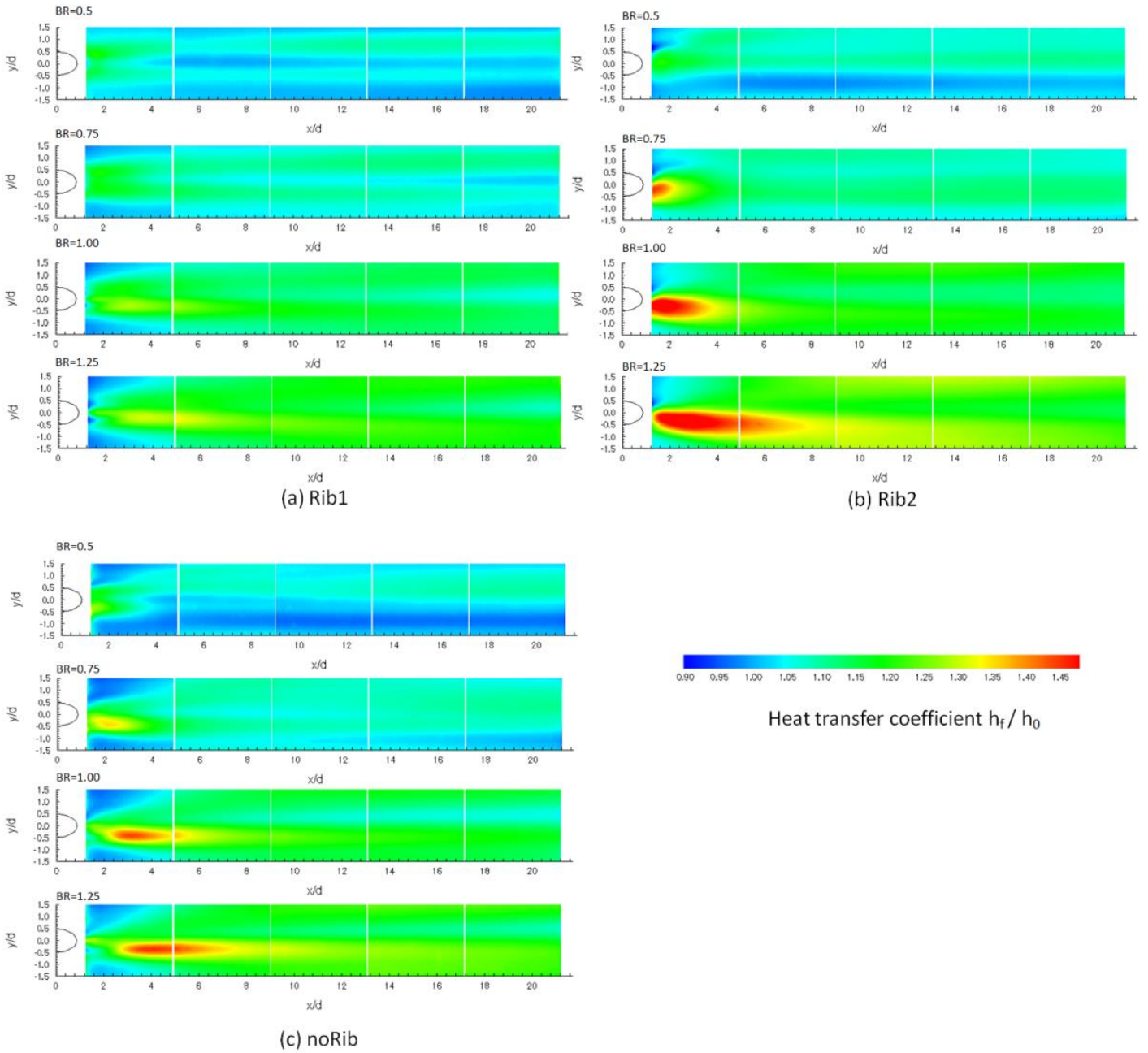


Fig. 3-12 The ratio of local HTC's in the region downstream of the film-cooling hole ($1.26 < x/d < 21.2$, $-1.5 < y/d < 1.5$)

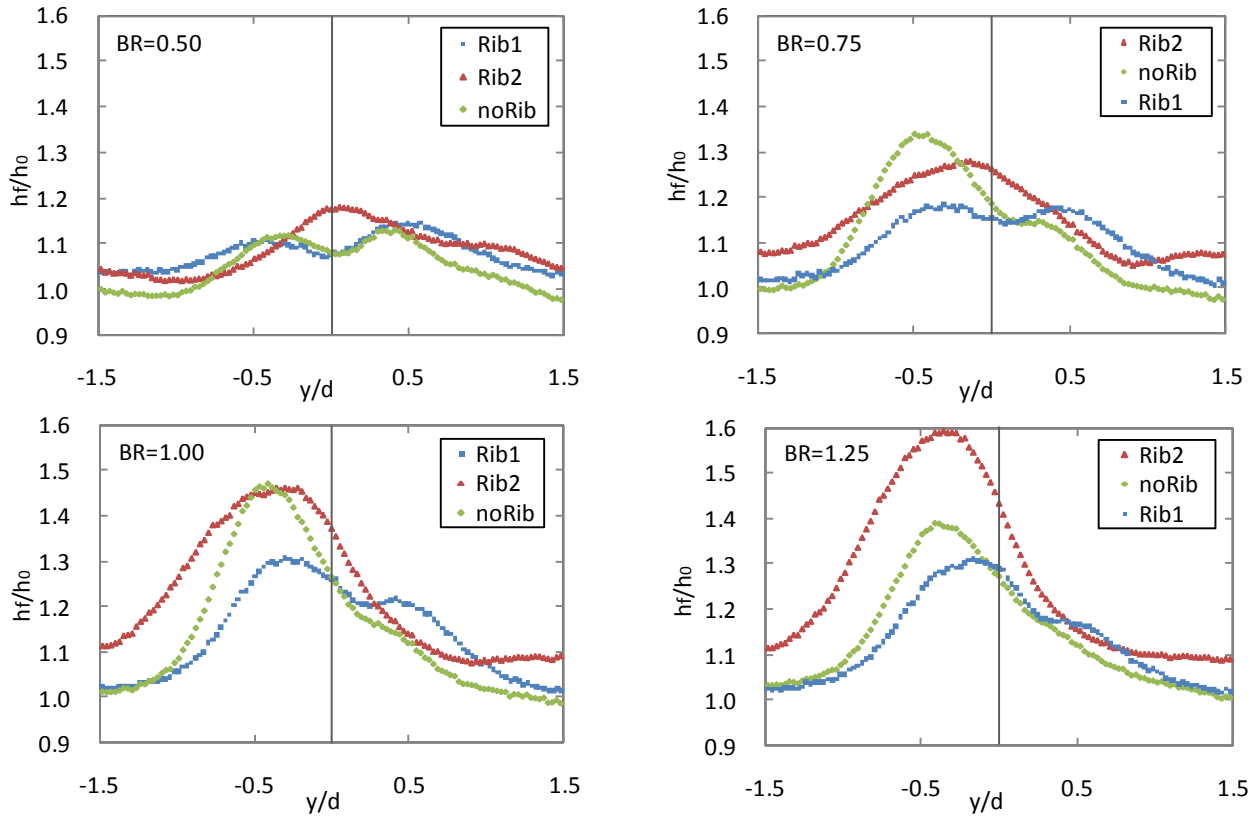


Fig3-13 Effect of rib orientation on the lateral distribution of the HTC's ratio ($x/d=2.9$)

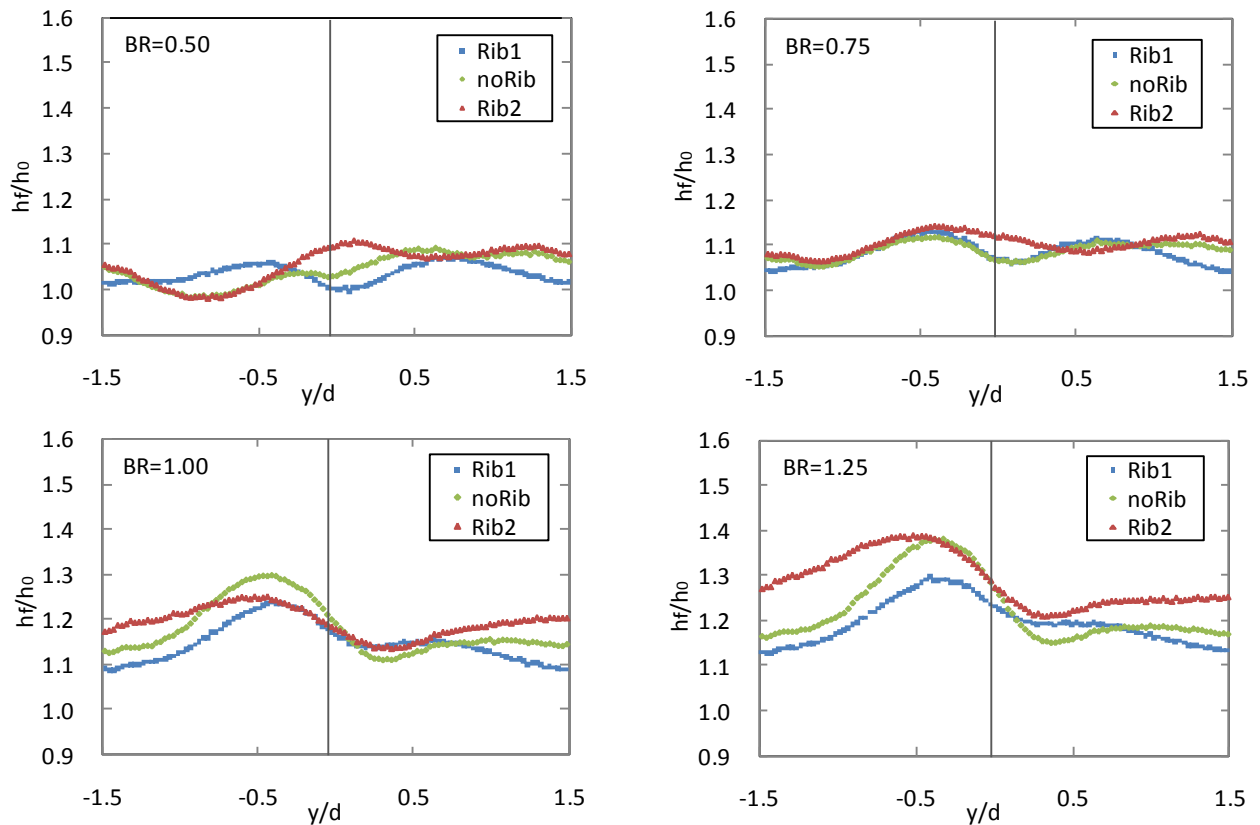


Fig.3-14 Effect of rib orientation on the lateral distribution of the HTC's ratio ($x/d=7.0$)

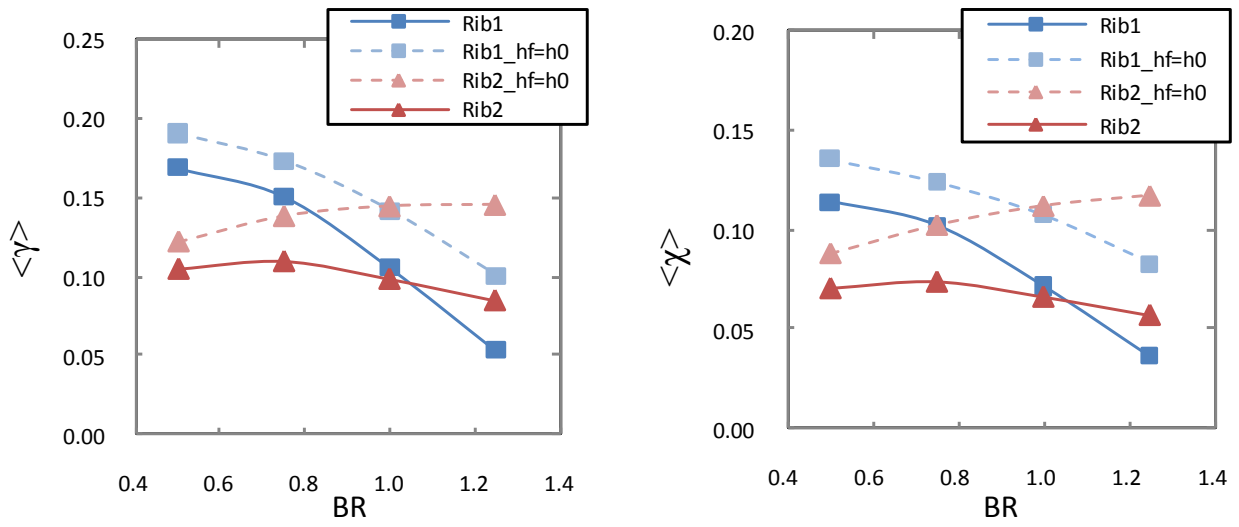


Fig. 3-15 Effect of rib orientation on the NHFR and NSTR with TBC $\alpha=0.48$

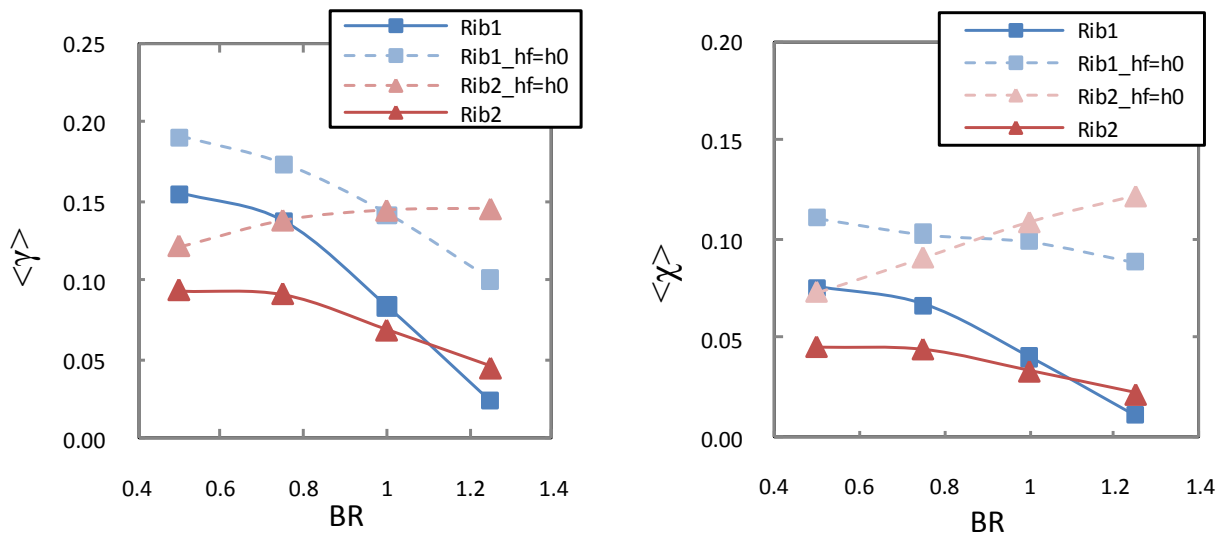


Fig. 3-16 Effect of rib orientation on the NHFR and NSTR without TBC $\alpha=1.05$

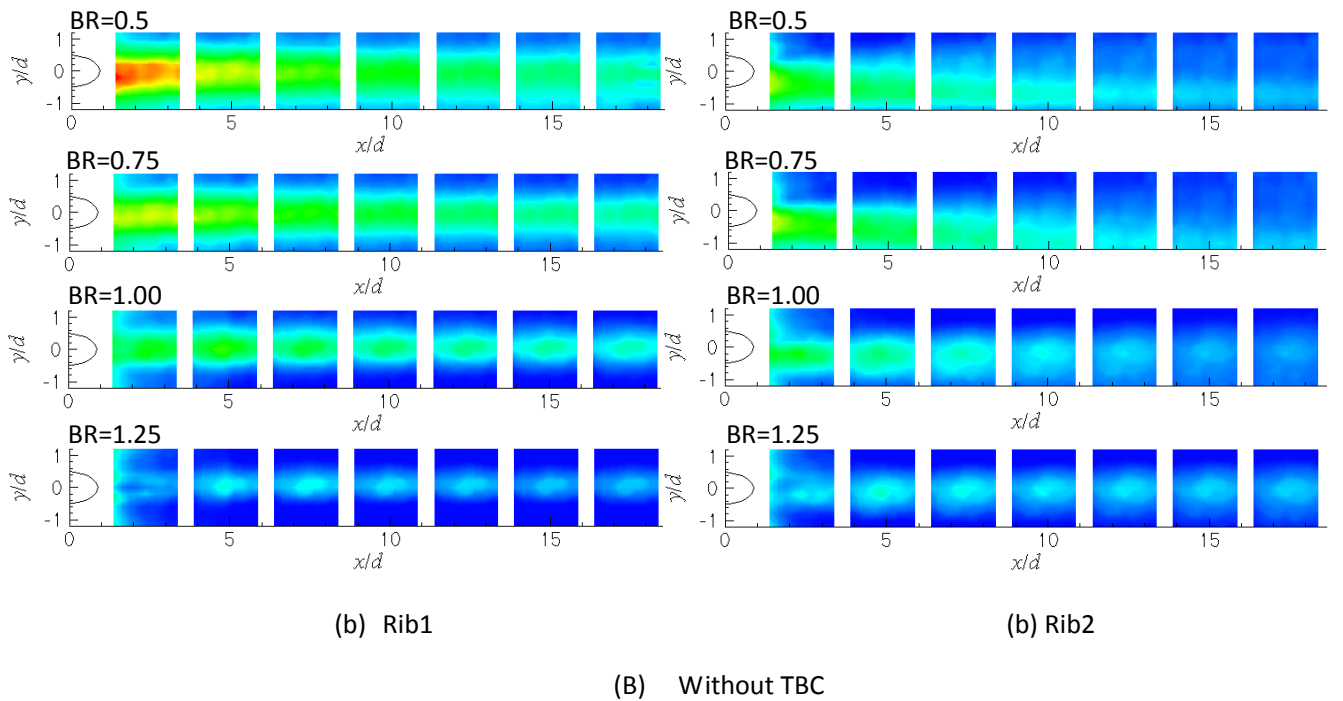
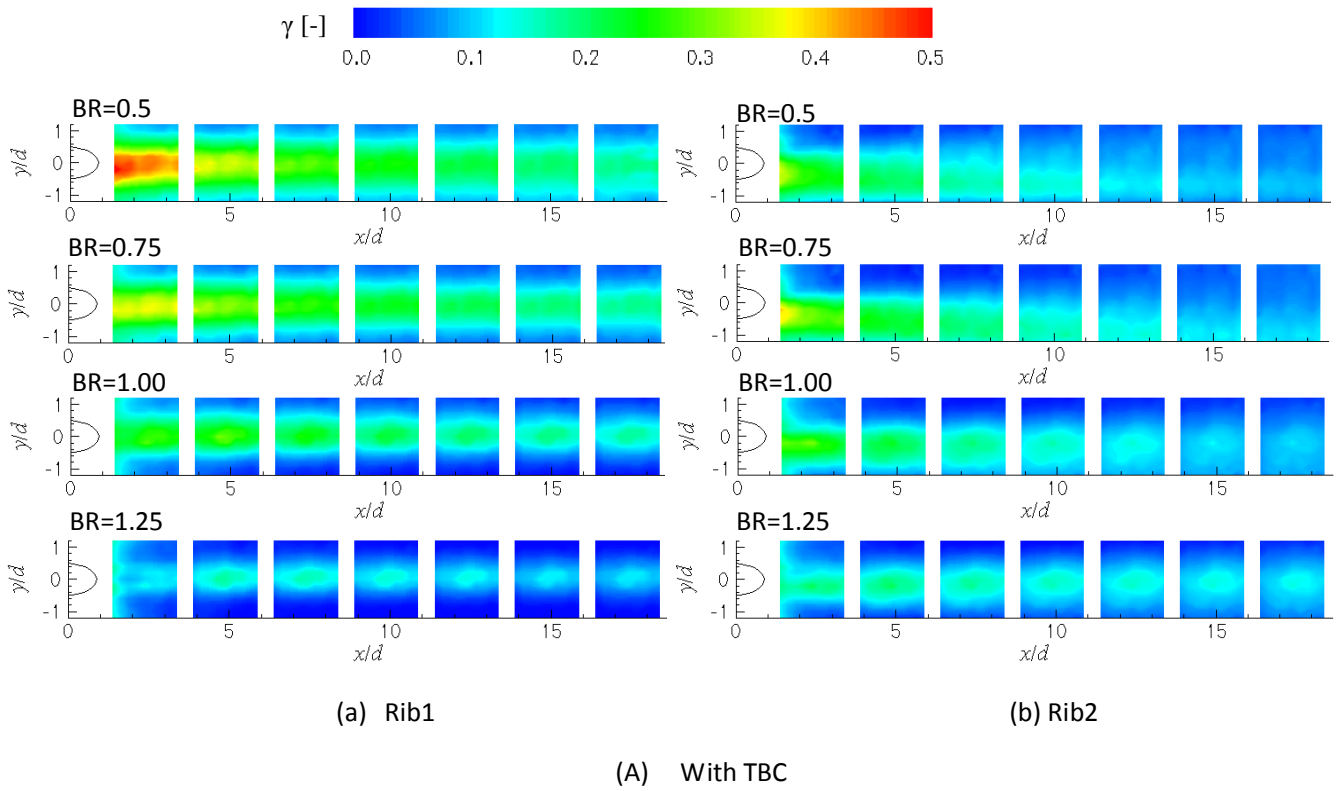


Fig. 3-17 The NHFR in the region downstream of the film-cooling hole ($1.39 < x/d < 18.4$, $-1.2 < y/d < 1.2$) (with the assumption of $h_c = \text{constant}$)

第 4 章 流れ特性の数値的検討

第3章では、内部冷却流路に設置される伝熱促進リブの配置が表面の膜冷却性能に著しい影響を及ぼすことを実験的に明らかにした。本章では、内部のリブ配置がどのようにして表面の膜冷却性能にそれ程の影響を及ぼすのか、また、何がそのメカニズムを担っているのかを明らかにする。実験では把握することが困難な各部の状態量やそれらの相関関係などを捉えることを得意とする数値解析を援用し、内部冷却流路、膜冷却孔内部、および壁面上各部の流れ特性を明らかにする。内部リブ配置に起因する流れ特性の変化を捉えることによって上述のメカニズムに迫る。数値解析は、第3章で行った断熱膜冷却効率の計測実験を模擬して主流と2次流に温度差を与え壁面断熱条件とした熱的条件のもとDESを行う。各部の流れ特性を明らかにするとともに、解析結果から得られる壁面上の流れ場と断熱膜冷却効率分布との関係から、リブ配置によって変化する断熱膜冷却効率のメカニズムを明らかにする。

4.1 手法

4.1.1 解析対象と条件

本章では、第3章で行った断熱膜冷却効率の実験計測系を模擬した数値流体解析を行った。計算領域を Fig. 4-1 に示す。構成はタービン翼表面を模擬した主流部と内部冷却流路を模擬した2次流路、およびそれらを繋ぐ冷却孔から成る。2次流路は $3d \times 3d$ ($60\text{mm} \times 60\text{mm}$) の正方形断面を持ち、主流部に対し垂直方向に配置した。冷却孔は直径 $d=20\text{mm}$ の円孔であり、主流に対して 35° の傾斜角で長さ $L=3.5d$ である。2次流路のリブ配置も実験と同様に Fig. 1-3 の 'Rib1', 'Rib2' について格子を各々用意した。リブの傾斜角は、主流に対して 120° (Rib1), 60° (Rib2) でピッチ高さ比は $p/e=10$ である。また、本数値解析における座標系も実験系と同一とし、冷却孔出口断面の中心を原点として主流方向を x 座標、スパン方向を y 座標、高さ方向を z 座標とする。各々の座標方向の速度を u, v, w m/s とする。

本解析の計算条件を Table 4-1 にまとめた。主流部の入口平均流速 U_G 、および2次流の入口平均流速 U_C はともに 20m/s とした。膜冷却孔直径を代表寸法とするレイノルズ数は、主流および2次流で、各々 2.5×10^4 , 2.1×10^4 である。温度については主流 298K 、2次流 323K とした。冷却孔出口における平均吹き出し速度 U_{jet} を、主流の入口と出口の質量流量の差から求め、吹出比の算出は(3-1)式に従う。第3章では、膜冷却性能の吹出比依存性がリブ配置によって全く異なる特徴を示すことを実験的に明らかにした。本章ではその原因を検討するため低吹出比と高吹出比について各々解析を行う。また、断熱膜冷却効率の算出についても第3章の(3-2)式の定義に従う。

4.1.2 数値解析手法

本解析は非構造格子の有限体積法に基づく商用数値流体解析コード ANSYS FLUENT® Ver. 12.0.16(一部 Ver. 6.3)を用いて非定常粘性流体解析を行った。浮力は考慮せず、熱伝導率と比熱は常温常圧(300K, 101,325Pa)における空気を仮定して一定とし、粘性係数はサザーランドの式を用い、密度については、次の通り、圧力一定とした理想気体の状態方程式を適用して評価した。

$$\rho = \frac{p_{op}}{R \frac{T}{M_w}} \quad (4-1)$$

ここで、R=一般気体定数、M_w=気体分子量、p_{op}=基準圧力(大気圧力)

乱流モデルには、Shur et al.(1999)による DES を採用する。本解析では、壁面近傍の RANS 領域には、Spalart and Allmaras (1992) による次の 1 方程式モデル(SA モデル)を用いる。

$$\frac{D\tilde{\nu}}{Dt} = c_{b1}\tilde{S}\tilde{\nu} + \frac{1}{\sigma}[\nabla \cdot ((\nu + \tilde{\nu})\nabla\tilde{\nu}) + c_{b2}(\nabla\tilde{\nu})^2] - c_{w1}f_w \left[\frac{\tilde{\nu}}{l} \right]^2 \quad (4-2)$$

ここで $\tilde{\nu}$ は、渦粘性を減衰関数で割った粘性の次元をもつ変数で \tilde{S} は渦度ベクトルのノルムの大きさを表す、 f_w は減衰関数、 c_{b1} 、 c_{b2} 、 c_{w1} 、 σ はモデル定数、 l は長さスケールで、RANS と DES の切り替えポイントを指定する重要な変数であり次式で与えられる。

$$l = \min(d_w, C_{DES}\Delta) \quad (4-3)$$

$$\Delta = \max(d_x, d_y, d_z) \quad (4-4)$$

ここで d_w は壁面からの距離で、 C_{DES} はモデル定数(=0.65)、 d_x 、 d_y 、 d_z は各方向の格子幅である。壁面近傍では $l=d_w$ となり、通常の SA モデルであるが、壁から離れると $l=C_{DES} \Delta$ となり、1 方程式の SGS モデルになる。冷却孔出口近傍における RANS 領域と LES 領域の切替りの位置を Fig. 4-2 に示す。図中の青色で示したところが LES、赤色で示したところが RANS 領域である。

空間の離散化手法については、対流項については、運動量方程式には 2 次精度中心差分、SA モデルの支配方程式には 2 次精度中心差分、エネルギー方程式には 3 次精度 MUSCL を用いた。対流項以外の全ての項については 2 次精度中心差分を用いた。圧力と速度の連成には SIMPLE 法を用いた。時間の離散化には 2 次陰解法を選択し、時間ステップ $dt=0.005d/U_G$ で時間進行させた。無次元時間 $75d/U_G$ (物理時間で 0.075 秒)の間サンプリングを行い、平均場を求めた。

Figure 4-3 には各境界条件を示した。主流側面は周期境界条件として冷却孔 1 個分を計算対象とした。主流部上側境界には、高さ $4d$ の位置に次式に従う対称条件を課している。

$$\frac{\partial u}{\partial z} = 0, \quad \frac{\partial v}{\partial z} = 0, \quad w = 0 \quad (4-5)$$

計算格子は格子生成ソフト Gridgen[®]で作成した。2次流路における冷却孔入口周辺の限られた領域を四面体セルとした以外、大部分に関しては六面体セルで作成している。格子数は、主流部が約210万セル、2次流路が約180万セル、冷却孔が約40万セルで総セル数として約430万セルとなった。格子密度について、通常は摩擦速度で定義されるスケール $y^+ = 1 \sim 3$ 程度以内(ここで、+は摩擦速度と動粘性による無次元化を意味する)に収まることを基準にする場合が多い。また例えば、航空機翼周りなど高レイノルズ数流れの計算で、壁面摩擦係数などを正確に予測するまでの精度が要求されるような場合には、使われる通常の乱流モデルでは粘性底層内に少なくとも、1, 2個の格子点を必要とし、壁面に垂直方向の最小格子幅はレイノルズ数を基準とした経験則で見積もられる(数値流体力学ハンドブック, 2003)。その基準に則ると、例えば翼弦長を代表長さにした 10^6 のレイノルズ数では、最小格子幅は翼弦長の 10^{-4} 倍~ 10^{-5} 倍となる。本解析に用いた格子でも、この経験則を満足しており、冷却孔の下流領域で平均して $y^+ = 0.8$ であることを確認している。また、本計算格子では、粘性底層に3個程度の計算セルが包含され、従来型の壁関数を使うことなく壁面近傍まで解くことが可能となっている。熱の輸送については、乱流プラントル数($Pr = 0.85$)より渦粘性係数に基づき、渦熱伝導率を求めエネルギー方程式を評価している。

主流と2次流の入口の速度境界条件に関しては、Fig. 4-4に示す流れ方向に周期条件を課した計算領域(ドライバ)で、別途行ったRANS計算から求めた。主流部のドライバは、長さ5d、幅3d、高さ4dとし、2次流路には内部リブに平行に切り出した長さ3dのドライバを使用した。乱流モデルにはMenter(1994)によるSSTモデルを用い、発達した流路内の平均流速分布を実験条件に合わせて周期計算により求めた。主流の入口境界速度分布について、主流方向速度uについてFig. 4-5に示す通りに流路内速度分布が確認できる。主流部と2次流路のドライバの境界条件は、全てメインの計算領域に設定した境界条件と同じである。このドライバによる主流部および2次流路の入口境界条件については、後述Fig. 4-6, Fig. 4-7に示す通り本解析によって十分に実験結果を再現出来ていることから影響は十分小さいとみなした。吹出比は2次流の背圧によって調整し、平均場を得るためのサンプリング期間の平均値とした。その他の壁面条件は断熱条件とした。

また、DESによる非定常計算との比較のため、SSTモデルを用いたRANSによる定常計算を行った。SSTモデルは、Na et al.(2006)により膜冷却流れに対して比較的实验結果を良く再現できることが示されている。計算条件はDESによるメインの解析と同様とした。

4.1.3 格子依存性

格子密度を変化させた Rib2 についての 2 種類の格子を用意し格子依存性を確認した。用いた 2 種類の格子における総セル数は、それぞれ 430 万セル(GridA: 4.1.2 参照), および 760 万セル(Grid B)である。Grid B は Grid A よりも精緻であり、Grid A の主流部底面から高さ方向に $0 < z/d < 0.05$ の範囲にある格子について 8 分木 (x, y, z 各方向に 2 分割)により分割し、総セル数として約 1.76 倍となっている。この精緻化により、冷却孔下流の領域では、第一格子の壁面からの位置は $y^+ = 0.8$ 程度となり、粘性底層内に平均して 6 個程度の格子が含まれていることになる。Figure 4-5 に、2 つの格子の計算結果の比較を示す。壁面上で吹出し空気が形成する流れ構造を、次式で定義する無次元温度 θ の主流断面内分布($x/d=2.0$)として示した。

$$\theta = (T_G - T) / (T_G - T_C) \quad (4-6)$$

ここで、図中に示した吹出比が正確に一致していないのは、本解析において、吹出比はサンプリング期間の平均値として計算終了後の結果から求めるため、完全に一致させることが困難なことに起因する。この結果から、2 つの格子を用いた計算結果には大きな相違は認められなかったため計算所要時間等を考慮して、本章における全ての計算について Grid A を採用した。

4.1.4 RANS 計算との比較

RANS 計算では、Walters and Leylek(1997), Na et al.(2006), Mizukami et al.(2007)らの定常 RANS 計算による従来研究でも報告されている通り、膜冷却空気の拡散を表現できず過小評価するため膜冷却性能の評価は難しいとされている。2 方程式以下の定常 RANS 計算では乱れの異方性を正しく表現できないことが主要因になると考えられる。このことから、リブ配置に起因する流れ構造の違いをより正確に捉えるため、本研究においては DES を採用している。Figure 4-6 に低吹出比条件で行った RANS と DES の計算結果の比較を実験結果とともに示す。主流方向位置 $x/d=2.0$ における壁面上の膜冷却構造を、前述した主流断面内無次元温度分布によって示した。Rib1, Rib2 とともに、RANS の場合には分布の濃淡が明確に現れ拡散を過小評価する特徴が明確に現れている。この比較により、DES 計算では RANS 計算で認められるその特徴が格段に改善されていることが分かる。DES 計算では実験結果が示す膜冷却空気構造を十分に捉えられており、特に Rib2 では定量的な一致も示している。Figure 4-7 に、主流方向位置 $x/d=2.9$ における断熱膜冷却効率のパン方向局所分布について、同様の比較を行った結果を示す。リブ配置によらず実験と DES 計算の結果には良い一致が認められるのに対し、RANS 計算の結果は両者とは異なる分布を示し、Rib2 に至っては分布の形状も異なり定性的な一致も認められない。この結果より RANS 計算では膜冷却

の現象を正しく捉えることができないことが明確に示された。

以上の結果から、RANS に対する DES の優位性を明確に示すことができた。リップ配置による膜冷却空気の流れ構造の違いに着目して膜冷却性能を議論する本研究においては、RANS ではなく DES の採用により流れ構造の把握や評価を行うべきであることが確認できた。

4.1.5 計測結果による本解析の妥当性検証

本解析の妥当性を検証するため、壁面の断熱膜冷却効率および主流断面温度分布について解析結果と実験結果を比較した。

Figure 4-8 に、Rib1 および Rib2 について主流方向位置 $x/d=2.0$ の断面内無次元温度 θ の DES による計算結果と実験結果の比較を示す。吹出比は低吹出比($BR \approx 0.5$)と高吹出比($BR \approx 1.25$)の両方で比較している。この結果から、全ての条件において、両無次元分布の定性的な一致が認められ、実験結果で確認されるリップ配置や吹出比の違いに起因する無次元温度分布の特徴がよく再現できている。この特徴については、次の 4.2 項で詳細に議論する。一方で、壁面の極近傍においては θ の分布に違いが認められるところもあり、この結果からは、特に壁面近傍での予測が難しいことが分かる。Figure 4-9 に断熱膜冷却効率 η の平面分布について DES 計算と実験の比較結果を示す。参考として RANS 計算の結果も合わせて示した。この結果から、条件や場所によっては局所の値が正確に一致しないところも認められるが、実験結果が示す断熱膜冷却効率分布の特徴を DES の計算結果はよく再現していると言える。さらに、Fig. 4-10 に示した吹出比変化に伴う断熱膜冷却効率の空間平均値 $\langle \eta \rangle$ 変化の結果より、DES による計算結果と実験結果の定量的な比較ができる。平均領域は $1.4 \leq x/d \leq 12.5$, $-1.2 \leq y/d \leq 1.2$ である。Rib2 の場合には吹出比に依らず良好な一致が認められる。一方、Rib1 については十分な一致とは言えず、両方の吹出比で計算結果の方が実験結果よりも低い値を示している。この η の過小評価は Fig. 4-9(a)でも認められる。高吹出比については、全体的に値が低く計算における吹出比が実験よりも高くなった影響で冷却空気のリフトオフが余計に評価されたことによる。そのリフトオフの違いは Fig. 4-8(a)の高吹出比で確認できる。一方で、低吹出比については、Fig. 4-9(a)で中心付近に認められる実験値相当の高い断熱膜冷却効率のスパン方向への拡散が弱いことが分かる。これは、Fig. 4-8(a)の低吹出比で、実験に比較して計算の方が膜冷却空気のスパン方向への拡散が小さいことに起因している。参考として示した RANS の結果では特にこの特徴が顕著に現れている。本解析においても壁面近傍の RANS 領域の影響が考えられる。また、冷却孔近くは膜冷却空気の吹出しによる薄いせん断層が生じる。そのため、RANS の影響だけではなく、LES の場合であっても格子より小さいスケールの乱れは等方的に扱うため、物理現象を正しく予測できない可能性も考えられる。何れの場合でも、本解析の結果として、冷

却孔付近のように膜冷却の吹き出しを伴うような複雑な熱流動場を高精度に予測することは難しい事が示された。しかし、LES は、原理的に格子サイズよりも大きいスケールの運動に対して、RANS よりも予測性能が優れることは明らかであり、Mizukami et al.(2007)は、LES を用いて断熱膜冷却効率の計算結果が実験結果によく一致することを示している。LES と RANS のハイブリッドである DES を用いる本研究では、従来の定常 RANS 計算よりも解析的な予測性能は各段に改善される。

以上の計算結果と実験結果の比較より、DES を用いる本解析では実験結果が示す定性的特徴は確実に捉えることができ、温度場や速度場の現象把握やリブ配置の違いによる冷却性能の比較検討には有用であることを示すことができた。

4.2 数値解析の結果と考察

4.2.1 吹き出し空気の特徴と膜冷却性能の変化メカニズム

ここでは、Rib1 と Rib2 のリブ配置の違いに起因する壁面上の吹き出し空気の特徴を説明する。Figure 4-11 は、Rib1 と Rib2 に対する主流方向各断面における温度場および速度場の計算結果を示している。また、合わせて各条件の最後に主流方向位置 $x/d=2.9$ における断熱膜冷却効率 η のスパン方向分布も示した。この図よりリブ配置による吹き出し空気の構造の明確な違いが確認できる。Rib1 の流れ場は、対称的な双子渦が形成されている。それに対し、Rib2 では歪曲した渦のペアが確認できる。そしてこの歪曲渦は壁面へ向かう流れも形成し、その流れができる位置で実験結果における η 分布が極大値を現わしている。言い換えると、Rib2 では吹き出した冷却空気は2つの流れに分岐し、一つは歪曲渦(SVL)であり、もう一つは壁面方向に向かう流れ(WWL)を形成している。SVL は下流に向かうに従って壁面から離脱するため η に対する寄与がほとんど認められない。一方で、WWL は持続的に壁面に留まって η に対して寄与し続ける。この WWL が η へ及ぼす影響は吹出比が高い程顕著になる。

Rib1 の場合にも、WWL と同じように壁面に向かう流れ(wall-ward flow)は存在しているが、双子渦の外側に位置するため主流を壁面に向けて連行する働きをして、Rib2 とは逆に η を低下させる。低吹出比では双子渦は $x/d \leq 5.0$ までの範囲で壁面近くに存在しているが、高吹出比条件では $x/d=2.0$ に到達するまでの間に壁面から完全に離脱している。膜冷却における吹き出し空気が双子渦を形成することは、内部冷却流路が主流に対して平行流である時やプレナムチャンバーを仮定した場合の典型的な冷却空気構造として広く知られている(ex. Fric and Roshko (1994), Kohli and Thole(1997))。その双子渦の壁面からのリフトオフが膜冷却性能を低下させることも既に報告され

ている。本解析の Rib1 の条件で確認された双子渦の存在および挙動は、そのような従来研究で報告されてきたものと類似する。以上より、第3章で実験的に明らかにした吹出比増大に伴う断熱膜冷却効率のリブ配置依存性は、膜冷却空気の流れ構造の違いによって説明できる。吹出比が増大すると Rib1 の場合には、双子渦のリフトオフのために断熱膜冷却効率が大きく低下し、Rib2 の場合には SVL との関係によってもたらされる WWL の効果により断熱膜冷却効率が維持されるため、高吹出比では Rib2 の方が高くなる。このようなリブ配置による吹出し空気の構造の違いが生じる原因について次項で明らかにする。

4.2.2 乱流促進リブの配置が吹出し空気の特徴に及ぼす影響

Figure 4-12 に、BR=1.31 における Rib1 と BR=1.16 における Rib2 の、膜冷却孔を中心とした時間平均の流れ場を示す。図中には2種類の流線を2次流路(内部冷却流路)の中に描いている。一つは、局所速度で色づけした流線であり、冷却孔入口直前のリブ上流端において、リブ設置角に平行な面から格子状に放出している。もう一つは、黒色の冷却孔入口面内で冷却孔軸方向の渦度が $30U_{jet}/d$ よりも大きい領域を通過する流線である。また、冷却孔の入口と出口には各々冷却孔軸方向速度を U_{jet} で無次元化したカラーコンターを示している。この可視化により明らかになった流れ特性の詳細については次の通りである。

- (1) 冷却孔を通過して壁面に吹き出す流線は、Rib1 と Rib2 の場合で著しく異なるパターンを示している。この違いは、冷却孔入口直前のリブ背後に生じる剥離領域と、冷却孔の幾何的要因で決まる入口周辺流れ場との流動干渉に起因すると考えられる。
- (2) 入口速度分布や色つきの流線により、Rib1 では冷却孔入口の上流側半分程度の領域から2次流が流入するのに対し、Rib2 の場合には冷却孔入口のごく一部の領域から流入していることが分かる。この挙動については、次の Fig.4-13 で詳細に説明する。
- (3) 従って、Rib2 の場合には比較的大きいスケールの強い回転運動が冷却孔入口で形成される。この回転成分は、冷却孔内部を通過する間も存続して冷却孔出口まで到達している。そして、Fig. 4-11 で観察された SVL になる。一方で Rib1 の場合には、冷却孔出口断面に渦構造は認められず、内部に流速のないプレナムチャンバーから冷却空気を供給した場合と類似している。

- (4) 黒色流線より、Rib1、Rib2 どちらのリブ配置の場合にも、冷却孔入口エッジでの剥離に起因して小スケールの渦運動が発生している。このような小スケールの渦は、冷却孔内を進むにつれて減衰する。Rib1 ではその減衰が特に顕著であり速やかに消散している。

冷却孔入口付近における Rib1 および Rib2 の更に詳細な流れ構造を Fig. 4-13 に示す。図中には、カラーコンターで入口断面内静圧分布、および y 方向速度(y velocity)で色づけした 2 次流の流線を示し、左上には入口断面内の速度ベクトルを示した。これらの結果から、冷却孔入口付近における流れ構造について以下のことが分かった。

- (5) Rib1 では、冷却孔入口の上流側半分の領域に低圧部が認められるのに対し、Rib2 の場合には、同じ上流側でも冷却孔が傾斜する前縁側の狭範な局所領域に低圧部が認められる。
- (6) これらの低圧部は冷却孔入口断面内速度分布や流線の挙動と符合する。この違いは、冷却孔入口において冷却孔の傾斜に起因する流速分布と、冷却孔直前のリブで生じる剥離渦が影響する流速分布との合成の結果として考えられる。Rib2 の場合には、冷却孔が傾斜する前縁上流側で流入流速が局所的に大きくなり、Rib1 の場合には、リブの位置関係が反転して流入速度が比較的一様な分布を示すと考えることができる。
- (7) そのような冷却孔入口における流入速度分布の結果として、Rib2 では速度ベクトルが示すように冷却孔入口断面内に強い回転成分が形成される。一方で、Rib1 の場合にはそのような回転成分は全く認められない。

次に冷却孔内部の流れ方向の回転成分の変化について、各断面の速度場と冷却孔の軸方向の渦度を Fig. 4-14 に示す。ここで、図中 $z/d=-2.00$ は、Fig. 4-13 に示した冷却孔の入口断面である。この結果から以下の知見が得られた。

- (8) Rib2 の冷却孔入口で発生した回転成分は、強度を保ちながら冷却孔出口に向かって断面内を移動する。冷却孔出口でもその渦が残存する様子が認められる。
- (9) Rib2 とは対照的に、Rib1 の場合には前述のとおり冷却孔入口の上流側エッジで生じる小スケールの渦が速やかに消失することが確認できる冷却孔出口においては主流方向に一様な流れ場を形成している。

次に、冷却孔出口から吹き出す冷却空気と主流との干渉の詳細について、Fig. 4-15 に示す。図中には、主流方向断面 $x/d=0$ (冷却孔中心)、 $x/d=0.87$ (冷却孔下流端)、 $x/d=2.0$ の3断面における流れ場を示している。ここで、冷却孔出口断面に示している速度場と渦度は、Fig. 4-14 に示した冷却孔出口の速度場、渦度である。それらの関連性、干渉効果については以下の通り説明できる。

- (10) 主流方向に一樣な流れ場を形成する Rib1 の吹き出し空気は、主流の中に対称形の双子渦を形成する。この発生メカニズムは、内部流速が小さいプレナムチャンバーや主流と平行な内部冷却流路から、膜冷却空気が供給される場合に形成される双子渦と同様に、その発生メカニズムを説明することができる。
- (11) Rib2 の吹き出し空気は、4.2.1 で説明したとおり2つの流れを形成している。1つは、冷却孔入口で発生し出口まで持続する回転運動が形成する1組の渦構造(SVL)であり、もう1つは壁面に沿う比較的速い流れ(WWL)である。SVLは1組の歪曲した対向渦から成り立ち、その非対称性は冷却孔内部から存在する回転運動が原因となっている。一方で、WWLは冷却孔出口エッジに沿って比較的大きな速度で吹き出す。その速度のほとんどは主流方向成分であり壁面に沿って流れる。

以上の通り、詳細な解析、検討、および解釈などによって、冷却孔下流での膜冷却性能に対する内部リブ配置が及ぼす影響を解明するために必要となる流れ特性に関して、多くの物理的解釈を得ることができた。

4.3 結果のまとめ

リブ配置が膜冷却の流れ特性に及ぼす影響を調べるために、数値解析を行った。DESを採用して、低吹出比および高吹出比条件における、Rib1 および Rib2 の2種類のリブ配置に対して流れ場、温度場を解析した。本解析結果は流れ構造、および同条件の実験結果によって妥当性を検証した。本章で得られた成果は以下の通りである。

- (1) リブ配置は、冷却孔下流の温度場や流れ構造に著しく影響を与え、膜冷却性能に影響を及ぼす。特徴的なのは、Rib1 の吹き出し空気は対称性のある双子渦を形成するのに対して、Rib2

は、主流へ貫通する歪曲した渦構造(SVL)と壁面方向流れ(WWL)をもつ 2 つの流れ構造に分岐する。そのひとつの壁面方向流れは、吹出比が増大しても壁面近傍に留まるために、Rib2 では高吹出比でも良好な冷却性能を示していることを明らかにした。

- (2) これら吹出し空気の構造の違いを冷却孔の入口を起源として明らかにした。傾斜リブの背後に生じる流れの剥離と 2 次流の冷却孔への流入流れとの相互干渉の結果として流れ構造が変化する。リブ配置はこの相互干渉へ及ぼす影響が大きいため、上述のようなリブ配置による流れ構造の違いを生じる。
- (3) Rib2 の場合には、冷却孔入口での干渉効果の結果として、冷却孔内に強くて大きいスケールの回転運動を生じる。その回転運動は冷却孔を通過する間も持続し、冷却孔出口においても残存する。それに対して Rib1 の場合には、冷却孔入口エッジで小スケール渦運動が発生しても流れに従って速やかに消散する。
- (4) 上述のような、回転運動が冷却孔の出口で存在するか(Rib2)、存在しないか(Rib1)によって、冷却孔下流で認められる吹出し空気の流れ特性が決定される。

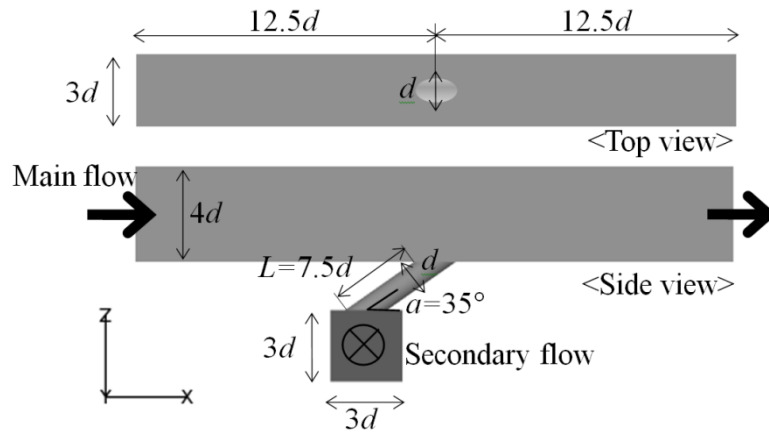


Fig. 4-1 Computational domains (Configuration and geometry)

Table 4-1 Numerical conditions

Re number (main flow/secondary flow)	25,000/21,000
Rib orientation	Rib1 and Rib2 (ref. Fig. 1-3)
BR in DES calculation	Low BR: 0.43 for Rib1 and 0.49 for Rib2 High BR: 1.31 for Rib1 and 1.16 for Rib2
BR in RANS calculation	0.50 for Rib1 and Rib2
Temperature (main flow/secondary flow)	298K / 323K
U_{jet} (representative velocity for normalization)	28.30 m/s for Rib1 and 25.15 m/s for Rib2

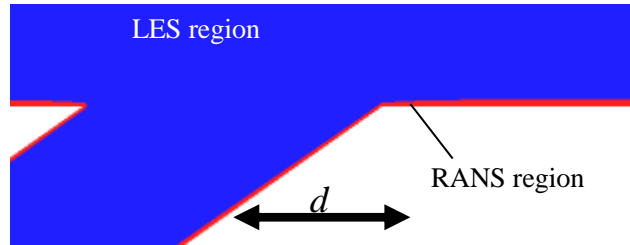


Fig.4-2 Switching between RANS and LES

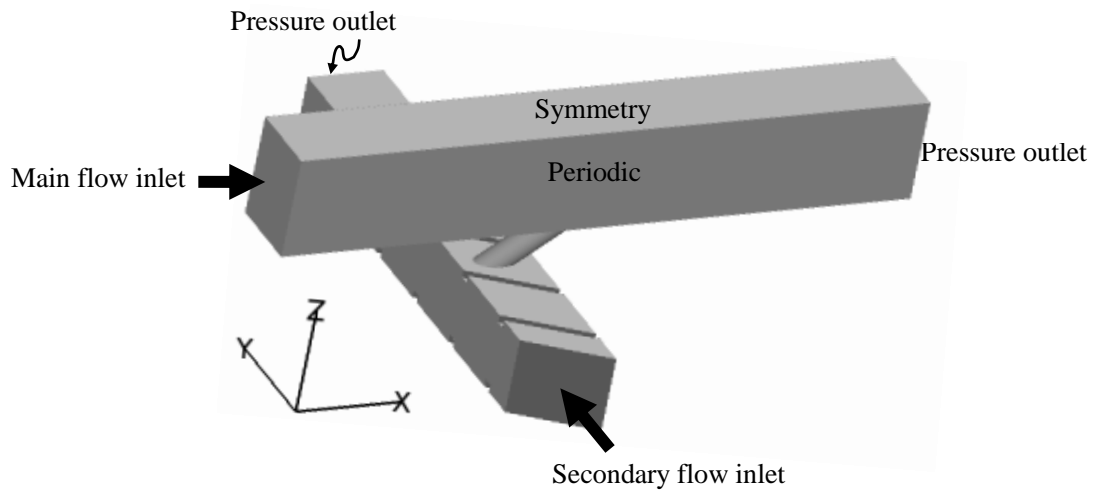


Fig. 4-3 Boundary conditions

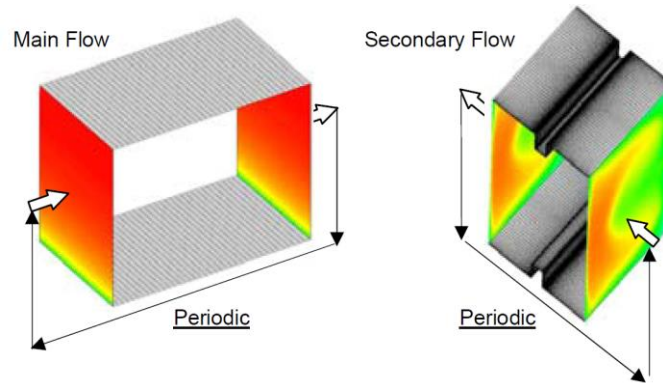


Fig. 4-4 Separate periodic calculations

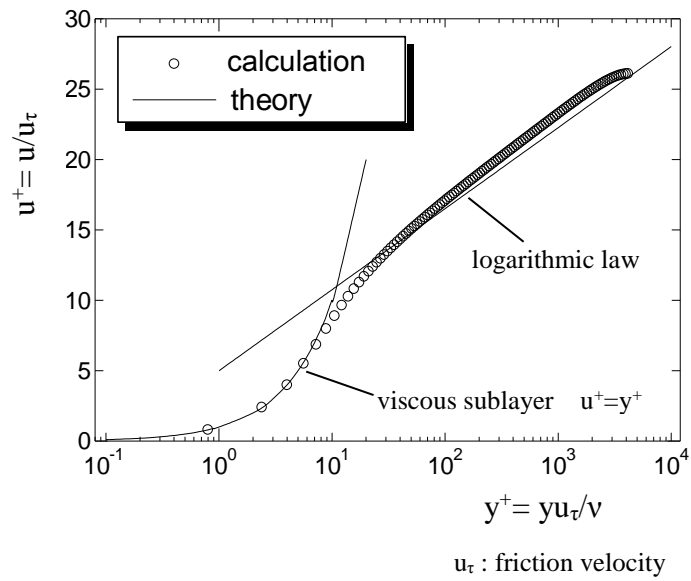


Fig. 4-5 Mainstream velocity profile

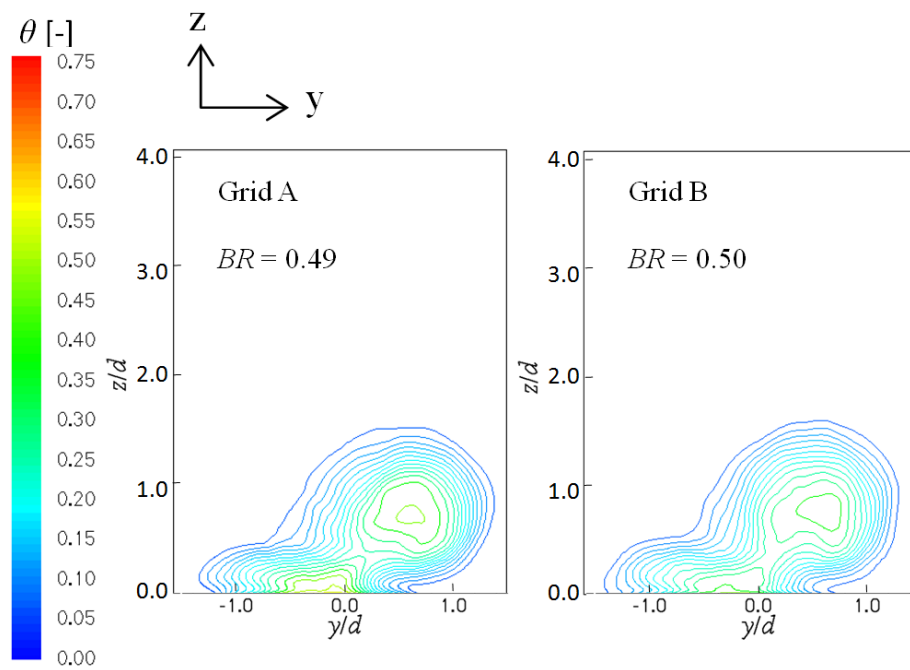


Fig. 4-5 Comparison of θ distributions at $x/d = 2$ calculated with Grids A and B

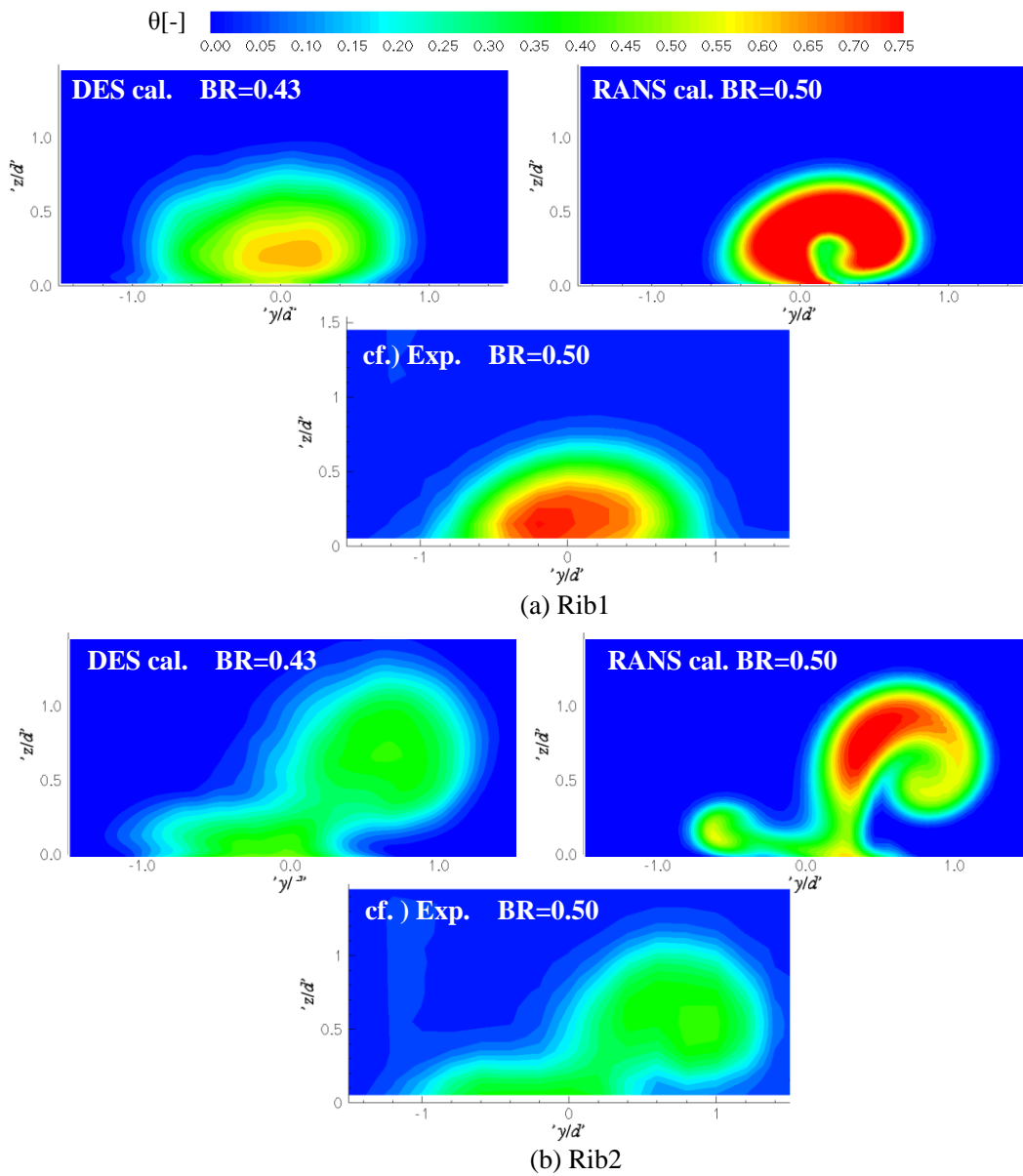


Fig. 4-6 Comparison of θ distributions at the section of $x/d=2.0$ for lower BR calculated with DES and RANS

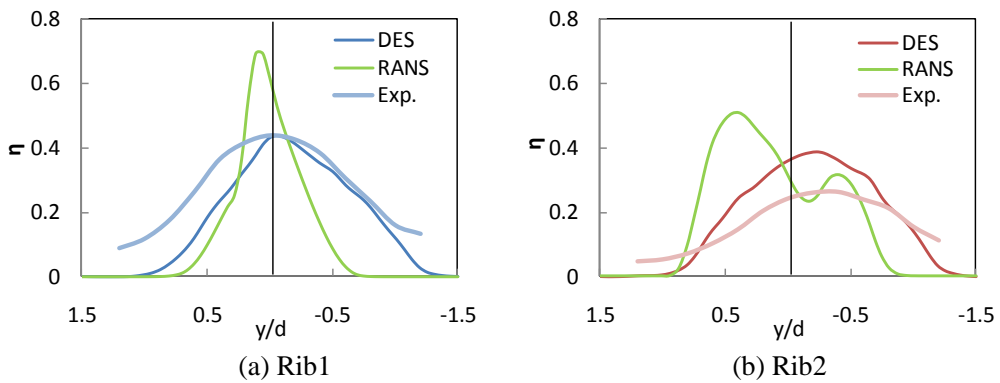
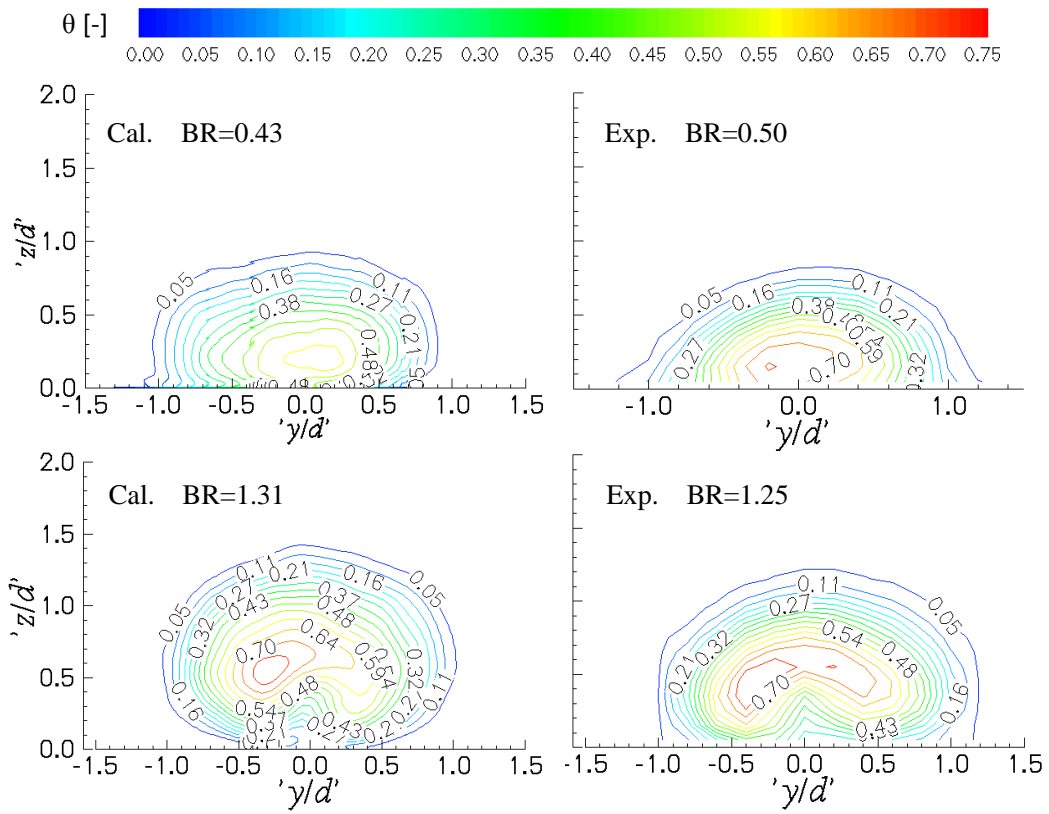
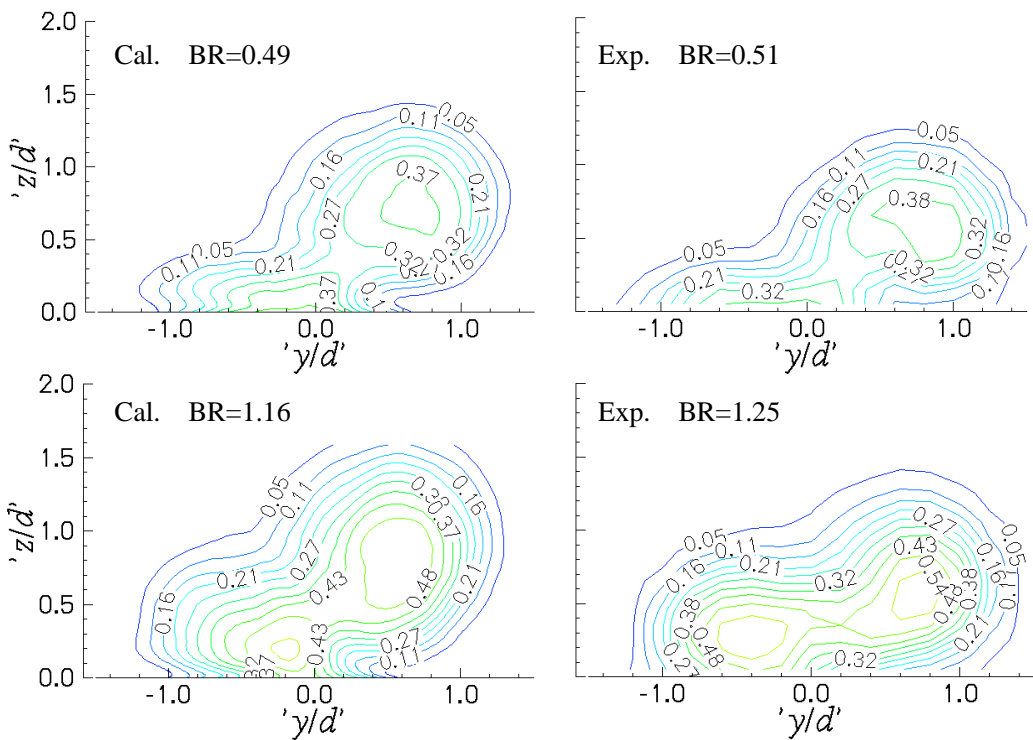


Fig. 4-7 Comparison of η lateral distributions at $x/d = 2.9$ for lower BR calculated with DES and RANS



(a) Rib1



(b) Rib2

Fig. 4-8 Comparison of calculated and measured θ distributions at $x/d = 2$

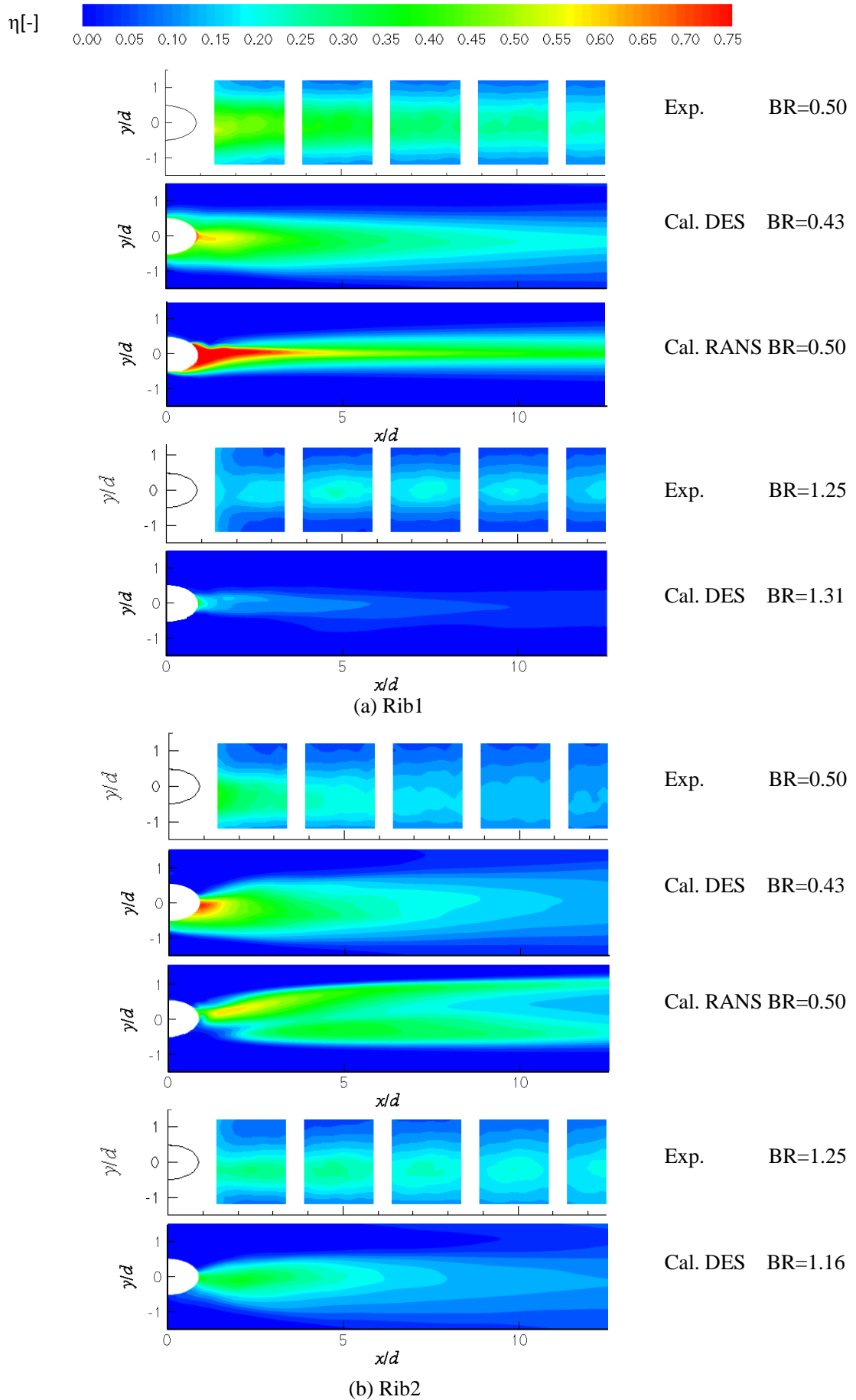


Fig. 4-9 Comparison of η distributions

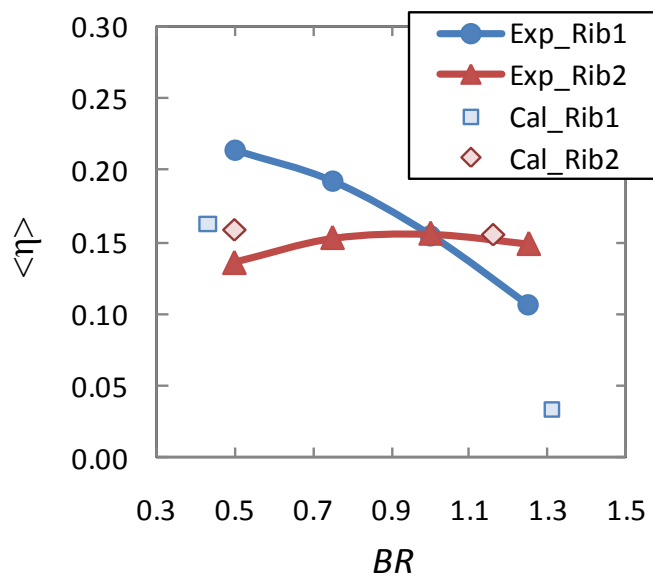


Fig. 4-10 Comparison of $\langle \eta \rangle$ plotted as function of BR

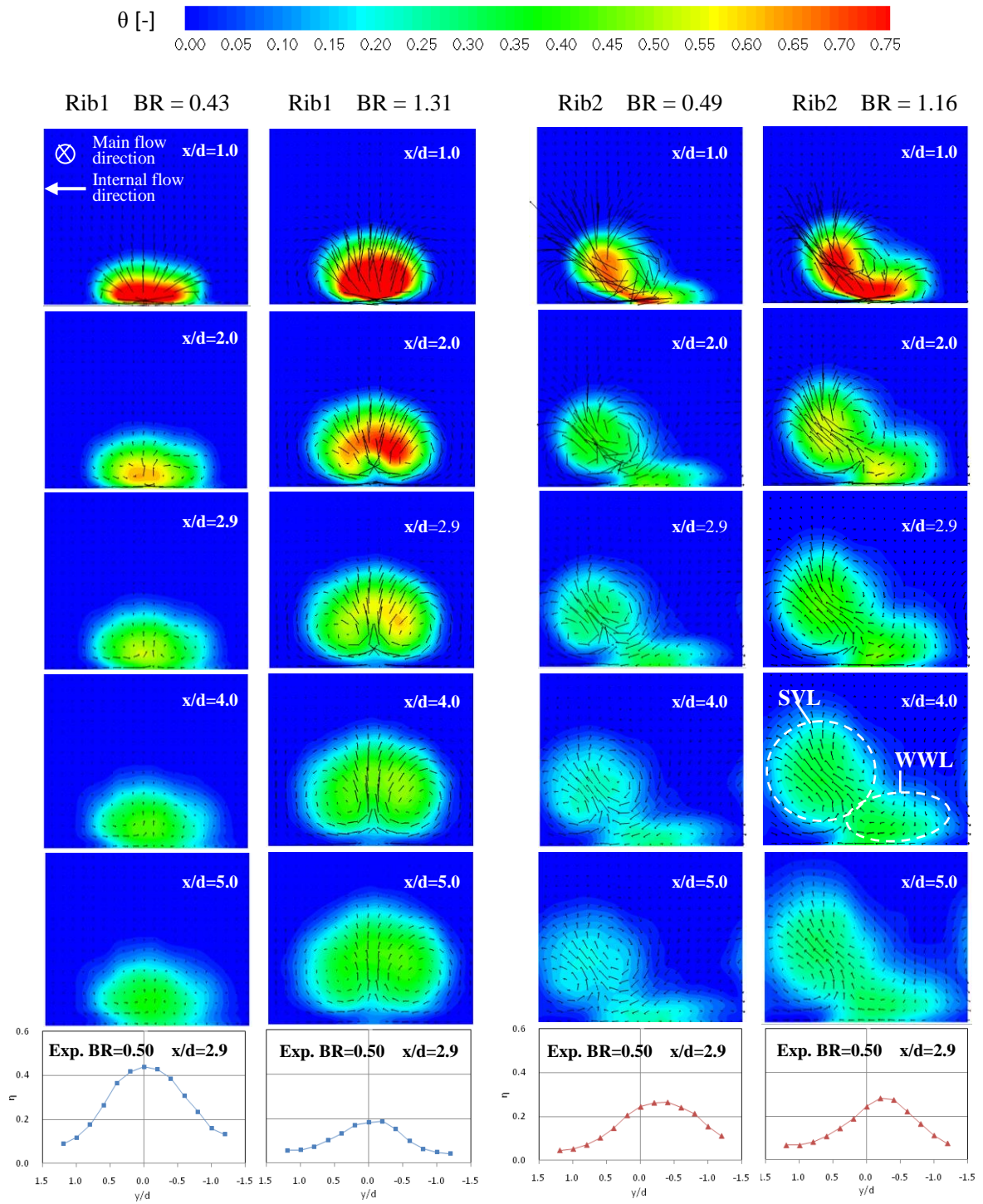


Fig. 4-11 Simulation results of temperature and flow fields at various cross sections for Rib1 and Rib2 including experimental results of lateral distributions of η at $x/d = 2.9$

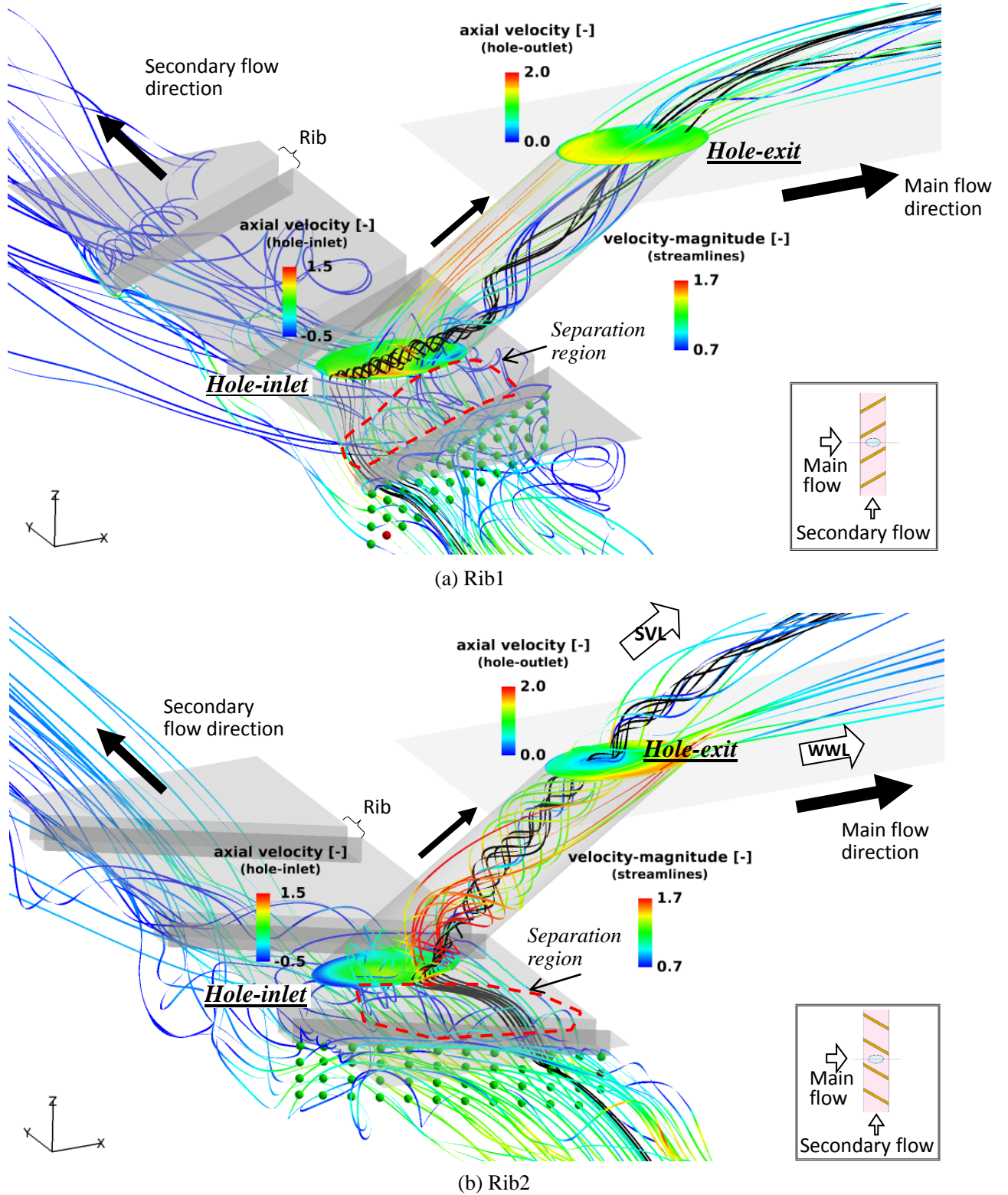
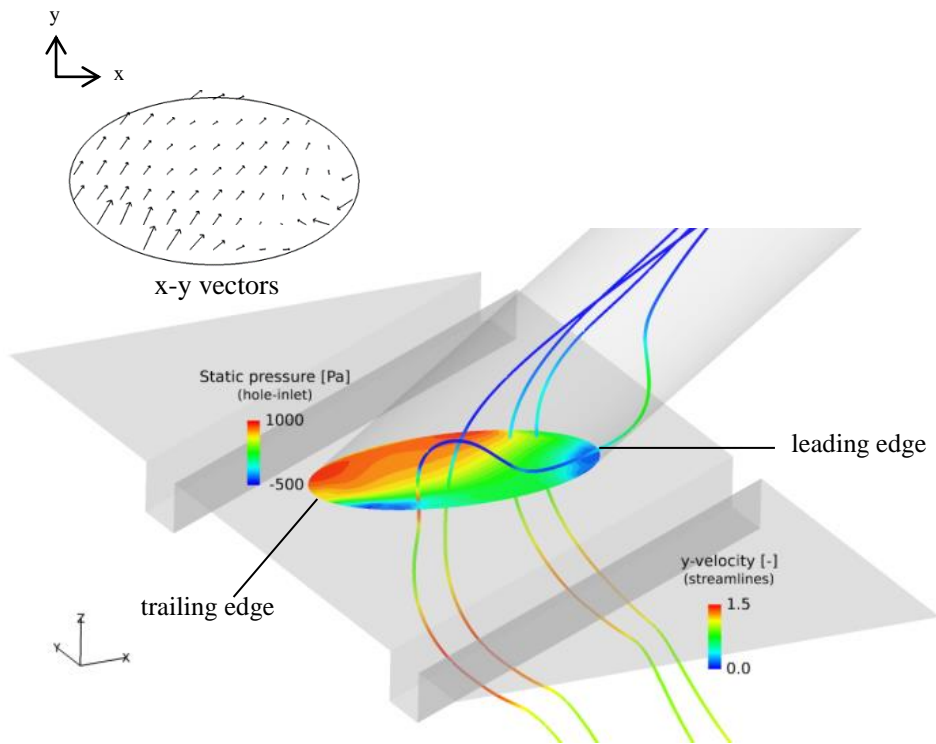
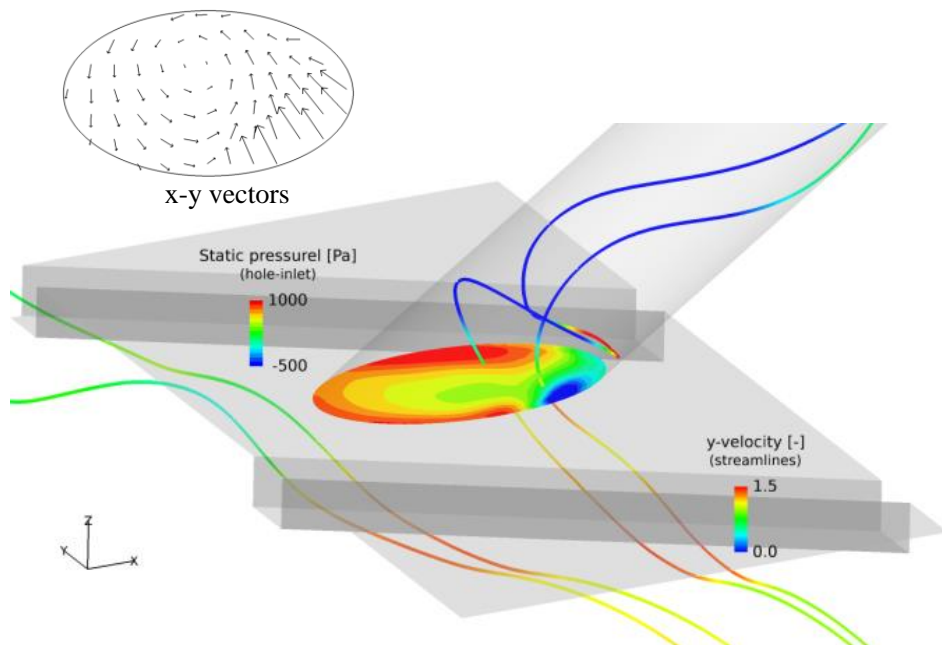


Fig. 4-12 Overviews of the flow structures in the entire region for Rib1 at BR = 1.31 and Rib2 at BR = 1.16, including the internal passage and the cooling hole.



(a) Rib1



(b) Rib2

Fig. 4-13 Detailed flow structures near the hole inlet for Rib1 and Rib2.

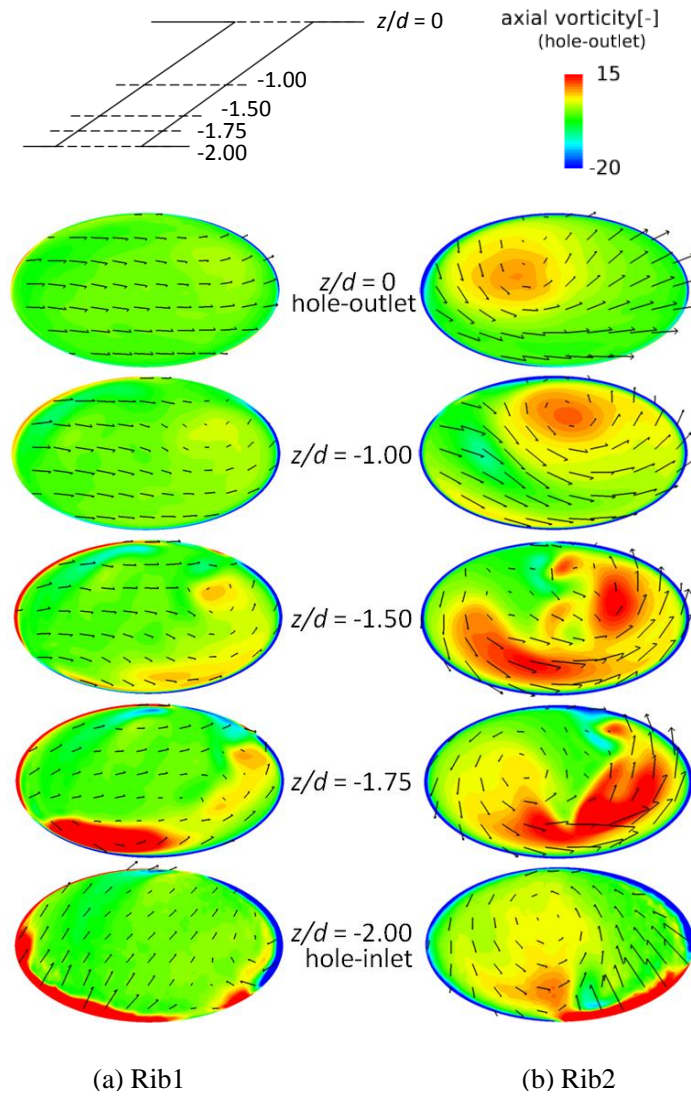
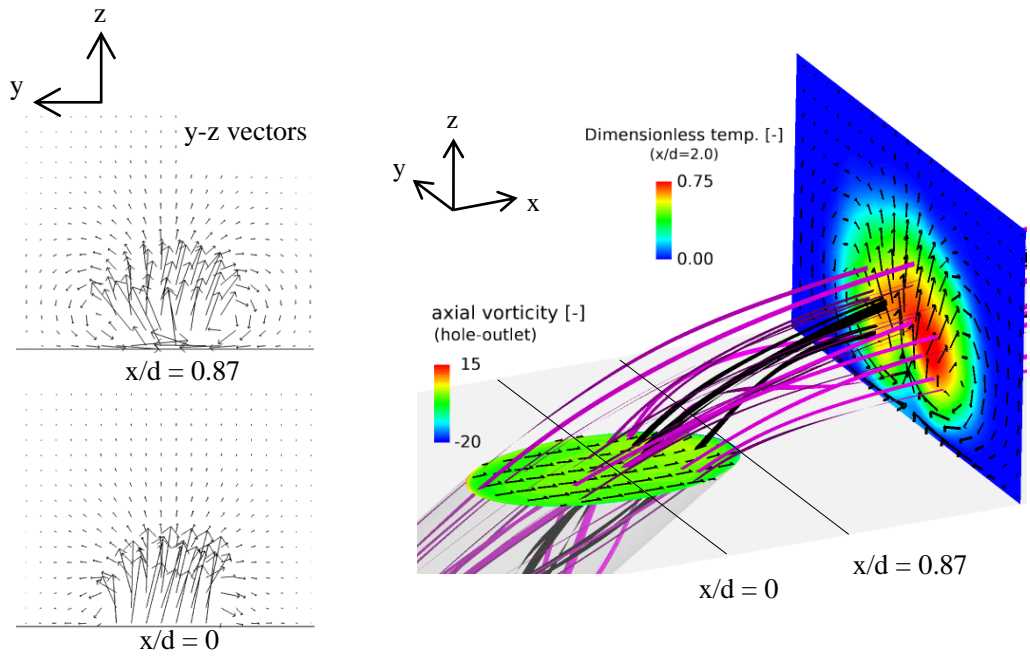
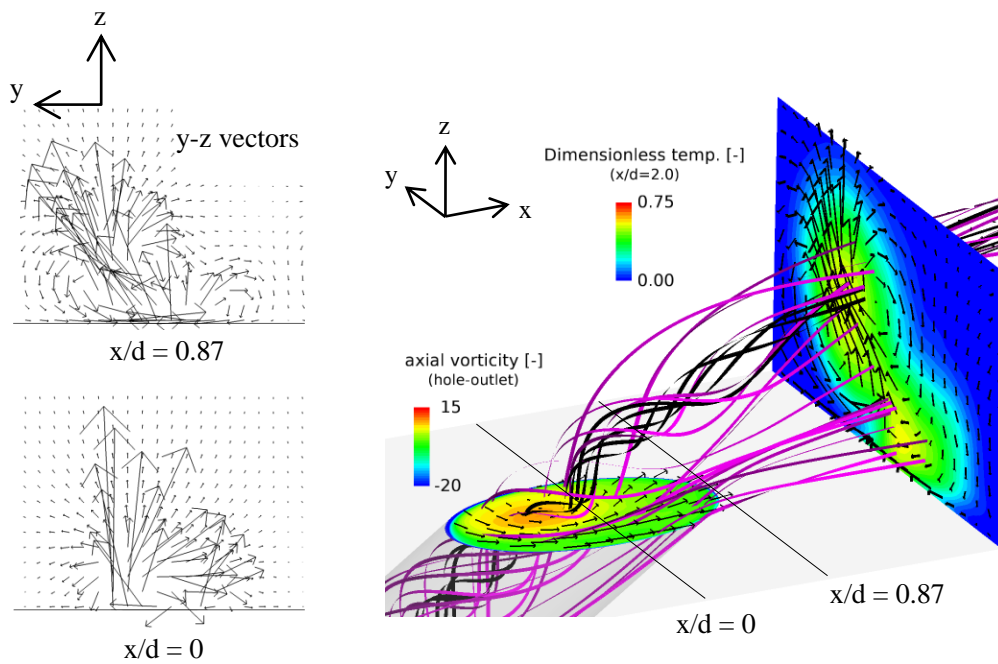


Fig. 4-14 Streamwise evolutions of mean velocity and axial vorticity in the cooling hole for Rib1 and Rib2



(a) Rib1



(b) Rib2

Fig. 4-15 Vorticity and velocity distributions at the hole-outlet and the flow structures on the surface

第5章
数値解析による
熱伝達率と膜冷却性能の予測

第4章では、断熱膜冷却効率を取得するために、主流と2次流に温度差を与え壁面を断熱とした温度条件のもとに数値解析(以降、断熱膜冷却効率解析または AFCE calculation)を行い、その結果の詳細な分析によりリブ配置によって変化する流れ特性を明らかにした。しかしながら、その解析結果から熱伝達率に関する情報は得られないため、熱伝達率を議論するためには、主流と2次流を等温とし壁面を等熱流束条件とした熱的条件の下で、別途解析(以降、熱伝達率解析または HTC calculation)を行う必要がある。温度から直接求められる断熱膜冷却効率に対し、温度の1次微係数である熱伝達率は一般的に数値解析的な予測は難しいとされる。更に、断熱膜冷却効率が膜冷却に特有の冷却性能指標であることなどから、従来から断熱膜冷却効率に焦点を当てた研究が多く、熱伝達率までを対象として詳細に評価や議論が行われることは少なかった。しかしながら、既に述べてきた通り膜冷却性能を熱流束低減率(NHFR, γ)や表面温度低減率(NSTR, χ)で評価するためには、熱伝達率の情報が必要不可欠である。本章では、主流と2次流を等温として壁面を等熱流束とした温度条件のもとに DES を行って熱伝達率の予測を試みる。そして解析結果から得られる流れ場と熱伝達率分布との関係からリブ配置に起因する熱伝達率の変化メカニズムを明らかにする。更にここで得られた熱伝達率と、第4章で得られた断熱膜冷却効率とを統合し熱流束低減率や表面温度低減率を解析的に求める。流れ構造に基づきそれら膜冷却性能特性を明らかにして、リブ配置によって変化する膜冷却性能について総括的な議論を行う。

5.1 手法

5.1.1 解析対象と条件

本章では、第3章で行った熱伝達率計測の実験系を模擬した数値流体解析を行った。解析ドメインを Fig. 5-1 に示す。構成はタービン翼の翼面を模擬した主流部、内部冷却流路を模擬した2次流路、および冷却孔から成り、基本的には第4章の解析と同様である。第4章からの変更点は、冷却孔下流の底面に等熱流束の温度境界条件を与えるため主流部のドメインを分割し、より実験系に条件を合わせるために主流方向および高さ方向に主流部の計算領域を拡張した。結果として、主流部ドメインの大きさは主流方向 $26d$ 、スパン方向 $3d$ 、高さ方向 $5d$ とした。2次流路や冷却孔の構成、および座標系については第4章で行った解析と同様である。

本解析の計算条件を Table 5-1 に示し、Fig. 5-2 に境界条件を示す。主流および2次流の入口平均流速 U_G 、 U_C はともに 20m/s 、レイノルズ数は 2.5×10^4 である。各々の入口境界条件には、第4章と同様に別途行った RANS 解析から得られる定常速度プロファイルを課している。この入口ドライバのための RANS 解析には、主流部に対し長さ $5d$ 、幅 $3d$ 、高さ $5d$ の長方形ドメイン、2次

流路に対し、リブの傾斜に平行に長さ $3d$ で 2 次流路を切り出したドメインを使用した。RANS モデルは第 4 章と同じく SST モデル(Menter(1994))である。本章では熱伝達率を対象とするため、熱的条件が第 4 章とは大きく異なる。主流と 2 次流は等温混合($T_G=T_C=296\text{K}$)とし、冷却孔下流の壁面に実験と同程度の等熱流束 2650W/m^2 を与えた。この等熱流束の条件は $1.25 < x/d < 21.1$ の範囲に課し、熱伝達率は次式で与えられる。

$$h_f = q / (T_w - T_G) \quad (5-1)$$

熱流束低減率および表面温度低減率を求めるため、膜冷却がある場合の熱伝達率 h_f と膜冷却がない場合の熱伝達率 h_0 から熱伝達率比 h_f / h_0 を算出する。膜冷却がない場合の h_0 には、第 3 章で計測した実験値を使用する(多項式近似、詳細は APPENDIX A-6 に示す)。また、主流部のスパン方向には周期境界条件を課し、冷却孔 1 個を解析対象とすることで計算負荷を軽減している。その他の壁面境界条件は全て断熱壁条件とする。熱伝達率の吹出比依存性を検討するため、低吹出比として $BR \approx 0.50$ 、高吹出比として $BR \approx 1.25$ とした 2 ケースの吹出比について計算を行った。吹出比の調整は 2 次流の背圧で行い、無次元時間 $52d/U_G$ (物理時間で 0.052 秒)の間の平均値として定義する。

5.1.2 数値解析手法

商用数値流体解析コード ANSYS FLUENT® Ver. 12.0.16 を用い、非定常粘性流体解析を行った。解析手法については第 4 章で行った解析手法を踏襲したため、主要な点についてのみここに述べる。

乱流解析には、SA モデルに基づく DES を採用しフィルター化された NS 方程式を解いた。空間の離散化手法については、対流項については、運動量方程式には 2 次精度中心差分、SA モデルの支配方程式には 2 次精度風上差分、エネルギー方程式には 3 次精度 MUSCL 法を適用し、それ以外の項については全て 2 次精度中心差分とした。圧力と速度の連成には SIMPLE 法を用いた。時間の離散化には 2 次陰解法を用い、時間ステップ $dt=0.005d/U_G$ で時間進行させた。平均場を求めるため、無次元時間 $52d/U_G$ の間のサンプリングにより平均場を求めた。

解析用の格子生成には、Gridgen®を用いた。Rib1 の場合、格子数は主流部が約 300 万セル、2 次流路が約 200 万セル、冷却孔が 40 万セルで総セル数として約 540 万セルである。Rib2 の場合には約 510 万セルである。その結果、冷却孔出口の下流領域における壁面からの第一セルの位置は $y^+ \approx 0.7$ 程度(+は摩擦速度と動粘性係数による無次元化を意味する)になっている。熱輸送については、第 4 章と同様に乱流プラントル数($Pr_t=0.85$)より渦熱伝導率を求めエネルギー方程式を評価

している。

また、DESによる非定常解析との比較のためRANSによる定常解析を合わせて行った。RANSの乱流モデルには、Na et al.(2007)を参考にしてSSTモデルを採用した。計算条件は、境界条件を含めて全てDESによる計算と同じである。

5.1.3 格子依存性

本章の解析のために生成した格子の基本的な格子密度は、第4章と整合性をとるため同程度とした。しかし、主流ドメインの上壁の追加や主流方向への計算領域の拡張などの変更を行っていることから、異なる格子密度の2つの格子 Grid A, Grid B を用いて格子依存性を確認し、本解析で用いる格子についても妥当性を検証した。リブ配置は Rib2 として行った。

Grid A は総セル数が 514 万セルであり、格子密度、および冷却孔下流領域における底面からの第一格子の位置 y^+ を、第4章で使用した格子と同等となるように調整した。Grid B は、Grid A の主流ドメインにおける高さ方向の格子数を約 $2/3$ として、全体の総セル数を Grid A の 0.8 倍とした。総セル数は 411 万セルである。Fig. 5-3 は主流方向位置 $x/d=6$ の断面における静圧分布と断面内速度分布の Grid A, Grid B による比較結果である。同じ位置における熱伝達率のspan方向分布を合わせて示す。静圧分布及び速度分布による膜冷却空気の断面構造には、格子による違いはほとんど認められなかった。さらに局所熱伝達率についても両格子において同等の結果が得られた。これらの結果から全ての解析において Grid A を採用することとした。

5.1.4 速度計測

流れ場に関する実験的情報を得るため、熱線流速計(カノマックス製 IHW-100)に上流用 X 型ミニチュアフィルムプローブ(TSI MODEL1249A-10, 線径 $25\mu\text{m}$, 長さ $250\mu\text{m}$, 白金フィルム)を用いて速度計測を行った。膜冷却流れ(特に冷却孔近傍)について強い3次元性が予想されたため、Xプローブを用いて主流方向速度 u を計測し、同時に計測対象場における第2速度成分(高さ方向速度 w)の影響が小さいことを確認した。また、X型プローブによる速度計測では、第3速度成分が存在する場合に誤差要因となる。本計測における第3速度成分である y 方向速度 v に起因する計測の不確かさについて、 v が相対的に最も大きくなる Rib2 の高吹出比条件の数値解析結果を基にして評価した。その結果、主流方向速度成分 u に対する相対不確かさはここで示す速度場の中で最大($x/d=4.6$)で 2.8%と見積もられ十分に小さいことを確認した。この評価について APPENDIX A-5 に詳細を記述する。Rib1, Rib2 の各リブ配置について各々低吹出比($BR\approx 0.5$), 高吹出比($BR\approx 1.25$)の条件で、主流方向位置 $x/d=4.6, 7.6, 16.6$ の3つの断面で計測を行った。熱線プローブの高

さ方向およびスパン方向への移動には3軸トラバース装置を用いた。風洞装置に関しては、第3章に記述したものと同一である(Fig. 3-1 参照)。プローブ及び計測位置の詳細について Fig. 5-4 に示す。このX型ミニチュアプローブによる計測では、壁面から1.5mm($z/d=0.075$)の位置でも熱伝導損失による誤差を生じることなく流速計測が可能であることを確認した。

計測は、初めに熱線プローブを計測開始位置に合わせ、送風機で主流および2次流を20m/sに調整し2次流出口弁とともに吹出比を調整する。流れ場が定常状態になるまで待ち、主流および2次流の流量と温度を100Hzで1分間サンプリングし吹出比等の諸条件を確認する。計測値を補正するため大気圧、流体温度を熱線流速計に入力する。流体温度はセンサー部近くに取り付けたT型熱電対(クラス1, 線径0.2mm)により取得した。熱線流速計による計測は、サンプリング周波数10kHz, 各測定点でデータ数51200個(約5秒間)として行う。計測が完了したら、熱線プローブを次の位置へ移動させデータの取得を繰り返す。

5.2 数値解析の結果と考察

5.2.1 流れ特性の確認

本章で行った数値解析は、第4章の数値解析と2次流温度や壁面境界条件といった熱的条件が異なり、また解析領域の変更やそれに伴う境界条件の変更等も行っている。熱的条件の違いでは流れ場は変化しないことを前提として、本章の後半では第4章と本章の解析結果を統合した総括的議論を行うため、ここで両者の結果から得られる流れ特性が同じと言えることを確認する。なお、両方の解析において、浮力は考慮せず、熱伝導率および比熱は一定のため温度依存性はないが、粘性係数はサザーランドの式より求め、流体密度は圧力一定とした理想気体の状態方程式に従って計算している(詳細は第4章参照)。

Figure 5-5 に、Fig. 4-12 と Fig. 4-15 に対応するリブ付内部流路から吹出し後の膜冷却空気構造の成り立ちまでの関連性を示した流れ場の全体像を示した。静圧と速度ベクトルによって吹出し後の冷却空気構造を示し、流線は全て平均速度場によって描画した。各点での速度の大きさで着色した流線は、冷却孔入口の直前にあるリブの上流側端面に平行かつ高さ方向 $-2.9 < z/d < -2.3$ の範囲の面内にある格子点を開始点とした。一方、黒色の流線は冷却孔入口断面内における軸方向渦度が高い($>8U_{jet}/d$)領域を開始点とした。また、Fig. 5-6 に Fig. 4-13 に対応する冷却孔入口、出口における静圧分布を示し、Fig. 5-7 に Fig. 4-14 に対応する冷却孔入口、出口における軸方向渦度、および面内の速度分布($u-v$ vector)を示す。さらに、膜冷却性能を支配する壁面上の流れ場として、Fig. 5-8 に $x/d=2.9$ における主流方向速度 u のコンターと面内速度分布($v-w$ vector)を各条件につい

て示す。Figures 5-5, 5-6, 5-7 より、リブ配置の影響は冷却孔入口直前のリブ背後に生じる剥離領域の相違から、冷却孔入口における冷却空気の流入速度分布と冷却孔の傾斜によって決まる流動特性の顕著な違いとなって現れている。Rib1 の場合、小スケールの渦が冷却孔入口エッジで発生後すぐに消失し、冷却孔出口では主流方向へ一様速度分布を形成して噴出し双子渦を形成する。一方、Rib2 の場合には冷却孔入口で比較的大きな螺旋状の回転運動が形成され冷却孔の出口まで持続する。そして、冷却孔から吹き出す冷却空気は、主流へ向かって貫通する渦構造 SVL と冷却孔出口開口部のエッジに沿って高速で吹出し後、壁面に沿って進む WWL の 2 つに分岐する。次に Fig. 5-8 より膜冷却性能を決定づける膜冷却空気構造を比較する。ここで、吹出比が計算結果から後天的に求まるものであるために、断熱膜冷却効率解析と熱伝達率解析の吹出比が、厳密には一致していないことに注意されたい。各条件で 2 つの解析結果はほぼ同一の流れ構造を示すことを確認できる。一方で、比較的明確な相違も認められ、Rib1 の高吹出比条件において断熱膜冷却効率解析の方が冷却空気の壁面からの離脱が著しい。これは、断熱膜冷却効率解析の方が吹出比が高く双子渦のリフトオフ効果がより強く現れたためである。上述した通り、両者の計算結果を合わせて検討する際には、このような吹出比の違いに対応する流れ構造の差異に留意する必要がある。

以上より、本章で行った熱伝達率解析の結果は、第 4 章の断熱膜冷却効率解析で得られたリブ配置による流れ特性と同じ流れ特性を示し、壁面上の膜冷却空気も同じ構造となっていることが確認できた。これにより、膜冷却性能を議論するために断熱膜冷却効率解析と熱伝達率解析の結果を統一的に解釈して問題ないことが確認できた。

5.2.2 主流速度の計測結果

Figures 5-9, 5-10 に冷却孔下流の 3 断面、 $x/d=4.6, 7.6, 16.6$ における実験と DES 計算、および RANS 計算によって得られる主流方向速度分布の比較結果を示す。これらの速度分布は、図中に示した領域の上端ライン上の主流方向平均速度によって無次元化した。これらの結果は、第 4 章の Fig. 4-11 で示した通りの吹き出し後の膜冷却空気の構造と、その主流方向変化を明確に表している。何れのリブ配置についても、DES 計算の結果は実験結果と妥当に一致していることを確認できる。それに対して、RANS 計算の結果は、速度が大きい領域と小さい領域とが明確に分かれており、DES 計算や実験の結果と著しく異なる結果を示し膜冷却空気の構造を正しく捉える事ができないことが分かる。これは、Walters and Leylek(1997), Na et al.(2006), Mizukami et al.(2007) らの従来研究によって広く知られている、RANS 解析では膜冷却空気と主流との混合(即ち、膜冷却空気のスパン方向拡散)が過小評価されるという事実と一致する。この結果から、膜冷却空気構

造を捉えられない RANS 解析では、膜冷却性能を妥当に評価できないと判断される。

5.2.3 熱伝達率分布

Figure 5-11 に冷却孔下流における熱伝達率分布について DES 計算と実験結果の比較を示す。RANS 計算の結果も合わせて示す。流れ方向に同一のカラーコンターレベルを用いると下流領域における特徴が捉え難いため、Fig. 5-12 では、Fig. 5-11 に示す熱伝達率分布をさらに2つのコンターレベルを用いて示し分布の違いを明瞭に示した。上流 $x/d \leq 9$ の領域では Fig. 5-11 と同じコンターレベル、下流領域 $x/d \geq 9$ では各々の条件に対応して異なるコンターレベルを用いている。全ての条件で実験の熱伝達率分布は計算結果よりも拡散している。その原因は、実験でステンレス箔平面方向への熱伝導が生じるためと考えられる。平面内の熱移動量の割合が大きい場合には、実験の方が計算に比べてより鈍した(拡散した)熱伝達率分布を表わす。この影響を実験結果から評価することは困難であるため、ここで本計算結果を援用して評価することとする。本検討を含め実験の不確かさの詳細については Appendix A-4 に記載した。各計算格子について発生熱量に対する箔肉厚部から平面方向に移動する熱量の割合について、スパン方向の2乗和平方根として求めて熱伝導が熱伝達率へ及ぼす影響を確認した。この影響は壁面の温度分布へ大きく依存し、最も影響の小さい条件は Rib2 の高吹出比で、冷却孔近傍($x/d=4$)では約+4%、下流($x/d=18$)で約+1%程度である。最も影響の大きかった条件は Rib1 の低吹出比で、各々約+19%と約+2%程度である。何れの条件においても、下流領域については局所値であっても非常に小さい影響に留まる結果となった。このような分布の鈍し効果があることを理解した上で、DES 計算による熱伝達率分布の予測について実験結果との比較に基づき議論する。

何れの条件においても冷却孔直下の高熱伝達率領域が下流へ向けて、実験と DES 計算で同じように延伸する様子が認められ、DES 計算は実験における熱伝達率分布の特徴を妥当に再現できている。Rib1 では、冷却孔中心に対して対称的な2本の高い熱伝達率領域が冷却孔直下から下流に延伸する様子が DES 計算と実験の両方で確認できる。これは Fig. 5-8 に示した Rib1 の膜冷却空気構造である双子渦が壁面に残す痕跡である。Rib2 の場合には、実験結果で特徴的に現れている $y \leq 0$ 領域の著しく高い熱伝達率領域を DES 計算でもよく再現できている。一方、RANS 計算の結果は、DES 計算と比較して実験結果との差異が明らかである。上流領域だけではなく下流領域においても熱伝達率の高低差が明瞭に分かれる筋状の分布が確認され、前項の速度分布でも認められた膜冷却空気の拡散が過小評価される影響が現れている。この特徴は、Rib1、Rib2 どちらのリップ配置においても明確である。DES 計算では、Fig. 5-9 および Fig. 5-10 に示した通り、RANS 計算に比べて膜冷却空気の拡散が精度良く予測できた結果、下流領域では熱伝達率分布が実験結果に

よく一致し、とりわけ Rib2 の高吹出比では全域で定量的にも良い一致を示している。また、DES 計算の結果は、Rib1 よりも Rib2、低吹出比よりも高吹出比の方がより実験結果に一致している。

5.2.4 スパン方向平均熱伝達率

Fig.5-13 に、数値解析と実験から得られたスパン方向平均熱伝達率比 $\overline{h_f}/\overline{h_0}$ を示す。ここで、 $\overline{h_0}$ は実験で得られた h_0 をスパン方向平均したものである (APPENDIX A-6)。前項における結果をスパン方向に平均化した結果であり、全ての条件で下流領域では DES 計算と実験の比較的良い一致が認められる。Rib1 の低吹出比では、双子渦の痕跡である 2 本の筋状の高熱伝達率領域に挟まれた領域の熱伝達率が実験結果よりも低いため、スパン方向平均熱伝達率も低くなる。Rib2 の高吹出比における熱伝達率については全域で実験と DES 計算との良い一致が認められる。なお、前述した通り、実験におけるステンレス加熱箔平面方向への熱伝導の影響として、温度分布の高低差が大きい冷却孔近傍では、局所熱伝達率の不確かさは大きくなっている。この影響により、実験値の $\overline{h_f}/\overline{h_0}$ が過大評価されている可能性がある。

これまでの流れ場および熱伝達率の予測結果に基づき総括すると、本研究で採用した SA モデルに基づく DES は、原理的な LES の特性からも、解析格子の分解能に応じた大規模渦の挙動を精度よく捉えることができるが、冷却孔近傍の膜冷却空気の吹き出しによる薄いせん断層を端緒とするとごく小スケールの渦の生成、集合、合体等による渦構造の発達過程においては、十分な分解能があるとは言えない。したがって、冷却孔近傍における熱伝達率の予測精度は低下するが、冷却孔から離れた下流領域では渦構造が大規模となり熱輸送機構に支配的な影響を及ぼすため、計算結果は実験結果と定量的にも一致していると考えられる。冷却孔内部において強い渦度が生成される Rib2 や高吹出比の条件では、より上流側で渦構造が発達するために DES 計算結果の熱伝達率がより実験結果に一致する傾向を示すと推察される。以上により、本研究の DES 計算を用いて、本研究対象であるリブ配置および吹出比に依存する膜冷却空気構造や熱伝達率分布を捉えられることを示した。また、その成長した渦構造が熱の輸送機構に対して支配的である下流領域については、DES 計算と実験結果は定量的にも良い一致を示すことが分かった。

5.2.5 熱伝達率と断熱膜冷却効率の変化メカニズム

ここでは、Rib1 と Rib2 に対する h_f/h_0 および η の局所分布の物理的解釈を論ずる。吹出比は代表して高吹出比の結果を示す。Fig. 5-14 と Fig. 5-15 には、主流方向に $x/d=2.9$ の位置における速度場と温度場の断面内分布の解析結果と、同じ位置における壁面の h_f/h_0 および η のスパン方向分布

を示す。 h_f/h_0 および η については、比較のため実験結果とともに示す。両図の(a)には、主流方向速度 U_G で無次元化した主流方向速度(x velocity)の大きさをカラーコンターで示し、断面内速度場(y, z velocity)をベクトルで示した。両図の(b)には、本章で行った熱伝達率解析の局所の流体温度分布の計算結果を無次元化 $(T-T_G)/(q_{w0}/h_0)$ の形で示し、(d)には第4章で行った断熱膜冷却効率解析における無次元温度 θ の局所分布を示した。Fig. 5-14(f)に示したベクトルの拡大図は、Rib1 における壁面近くの挙動について詳しく述べるために示している。これらの図により、以下のようなメカニズムを解釈できる。

(1) Fig. 5-14(c)に示した Rib1 の h_f/h_0 の計算結果は、局所的な3つのピークを表わしている。左右両端のピークがある位置は、双子渦の両サイドの流れが吹き降ろす(以降、Downwash)位置に対応する。そこでは、速度境界層、温度境界層ともに局所的に薄くなり熱伝達率が上昇する。中心に存在するピークについては、Fig. 5-14(f)の拡大図に示す通り、中心の上昇流(以降、Upwash)が誘引する2次渦による Downwash が境界層を薄くすることによって生じる。この中心に生じるピークが実験結果において明瞭に認められないのは、5.2.3 で述べたステンレス箔平面内の熱伝導の影響と考えられる。

(2) Fig. 5-15(c)に示した Rib2 の h_f/h_0 の計算結果は、 $y/d = -0.4$ 付近の高くて広範なピークの存在が特徴的である。これは、Fig. 5-15(a)で確認できる通りこの位置の壁面近傍に高速領域が存在することに起因する。この高速領域は、第4章において詳述した WWL に対応し膜冷却孔内部から形成されている。一方で、 $y/d = 0.75$ の位置を中心とする時計回りの回転渦(SVL)の Downwash については WWL 程の明確な熱伝達率の上昇は認められない。総じて、計算結果は実験結果と妥当に一致している。

以上の Rib1 と Rib2 の結果から、冷却孔から吹き出す膜冷却空気流れとその下流で生じる渦構造の回転挙動の結果として、流れ場の境界層厚さに変化が生じ熱伝達率の局所分布を形成することが明らかとなった。

(3) Fig. 5-14(e)に示した Rib1 の η の計算結果については、 $y/d = 0$ を中心とする比較的狭範な高い η の領域が認められる。この領域は、吹き出した膜冷却空気によって形成されるマッシュルーム型の温度構造の下に現れる。双子渦の両サイドの Downwash は、主流を巻きこみ壁面へ連行するため冷却効果が無くなり η への寄与ができなくなる。

(4) Fig. 5-15(e)に示した Rib2 の η の計算結果については、 $y=0$ にピークを持つ広範な高い η の領域を示す。この領域は、おおよそ h_f/h_0 が高くなる領域に対応している。この η と h_f/h_0 の関係は、Rib1 の時には両者のピーク位置が逆転しており、リブ配置によって明らかに異なっていることが分かる。従って、 η と h_f/h_0 の両方を評価してその合成である熱流束低減率や表面温度低減率を求め、各々の相関関係や膜冷却性能への寄与度を考察することが、膜冷却性能の本質をより深く理解するためには重要であると言える。

5.2.6 膜冷却性能の変化特性

ここでは、各々のリブ配置について熱伝達と断熱膜冷却効率から熱流束低減率や表面温度低減率を評価することによって、膜冷却性能の主流方向への変化や吹出比依存性について各々の挙動について詳細に議論する。熱流束低減率および表面温度低減率は第2章の定義の通りである。

第2章(2-5)式で、 h_f は本章で行った熱伝達率解析により求め、 η には第4章で行った断熱膜冷却効率解析の計算結果を用いる。また、熱通過率比 $\alpha=0.48$ の値は、第3章で行った熱流束低減率や表面温度低減率の評価の際に使った TBC 施工翼相当の値を用いる。

Fig. 5-16 および Fig. 5-17 に、冷却孔下流の各断面における流れ場と膜冷却性能との関係を示す。主流方向に4つの位置 $x/d=2.2, 4.4, 7.0, 11.1$ における速度場とともに、熱伝達率 h_f/h_0 、断熱膜冷却効率 η 、熱流束低減率 γ 、表面温度低減率 χ のスパン方向分布の結果を与える。Fig. 5-16, Fig. 5-17 は、各々低吹出比と高吹出比の条件であり、カラーコンターは流れ構造として主流方向速度 U_G で無次元化した局所の速度分布を表わす。

初めに各膜冷却性能の変化を支配している流れ構造の主流方向の変化について解釈すると、以下のとおり説明することができる。

(1) Rib1 について、主流方向に進むに連れて双子渦は壁面からリフトオフする。低吹出比と比較して高吹出比の方がその効果が顕著に現れる。

(2) Rib2 について、SVL は Rib1 の双子渦のリフトオフと似た挙動を示す。それと対照的に、WWL は高吹出比条件の、更に下流領域においても壁面近傍に留まっている。

次に、 h_f/h_0 の主流方向への変化は、Fig. 5-14 や Fig. 5-15 で説明したメカニズムに則った熱伝達率場が、主流方向へ発達する挙動を示している。ただし、Rib1 の低吹出比については、Fig. 5-14 で前述した2次渦に起因する h_f/h_0 の第3のピークは認められない。全てのケースにおいて、下流

に進むに従って高い h_f/h_0 領域のピークが徐々に低下しながらスパン方向へ拡散していく様子が確認できる。

η は、全てのケースで下流に進むに従って単調に減少している。第3章で述べたように、Rib1 の場合には低吹出比で非常に高い値を示すのに対して、Rib2 の場合には吹出比による変化は小さく両方の吹出比で同程度の値を示す。また、Rib1 の場合の主流方向変化および吹出比依存性は、上述した双子渦のリフトオフが支配的となる流れ場によって説明できる。Rib2 の場合には、 η の向上に大きく寄与する WWL の挙動によってその特性が決まる。

γ と χ によって代表される膜冷却性能については、全てのケースで $x/d=11.1$ の位置までにその効果を失っている。特に、Rib1 の高吹出比では、他と比較して吹出し直後の冷却孔近傍でも著しく減少している。 γ や χ の評価から得られる重要な知見の一つは、Rib1 の高吹出比を除く全てのケースにおいて、 γ や χ の主流方向変化やスパン方向分布が η のそれらとよく似ていることである。この相似性は、(1)本研究の解析範囲では h_f/h_0 の変化範囲が 0.8~1.8 であること、また(2) $\alpha=0.48$ より、 γ の定義式(2-7)式が次のように η と γ の比例関係を示す式に近似できるためである。

$$\gamma = 1 - \frac{(1+\alpha)(h_f/h_0)}{\alpha+(h_f/h_0)}(1-\eta) = (-0.2\sim 0.1) + (0.9\sim 1.2)\eta \approx (0.9\sim 1.2)\eta \quad (5-2)$$

上式における近似は、 η が小さ過ぎず(おおよそ $\eta > 0.2$)かつ $h_f/h_0 \sim 1.0$ の場合に成り立つ。また、 $h_f/h_0 = 1.0$ の場合には $\gamma = \eta$ の関係を与える。 η が小さい場合には(2-7)式は次のように近似される。

$$\gamma \approx 1 - \frac{(1+\alpha)(h_f/h_0)}{\alpha+(h_f/h_0)} = \frac{\alpha(1-h_f/h_0)}{\alpha+(h_f/h_0)} \quad (5-3)$$

この場合には、Fig.5-17(a)のように、 h_f/h_0 が γ, χ の分布に大きく影響を及ぼす。従って、5.2.5 で示した通り Rib2 の WWL のように h_f/h_0 がピークをとる位置で η も共にピークとなる場合には大きな問題にはならないが、Rib1 の高吹出比条件など膜冷却空気が壁面から離脱するなどして η が低下した場合には、 h_f/h_0 の挙動に注目すべきであり、特に局所的な h_f/h_0 のピークには十分な注意が必要である。また、膜冷却空気が形成する流れ構造について、例えば、双子渦の両サイドの Downwash のように η を低下させ熱伝達率は上昇させる構造に注意が必要である。次に、 γ, χ の評価により、第2章においても議論した両者の相似性が確認できる。このことは、本研究は膜冷却性能を対象としているため内部冷却側の状態は固定して考え、冷却空気温度 T_c と内面の熱伝達率 h_{wc} が変化しないとする仮定を設けているためである。翼基材を通過する熱流束 q が減少した(= γ 減少)場合、内面の壁面温度 T_{wc} が低下し、外面の壁面温度 T_G はそれ以上に低下し、 χ は減少する。従って χ の分布は全てのケースにおいて γ の分布と似た分布となる。(5-2)式の近似が成立する Fig.

5-16(a),(b)および Fig. 5-17(b)のケースにおいては、 χ と γ および η はお互いによく似た分布形状を示す。一方で、双子渦のリフトオフが原因で、 η が小さくなり(5-3)式の近似が成立する Fig. 5-17(a)のケースでは、 χ や γ は、もはや η とは明確な相似性を示さなくなる。

注意を引く結果としては、Fig. 5-17(a)において γ や χ が負の値をとることである。これは、冷却空気を吹き出すことによって却って温度が上昇するという望ましくない状況を示す。そのような冷却性能の悪化は η の分布だけでは確認されず、熱伝達率と合わせて γ や χ の分布として評価して初めて確認される結果である。この結果は、ここでの γ や χ の評価が、スパン方向への熱伝導が考慮されない単純化した1次元の熱通過問題に基づいていることを考慮した上でも、冷却空気の不適切な吹出しを示唆する重要な注意喚起となると考えられる。

5.2.7 正味の膜冷却性能

ここでは、正味の膜冷却性能を計算の結果から求めてリブ配置によって変化するその特徴を示す。熱流束低減率と表面温度低減率の面積平均 $\langle \gamma \rangle$ および $\langle \chi \rangle$ について、実験結果との比較とともに Fig. 5-18 に示す。平均化は主流方向に $1.4 < x/d < 12.5$ の範囲、スパン方向に $-1.2 < y/d < 1.2$ の範囲を対象とした。DES 計算の結果は $\langle \gamma \rangle$ 、 $\langle \chi \rangle$ とともに実験結果と妥当な一致を示している。第3章で示した通り、リブ配置の違いによって生じる膜冷却性能の大きな特徴は、Rib1 で吹出比の増大に伴って急激な性能低下が生じるのに対し、Rib2 の場合に本研究の対象とした条件の範囲内で、吹出比の変化に対する感度が低いということである。各々の場合の吹出比に対する変化は、Rib1 の場合、双子渦のリフトオフの効果によって説明され、Rib2 の場合、WWL が壁面に留まる効果によって説明される。つまり、局所的な流れ場や温度場、またその流れ方向への変化が正味の膜冷却性能や膜冷却性能のリブ配置への依存特性を決定する。実機翼ではプラントの運転状態(負荷)によって吹出比は変化し、翼面上の吹出孔の位置によっても吹出比が異なることが予想される。このことを鑑みると、膜冷却性能としては Rib1 の低吹出比のように冷却性能の値が高いというだけではなく、Rib2 のように吹出比への感度が抑えられていることについても優れた特性といえる。吹出比に対する変化が小さく平均的に高い膜冷却性能を得るためには、Rib1 に対しては、特に高吹出比条件で、シェイプト孔等の双子渦のリフトオフを抑制する対策が有効であり、Rib2 に対しては、WWL の割合や効果を増大させる等、幅広い吹出比範囲で膜冷却性能を押し上げる対策によって理想的な膜冷却特性が得られる。

以上のとおり、表面の膜冷却にも甚大な影響を及ぼす内部冷却リブが存在し、かつ運転状態によって吹出比が変化するガスタービン翼に対して、本研究の DES 計算の結果は、リブによって変化する膜冷却性能のメカニズムやその吹出比依存性について、変化の起源である流れの構造から

明らかにすることができた。また、このようなメカニズムの解明が、ガスタービン翼全体の更なる冷却性能向上のために重要であり、本研究で行った DES 解析は、膜冷却の最適化設計に利用できる可能性が考えられる。

5.3 結果のまとめ

主流と 2 次流を等温とし壁面を等熱流束とした温度条件のもとに熱伝達率の計測実験を模擬した非定常粘性流体解析を行って、内部の伝熱促進リブによって変化する膜冷却性能について調べた。DES 計算を用いた本解析の熱伝達率予測の特徴を示し、吹出し後の膜冷却空気の流れ構造や温度場により、熱伝達率および断熱膜冷却効率の局所分布へ物理的解釈を与えた。また、本解析により得られた熱伝達率と、第 4 章で得られた断熱膜冷却効率を統合することによって熱流束低減率と表面温度低減率を評価し、膜冷却性能の特性を議論した。得られた成果は以下の通りである。

- (1) 熱線流速計による流速計測との比較により、DES 計算を用いた流れ場の予測は、RANS による予測よりも優位な一致が認められる。
- (2) 本研究の DES 計算によって、内部リブ配置に依存する膜冷却空気構造および熱伝達率分布の特徴的パターンを捉えることができた。膜冷却孔直下の複雑場では熱伝達率の定量的評価が難しいところも認められるが、下流領域では実験結果と妥当な一致を示した。
- (3) 内部リブ配置によって大きく変化する、熱伝達率と断熱膜冷却効率の分布特性について、吹出した膜冷却空気の構造により形成される流れ場や温度場との関係から、その変化メカニズムを明らかにした。Rib1 における双子渦、Rib2 における WWL の挙動が、各々、熱伝達率や断熱膜冷却効率の分布特性を決定付けることを示した。
- (4) 熱流束低減率や表面温度低減率で代表した膜冷却性能の、主流方向変化や吹出比依存性が、内部リブ配置の違いによって大きく影響を受けることを示した。熱流束低減率と表面温度低減率は、本研究の条件範囲では互いによく似たスパン方向分布とその主流方向変化を示すことが分かり、その相似性を説明した。更に、それらの特性は、断熱膜冷却効率が極端に小さい場合を除き(およそ、 $\eta > 0.2$)、断熱膜冷却効率とよく似た特性を示した。そして、そのような特性を流れ場の挙動によって全て説明し、Rib1 の場合には双子渦が、Rib2 の場合には

WWLの影響が支配的であることを示した。

- (5) 本研究で行ったDESに基づく数値解析結果によって、膜冷却性能の特性やその内部リブ配置への依存性を捉えることができた。このことから、実機翼の膜冷却に関する最適化設計に対してDES解析が利用できる可能性が示唆された。

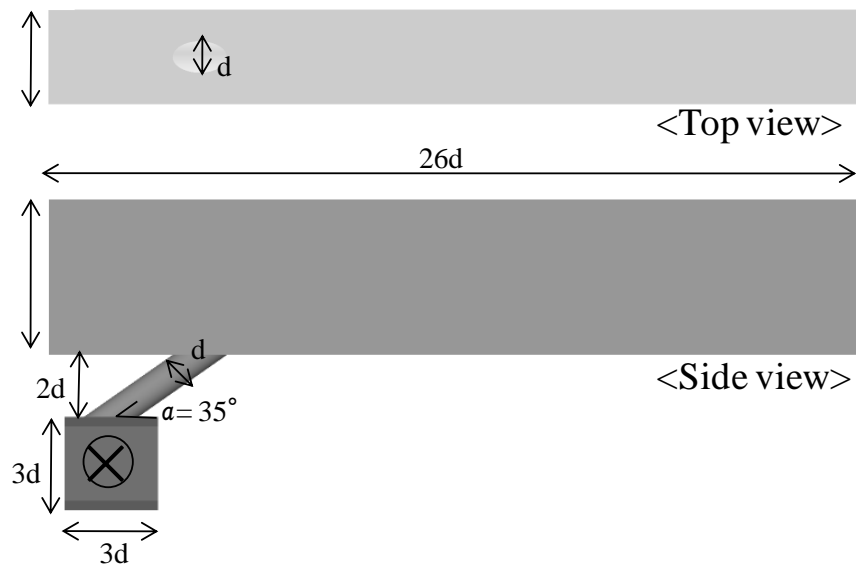


Fig. 5-1 Computational domains (configuration and geometry)

Table 5-1 Numerical conditions

Re number	25,000 (main flow and secondary flow)
Rib orientation	Rib1 and Rib2 (ref. Fig. 1-3)
BR (DES)	Low BRs: 0.52 for Rib1 and 0.50 for Rib2 High BRs: 1.26 for Rib1 and 1.24 for Rib2
BR (RANS)	Low BRs: 0.49 for Rib1 and 0.50 for Rib2 High BRs: 1.25 for Rib1 and 1.25 for Rib2
Temperature	296K (main flow and secondary flow)

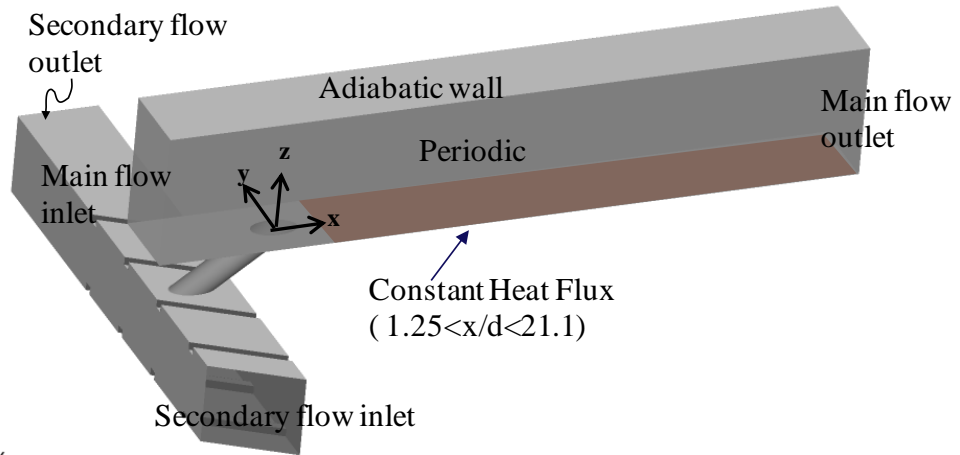


Fig. 5-2 Boundary conditions

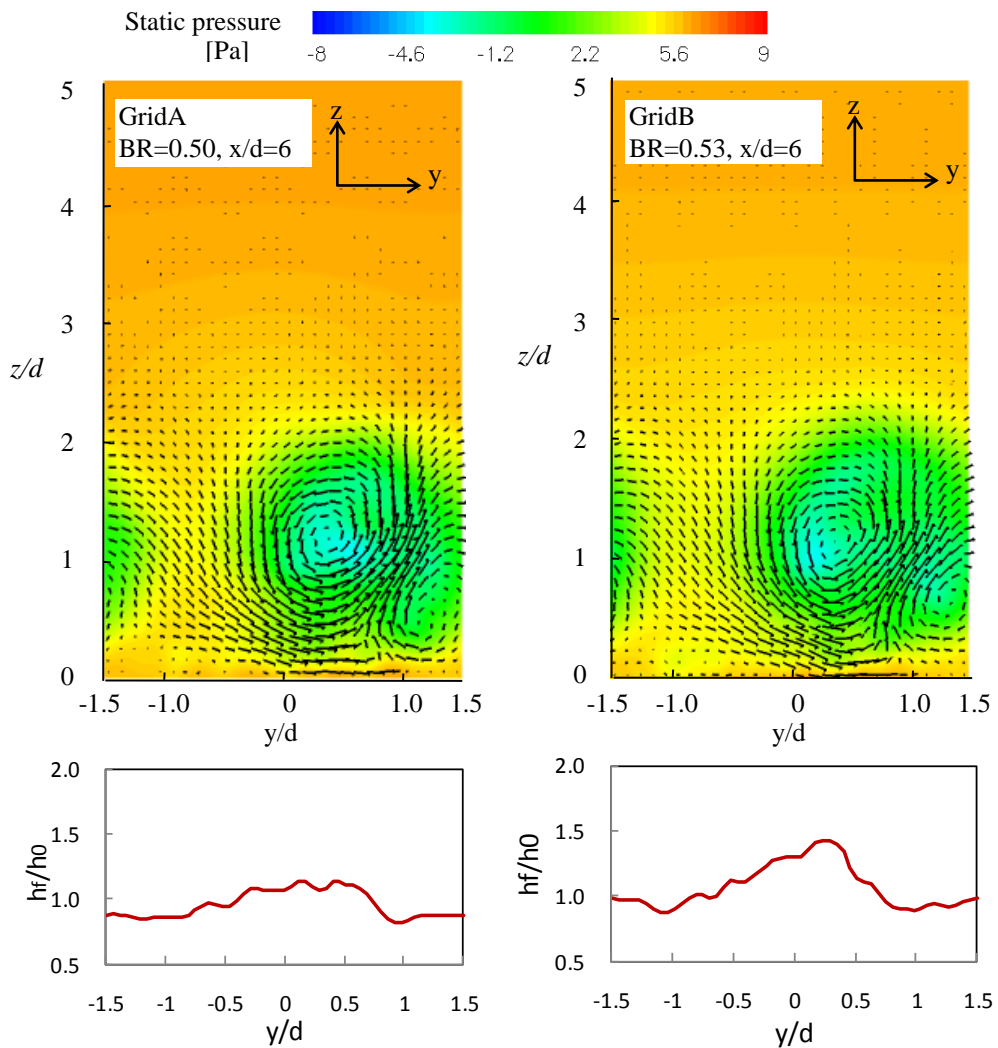
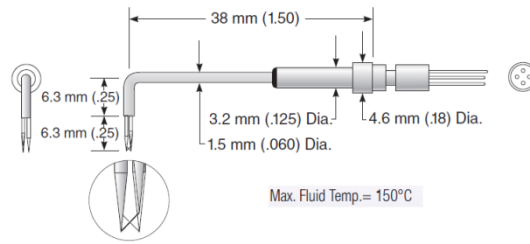
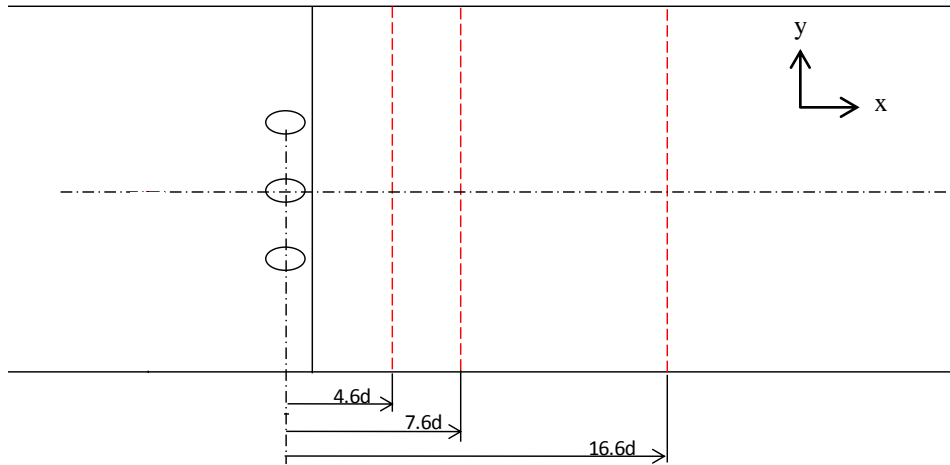


Fig. 5-3 Comparison of static pressure and velocity distribution, and HTC ratio at $x/d = 6$ calculated with Grids A and B

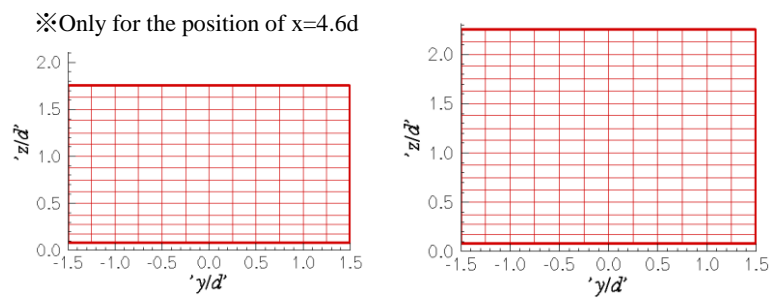
Model 1249A Miniature Cross Flow "X" Probe, Sensors Upstream



(a) X-probe (ref. TSI product catalog)

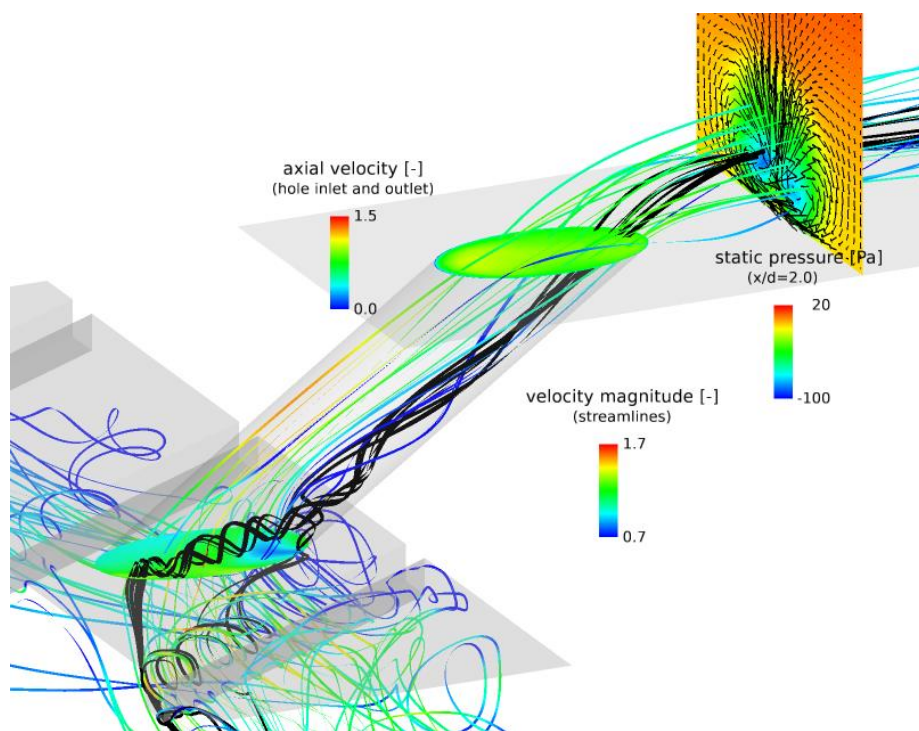


(b) Streamwise measuring positions

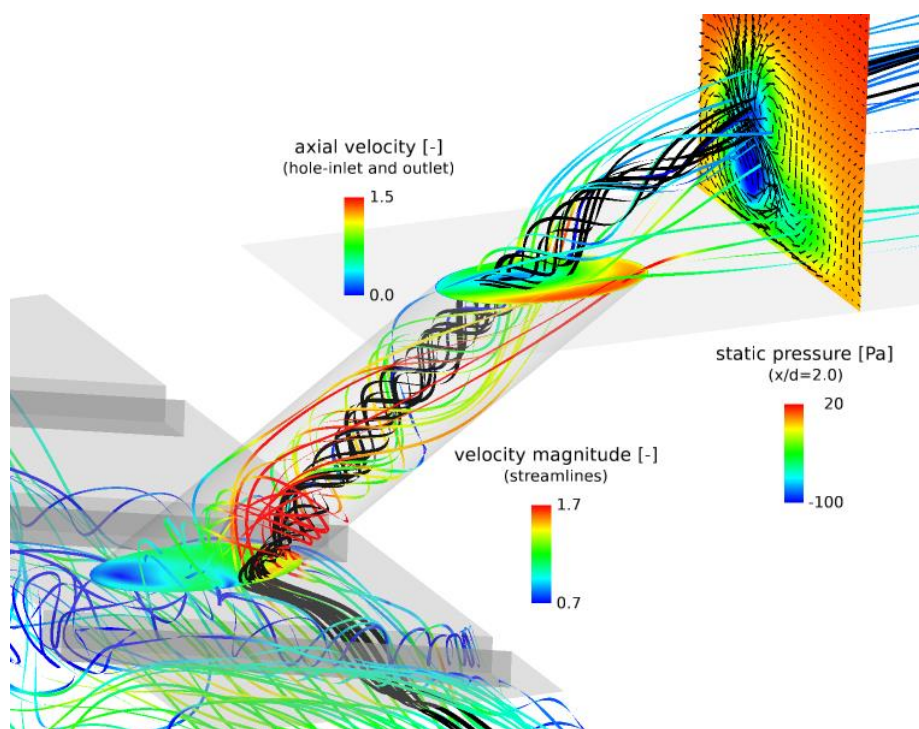


(c) Measuring points in the cross section

Fig. 5-4 Comparison of velocity field between simulation and measurement at $x/d=15$ and $y/d=0$



(a) Rib1



(b) Rib2

Fig. 5-5 Overviews of the flow structures for Rib1 at BR = 1.26 and Rib2 at BR = 1.24

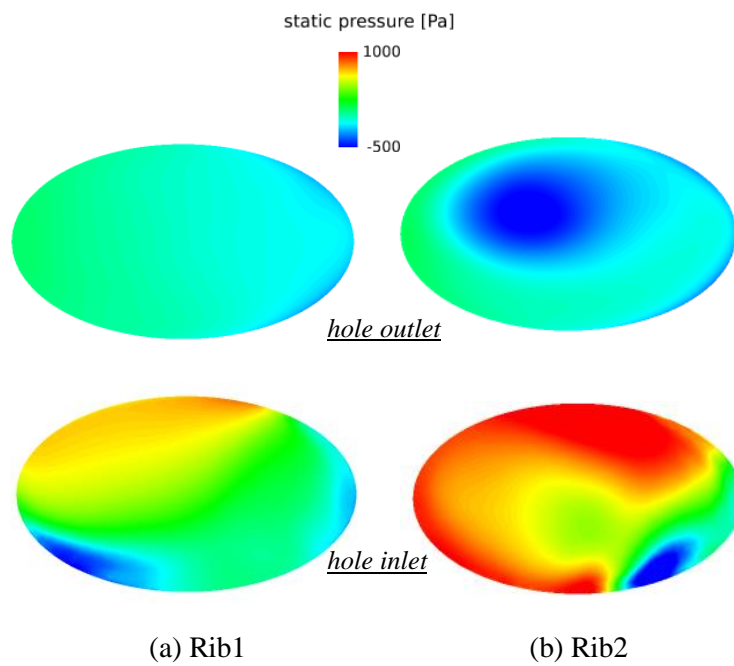


Fig. 5-6 Static pressure for Rib1 and Rib2 at hole inlet and outlet

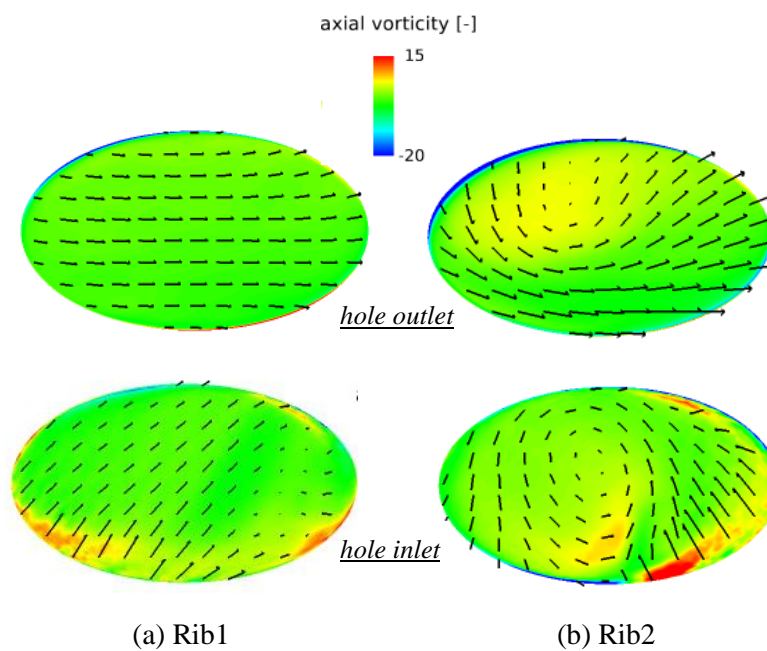


Fig. 5-7 Axial vorticity and velocity field for Rib1 and Rib2 at hole inlet and outlet

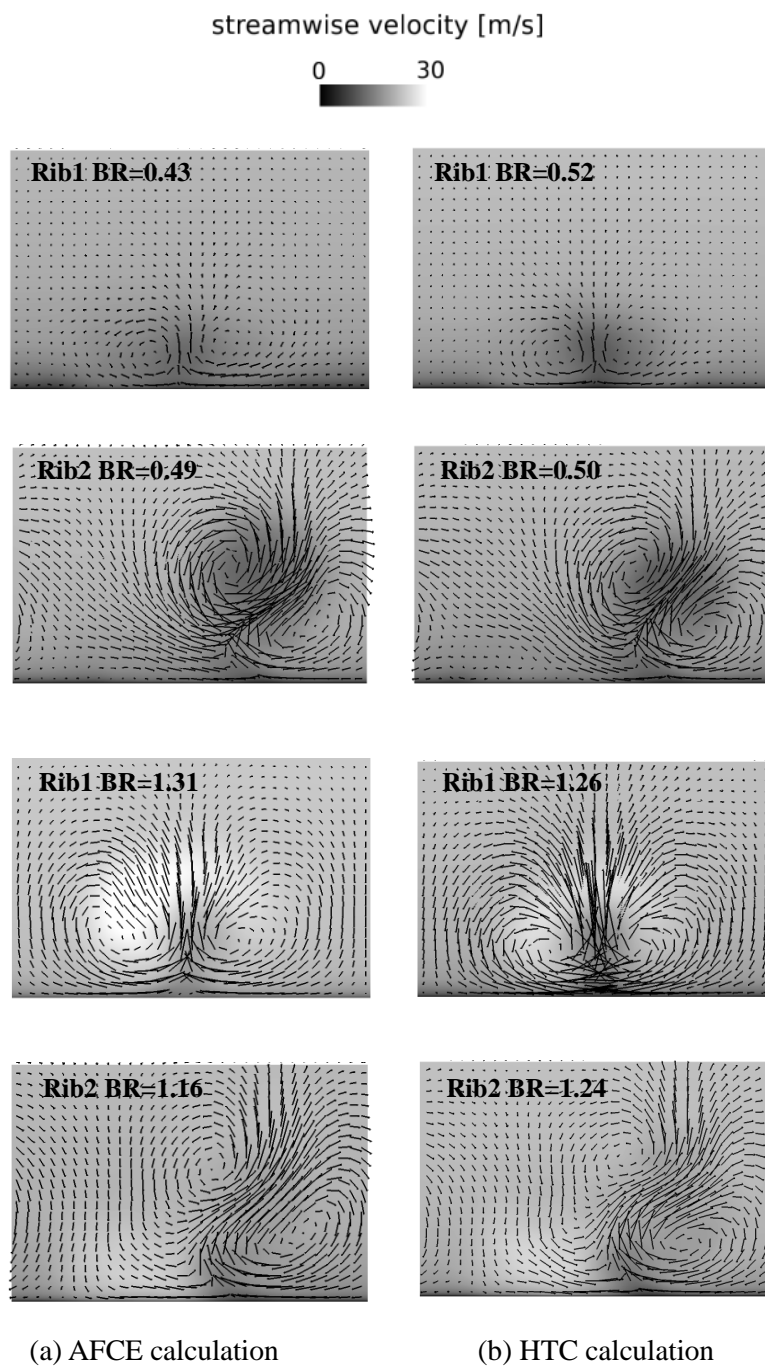
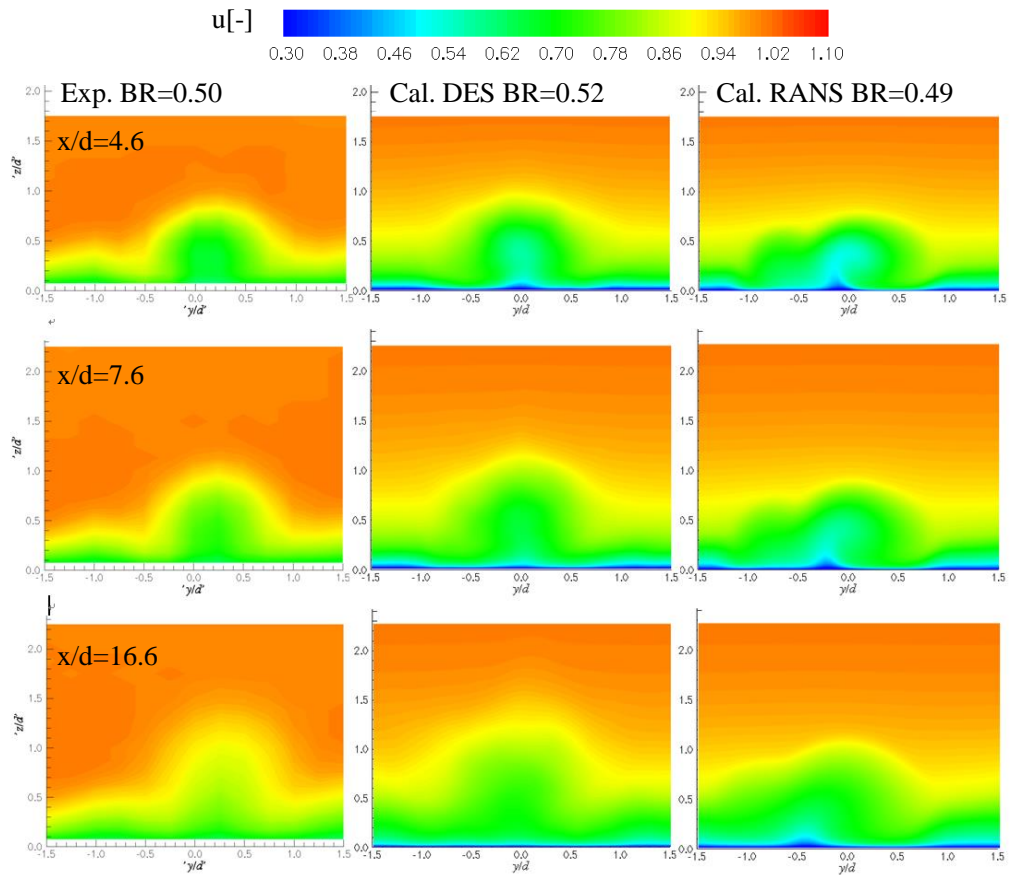
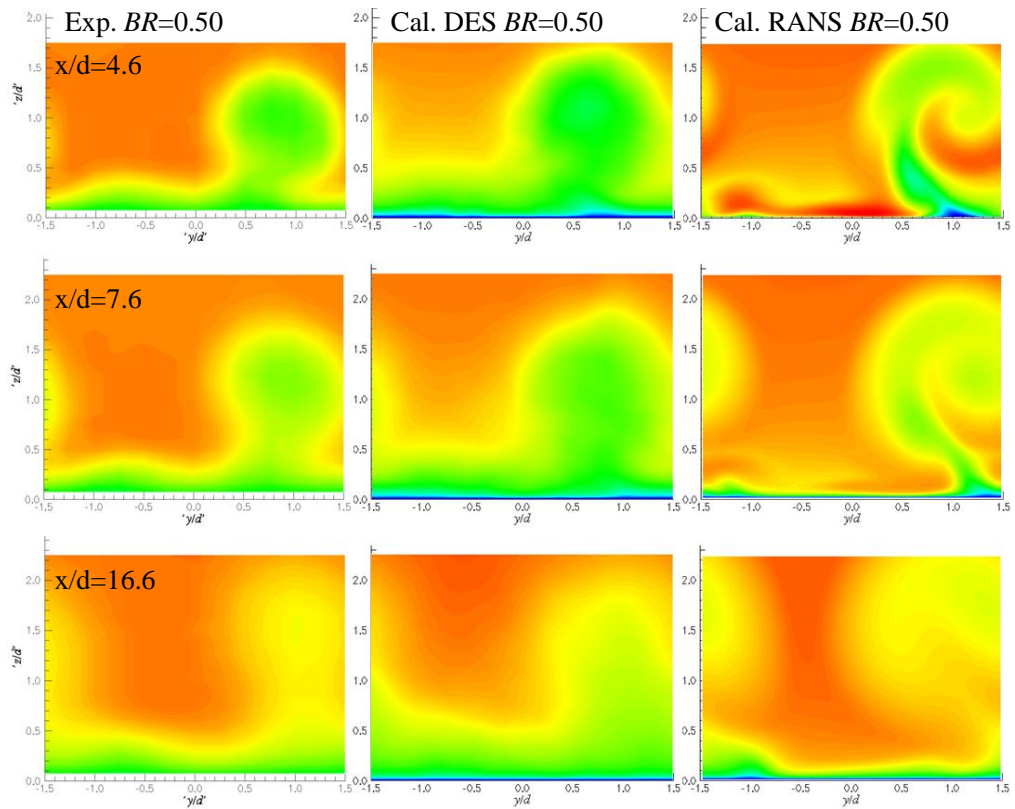


Fig. 5-8 Comparisons of flow fields at $x/d=2.9$

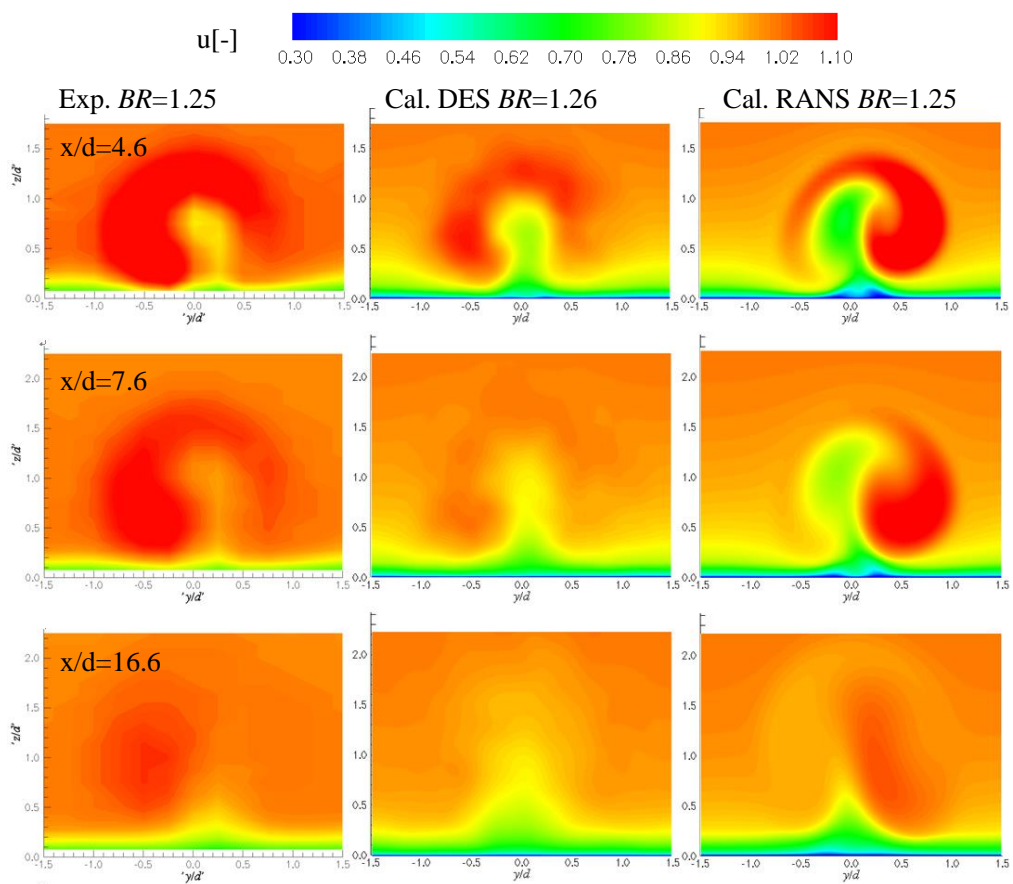


(a) Rib1

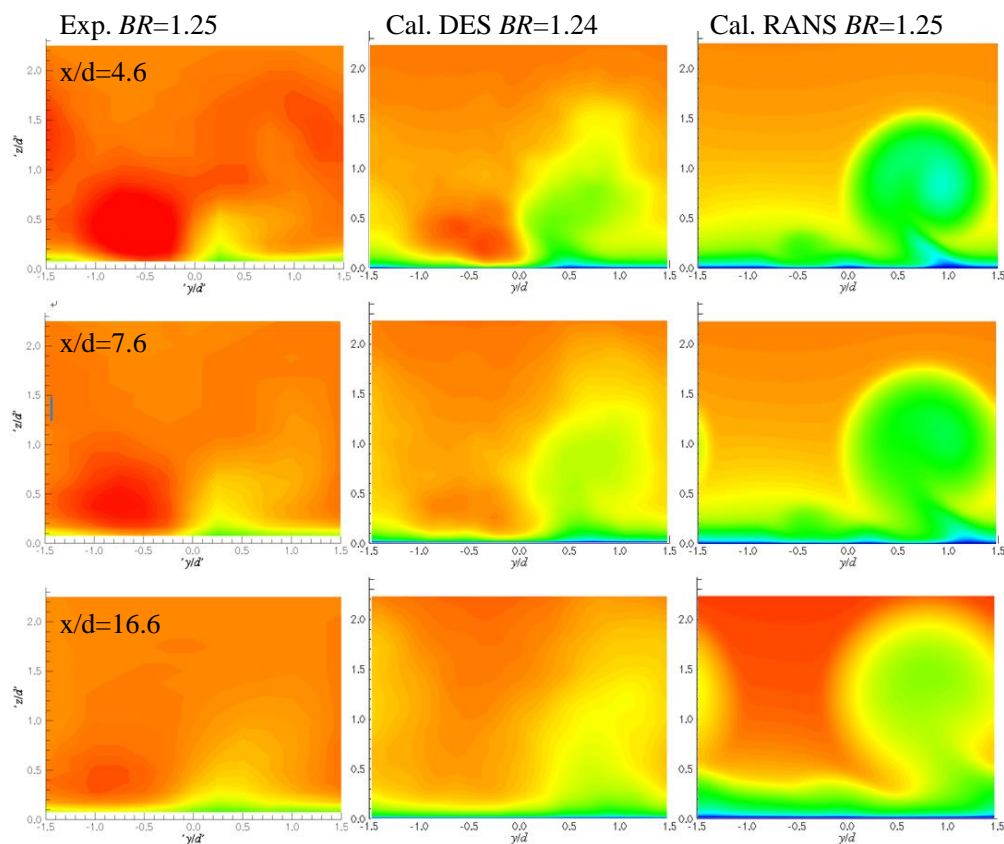


(b) Rib2

Fig. 5-9 Comparison of x-velocity distribution for lower BR at cross sections of $x/d=4.6, 7.6,$ and 16.6



(a) Rib1



(b) Rib2

Fig. 5-10 Comparison of x-velocity distribution for higher BR at cross sections of $x/d=4.6$, 7.6 , and 16.6

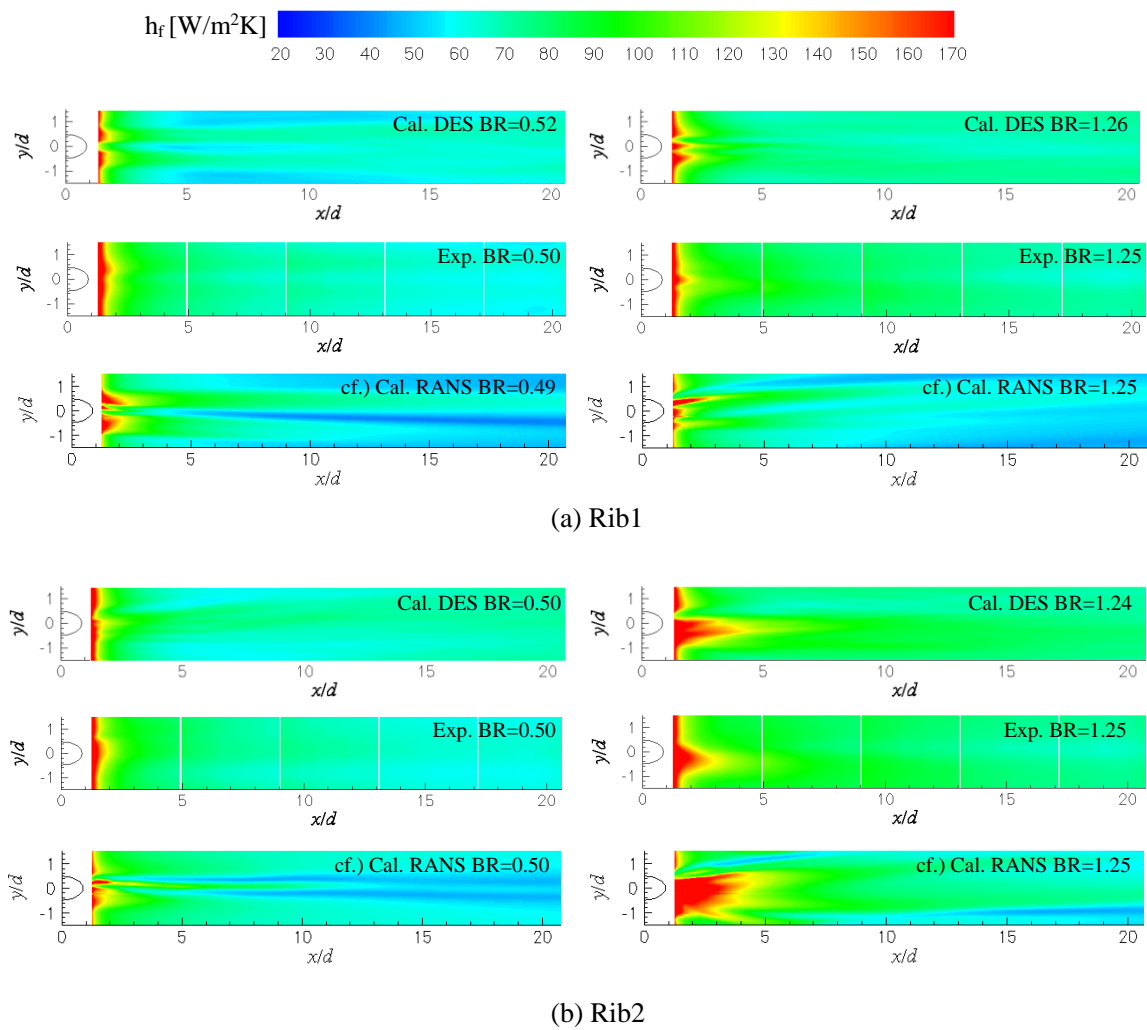
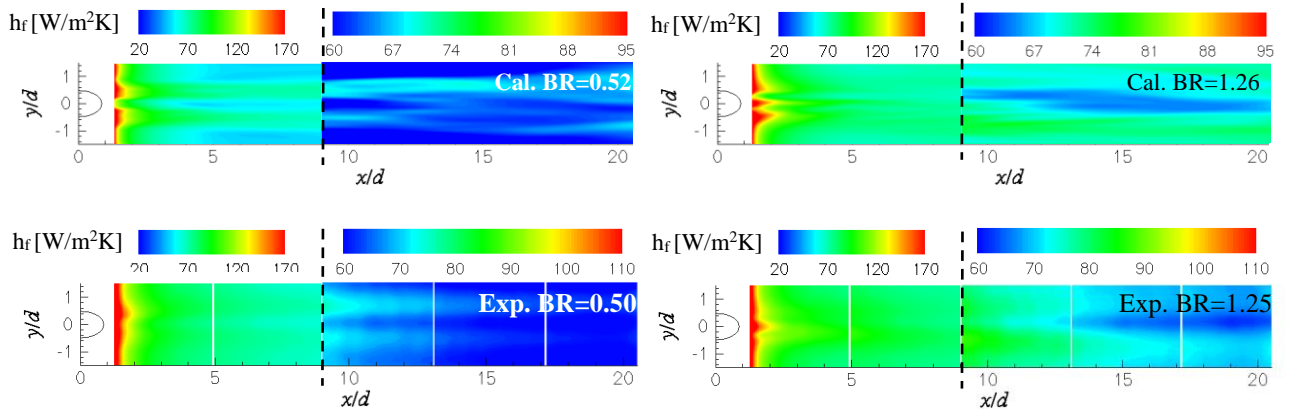
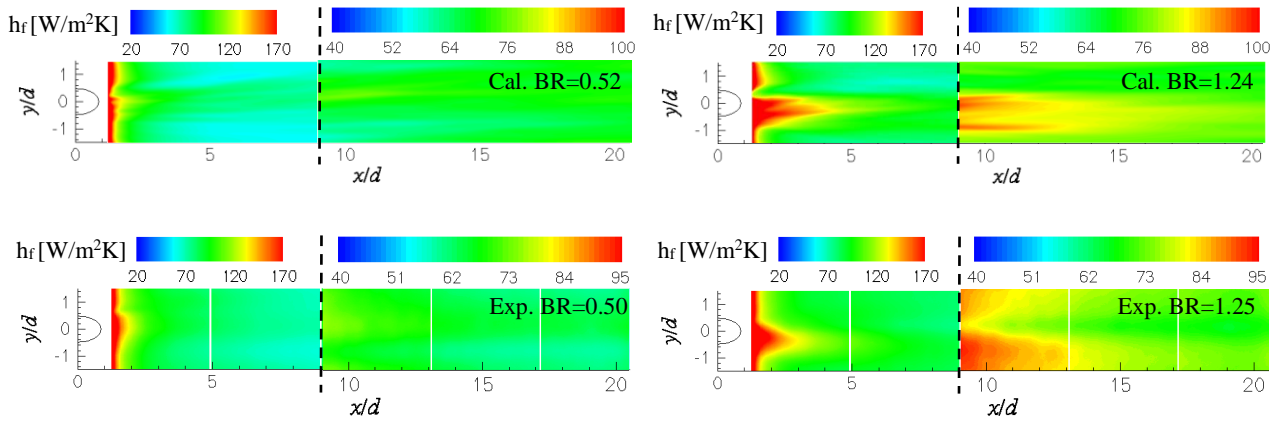


Fig. 5-11 HTC distributions



(a) Rib1



(b) Rib2

Fig. 5-12 HTC distributions focusing downstream

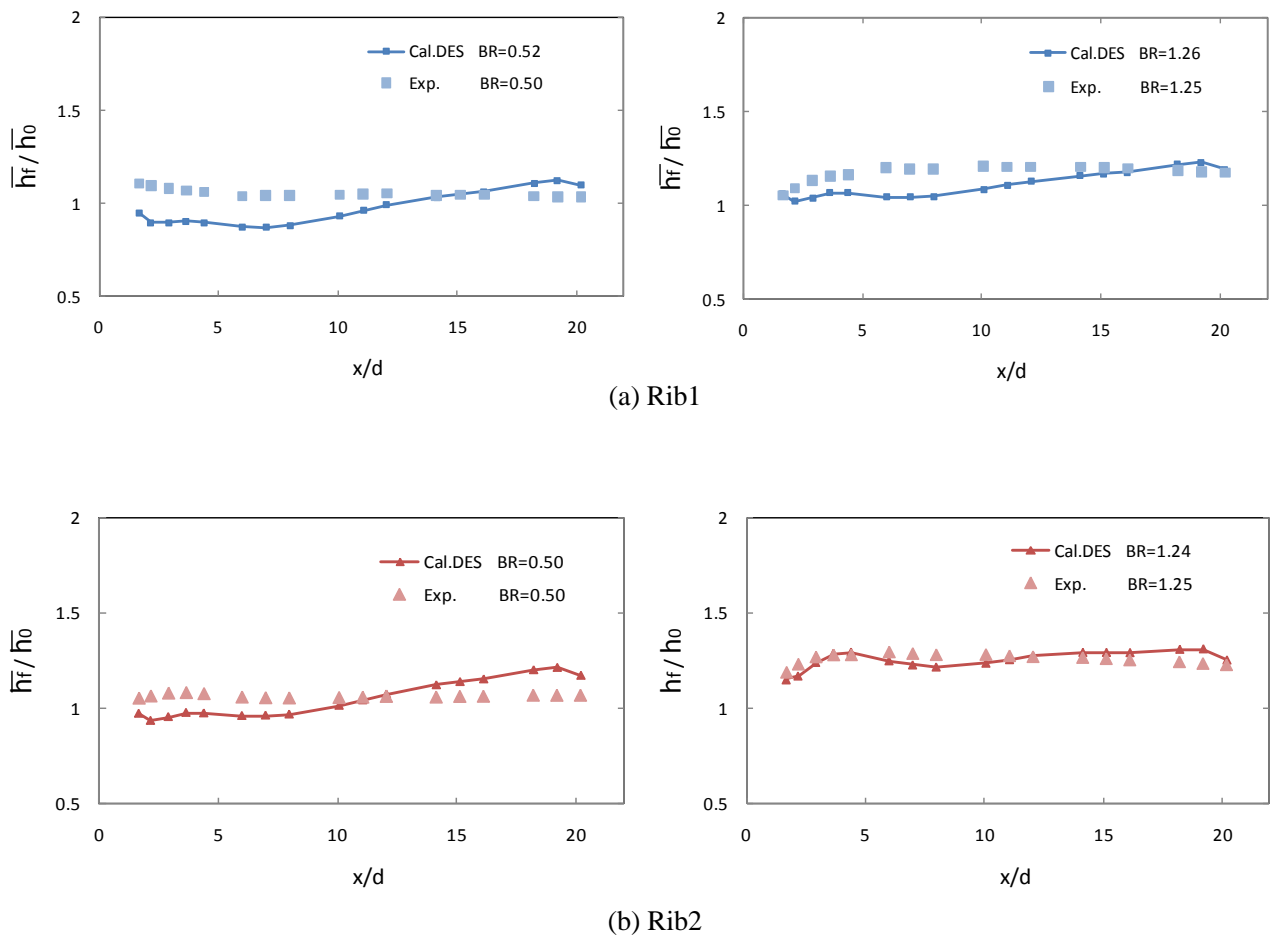


Fig. 5-13 Laterally averaged HTC distributions in main flow direction

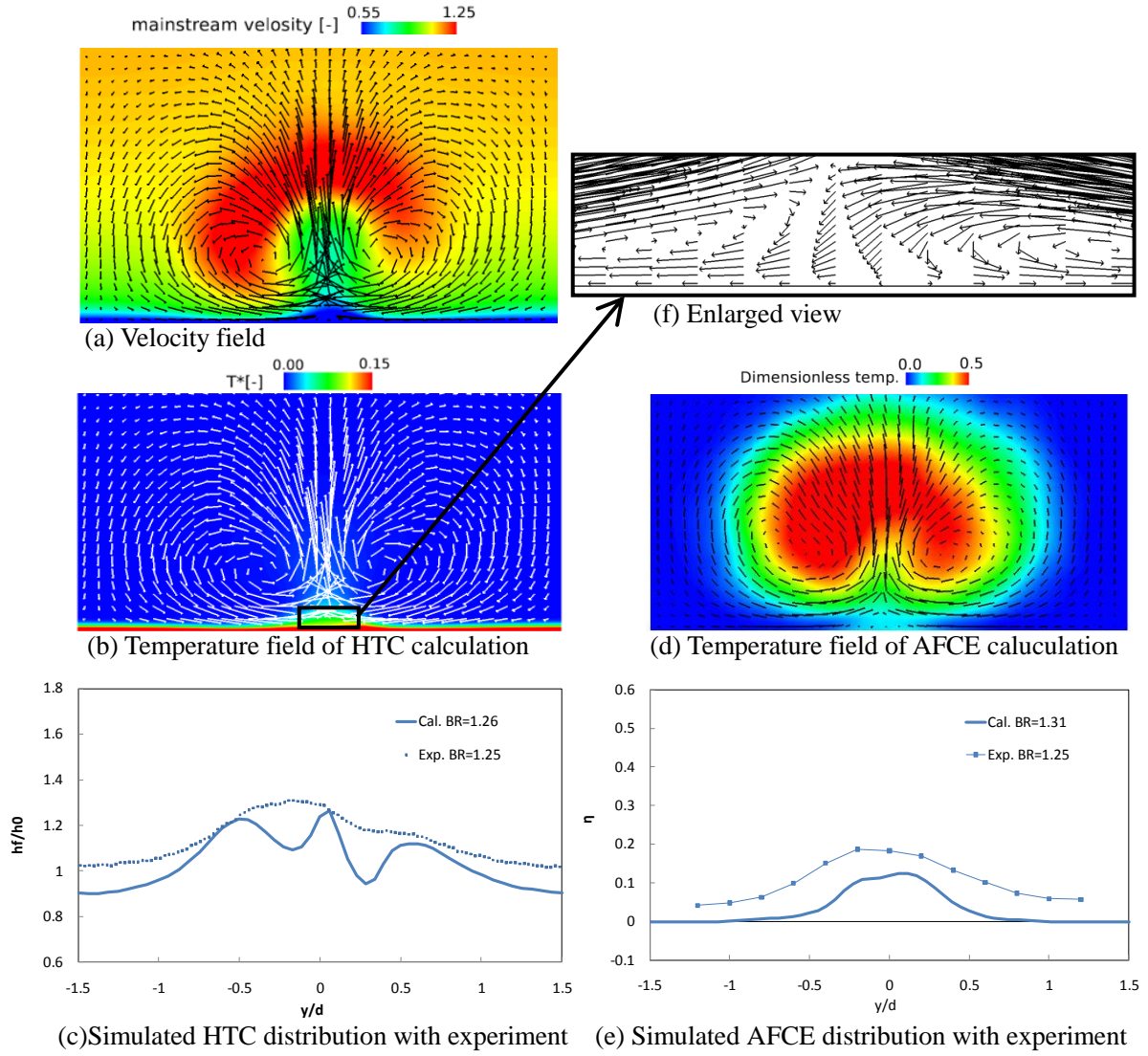


Fig. 5-14 HTC and AFCE distributions corresponding to its temperature distributions for Rib1 at high BR ($x/d=2.9$)

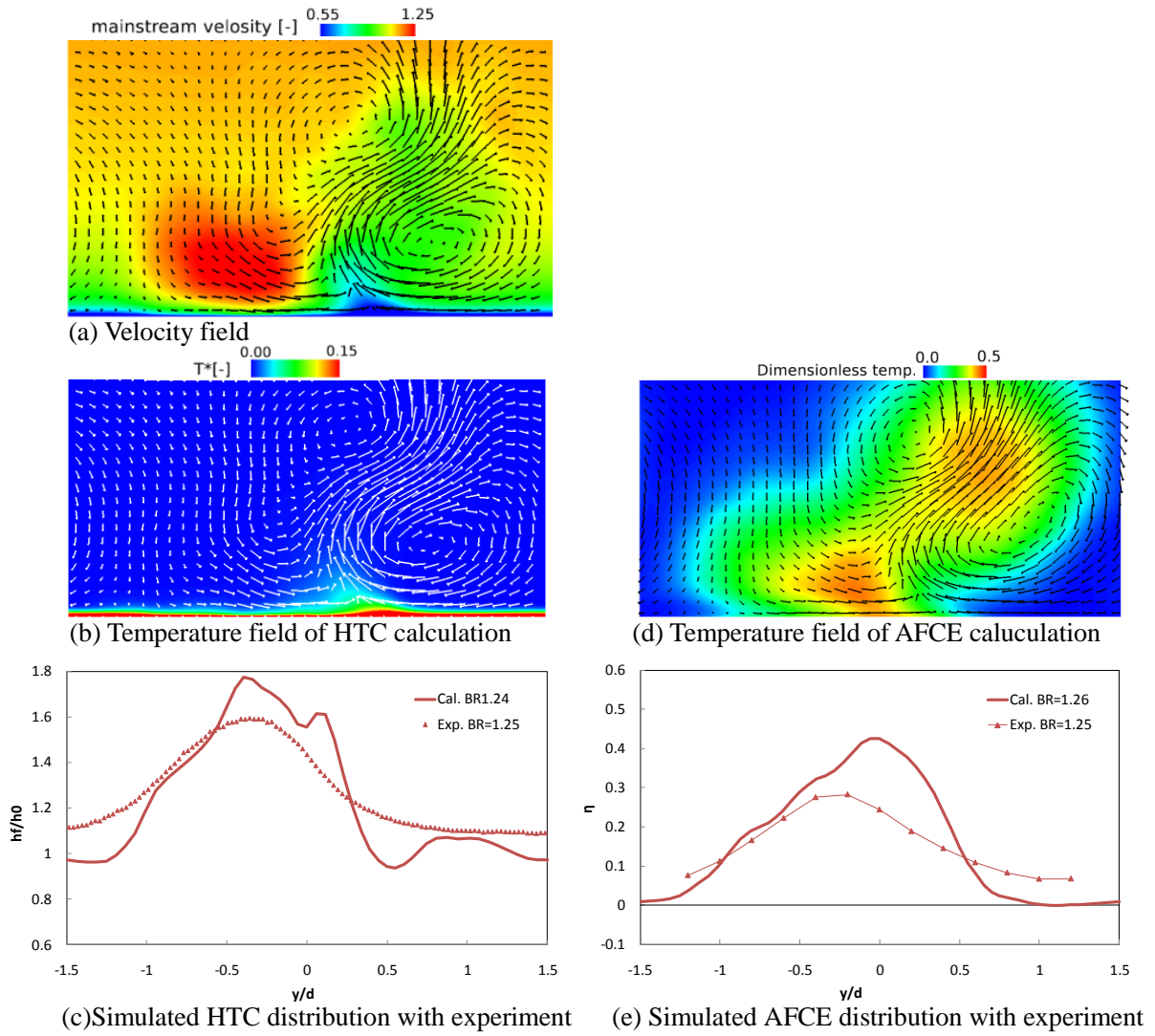


Fig. 5-15 HTC and AFCE distributions corresponding to its temperature distributions for Rib2 at high BR ($x/d=2.9$)

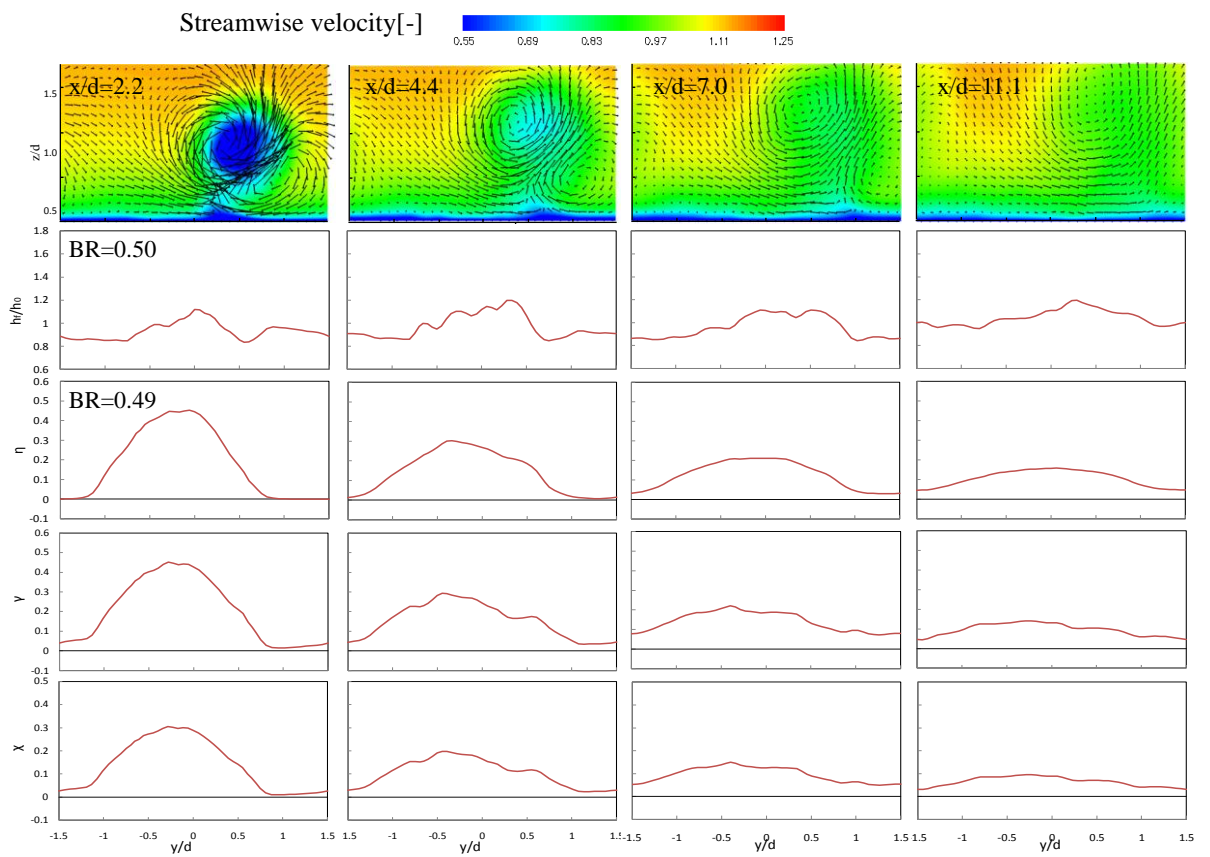
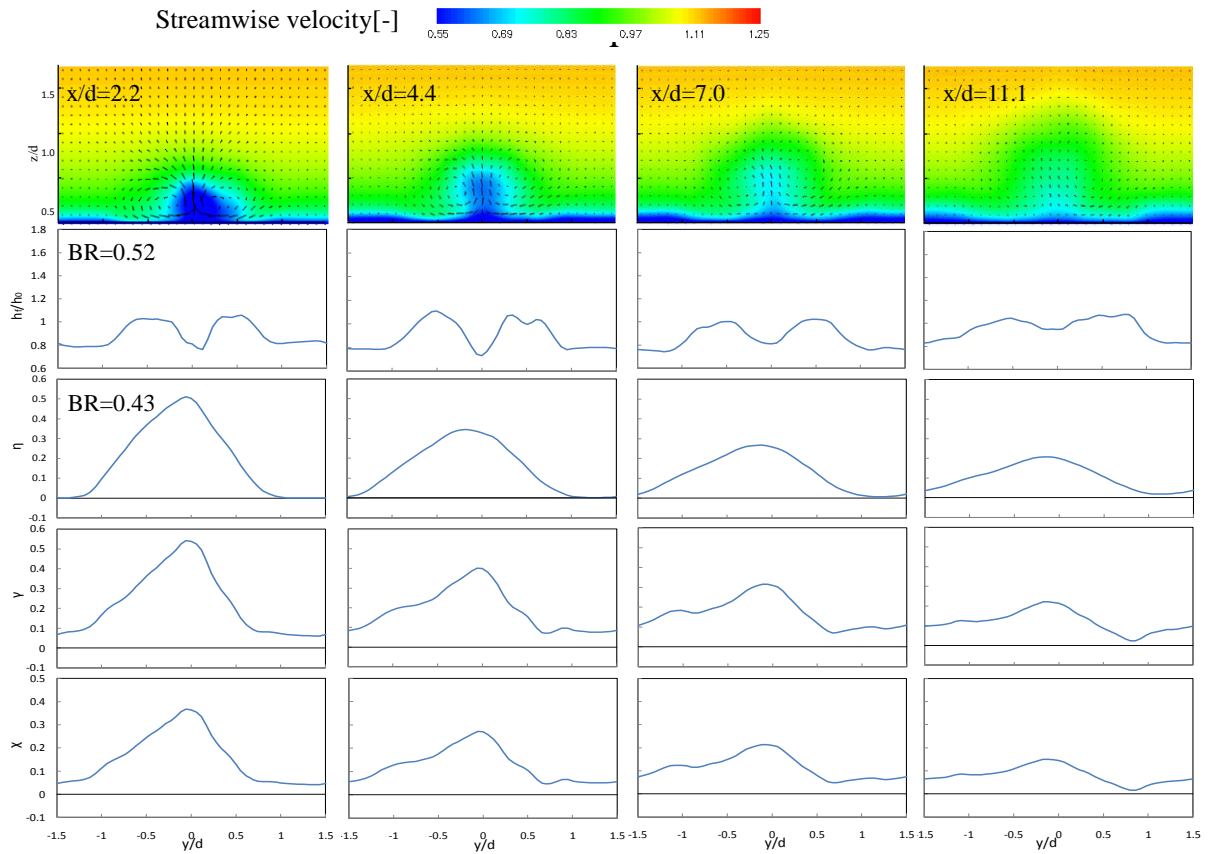


Fig. 5-16 HTC, AFCE and film cooling performances in mainstream direction for low BR at $x/d=2.2, 4.4, 7.0,$ and 11.1 .

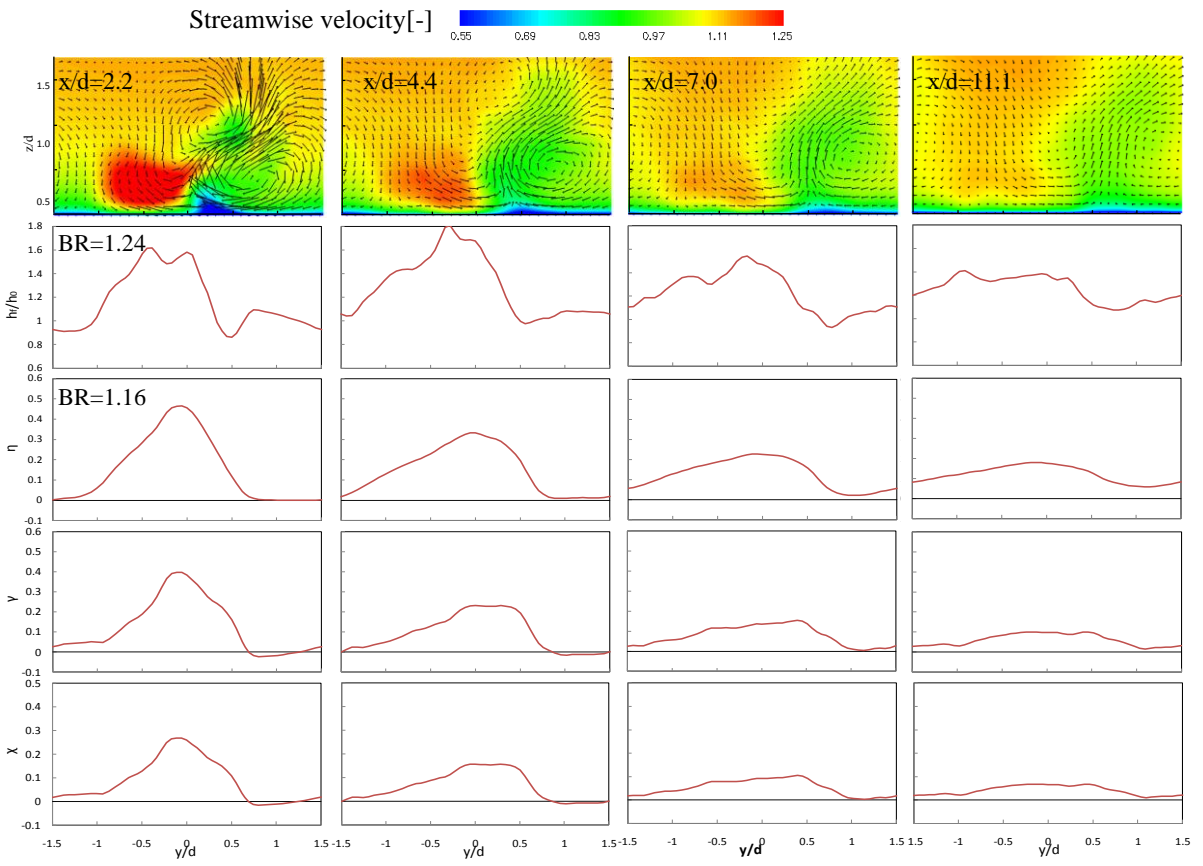
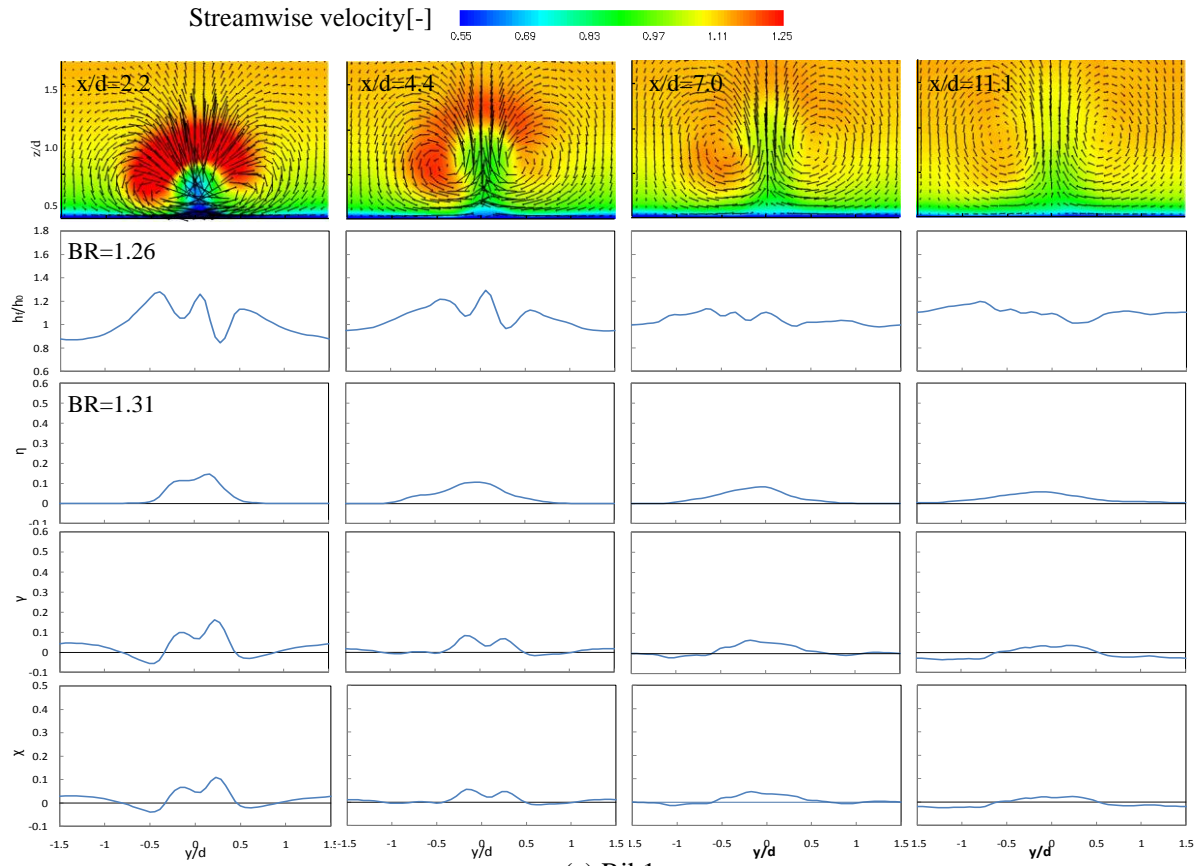
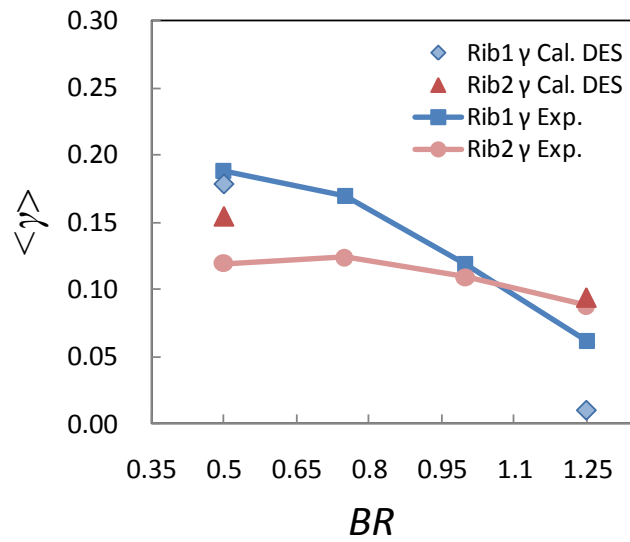
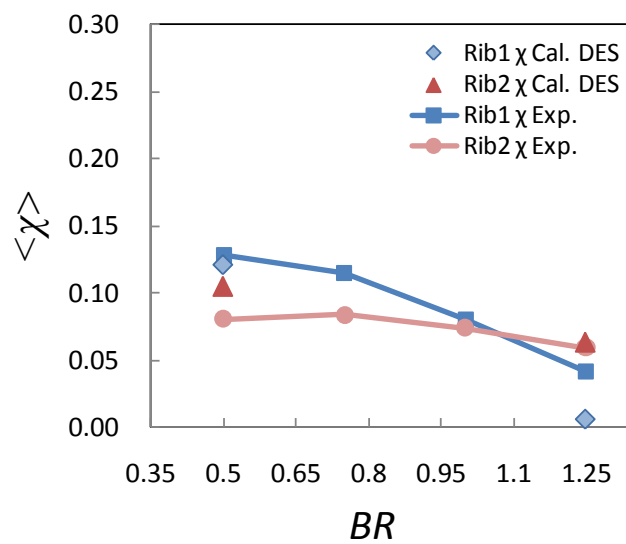


Fig. 5-17 HTC, AFCE and film cooling performances in mainstream direction for high BR at $x/d=2.2, 4.4, 7.0,$ and 11.1 .



(a) NHFR



(b) NSTR

Fig. 5-18 Film cooling performance characteristics with BR

第 6 章 結論

6. 結論

本論文では、ガスタービン翼の冷却技術について、内部対流冷却のための乱流促進リブの配置が表面の膜冷却性能に及ぼす影響を、流れ構造を基にしたメカニズムから明らかにした。このリブ配置は、膜冷却空気の供給源である内部冷却流路内の流れ場を決める主要因子の一つであり、膜冷却に対しても重要な位置付けとなると考えられた。本研究では実験および数値解析を行って、リブ配置によって大きく変化する流れ構造を捉え、その結果として膜冷却性能にもたらされる影響を明らかにした。

第2章において、膜冷却性能の評価方法について整理し、本論文において膜冷却性能を評価する熱流束低減率と表面温度低減率を定義した。また、各々が熱伝達率比、断熱膜冷却効率、および熱通過率比によって表現されることを示し、経年劣化や設計の違いによる現実的な熱伝達率比の変化が膜冷却性能に影響を及ぼすことを示した。

第3章では、熱流束低減率および表面温度低減率に必要な断熱膜冷却効率と熱伝達率比を、ガスタービン動翼の内部冷却流路、膜冷却孔、および翼表面を模擬した風洞実験装置を用いて計測し、リブ配置に依存して分布特性および吹出比依存性が全く異なることを明らかにした。断熱膜冷却効率および熱伝達率の分布は共に、Rib1では冷却孔中心に対して対称となり、Rib2では非対称となった。吹出比の増大に対し、断熱膜冷却効率はRib1では著しく減少するのに対して、Rib2では感度が小さいことを明らかにし、また、熱伝達率はRib1とRib2共に増加するが、Rib2の増加割合が大きくなることを示した。これらの計測結果に基づく熱流束低減率および表面温度低減率は、断熱膜冷却効率に近い吹出比依存性を示し、低吹出比ではRib1において高い性能が得られるが吹出比に伴う低下が著しく、高吹出比でRib2が逆転する結果となった。また、従来、しばしば行われてきた膜冷却時の熱伝達率を膜冷却が無い状態の熱伝達率を用いる簡便な膜冷却性能の評価では、冷却性能を過大評価する可能性が示唆され、ガスタービン翼の耐久性を安全側に評価するためには、熱伝達率を適切に評価することが重要であることを示した。

第4章では、第3章で明らかにしたリブ配置に依存する膜冷却性能を決定づける、流れ場の詳細構造を、断熱膜冷却効率の計測実験を模擬した数値解析により明らかにし、各々のリブ配置に対する流れ構造の違いを示した。既往研究により、膜冷却流れに対しては、定常RANSは正確な予測が困難であること、一方で、大規模な計算資源を要するLESやDNSでは実用的な検討が困難であることから、本論文では、両者のハイブリッドモデルであるDESの適用を試みた。DESによる数値解析の結果、Rib1の場合には、壁面上で冷却孔に対して対称的な渦構造をなす双子渦が

形成されるため、吹出比の増加に伴って膜冷却空気のリフトオフが生じて Rib1 では膜冷却効率が大幅に低下することが分かった。Rib2 の場合には吹き出した膜冷却空気が、主流に向かって貫通する歪曲した渦構造(SVL)と、主流に垂直な断面内で壁面に向かう流れを形成する流れ構造(WWL)に、大きく2分されることを明らかにした。吹出比が増大しても WWL が壁面近傍に留まるため良好な冷却性能を示し、吹出比に依存しない膜冷却特性が得られることが分かった。また、膜冷却孔より上流の流れ場を詳細に調べた結果、リブ配置に依存して、リブ背後に生じる剥離領域と傾斜する膜冷却孔による冷却孔流入流れとの相互干渉の結果として、膜冷却孔内および吹き出した膜冷却流れの構造が大きく変化することを見出した。Rib2 の場合には、膜冷却孔入口断面に生じる、大スケールの孔軸方向の回転運動が冷却孔出口まで残存するのに対し、Rib1 の場合には同様の回転運動は存在せず、冷却孔出口において一様な流速分布が形成されることが分かった。この孔軸方向の回転運動が膜冷却孔出口で残存するか否かにより、冷却性能が大きく変化することを明らかにした。

第5章では、熱伝達率の計測実験を模擬した DES を行った。実験結果との比較によって、膜冷却流れと熱伝達の予測における DES の RANS に対する優位性を確認した。DES の結果では定性的な熱伝達率分布の特徴を正しく捉えることができ、熱伝達率の予測に対する DES の有用性を示すことができた。また、リブ配置に依存する熱伝達率と断熱膜冷却効率の局所分布特性について、壁面上の流れ場や温度場の関係に基づき包括的な解釈を与えた。Rib1 と Rib2 では、それぞれ双子渦と WWL が断熱膜冷却効率および熱伝達率の局所分布特性を特徴づけていることが分かった。断熱膜冷却効率および熱伝達率より、熱流束低減率および表面温度低減率を求め、各々の相関関係や主流方向への進展、吹出比依存性について、膜冷却空気の流れ構造を基にその詳細を明らかにし、膜冷却性能向上に資する有益な知見を得ることができた。また、熱伝達率および断熱膜冷却空気の局所分布と同様に、膜冷却性能の各特性に対しても Rib1 の場合には双子渦が、Rib2 の場合には WWL が支配的な影響を及ぼすことを明らかにした。

以上のとおり、本論文では、ガスタービン翼の冷却技術について、内部冷却流路におけるリブ配置が、膜冷却性能に及ぼす影響を、冷却空気の流れ構造に基づくメカニズムから明らかにした。既述の通り、リブは内部対流冷却のために設置されるが、膜冷却にとっても不可避な構造である。従って、本論文で示したリブが及ぼす影響は、膜冷却を考える上で十分に認識されることが重要と考える。今日行われる、膜冷却に関する数々の最新鋭の研究や技術開発においても、この影響が的確に捉えられ考慮されることによって、より一層価値の高い成果を得られることが期待できる。

APPENDIX

A-1 黒体塗料放射率計測

熱伝達率計測部の壁面温度を赤外線カメラで計測するために、対象壁面に、放射率が既知の黒体塗料(ジャパンセンサー製黒体塗料 JSC-3 号, $\epsilon=0.94$)を塗布した。その黒体塗料のメーカー値放射率 $\epsilon=0.94$ とその温度依存性の確認を行った。恒温槽に取り付けた試験片に同塗料を塗布し、恒温槽温度を変化させ各温度で定常状態を確認後、試験片に取り付けた T 型熱電対と、赤外線カメラによる指示温度の差を確認した。赤外線カメラの放射率設定は $\epsilon=0.94$ の他、参考として $\epsilon=1.00$ でも計測した。Figure A-1 の通り、設定室温から 100°C 以上まで熱電対と赤外線カメラは同一温度を指示し、 $\epsilon=0.94$ として問題ないことを確認した。

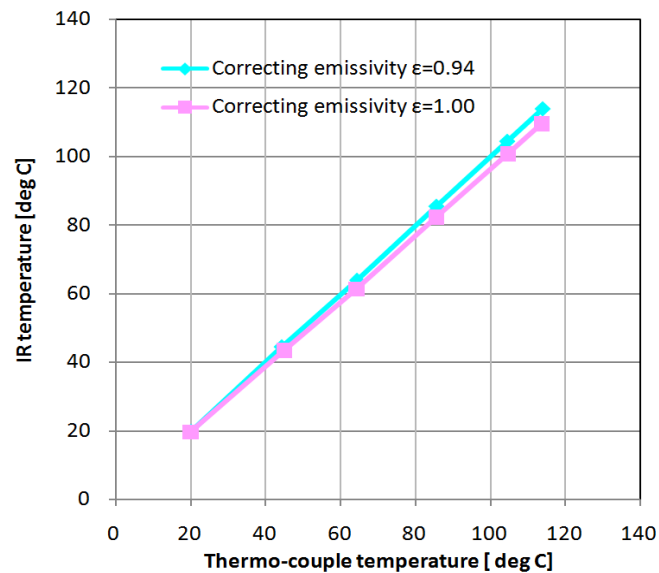
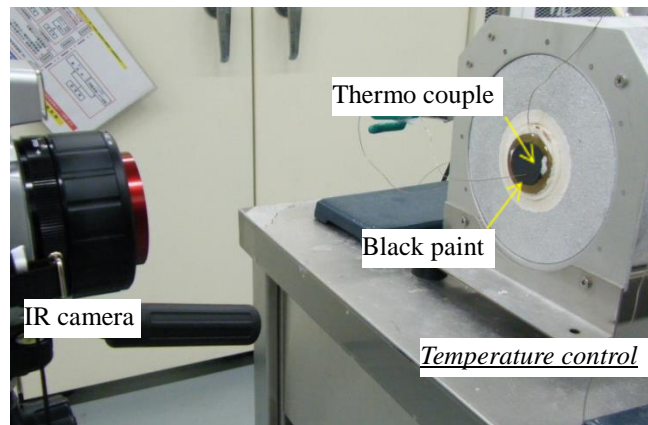
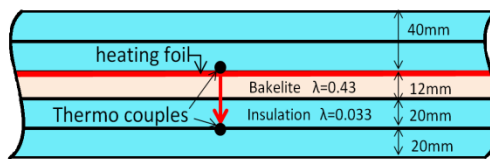


Fig. A-1 Black paint emissivity correlation with thermocouples

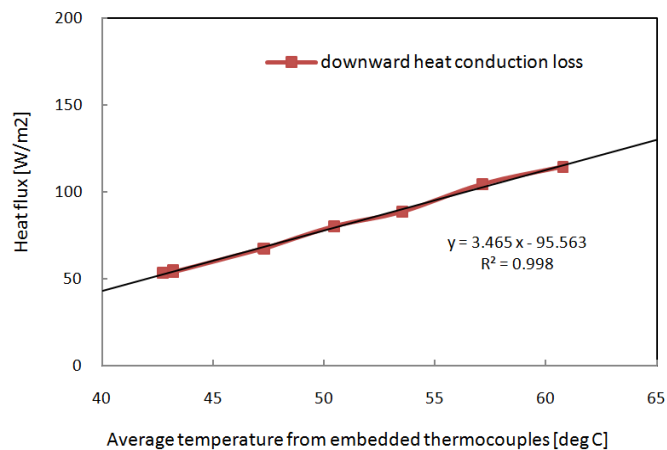
A-2 熱伝達率計測部壁肉厚方向への熱損失の見積もり

熱伝達率計測時の壁肉厚方向への熱損失を見積もった。T型熱電対(クラス1, 線径20 μ m)を加熱箔の直上に1対と, 壁(Bakelite plate, $t=12\text{mm}$, $\lambda=0.43$)および断熱材($t=20\text{mm}$, $\lambda=0.033$)を挟んで1対取り付け, 加熱箔の温度をステップ上に上昇させ壁肉厚方向への熱損失を見積もった。壁の下面に設置した断熱材の外環境は, 熱伝達率の計測時と同様に室温である。Figure A-2より, 埋め込み熱電対(10点)を参照温度とした線形近似関数を求め, 熱伝達率計測時の参照温度から壁肉厚方向への熱伝導による損失を下式によって見積もった。

$$q_{\text{cond}} = 3.465 \times T_{\text{Ave}} - 95.563 \quad [\text{W/m}^2] \quad (\text{A-2-1})$$



(a) Schematic thermo-couple positions



(b) Temperature dependency of conduction loss

Fig. A-2 Evaluation of the downward heat conduction loss

A-3 観察窓を介した風洞内壁面温度計測

赤外線カメラを用いた壁温測定では、Ge 観察窓越しに風洞内の伝熱面を撮影する。そのため Ge 観察窓における反射・透過等の影響を補正する必要がある(いわゆる環境温度補正が必要となる)。そこで本実験系における赤外線カメラへの入射するエネルギーを、Fig. A-3-1 のように 1 次元で単純化して考えると、その種類には大別すると以下の 3 つが考えられる。

1. Ge 観察窓の放射エネルギー

Ge 観察窓の温度 T_g は周囲温度 T_a に等しいと仮定 $\epsilon_g \times W(T_g) = \epsilon_g \times W(T_a)$

2. Ge 観察窓における環境温度反射エネルギー

Ge 観察窓で反射する周囲環境温度 T_a は一様であると仮定 $r_g \times W(T_a)$

3. Ge 観察窓が透過する測定対象物からのエネルギー

測定対象物では、環境温度 T_a を反射すると仮定

→	(1)測定対象物からの放射エネルギー	$\tau_g \times \epsilon_s \times W(T_s)$
→	(2)測定対象物における環境反射エネルギー	$\tau_g \times r_s \times W(T_a)$

赤外線カメラ入射エネルギー

$$W(T) = \epsilon_g \times W(T_a) + r_g \times W(T_a) + \tau_g \{ \epsilon_s \times W(T_s) + r_s \times W(T_a) \} \quad (\text{A-3-1})$$

キルヒホフの法則より

$$\epsilon_g + r_g + \tau_g = 1$$

$$\epsilon_s + r_s = 1 \quad \therefore \tau_s = 0$$

$$W(T) = (1 - \tau_g \epsilon_s) \times W(T_a) + \tau_g \times \epsilon_s \times W(T_s) \quad (\text{A-3-2})$$

従って、

$$W(T_s) = \frac{W(T) - W(T_a)}{\tau_g \times \epsilon_s} + W(T_a) \quad (\text{A-3-3})$$

(A-3-3)式より、放射率 ϵ_s の代わりに見掛けの放射率 $\tau_g \epsilon_s$ を用いて、赤外線カメラの環境温度補正の機能を用いることによって正しい温度を取得することができる。

赤外線カメラの感度がある波長 6-15 μm について、Ge 観察窓単体の透過率、反射率を計測し、赤外線カメラの分光感度特性と合わせて、本実験系における Ge 観察窓の透過率、および反射率、放射率を確認した。その結果を Fig. A-3-2 に示す。本研究における測定温度範囲においては、ほぼ

一定であることが分かる。この結果より、本研究における実験時測定対象物温度($\approx 60^\circ\text{C}$ とする)においては、透過率 $\tau_g=0.886$, (放射率 $\varepsilon_g=0.073$, 反射率 $r_g=0.041$)であることから、

$$\tau_g \varepsilon_s = 0.886 \times 0.94 = 0.83$$

となり、この値を用いて赤外線カメラの環境温度補正を行うこととした。

(A-3-2)式は 1 次元近似のほか、いくつかの仮定を用いた簡略式となっている。主要な不確かさ要因として以下の 2 つが考えられる。

1. (A-3-2)式では、赤外線カメラ検出素子から観察窓までの距離と測定対象物までの距離が等しい、即ち赤外線カメラ検出素子に対する観察窓と測定対象物の位置関係が同じと仮定。
2. 周囲環境温度が一定であると仮定。

2. の仮定は、室内にある温度の反射源となる物体の中に、極端に周囲温度と温度が異なる物体が存在しないことを確認し問題ないと考えられる。1. の仮定に関しては、実際には測定対象物よりも観察窓の方が赤外線カメラに近い位置関係であるため、この赤外線カメラの検出素子との相対距離に起因して不確かさが生じる可能性が考えられたことから、測定対象物と観察窓の位置の違いが検出温度に与える影響を本実験時の測定系を用いて確認した。

測定対象物の温度を一定に保ち(埋め込み熱電対により、測定中の温度変化は 0.1K 以内であることを確認した)、赤外線カメラの位置を Fig.A-3-3 のように変化させて温度計測を行い、位置による検出温度の変化を確認した。観察窓の位置が測定対象物の位置と異なることの影響が出る場合には、赤外線カメラと観察窓が近いほど観察窓と測定対象物との位置の相違の割合が大きくなるため、測定温度の差が大きくなることが予想される。実験結果を Fig. A-3-4 に示す。その結果、一定温度に保った測定対象物の検出温度のばらつきの範囲は $\pm 0.18\text{K}$ となり、最大でも計測温度の 1% 以下となり、本計測系における計測に問題ないことを確認した。また、このばらつきの範囲は次の A-5 赤外線カメラによる熱伝達率計測における不確かさの検討の中で考慮した。

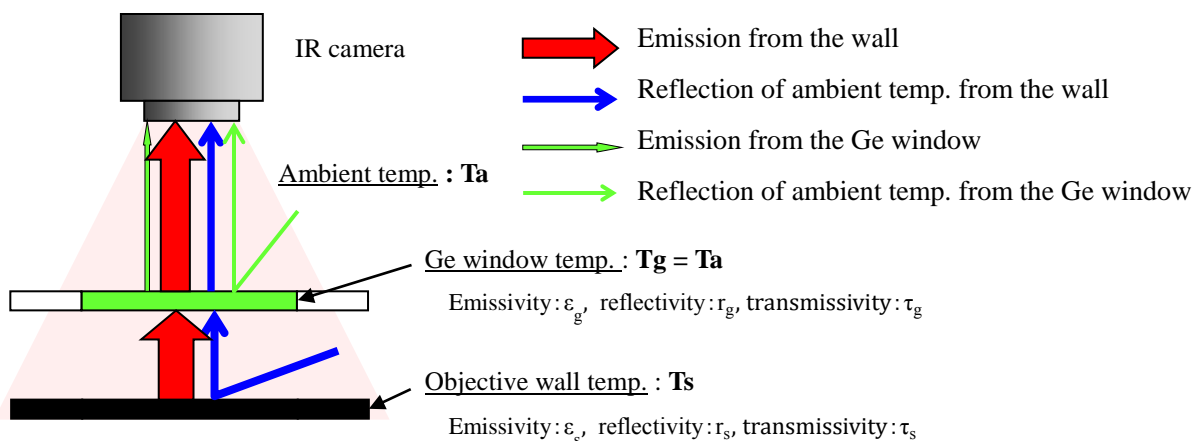


Fig. A-3-1 IR system with Ge observation window

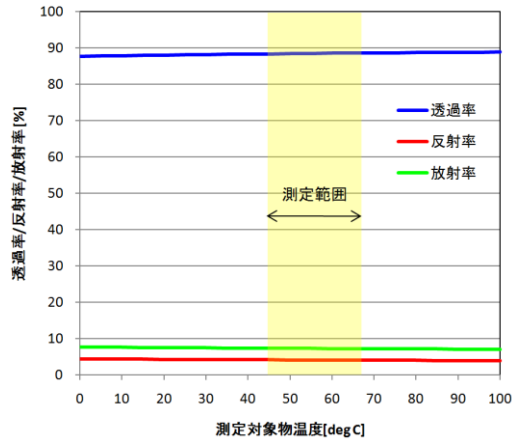


Fig. A-3-2 Spectral sensitivity characteristics at each position

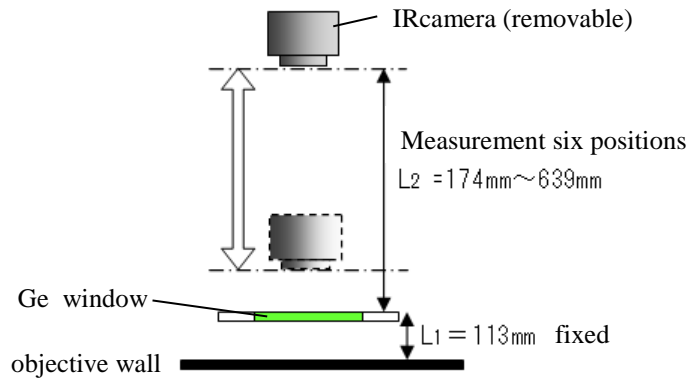


Fig. A-3-3 Removable camera position

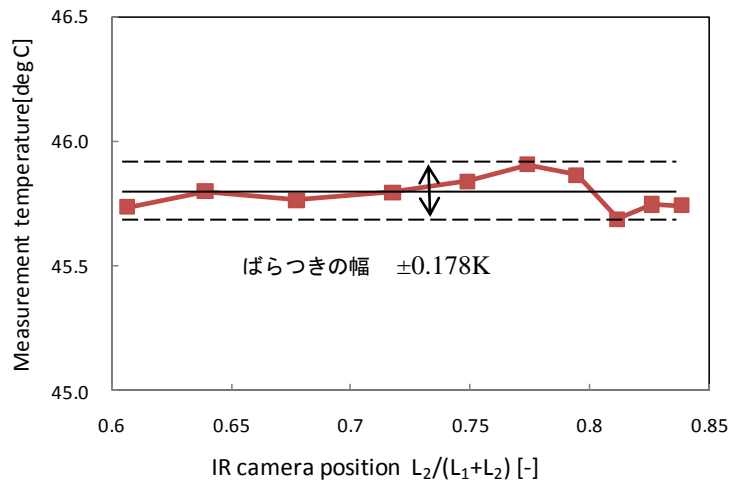


Fig. A-3-4 Measurement temperature difference of Ge window

A-4 赤外線カメラによる熱伝達率計測における不確かさの検討

本研究の熱伝達率計測における不確かさを以下の通り考える。

熱伝達率は次式で表される。

$$h = \frac{q}{\Delta T} = \frac{q}{T_W - T_G} \quad (\text{A-4-1})$$

ここで、 h :熱伝達率 $[\text{W}/\text{m}^2\text{K}]$, q :熱流束 $[\text{W}/\text{m}^2]$, T_W :壁面温度 $[\text{K}]$, T_G :主流温度 $[\text{K}]$

熱伝達率 h の相対不確かさは次式で表される。

$$\frac{\delta h}{|h|} = \sqrt{\left(\frac{\delta q}{q}\right)^2 + \left(\frac{\delta \Delta T}{\Delta T}\right)^2} \quad (\text{A-4-2})$$

1. 熱流束 q について

$$q = q_{\text{in}} - q_{\text{rad}} - q_{\text{cond_down}} \quad (\text{A-4-3})$$

q_{in} :投入電力量, q_{rad} :輻射伝熱による損失, $q_{\text{cond_down}}$:下方向への熱伝導による損失

q_{in} , q_{rad} , $q_{\text{cond_down}}$ は独立であるため不確かさは次式で与えられる。

$$\delta q = \sqrt{(\delta q_{\text{in}})^2 + (\delta q_{\text{rad}})^2 + (\delta q_{\text{cond_down}})^2} \quad (\text{A-4-4})$$

(1) δq_{in} について

$$q_{\text{in}} = \frac{1}{\text{面積}} \times V_s \times \frac{V_R}{\Omega} \quad (\text{A-4-5})$$

面積: $0.096[\text{m}^2]$, V_s :箔電圧, V_R :分流器電圧, Ω :分流器抵抗 0.5×10^{-3}

$$\delta q_{\text{in}} = \left| \frac{1}{\text{面積} \times \Omega} \right| \times \delta(V_s V_R)$$

$$\frac{\delta(V_s V_R)}{|V_s V_R|} = \sqrt{\left(\frac{\delta V_s}{V_s}\right)^2 + \left(\frac{\delta V_R}{V_R}\right)^2} = 6.78 \times 10^{-3}$$

$$\delta q_{\text{in}} = 21.2 \quad (\text{A-4-6})$$

(2) δq_{rad} について

壁面絶対温度 T_w , 表面積 A_1 , 放射率 $\varepsilon_s=0.94$ の物体の周囲環境(温度 T_G , 放射率 ε_s , 面積 A_2)への輻射損失の評価。輻射損失分は周囲を黒体として測定対象壁面温度と環境温度差によ

る輻射伝熱量を投入電力の補正量に使用している。実際には測定面が輻射熱量を授受する周囲環境は黒体でなく、Ge 観察窓を透過した赤外線カメラの筐体である。この場合の見積もりの不確かさは、次式で与えられる。

$$\delta q_{\text{rad}} = q_{\text{rad_黒体仮定}} - q_{\text{rad_カメラ筐体}}$$

(A) 測定値に対して行っている黒体を仮定した補正量

$$q_{\text{rad_黒体仮定}} = \frac{P}{A_1} = \sigma \varepsilon_s (T_s^4 - T_G^4)$$

$\sigma: 5.67 \times 10^{-8}$, $\varepsilon_s = 0.94$ (黒体塗料), T_s : 測定温度, T_G : 主流温度

$$q_{\text{rad_黒体仮定}} = 162.0 [\text{W/m}^2]$$

(B) 観察窓越しの赤外線カメラ筐体考えた場合

Fig.A-4-1 のモデルで測定面, Ge 観察窓, および赤外線カメラ筐体における, 反射, 透過, 放射の関係を考えると以下のような関係式が成り立つ。

$$J_1 = \varepsilon_1 E_{b1} + (1 - \varepsilon_1) J_2$$

$$J_2 = \rho J_1 + \varepsilon_2 E_{b2} + \tau J_3$$

$$J_2' = \tau J_1 + \varepsilon_2 E_{b2} + \rho J_3$$

$$J_3 = \varepsilon_3 E_{b3} + (1 - \varepsilon_3) J_2'$$

$$q_{\text{rad_カメラ筐体}} = \frac{\dot{Q}_{12}}{A(\text{面積})} = J_1 - J_2 = \frac{\varepsilon_1 E_{b1}}{1 - \varepsilon_1} - \frac{\varepsilon_1}{1 - \varepsilon_1} J_1 = 95.73$$

以上, (A),(B)より周囲環境を黒体とみなしたことによる見積もりの不確かさは次式で与えられる。

$$\delta q_{\text{rad}} = q_{\text{rad_黒体仮定}} - q_{\text{rad_カメラ筐体}} = 66.26 \tag{A-4-7}$$

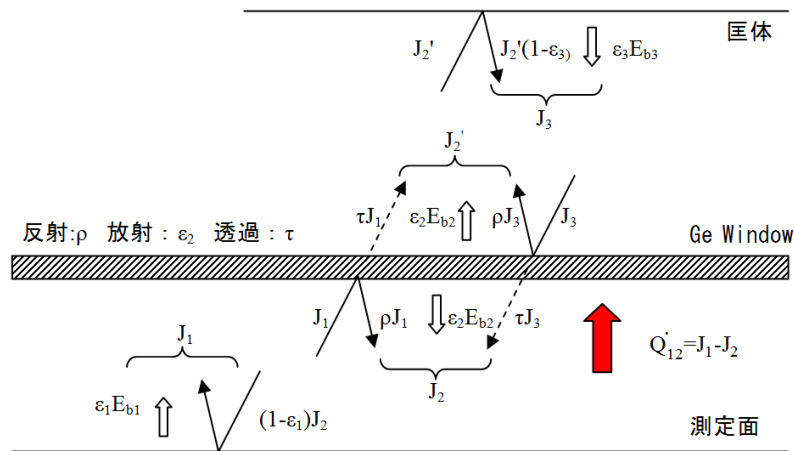


Fig. A-4-1 Radiation, reflection, and transmission

(3) $\delta q_{\text{cond_down}}$ について

測定部の壁肉厚方向への熱伝導損失は、埋め込み熱電対 10 点の平均温度の関数で表すため、その不確かさは次式で与えられる。

$$\begin{aligned}\delta q_{\text{cond_down}} &= q_{\text{cond_down}}(X, Y) - q_{\text{cond_rep}} \\ &\approx f(T) - f(\bar{T})\end{aligned}\tag{A-4-8}$$

実験式(A-2-1) より、

$$\begin{aligned}q_{\text{cond_down}} &= 3.465\bar{T} - 95.563 \\ \delta q_{\text{cond_down}} &= 3.4653|T - \bar{T}| = 59.79\end{aligned}$$

以上、(1)(2)(3)(4)と(A-4-4)式より

$$\delta q = \sqrt{(\delta q_{\text{in}})^2 + (\delta q_{\text{rad}})^2 + (\delta q_{\text{cond_down}})^2} = 91.74$$

$$\frac{\delta q}{q} = 0.0293$$

2. 温度差 ΔT について

熱伝達率の算出に用いる温度差は、主流温度 T_G と測定した壁面温度 T_w の差で与える。

$$\Delta T = T_w - T_G$$

$$\delta \Delta T = \delta(T_w - T_G)$$

この温度差に不確かさをもたらす要因は以下の通り考えられる。

- ・ 赤外線カメラの指示値相対不確かさ
- ・ 赤外線カメラのナルシサスに起因する不確かさ
- ・ 赤外線カメラの温度校正用参照熱電対の指示精度および電子的零接点の不確かさ
- ・ 主流温度計測用熱電対の指示精度および電子的零接点の不確かさ

以上より、

$$\frac{\delta \Delta T}{\Delta T} = 0.0995$$

以上、1. 2. より(A-4-2)式は

$$\frac{\delta h}{|h|} = \sqrt{\left(\frac{\delta q}{q}\right)^2 + \left(\frac{\delta \Delta T}{\Delta T}\right)^2} = 0.1044$$

本実験系における熱伝達率計測の不確かさは約 10% と見積もられた。

3. 局所値に対するステンレス箱内熱伝導の影響

熱伝達率計測実験系において、等熱流束を発生させるステンレス箱(厚さ 0.05mm)内部における平面方向への熱伝導によって局所の熱伝達率分布が鈍されることが考えられる。平面内の熱移動量が無視できない場合には、周囲よりも局所温度が低い箇所に周囲からの熱伝導が発生し当該箇所の局所温度が上昇する(局所熱伝達率が実際よりも低く測定される)。逆に、局所温度が高い箇所から周囲への伝熱が発生し、当該箇所の局所温度が低下する(局所熱伝達率が実際よりも高く測定される)。その結果、実際よりも鈍した(拡散した)熱伝達率分布が測定されることになる。この影響を評価するためには、熱伝導の影響がない温度分布が必要であることから、実験結果から評価することは困難である。そこで、本研究では、第5章で行った熱伝達率解析の結果を援用して熱伝導に起因する熱伝達率計測の不確かさの見積もりを行う。この結果を、上記 1.2.までの不確かさの見積もりに加え、局所値に対する熱伝達率計測の不確かさを見積もる。

熱伝導の影響を含めた不確かさは次の式で与えられる。

$$\frac{\delta h}{|h|} = \sqrt{\left(\frac{\delta q}{q}\right)^2 + \left(\frac{\delta \Delta T}{\Delta T}\right)^2 + \left(\frac{\delta q_{\text{cond,plane}}}{q_{\text{calculation}}}\right)^2} \quad (\text{A-4-9})$$

$\delta q_{\text{cond,plane}}$:平面方向への熱伝導による損失, $q_{\text{calculation}}$:熱伝達率解析における発生等熱流束量

$\delta q_{\text{cond,plane}}$ は、主流方向位置 $x/d=2.9, 4.0, 14.0, 10.0, 18.0$ の5点において、計算格子毎に周囲を囲む4つの計算格子との温度差から求められる熱移動量を算出した。主流方向各位置のスパン方向へ熱移動量の2乗和平方根をとり、その位置における平均的な平面方向熱損失量 $\delta q_{\text{cond,plane}}$ とした。各計算格子における発生熱量を $q_{\text{calculation}}$ として、 $\left(\frac{\delta q_{\text{cond,plane}}}{q_{\text{calculation}}}\right)$ を求め、(A-4-9)式より各条件(Rib1, Rib2の高吹出比および低吹出比)における熱伝達率計測不確かさを見積もると、下表の通りとなる。また、不確かさの指標として、 $x/d=4.0, x/d=18$ における各計算セルの発生熱量に対する熱伝導量の割合のスパン方向分布を、各々Fig.A-4-2, Fig. A-4-3に示す。

Table A-4 Estimation of uncertainty [%]

	$x/d=2.9$	$x/d=4$	$x/d=10$	$x/d=14$	$x/d=18$
Rib1 Low BR	24.1	28.9	21.4	13.0	11.8
Rib1 High BR	20.3	21.4	14.5	11.7	11.4
Rib2 Low BR	21.9	27.9	15.7	12.9	11.8
Rib2 High BR	17.4	16.7	17.4	11.9	11.2

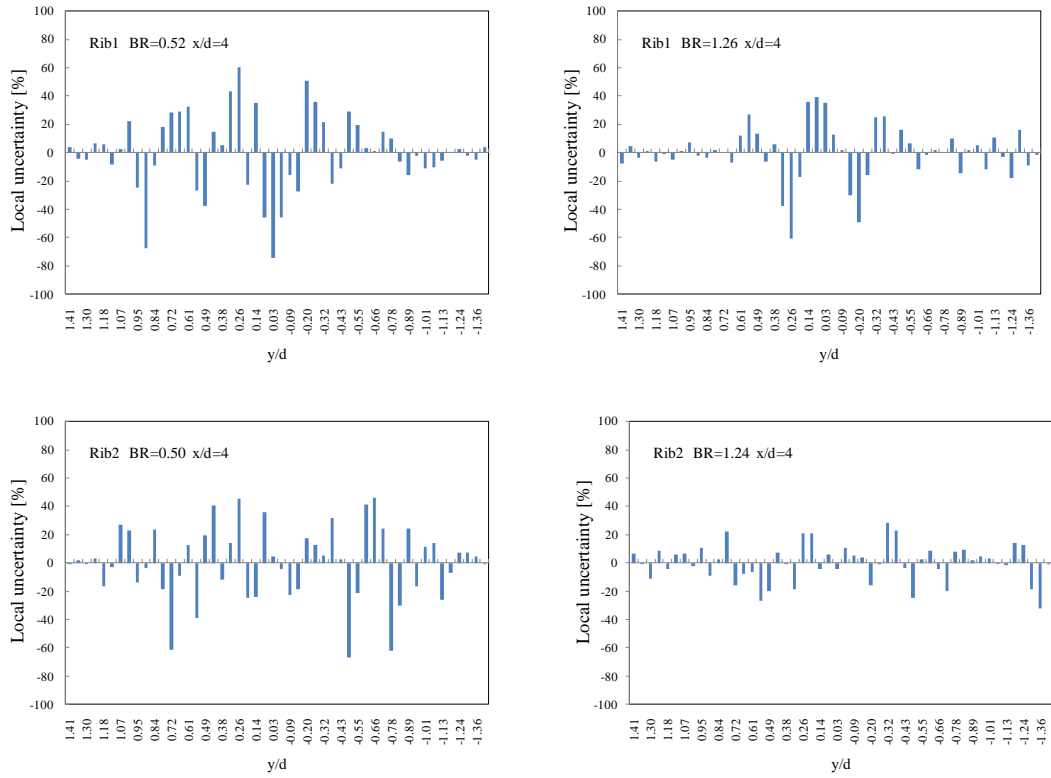


Fig. A-4-2 Local uncertainty due to heat conduction (x/d=4)

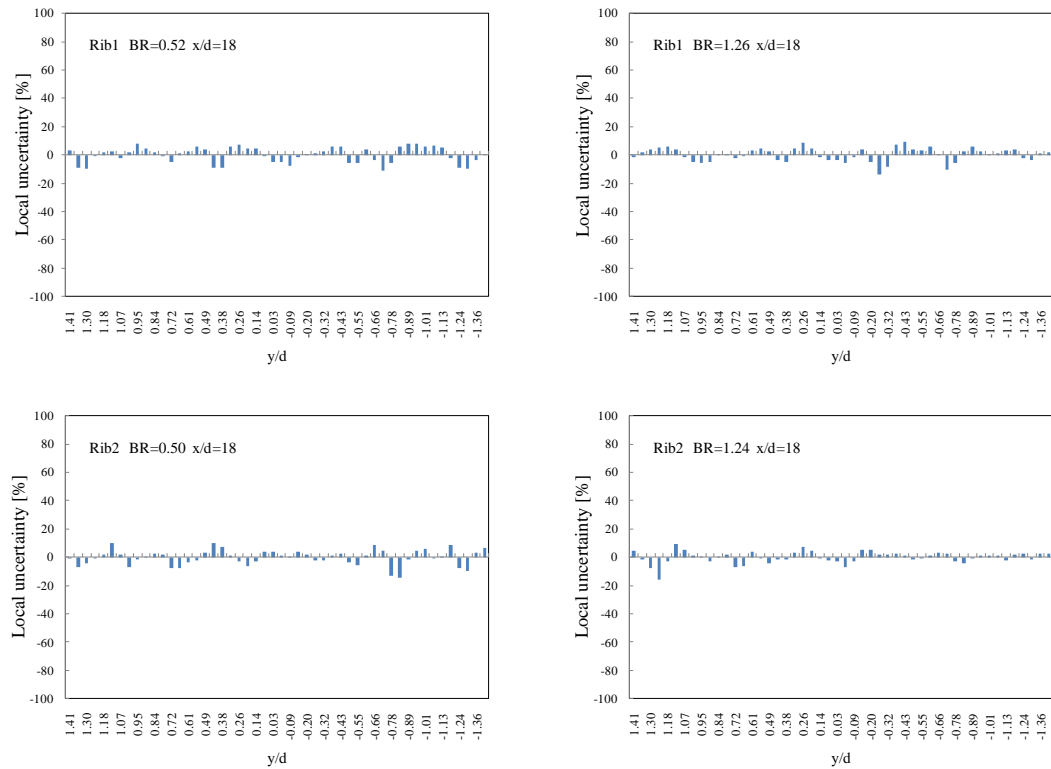


Fig. A-4-3 Local uncertainty due to heat conduction (x/d=18)

A-5 熱線流速計 X-probe を用いた流速計測における第 3 方向成分の影響

2 方向速度成分の計測のための X プロブを用いた速度計測における, 第 3 速度成分の影響について検討する.

計測する速度を Fig. A-5 の通り, U_{mag} とする. X プロブに対する軸方向速度を X 方向速度 $=U$, それに直交する Y 方向速度 $=V$, 熱線 2 本に沿った速度を各々 A, B とし, U_{mag} と X 軸がなす各を θ とすると, 各々について次の関係が成り立つ.

$$A = U_{mag} \times \cos(45^\circ - \theta) \quad U = U_{mag} \times \cos\theta$$

$$B = U_{mag} \times \cos(45^\circ + \theta) \quad V = U_{mag} \times \sin\theta$$

$$A = U_{mag} (\cos 45^\circ \cos\theta + \sin 45^\circ \sin\theta) = \frac{U_{mag}(\cos\theta + \sin\theta)}{\sqrt{2}}$$

$$B = U_{mag} (\cos 45^\circ \cos\theta - \sin 45^\circ \sin\theta) = \frac{U_{mag}(\cos\theta - \sin\theta)}{\sqrt{2}}$$

よって

$$A = \frac{U+V}{\sqrt{2}}, \quad B = \frac{U-V}{\sqrt{2}}$$

$$U = \frac{A+B}{\sqrt{2}}, \quad V = \frac{A-B}{\sqrt{2}}$$

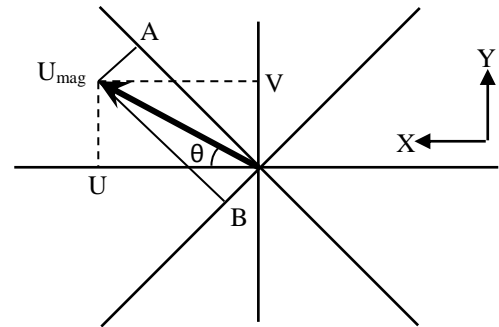


Fig. A-5 速度の構成

ここで, X 軸と Y 軸に直交する Z 軸方向の第 3 速度成分 W が, 無視できない場合の影響を考える.

2 本の熱線が実際に検出する, W の影響も乗った見かけの速度を A_{exp} , B_{exp} とすると,

$$A_{exp} = \sqrt{A^2 + W^2} = \sqrt{\frac{U^2 + 2UV + V^2}{2} + W^2}$$

$$B_{exp} = \sqrt{B^2 + W^2} = \sqrt{\frac{U^2 - 2UV + V^2}{2} + W^2}$$

熱線流速計で算出される, X 軸方向, Y 軸方向の見かけの速度 U_{exp} , V_{exp} は,

$$U_{exp} = \frac{A_{exp} + B_{exp}}{\sqrt{2}}$$

$$V_{exp} = \frac{A_{exp} - B_{exp}}{\sqrt{2}}$$

また, U_{exp} , V_{exp} の合成速度の絶対値 U_{mag_exp} は,

$$U_{mag_exp} = \sqrt{U_{exp}^2 + V_{exp}^2}$$

一方で, 実際の速度の絶対値 U_{mag} は,

$$U_{mag} = \sqrt{U^2 + V^2 + W^2}$$

となる.

第3速度成分 W の影響度として, 実速度に対する計測される速度の不確かさを次の式を用いて評価する.

X 方向速度 U に対する計測速度 U_{exp} の相対不確かさ	$\Delta U = (U_{exp} - U)/U$
Y 方向速度 V に対する計測速度 V_{exp} の相対不確かさ	$\Delta V = (V_{exp} - V)/V$
速度の大きさ U_{mag} に対する計測速度 U_{mag_exp} の相対不確かさ	$\Delta U_{mag} = (U_{mag_exp} - U_{mag})/U_{mag}$

第5章で行った速度計測の場合, 上記の, X 方向速度 U は, x 軸方向速度 u に相当し, その垂直方向成分である Y 方向速度 V は, z 軸方向速度 w に相当する. また, 第3速度成分 W は, y 軸方向速度 v に相当する. 最も第3速度成分 v の影響が大きくなる, Rib2 の高吹出比条件で行った数値解析の結果を利用して, 冷却孔下流の各位置での垂直断面内における, 速度成分 u の相対不確かさ Δu を算出した. その結果を Table A-5 に示す. この結果から, 最も影響度が高い条件(eg. Rib2, BR1.25, $x/d=4.6$)でも, y 軸方向速度 v の影響度は, 計測領域の面積平均で 0.25%, 最大でも 2.8%程度であり, 十分に小さいことが確認できた. なお, 冷却孔に近い程速度場は複雑になり, $x/d=1.62$ における Δu は領域内の最小値でも 835.7%となり, 急激に不確かさが増大することが分かった. そのため, 比較対象からは除外し, 第3速度成分の影響が十分小さいことが確認できた, Table A-5 に示した3つの主流方向位置における流速測定結果を, 第5章で計算結果との比較対象として示した.

Table A-5 Effect of y-direction velocity on the velocity measurement by X-probe

	Rib2	BR1.25	単位 %
x/d	Δu		
	Ave	max	σ
4.62	0.253556	2.752275	0.6197686
7.62	0.1222554	0.9531704	0.2003639
15.7	0.05011222	0.2845002	0.06647186

A-6 \bar{h}_0 (測定値)の多項式近似

第3章において、膜冷却の吹出しが無い場合の表面熱伝達率分布を実験的に取得した。第5章における、熱伝達率の数値解析結果より、熱流束低減率および表面温度低減率をもとめる際には、熱伝達率比 h_f/h_0 として吹出しが無い場合の熱伝達率で無次元化を行う。

本研究においては、その無次元化には実験から求めた \bar{h}_0 の結果を用いた。第5章で行った計算結果から、ポスト処理を行って h_f/h_0 を得るために、実験結果のスパン方向平均 \bar{h}_0 を加熱開始点からの距離 $X_h (=x-0.025\text{m})$ で整理して、多項式近似を行った。ここで、吹出しが無い場合にはスパン方向には変化が無く一様であることから、スパン方向平均値を用いた。このフィッティングにより得られた Fig.A-6 の6次多項式により各 x 座標における \bar{h}_0 が求められ、数値解析結果のポスト処理において、同じ x 座標の熱伝達率 h_f を無次元化した。

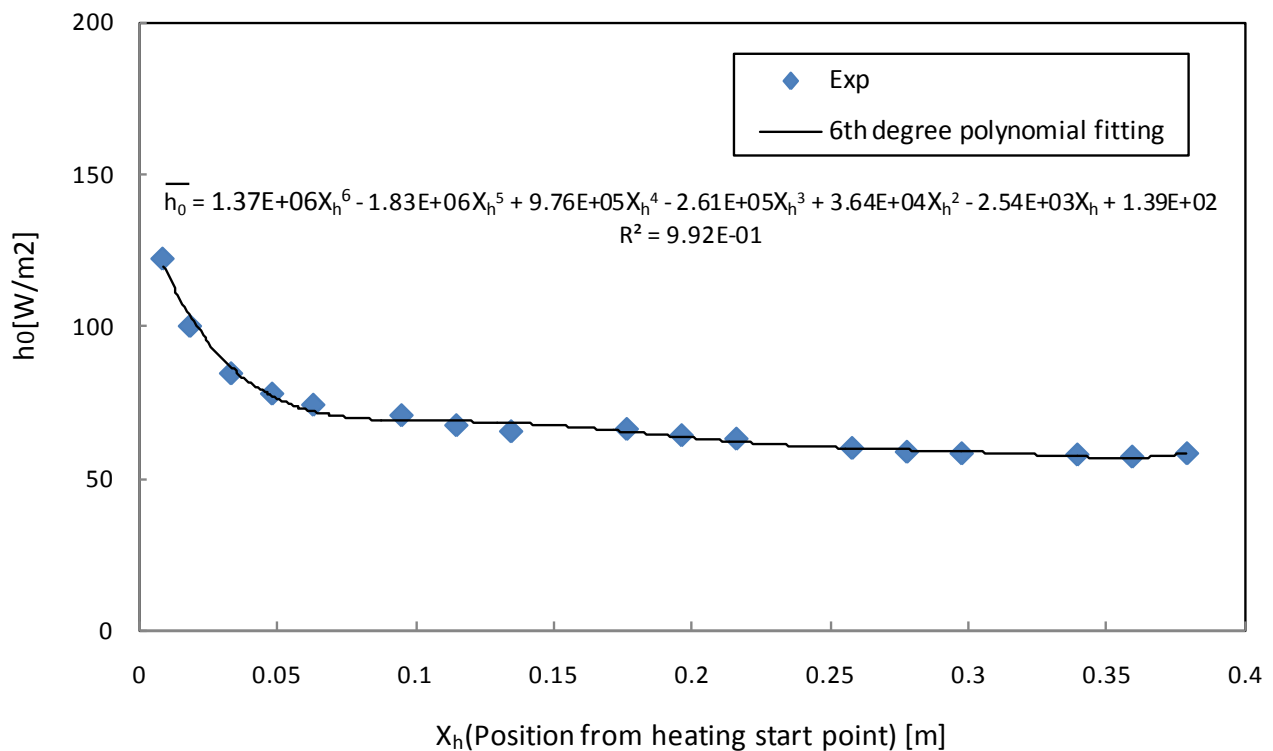


Fig. A-6 Polynomial approximation for laterally averaged HTC obtained from experiments without film-cooling air injection.

参考文献

Agata, Y., Takahashi, T., Sakai, E. and Nishino, K., Effects of Turbulence Promoters of Gas Turbine Blades on Film Cooling Performance, *Journal of Thermal Science and Technology*, Vol.7(2012), No.4, pp.603-618.

Agata, Y., Takahashi, T., Sakai, E. and Nishino, K., Effect of Orientation of Internal Turbulence Promoting Ribs on Flow Characteristics for Film Cooling, *Journal of Thermal Science and Technology*, Vol.8(2013), No.1, pp.15-27.

Ammari, H. D., Hay, N. and Lampard, D., The Effect of Density Ratio on the Heat Transfer Coefficient from a Film-Cooled Flat Plate, *Transactions of the ASME, Journal of Turbomachinery*, Vol.112(1990), pp.444-450.

ANSYS, 2011, ANSYS Fluent 12.0 User's Guide, Cannonsburg, USA. www.ansys.com.

Anzai, S., Kawaike, K., Matsuzaki, H. and Takehara, I., Effect of the Shape of Turbulence Promoter Ribs on Heat Transfer and Pressure Loss Characteristics, *Journal of the Gas Turbine Society of Japan*, Vol.19, No.75(1991), pp.65-73. (in Japanese)

Baldauf, S. and Scheurlen, M., CFD Based Sensitivity Study of Flow Parameters for Engine Like Film Cooling Conditions, *ASME Paper 96-GT-310*(1996).

Baldauf, S., M., Schulz, A. and Wittig, S., High-Resolution Measurements of Local Heat Transfer Coefficients From Discrete Hole Film Cooling, *Transactions of the ASME, Journal of Turbomachinery*, Vol.123(2001), pp.749-757.

Baldauf, S. M., Schulz, A. and Wittig, S., High-Resolution Measurements of Local Effectiveness From Discrete Hole Film Cooling, *Transactions of the ASME, Journal of Turbomachinery*, Vol.123 (2001), pp.758-765.

Baldauf, S. M., Scheurlen, M., Schulz, A. and Wittig, S., Heat Flux Reduction From Film Cooling and Correlation of Heat Transfer Coefficients From Thermographic Measurements at Engine Like Conditions, *Transactions of the ASME, Journal of Turbomachinery*, Vol.124(2002), pp.699-709.

Burd, S. W. and Simon, T. W., The Influence of Coolant Supply Geometry on Film Coolant Exit Flow and Surface Adiabatic Effectiveness, *ASME Paper 97-GT-25*(2007).

Chen, Y., Nikitopoulos, D. E., Hibbs, R., Ahcarya, S. and Myrum, T. A., Detailed Mass Transfer Distribution in a Ribbed Coolant Passage with a 180° Bend, *International Journal of heat and mass transfer*, Vol.43(2000), pp.1479-1492.

Cho, H. H., and Goldstein, R. J., Heat (Mass) Transfer and Film Cooling Effectiveness with Injection through Discrete Holes: Part II -On the Exposed Surface, *Transactions of the ASME, Journal of Turbomachinery*, Vol.117(1995), pp.451-460.

Choe, H., Kays, W. M. and Moffat, R. J., The Superposition Approach to Film-Cooling, *ASME Paper 74-WA/HT-27*, (1974).

Drost, U. and Böles, A., Investigation of Detailed Film Cooling Effectiveness and Heat Transfer Distributions on a Gas Turbine Airfoil, *Transactions of the ASME, Journal of Turbomachinery*, Vol.121(1999), pp.233-242.

Drost, U., Böles, A. and Hoffs, A., Utilization of the Transient Liquid Crystal Technique for Film Cooling Effectiveness and Heat Transfer Investigations on a Flat Plate and a Turbine Airfoil, *ASME Paper 97-GT-26*(1997).

Eckert, E. R. G., Analysis of Film Cooling and Full-Coverage Film Cooling of Gas Turbine Blades, Transactions of the ASME, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol.106(1984), pp.206-213.

Ekkad, S. V., Zapata, D. and Han, J. C., Film Effectiveness over a Flat Surface with Air and CO₂ Injection through Compound Angle Holes using a Transient Liquid Crystal Image Method, Transactions of the ASME, Journal of Turbomachinery, Vol.119(1997), pp.587-593.

Eriksen, V. L. and Goldstein, R. J., Heat Transfer and Film Cooling Following Injection through Inclined Circular Tubes, Transactions of the ASME, Journal of Heat Transfer, Vol.96 (1974), pp.239-245.

Fawcett, J. R., Wheeler, S. P. A., He, L. and Taylor, R., Experimental Investigation into the Impact of Crossflow on the Coherent Unsteadiness within Film Cooling Flows, ASME paper GT2011-45376(2011).

Forth, C. J. P., Loftus, P. J. and Jones, T. V., The Effect of Density Ratio on the Film Cooling of a Flat Plate, Heat Transfer and Cooling in Gas Turbines, AGARD-CP-390(1985), Paper 10.

Fric, T. F. and Roshko, A., Vortical Structure in the Wake of a Transverse Jet, Journal of Fluid Mechanics, Vol.279(1994), pp.1-47.

Funazaki, K., Yamawaki, S. and Yokota, M., Effect of Free-Stream Turbulence and Periodic Wake Passing on the Leading Edge Film Cooling of Turbine Blades (Heat Transfer and Heat Load Distributions), Journal of the Gas Turbine Society of Japan, Vol.24, No.93(1996), pp.98-104. (in Japanese)

Gao, Z., Narzary, D. P. and Han, J. C., Film Cooling on a Gas Turbine Blade Pressure Side or Suction Side with Axial Shaped Holes, International Journal of heat and mass transfer, Vol.51(2008), pp.2139-2152.

Ghorab, M. G., Film Cooling Effectiveness and Net Heat Flux Reduction of Advanced Cooling Schemes Using Thermochromic Liquid Crystal, Applied Thermal Engineering, Vol.31(2011), Issue1, pp.77-92.

Ghorab, M. G., Hassan, I. G. and Lucas, T., An Experimental Investigation of Film Cooling Performance of Louver Scheme, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 54(2011), Issues 7-8, pp.1387-1399.

Ghorab, M.G., Hassan, I. G., An Experimental Investigation of a New Hybrid Film Cooling Scheme, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 53(2010), Issues 21-22, pp.4994-5007.

Goldstein, R. J., Advances in Heat transfer Film cooling, (1971), pp.321-379

Goldstein, R. J. and Eckert, E. R. G., Effects of Hole Geometry and Density on Three-dimensional Film Cooling, International Journal of heat and mass transfer, Vol.17(1974), pp.595-607.

Goldstein, R. J. and Taylor, J. R., Mass Transfer in the Neighborhood of Jets Entering a Crossflow, Transactions of the ASME, Journal of Heat Transfer, Vol.104(1982), pp.715-721.

Goldstein, R. J., Jin, P. and Olson, R. L., Film Cooling Effectiveness and Mass/Heat Transfer Downstream of One Row of Discrete Holes, ASME Paper 98-GT-174 (1998).

Goldstein, R. J. and Yoshida, T., The Influence of a Laminar Boundary Layer and Laminar Injection on Film Cooling Performance, Transactions of the ASME, Journal of Heat Transfer, Vol.104(1982), pp.335-362.

Gritsch, M., Baldauf, S., Martiny, M., Schulz, A., and Wittig, S., The Superposition Approach to Local Heat Transfer Coefficients in High Density Ratio Film Cooling Flows, ASME Paper 99-GT-168 (1999).

Gritsch, M., Schulz, A. and Witting, S., Adiabatic Wall Effectiveness Measurements of Film Cooling Holes with Expanded Exits, Transactions of the ASME, Journal of Turbomachinery, Vol.120 (1998), pp.549-556.

Gritsch, M., Schulz, A. and Wittig, S., Discharge Coefficient Measurements of Film-Cooling Holes with Expanded Exits, Transactions of the ASME, Journal of Turbomachinery, Vol.120(1998), pp.557-563.

Gritsch, M., Schulz, A. and Witting, S., Film-cooling Holes with Expanded Exits: Near-Hole Heat Transfer Coefficients, International Journal of Heat and Fluid Flow, Vol.21(2000), Issue 2, pp.146-155.

Gritsch, M., Schulz, A. and Witting, S., Effect of Internal Coolant Crossflow on the Effectiveness of Shaped Film-Cooling Holes, Transactions of the ASME, Journal of Turbomachinery, Vol.125(2003), pp.547-554.

Han, J. C., Park, J. S. and Lei, C. K., Heat Transfer Enhancement in Channels with Turbulence Promoters, Transactions of the ASME, Journal of Engineering for Gas Turbine and Powers, Vol.107(1985), pp.629-635.

Hay, N., Lampard, D. and Saluja, C. L., Effects of Cooling Films and the Heat Transfer Coefficient on a Flat Plate With Zero Mainstream Pressure Gradient, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol.107(1985), pp.105-110.

Hay, N., Lampard, D. and Benmansour, S., Effect of Crossflows on the Discharge Coefficient of Film Cooling Holes, Journal of Engineering for Power, Vol.105(1983), pp.243-248.

Hurley, B. K., Nix, A. C. and Heidmann, J. D., A Preliminary Numerical Study on the Effect of High Freestream Turbulence on Anti-Vortex Film Cooling Design at High Blowing Ratio, ASME paper GT2010-22077(2010).

Ito, E., Tsukagoshi, K., Masada, J. and Okada, I., Development of Key Technologies for the Next Generation High Temperature Gas Turbine, ASME Paper GT2011-45172(2011).

John R. Taylor, 林茂雄, 馬場涼訳, 計測における誤差解析入門 第 2 版, 東京化学同人, (2010).

Kawaike, K. and Anzai, S., High Temperature and Cooling Technology of Gas Turbines, Report of the 21th investigation and research committee of the Gas Turbine Society of Japan(1997), pp.36-47. (in Japanese)

Kays, W. M. and Crawford, M. E., Convective Heat and Mass Transfer(1987), pp.172-175, McGraw-Hill.

Kissel, P. H., and Ungewickell, A., An Experimental and Numerical Investigation of the Effect of Cooling Channel Crossflow on Film Cooling Performance, ASME paper GT2007-27102(2007).

Kissel, P. H., Weigand, B., Wolfersdorf, J., Neumann, O. S. and Ungewickell, A., An Experimental and Numerical Investigation of the Effect of Cooling Channel Crossflow on Film Cooling Performance, ASME paper GT2007-27102(2007).

Kohli, A. and Bogard, D. G., Adiabatic Effectiveness, Thermal Fields, and Velocity Fields for Film Cooling with Large Angle Injection, Transactions of the ASME, Journal of Turbomachinery, Vol.119(1997), pp.352-358.

Kohli, A. and Bogard, D. G., Effects of Very High Free-Stream Turbulence on the Jet-Mainstream Interaction in a Film Cooling Flow, Transactions of the ASME, Journal of Turbomachinery, Vol.120(1998), pp.785-790.

Kohli, A. and Thole, K., A CFD Investigation on the Effects of Entrance Crossflow Directions to Film Cooling Holes, Proceedings of the ASME Heat Transfer Division, Vol.1 & 2 (1997), pp.223-232.

Kumada, M., Hirata, M. and Kasagi, N., Studies of a Full-Coverage Film Cooling Part 2: Measurement of Local Heat Transfer Coefficient, ASME paper No.81-GT-38(1981).

Leylek, J. H. and Zerkle, R. D., Discrete-jet Film Cooling: A Comparison of Computational Results with Experiments, Transactions of the ASME, Journal of Turbomachinery, Vol.116(1994), pp.358-368.

Liess, C., Experimental Investigation of Film Cooling with Ejection from a Row of Holes for the Application to Gas Turbine Blades, Transactions of the ASME, Journal of Engineering for Power Vol.97(1975), pp.21-27.

Lu, Y., Dhungel, A., Ekkad, S. V. and Bunker, R. S., Effect of Trench Width and Depth on Film Cooling From Cylindrical Holes Embedded in Trenches, Transactions of the ASME, Journal of Turbomachinery, Vol.131(2009), pp.011003-1-011003-13.

Mayhew, J. E., Baughn, J. W. and Byerley, A. R., The Effect of Freestream Turbulence on Film Cooling Adiabatic Effectiveness, International Journal of Heat and Fluid Flow, Vol.24(2003), Issue5, pp.669-679.

Metzger, D. E., Carper, H. J. and Swank, L. R., Heat Transfer with Film Cooling Near Nontangential Injection Slots, Transactions of the ASME, Journal of Engineering for Power, Vol.80(1968), pp.157-163.

Metzger, D. E., Carper, H. J., and Warren, J. M., Predicted Film Cooling Near Flush Slots-Comparison with Experiment, Journal of Aircraft, Vol.9(1972), pp.857-863.

Metzger, D. E. and Fletcher, D. D., Evaluation of Heat Transfer for Film-Cooled Turbine Components, Journal of Aircraft, Vol.8(1971), pp.33-38.

Mick, W. J. and Mayle R. E., Stagnation Film Cooling and Heat Transfer, Including Its Effect within the Hole Pattern, Transactions of the ASME, Journal of Turbomachinery, Vol.110(1988), pp.66-72.

Mizukami, S., Teramono, S. and Nagashima, T., Numerical Study on the Three-Dimensional Flow Structure around a Film Cooling Hole, Proceedings of the IGTC 2007.

Mochizuki, S., Takamura, J., Yamawaki, S. and Yang, W., Heat Transfer in Serpentine Flow Passages with Rotation, ASME Paper 92-GT-190(1992).

Na, S., Zhu, B., Bryden, M. and Shih, T. I-P., CFD Analysis of Film Cooling, AIAA 2006-22(2007), pp.292-301.

Nasir, H., Acharya, S. and Ekkad, S., Improved Film Cooling from Cylindrical Angled Holes with Triangular Tabs: Effect of Tab Orientations, International Journal of Heat and Fluid Flow, Vol.24(2003), pp.657-668.

Nikitin, N. V., Nicoud, F., Wasistho, B., Squires, K. D. and Spalart, P. R., An Approach to Wall Modeling in Large-Eddy Simulations, Physics of Fluids, Vol.12(2000), No.7.

Ou, S. and Han, J. C., Influence of Mainstream Turbulence on Leading Edge Film Cooling Heat Transfer through Two Rows of Inclined Film Slots, Transactions of the ASME, Journal of Turbomachinery, Vol.114(1992), pp.724-733.

Peet, Y. V. and Lele, S. K., Near Field of Film Cooling Jet Issued into a Flat Plate Boundary Layer: LES Study, ASME Paper GT2008-50420(2008).

Peterson, S. D. and Plesniak, M. W., Evolution of Jets Emanating from Short Holes into Crossflow, Journal of Fluid Mechanics, Vol.503(2004), pp.57-91.

Pietrzyk, J. R., Bogard, D. G. and Crawford, M. E., Hydrodynamic Measurements of Jets in Crossflow for Gas Turbine Film Cooling Application, Transactions of the ASME, Journal of Turbomachinery, Vol.111(1989), pp.139-145.

Piggush, J. D. and Simon, T. W., Measurements of Net Change in Heat Flux as a Result of Leakage and Steps on the Contoured Endwall of a Gas Turbine First Stage Nozzle in a Two-Pass Internal Cooling Duct, *Applied Thermal Engineering*, Vol.27(2007), Issue4, pp.722-730.

Renze, P., Schroder, W. and Meinke, M., Large-eddy Simulation of Film Cooling Flows with Variable Density Jets, *Flow Turbulence Combust*, Vol.80(2008), pp.119-132.

Rozati, A. and Tafti, D. K., Effect of Coolant Mainstream Blowing Ratio on Leading Edge Film Cooling Flow and Heat Transfer LES Investigation, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Vol.29(2008), Issue4, pp.857-873.

Rozati, A. and Tafti, D. K., Large-eddy Simulations of Leading Edge Film Cooling: Analysis of Flow Structures, Effectiveness, and Heat Transfer Coefficient, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Vol.29(2008), Issue1, pp.1-17.

Sakai, E., Takahashi, T. and Agata, Y., Experimental Study on Effects of Internal Ribs and Rear Bumps on Film Cooling, *Transactions of the ASME, Journal of Turbomachinery*, Vol.135, Issue 3, 031025.

Sakai, E. and Takahashi, T., Experimental and Numerical Study on Effects of Turbulence Promoters on Flat Plate Film Cooling, *ASME paper GT2011-45196*(2011).

Sakai, E., Takahashi, T., Funazaki, K., Salleh, H., B. and Watanabe, K., Numerical Study on Flat Plate and Leading Edge Film Cooling, *ASME paper 2009-59517*(2009).

Saumweber, C., and Schulz, A., Comparison of the Cooling Performance of Cylindrical and Fan-Shaped Cooling Holes with Special Emphasis on the Effect of Internal Coolant Cross-Flow, *ASME paper GT2008-51036*(2008).

Schmidt, D. L., Sen, B. and Bogard, D. G., Film Cooling with Compound Angle Holes: Heat Transfer, *Transactions of the ASME, Journal of Turbomachinery*, Vol.118 (1996), pp.800–806.

Schmidt, D. L., Sen, B. and Bogard, D. G., Film Cooling with Compound Angle Holes: Adiabatic Effectiveness, *Transactions of the ASME, Journal of Turbomachinery*, Vol.118 (1996), pp.807-813.

Shur, M., Spalart, P. R., Strelets, M. and Travin, A., Detached-Eddy Simulation of an Airfoil at High Angle of Attack, In *4th International Symposium on Engineering Turbulent Modeling and Experiments, Corsica, France* (1999).

Sinha, A. K., Bogard, D. G. and Crawford, M. E., Film-Cooling Effectiveness Downstream of a Single Row of Holes with Variable Density Ratio, *Transactions of the ASME, Journal of Turbomachinery*, Vol.113(1991), pp.442-449.

Spalart, P. and Allmaras, S., A One-Equation Turbulence Model for Aerodynamic Flows, *Technical Report AIAA, AIAA-92-0439*(1992).

Spalart, P. R., Strategies for Turbulence Modeling and Simulations, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Vol.21(2000), pp.252-263.

Stefan, H., Unified Turbulence Model for LES and RANS, FDF and PDF Simulations, *Theoretical and Computational Fluid Dynamics*, 21(2007), pp.99-118.

Takahashi, T., Watanabe, K. and Sakai, T., Conjugate Heat Transfer Analysis of a Rotor Blade with Rib-roughened Internal Cooling Passages, *ASME paper GT2005-68227*(2005).

Thole, K. A., Gritsch, M., Schultz, A. and Wittig, S., Effect of a Crossflow at the Entrance to a Film-Cooling Hole, *Transactions of the ASME, Journal of Fluids Engineering*, Vol.119(1997), pp.533-540.

Tyagi, M. and Acharya, S., Large Eddy Simulation of Film Cooling Flow from an Inclined Cylindrical Jet, *Transactions of the ASME, Journal of Turbomachinery*, Vol. 125(2003), pp.734-742.

Viswanathan, A. K. and Tafti, D. K., Detached Eddy Simulation of Turbulent Flow and Heat Transfer, International Journal of Heat and Fluid Flow, Vol.27(2006), pp.1-20.

Walters, D. K. and Leylek, J. H., A Systematic Computational Methodology Applied to a Three-Dimensional Film-Cooling Flowfield, Transactions of the ASME, Journal of Turbomachinery, Vol.119(1997), pp.777-785.

Walters, D. K. and Leylek, J. H., A Detailed Analysis of Film-Cooling Physics: Part1-Streamwise Injection with Cylindrical Holes, Transactions of the ASME, Journal of Turbomachinery, Vol.122(2000), pp.102-112.

Wang, T. and Zhao, L., Discussions of Some Myths and Concerned Practices of Film Cooling Research, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol.54(2011), Issues9-10, pp.2207-2221.

Wilfert, G. and Wolff, S., Influence of Internal Flow on Film Cooling Effectiveness, Transactions of the ASME, Journal of Turbomachinery, Vol.122(2000), pp.327-333.

Yamawaki, S. and Yoshida, T., Fluid Engineering in Gas Turbine. Gas Turbine Heat Transfer. (2), Journal of the Gas Turbine Society of Japan, Vol.28, No.1(2000), pp.45-50. (in Japanese)

Yuan, L. L., Street, R. L. and Ferziger, J. H., Large-Eddy Simulations of a Round Jet in Crossflow, Journal of Fluid mechanics, Vol.379(1999), pp.71-104.

安形友希子, 高橋俊彦, 酒井英司, ガスタービン動翼の膜冷却性能に及ぼす内部冷却構造の影響評価—第2報 熱伝達率による評価—, 電力中央研究所報告(2011), M11006.

アメリカ機械学会編, 日本機械学会誌, 計測の不確かさ(Measurement Uncertainty) (1987).

第21期調査研究委員会(GTSJ), ガスタービンの高温化と冷却技術, (社)日本ガスタービン学会調査研究報告書(1997).

船崎, 山下, 山脇, 周期的後流の影響を受けるタービン動翼前縁まわりの熱伝達に関する研究(第1報, 後流の熱伝達促進効果), 日本機械学会論文集(B編), 60巻(1994), 576号.

半場藤弘, DESによる工学問題の解明 Investigation of Engineering Problems by DES, 日本流体力学会数値流体力学部門Web会誌, 第11巻(2003), 第2号.

小林敏雄(編集委員長)ほか, 数値流体力学ハンドブック, 丸善株式会社(2003).

酒井英司, 高橋俊彦, 安形友希子, ガスタービン動翼の膜冷却性能に及ぼす内部冷却構造の影響評価—膜冷却効率による評価—, 電力中央研究所報告(2010), M10010.

酒井英司, 高橋俊彦, 安形友希子, ガスタービン動翼の膜冷却効率に及ぼす内部冷却リブと後方突起の影響, 電中研報告(2011), M11002.

高橋俊彦, 渡辺和徳, 酒井高行, 高橋毅, ガスタービン高温場を対象とした伝熱流動数値解析 第5報 1300°C級初段動翼温度の3次元連成解析, 電力中央研究所報告(2004), W03011.

謝 辞

本研究は、横浜国立大学大学院工学府システム統合工学専攻機械システムコース西野耕一教授のご指導の下に行いました。西野教授には、本学進学のお機会を与您いただき、また、終始、機微に渡る丁寧なご指導を賜りましたこと、厚く御礼申し上げます。また、本論文をまとめるにあたり、貴重な御指摘、ご助言を賜りました宇高義郎教授、石井一洋教授、松井純教授、酒井清吾准教授に深く御礼申し上げます。また、西野研究室の皆様には、社会人学生生活を送る上で色々のご助力いただき感謝いたします。

本研究遂行にあたり膜冷却の基礎的な考え方などご指導ご助言を賜りました、岩手大学工学部機械システム工学科船崎健一教授に深く御礼申し上げます。

本研究は、(一財)電力中央研究所の自主研究の一部として遂行させていただきました。同所エネルギー技術研究所前所長として、業務の傍らでの博士課程後期課程への入学を許可していただきました三巻利夫氏、同じく、ご支援ご指導いただきましたエネルギー技術研究所高橋毅所長に御礼申し上げます。また、同所エネルギー技術研究所高効率発電領域リーダーとして、多大なご助言サポートをいただきました犬丸淳参事、原三郎上席研究員に深く感謝いたします。同所高効率発電領域ガスタービン高温部品保守グループに係る、藤岡照高上席研究員、渡辺和徳上席研究員、百合功上席研究員、藤井智晴上席研究員、岡田満利主任研究員、酒井英司主任研究員、尾関高行研究員には、通常業務も含め多大なご指導、ご助言、また、研究外でもたくさんのご支援を賜りましたこと、心より感謝申し上げます。同じくガスタービン高温部品保守グループ高橋俊彦上席研究員におかれましては、本研究分野における基礎的な考え方から懇切丁寧にご指導をいただき、多大なご尽力をいただきました。親身になってご配慮を賜り深く感謝申し上げます。同所丹野賢二主任研究員には研究活動全般に渡り多大なご支援を賜り感謝申し上げます。

本研究に従事した(一財)電力中央研究所への出向元であります東北電力株式会社の方々には、東日本大震災以降、本研究の続投を温かくご支援いただきましたこと深く感謝申し上げます。特に、佐久間直勝常務取締役には、火力部長として本学進学をご承認いただき折にふれ温かいお言葉をかけていただき、身に余る光栄を感じるとともに心から感謝申し上げます。東新潟発電所松崎裕之所長には進学の契機にご尽力頂いたばかりでなく、機会ある度前向きに挑戦する気持ちを鼓舞していただきました。常に新たな刺激を与您下さる重要な存在であり、尊敬の念とともに深く感謝申し上げます。火力部樋口康二郎火力部長、佐藤裕市副部长、青山光正副長、新仙台火力発電所大野貞彦所長には、本研究完遂のためご支援ご配慮をいただきまして感謝申し上げます。

最後に、常に一番の理解者であり支えとなって応援し続けてくれた両親に、心から感謝と敬意を表します。

公表論文

Agata, Y., Takahashi, T., Sakai, E. and Nishino, K., Effects of Turbulence Promoters of Gas Turbine Blades on Film Cooling Performance, Journal of Thermal Science and Technology, Vol.7(2012), No.4, pp.603-618..

Agata, Y., Takahashi, T., Sakai, E. and Nishino, K., Effect of Orientation of Internal Turbulence Promoting Ribs on Flow Characteristics for Film Cooling, Journal of Thermal Science and Technology, Vol.8(2013), No.1, pp.15-27.

Sakai, E., Takahashi, T. and Agata, Y., Experimental Study on Effects of Internal Ribs and Rear Bumps on Film Cooling, Transactions of the ASME, Journal of Turbomachinery, Vol.135(2013), Issue 3, 031025.

Agata, Y., Takahashi, T., Sakai, E. and Nishino, K., Numerical Simulation of Heat Transfer Coefficient and Film-Cooling Performance Influenced by the Orientation of Internal Turbulence Promoting Ribs, Journal of Thermal Science and Technology, Vol.8(2013), No.3, pp.488-503.