

タービン翼前縁での膜冷却に与える周期的後流の影響に関する研究*
(冷却孔の傾き角が90度の場合)船崎 健一*¹, 横田 雅樹*², 山脇 栄道*³Effect of Periodic Passing Wakes on the Leading Edge Film Cooling Effectiveness
(Studies on 90-degree-inclination Cooling Holes)

Ken-ichi FUNAZAKI, Masaki YOKOTA and Shigemichi YAMAWAKI

Detailed studies are conducted on film effectiveness of discrete cooling holes around the leading edge of a blunt body that is subjected to periodically incoming wakes as well as free-stream turbulence with various levels of intensity. The cooling holes have a similar configuration to that of typical turbine blades except for the spanwise inclination angle. Secondary air is heated so that the temperature difference between the primary and secondary air is about 20 K. In this case, the air density ratio of the primary and secondary flows becomes less than unity; therefore the density ratio encountered in an actual aero-engine cannot be simulated in the present study. A spoked-wheel-type wake generator is used in this study. Moreover, three types of turbulence grids are used to elevate the free-stream turbulence intensity. We adopt three blowing ratios of the secondary flow to the primary flow. For each of the blowing ratios, wake-affected adiabatic wall temperature around the test surface is measured with the thermocouples in the test model. The effect of elevated free-stream turbulence on the wake-affected film effectiveness is also investigated. Flow visualization by use of liquid crystal is performed to obtain qualitative information on the film-effectiveness distributions.

Key Words: Periodic Wakes, Film Cooling, Turbine Blade, Film Effectiveness, Free-Stream Turbulence

1 緒言

航空エンジンをはじめとするガスタービンの高効率化、高出力化に伴い、タービン入口温度はタービン材の許容温度をはるかに超え、今後さらに上昇する傾向にある¹⁾。このため、タービン翼の冷却技術の開発、改良がガスタービン開発の重要な課題となっている。膜冷却は、翼にあけた冷却孔から主流よりも低い温度の空気を噴出し、翼面と主流との間に低温の保護層を形成することにより、翼表面の熱負荷を低減させる方法であり、タービン翼の冷却に多用されている。さて、一般に膜冷却の良否の判断には膜冷却効率が用いられるが、これは前述の保護層の温度がどの程度噴出した冷却空気温度に近い状態に保てるかを示す指標である。膜冷却効率は主流空気と冷却空気の混合作用に大きく左右されるため、冷却孔の大きさや配置、また冷却空気の吹き出し量の影響を受ける一方、主流での乱れ度や上流側翼列からの周期的後流など、混合促進に寄与すると思われる要因からの影響を受ける。今日までの膜冷却に関する研究により、冷却孔の幾何学的条件や主流乱れの効果については説明が進んでいるが²⁾³⁾、周期的後流の効果や主流乱れと周期的後流の複合効果については、Hanら⁴⁾やTakeishiら⁵⁾の研究の他はまだ十分には研究が行われていない。Hanらの実験では、冷却翼を含む直線翼列上流で周期的後流を発生する装置(後流発生器)を作動させ、膜冷却効率や熱負荷分布の変化を調べているが、熱負荷が最も大きくなる翼前縁での

現象説明は十分ではない。また、Takeishiらは、回転試験装置を用いて冷却動翼表面における膜冷却効率計測を行い、回転による膜冷却効率の低下を認めているが、それが周期的後流によるものか、遠心力場の効果であるかは明らかにされていない。

本研究は、タービン翼前縁部での膜冷却に与える周期的後流効果の解明を目的とした研究の一環として行われている。今回の報告では、冷却タービン翼の前縁を模擬したモデル翼(半円筒の前縁と平板からなる鈍頭供試体)を用い、その上流に設置された後流発生器を作動することにより、周期的後流がモデル翼前縁での膜冷却効率に与える定量的効果を明らかにする。さらに、乱流格子を設置して、主流乱れと周期的後流とが共存する場合の流れ場の効果についても検討する。

主な記号

B	: 平均吹き出し比 ($= \rho_2 U_2 / \rho_1 U_1$)
B_{15}, B_{40}	: 局所吹き出し比
D	: モデル翼前縁直径
d_G	: 乱流格子の格子直径
f	: 後流通過周波数 ($= nm_c / 60$)
M	: 乱流格子の格子間隔
M_{15}, M_{40}	: 局所運動量比
Nu_D	: 前縁直径に基づくヌセルト数
n, n_c	: 後流発生器の回転数、円柱本数
R	: モデル翼前縁半径
Re_D	: 前縁直径に基づくレイノルズ数 ($= U_1 D / \nu$)
S	: 後流通過のストローハル数 ($= fD / U_1$)
T, T_{aw}	: 温度、断熱壁温度
$Tu(t)$: 乱れ度
U_1	: モデル翼上流の流速
V_{out}	: モデル翼出口での流速
v	: モデル翼表面速度
$v_j(t), \bar{v}(t)$: 瞬間流速、アンサンブル平均流速

* 原稿受付 1994年12月14日。

¹ 正員, 岩手大学工学部 (〒020 盛岡市上田4丁目3-5)。² 学生員, 岩手大学大学院。³ 正員, 石川島播磨重工業(株) (〒190-12 東京都西多摩郡瑞穂町)。

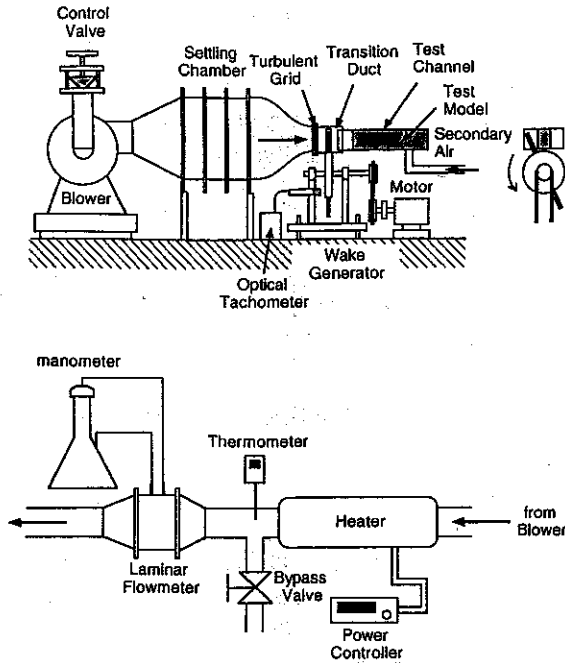


図1 実験装置概観
(上) 供試風洞 (下) 二次空気系

表1 乱流格子

	Grid 1	Grid 2	Grid 3
Wire Diameter (d)	0.8 mm	1.9 mm	5.0 mm
Mesh Width (M)	5.0 mm	10.0 mm	30.0 mm
Degree of Openness	0.71	0.66	0.69
M/d	6.25	5.26	6.00

- x_{surf} : 前縁よどみ線から表面に沿って計った距離
- η : 膜冷却効率 $(= (T_{aw} - T_w) / (T_2 - T_w))$
- ρ : 密度
- 添字
- $\infty, 2$: 主流側、二次空気側
- 15, 40 : 第一、第二冷却孔列

2 実験装置

2.1 実験装置 図1に実験装置概観を示す。装置全体は、二次空気系統を除き先の研究⁶⁾で使用したものとほぼ同様である。主流側空気はプロアから整流部、ノズルを経て供試部に送られる。後流発生器は、直径400mmの円盤外周に長さ250mm直径5mmの円柱を取り付け、円盤を変速機付きの誘導モータで回転させる構造になっている。ノズルには接続用ダクトが取り付けられ、そこに設けられたスロットを後流発生器の円柱が通過することにより周期的後流が発生する。後流発生器の回転数は光学式回転計で計測する。また、乱流格子をノズル出口に装着することにより主流乱れを自動的に制御する。使用する乱流格子は3種類であり、それらの詳細を表1に示す。二次空気は別の小型プロアで供給される。二次空気は途中加熱部で昇温された後、層流流量計を経て、モデル翼内に送られる。今回

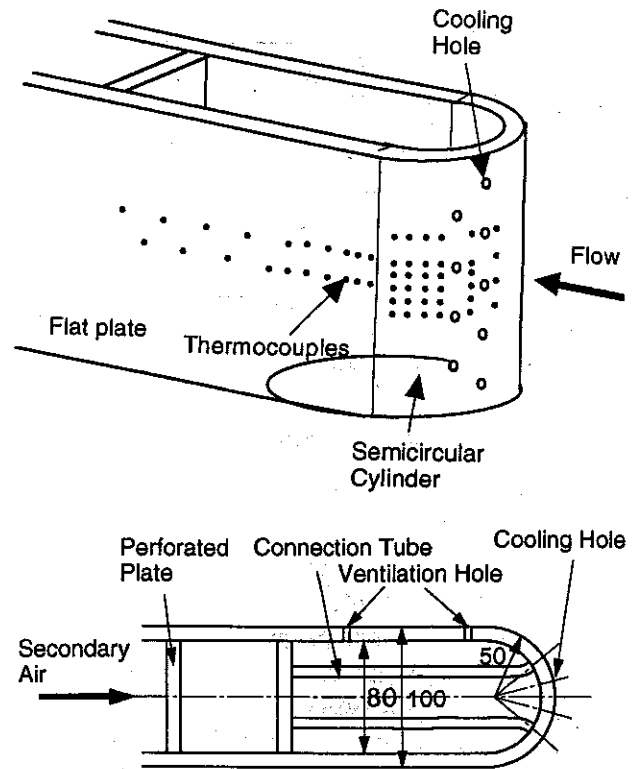


図2 モデル翼
(上) 外観 (下) 内部構造

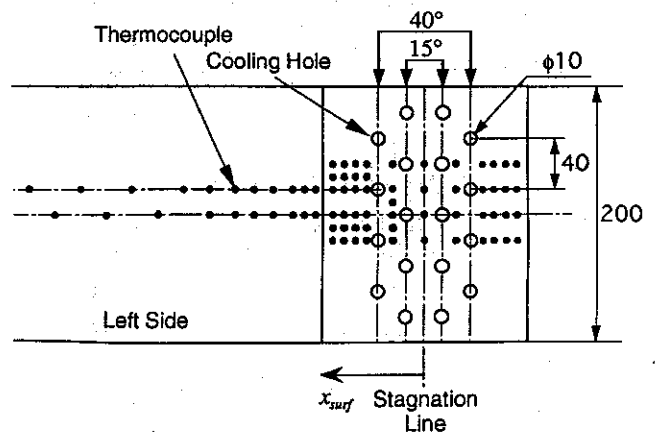


図3 冷却孔および熱電対配置図

の実験では二次空気を加熱する方式を採用しているため、二次空気と主流空気との密度比の効果については模擬できない。

図2にはモデル翼を示す。このモデル翼は、熱伝達特性計測のために使用した供試体⁶⁾と同型である。即ち、タービン翼の前縁部を模擬した形状になっており、外側は直径100mmの半円筒部と長さ800mmの2枚の平板部から構成されている。材質はアクリル製で板厚は10mmである。モデル翼高さは200mmである。モデル翼前縁部には中心軸から±15° および±40° の位置に直径10mm、ピッチ40mmの冷却孔があげられている(図3参照)。なお、以後前者の冷却孔列を第一列、後者

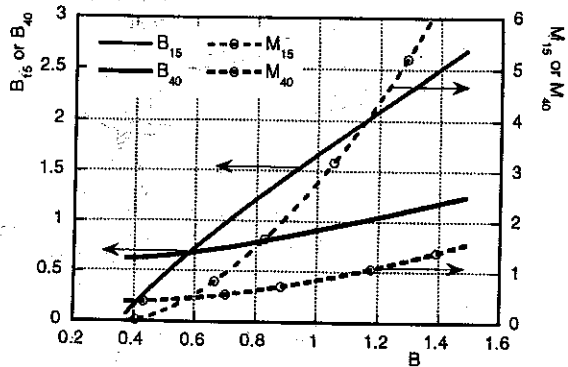


図4 平均吹き出し比と局所吹き出し比との関係

を第二列と呼ぶこととする。冷却孔の軸と翼表面とのなす角度は 90° である。実際のタービン翼ではこの角度は約 30° の値であり、冷却空気は主流に対し斜めに噴出されることが多いが、今回は周期的後流効果の理解という観点から簡単な冷却構造を採用している。二次空気はモデル翼内部の貯気部に入った後、整流されビニルチューブ（長さ350mm、内径10mm）で冷却孔まで導かれる。ビニルチューブには周囲への熱損失を防ぐため断熱材がまかされている。モデル翼表面には、図3に示すように、円筒前縁部および流れ方向に向かって左側平板に温度計測用の熱電対の温接点が合計74個埋設されており、これによりモデル翼スパン中央部付近の冷却孔下流での翼表面温度を計測する。また主流空気温度および二次空気温度は、前縁よどみ線上的下端壁近くおよびビニルチューブ内に設置した熱電対で計測する。また、ビニルチューブ周辺の空間の温度も計測する。なお、計測面と反対側に換気用の小さな穴を2個あけ、主流側の空気をモデル翼内部に取り込むことにより内外の温度差の低減を試みている。以上の温度計測には、コンピュータ制御のデータロガーを用い、10回の計測結果の平均を各点での温度としている。

熱電対による定量的な温度計測の他に、感温液晶による温度場の可視化も行う。使用する液晶は、シートに塗布されたコレステリック感温液晶（日本カプセルプロダクツ製）で発色温度帯は $30^\circ\text{C}\sim 40^\circ\text{C}$ である。

モデル翼まわりの圧力分布は、モデル翼と同型の圧力分布計測用供試体を用いて計測する。

2.2 実験方法 全ての実験は供試体入口速度(U_∞) 20m/s (U_∞ およびモデル翼前縁直径 D に基づくレイノルズ数は 1.41×10^4)である。後流発生器の回転数 n は900、1260および1500rpmの三種類、使用した円柱本数 n_c は3本である。このときの後流通過周波数を

$$S = \frac{nn_c D}{60 U_\infty} \quad (1)$$

定義される無次元数（ストローハル数） S で表すと、それぞれ0.22、0.31および0.37である。

モデル翼上流における主流乱れおよび後流通過に伴う速度/乱れ度変動は、I型熱線プローブによって計測する。 $v_j(t) \{j=1, \dots, m; m=256\}$ を熱線プローブによって計測された速度データ列として、アンサンブル平均速度 $\bar{v}(t)$ および乱れ度 $Tu(t)$ は次式で算出される。

$$\bar{v}(t) = \frac{1}{m} \sum_{j=1}^m v_j(t) \quad (2)$$

$$Tu(t) = \frac{1}{m-1} \frac{\sum_{j=1}^m [v_j(t) - \bar{v}(t)]^2}{U_{local}} \quad (3)$$

二次空気の流量は、平均吹き出し比（質量流量比）

$$B = \frac{\rho_2 U_2}{\rho_\infty U_\infty} \quad (4)$$

で表される。ここで、 $\rho_2 U_2$ は冷却孔からの平均質量流量、 ρ_∞ は主流空気の密度である。この吹き出し比は冷却空気量に関する平均的な指標であるが、局所的な吹き出し比は第一列、第二列の冷却孔によって異なる。局所的な吹き出し比についての考察および本研究で使用した供試体についての計算結果を付録および図4に示す。ここで、第一、第二冷却孔列の局所吹き出し比 B_{15} 、 B_{40} をそれぞれ次の様に定義する。

$$B_{15} = \frac{\rho_{2,15} U_{2,15}}{\rho_{\infty,15} U_{\infty,15}}, \quad B_{40} = \frac{\rho_{2,40} U_{2,40}}{\rho_{\infty,40} U_{\infty,40}} \quad (5)$$

$B=0.4$ の場合、第一列冷却孔の吹き出し比 B_{15} は1よりもかなり低い値であるが、 $B=0.8$ 以上では B_{15} は1を大きく上回る値を示す。これと比べて第二列冷却孔の吹き出し比 B_{40} は $B \leq 1.2$ ではほぼ1以下の値である。なお、上記の関係はモデル翼で採用している二次空気用管路の長さに多少依存するが、その影響は小さく、図4に現れた関係を大きく変えるものではない。

二次空気を噴出した状態でモデル翼表面の温度を計測し、膜冷却効率 η を次のように算出する。

$$\eta = \frac{T_{aw} - T_2}{T_2 - T_\infty} \quad (4)$$

ここで、 T_{aw} は断熱壁温度、 T_2 は二次空気温度、 T_∞ は主流温度である。なお、実験では温度差 $T_2 - T_\infty$ をほぼ 20°C に保った。前述したように、本研究は冷却空気をビニルチューブを介して冷却孔に導くと共に、モデル翼内部に主流空気を計測に支障をきたさない程度に導入し、モデル翼内面の温度上昇を極力抑制した。その結果、翼内面側の温度は主流側温度より $6\sim 8^\circ\text{C}$ 高い程度に留まっていた。これは膜冷却効率に換算すると $0.3\sim 0.4$ 程度であり、後述するようにモデル翼表面の平均膜冷却効率より若干低い程度の値である。従って、熱電対で計測した表面温度は十分に断熱壁温度として扱えるものと考えられる。ただし、冷却孔近傍では熱伝導等の関係でデータの精度は低下する。

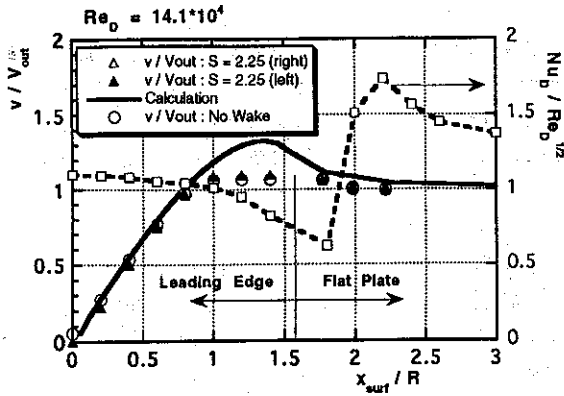


図5 モデル翼前縁での表面速度分布/熱伝達特性分布

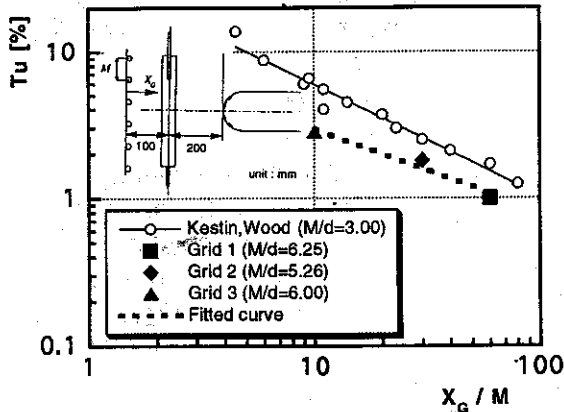


図6 モデル翼前方での計測した主流乱れ度

2.3 不確かさ 標準的手法¹⁷⁾により計測された膜冷却効率の不確かさを評価した。その結果、膜冷却孔のある前縁部では約4.5%、下流側では約9.5%である。

3 結果

3.1 速度分布 図5に供試体前縁まわりの速度分布をポテンシャル流解析による計算結果とともに示す。参考のため、先の実験で得られた熱伝達分布¹⁶⁾ ($Nu_D/Re_D^{1/2}$)を示す。これらのデータから、モデル翼左右の流れの対称性、円筒部と平板の接続部より上流側 ($x_{surf}/R \approx 1$)での剥離および $x_{surf}/R \approx 2$ での再付着が認められる。また、この図には、周期的後流が存在する場合に計測した速度分布の結果も示されている。ここでの計測にはベッツ式マノメータが用いられており、そのため流れの非定常的挙動を把握することはできなかったが、時間平均速度分布を見る限り、周期的後流は剥離構造には大きくは影響しない。

3.2 主流乱れ 図6に、各乱流格子を装着した状態で、モデル翼前縁より200 mm上流で計測した乱れ度を示す。参考のため、Kestin, Woodの実験データ¹⁸⁾を併記する。なお、この場合に、モデル翼は本来の位置から200mm下流に移動した状態で計測を行った。乱流格子からの距離 X_G と格子間隔との比を横軸にして、計測した乱れ度を両対数グラフ上にプロットすると、図のよう計測データはほぼ直線上に並ぶ。格子間隔と格子

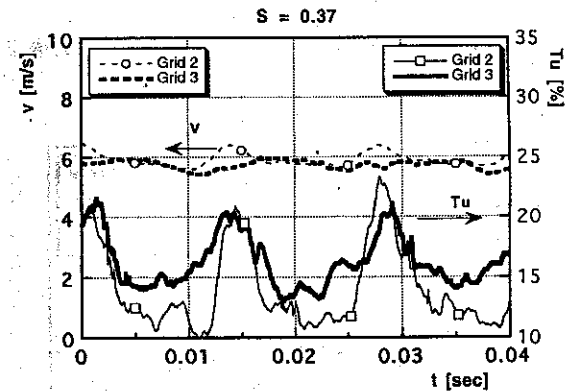
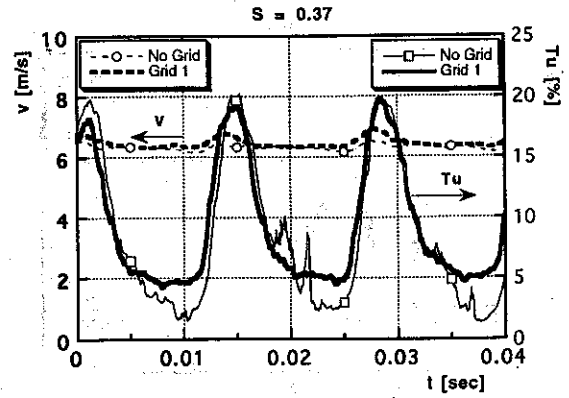


図7 モデル翼前縁前方での速度/乱れ度の時間的変動 (上) No Grid/Grid 1 (下) Grid 2/Grid 3

直径との比 M/d_G が三種類ともほぼ同じであることが理由と考えられる。

3.3 後流計測 熱線プローブによる周期的後流による変動速度および乱れ度の計測は、本研究で使用しているモデル翼と同一形状で冷却孔がないモデル翼を用いて著者の一人が既に行っている¹⁹⁾。図7にはその結果の一部を示す。図7には、前縁よみ点から5mm上流でのアンサンブル平均速度 $\bar{v}(t)$ および乱れ度 $Tu(t)$ を、乱流格子がない場合、ある場合それぞれについて示す。

図7から、後流通過に伴って乱れ度が大きく変化し、速度はわずかながら増加していることがわかる¹⁹⁾。また、後流の後半部において不規則な乱れ度のピークが発生している。乱流格子の装着は、後流内乱れ度のピーク値には大きな影響は与えないものの、主流乱れを増加することで結果として後流の影響を小さくしている。

3.4 膜冷却効率

3.4.1 乱流格子を装着しない場合 図8~図10に、乱流格子がなく周期的後流のみの影響を受ける場合の span 方向平均膜冷却効率分布を、3通りの平均吹き出し比 ($B=0.4, 0.8, 1.2$) について示す。また、比較のために周期的後流の影響も受けない場合のデータ (No Wake) も図中に記す。ここで、モデル翼前縁での冷却孔位置 $x_{surf}/R = 0.262$ (第一列) および $x_{surf}/R = 0.698$ (第二列) を図に明示してある。またモデル翼左側の剥離領域 (No Grid) も参考のため示す。なお、剥離領

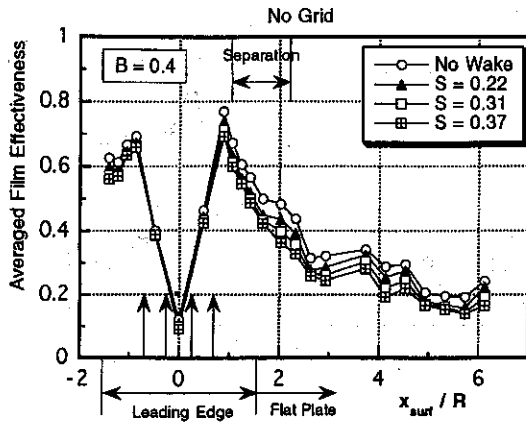


図8 スパン方向平均膜冷却効率に及ぼす周期的後流の影響 (B=0.4)

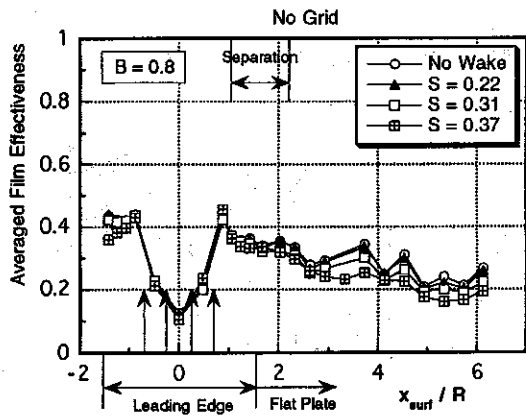


図9 スパン方向平均膜冷却効率に及ぼす周期的後流の影響 (B=0.8)

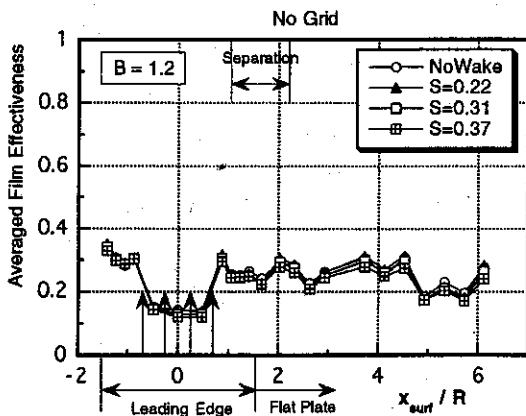


図10 スパン方向平均膜冷却効率に及ぼす周期的後流の影響 (B=1.2)

域は主流乱れや周期的後流などに影響されるため、図中の範囲は剥離領域のおおよその位置を表すためのものである。いずれの場合の膜冷却効率も、第二列目の冷却孔下流で最大値に達し、その後下流側に向け減少している。ここで、 $x_{surf}/R = 3$ 以降のデータに若干の変動が見られるのは、これ以降の熱電対が、図2に示すように千鳥状に配置されており、平均に供するデータ

が十分でないためである。

$B = 0.4$ では最大0.8の膜冷却効率を示した後、急激に値が減少している。 $B = 0.8$ ではそれぞれ最大値0.4を示した後比較的緩やかに下流側に膜冷却効率が低下している。 $B = 1.2$ では膜冷却効率は翼表面上ほぼ一様 ($\eta = 0.2 - 0.3$)であり、また、十分下流 ($x_{surf}/R > 4$)では吹き出し比によらずほぼ同様の値になる。

周期的後流の効果は吹き出し比が小さな場合に比較的顕著に現れ、 $B = 0.4$ の場合には最大0.1程度の平均膜冷却効率の低下が認められる。吹き出し比が大きくなると後流の効果はかなり小さくなる。図11に示される局所的な膜冷却効率分布で平均膜冷却効率の変化の原因を検討する。この図には第一列 (15°) および第二列 (40°) の冷却孔を通る水平線上での膜冷却効率分布がそれぞれ示されている。この図で、 $B = 0.4$ の場合、第二列下流では後流の存在や吹き出し比の違いの効果による膜冷却効率の低下は、 $x_{surf}/R = 2$ 以降わずかに現れる程度だが、第一列下流での膜冷却効率に対してはそれらの効果が大きく現れている。従って、図8で観測された周期的後流による平均膜冷却効率の低下は、主に第一列の効率低下に起因することがわかる。 $B = 0.8$ の場合、第一列下流の膜冷却効率が第二列下流での値よりもかなり低い値になっており、結果として平均膜冷却効率の低下に繋がっている。また、周期的後流に対しては、第一列下流での膜冷却効率はほとんど変化を示さない。

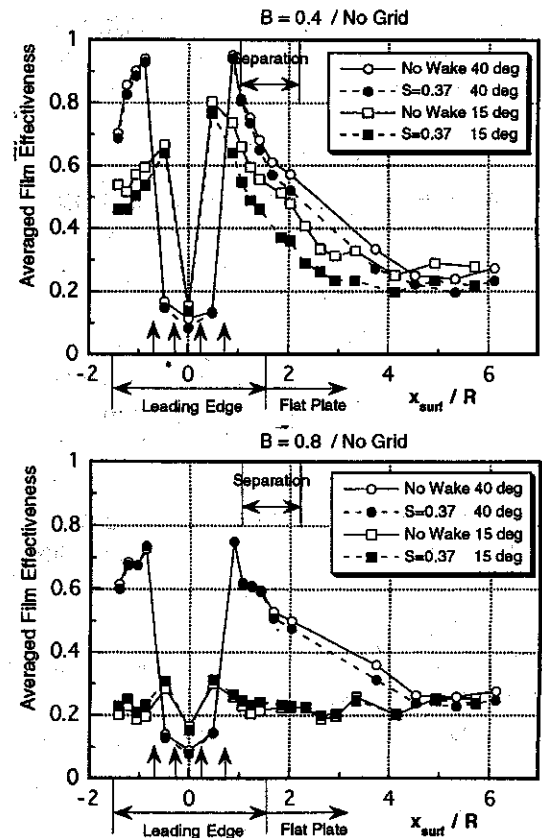
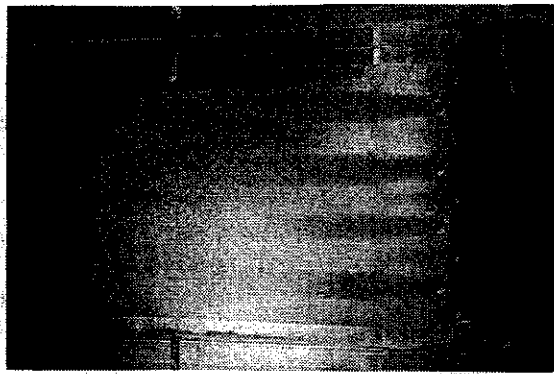
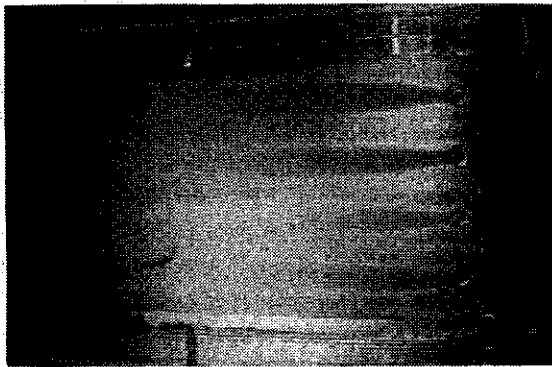


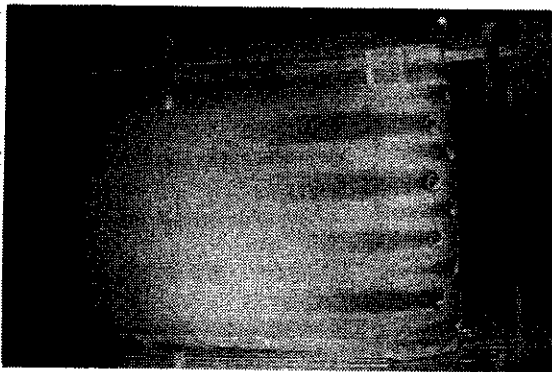
図11 局所膜冷却効率 (上) B=0.4 (下) B=0.8



(a)



(b)



(c)

図12 感温液晶による表面温度計測

- (a) $B=0.4$ (後流効果なし)
- (b) $B=0.8$ (後流効果なし)
- (c) $B=0.4$ (後流効果あり/ $S=0.37$)

第一列冷却孔下流の膜冷却効率が、周期的後流や平均吹き出し比によって大きく変化する理由として、図4に示した平均吹き出し比 B に対する第一列冷却孔での局所吹き出し比 B_{ls} の変化が挙げられる。即ち、 B が0.4以下では B_{ls} は0.2程度であり、噴出した二次空気は翼表面にはほぼ付着していると判断できる。そのため、図11のように比較的高い膜冷却効率を冷却孔下流にまで維持する。しかし、図4から明らかなように、噴出した二次空気は周囲流体と比べ運動量がかなり低く、周期的後流のような攪乱要因の影響を受けやすいため、周期的後流が存在する場合に膜冷却効率が低下したものと考えられる。 $B \geq 0.8$ の場合には $B_{ls} \geq 1.2$ となり、第一冷

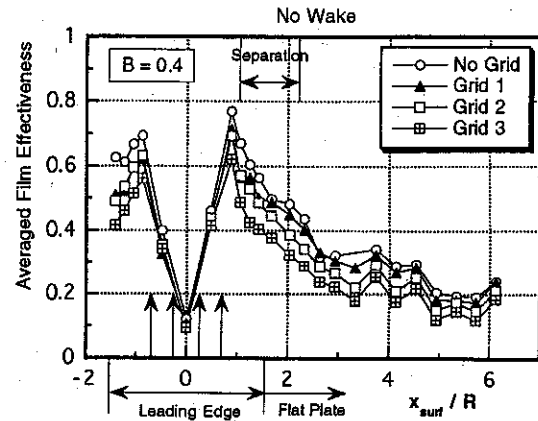


図13 スパン方向平均膜冷却効率に与える主流乱れの影響 ($B=0.4$)

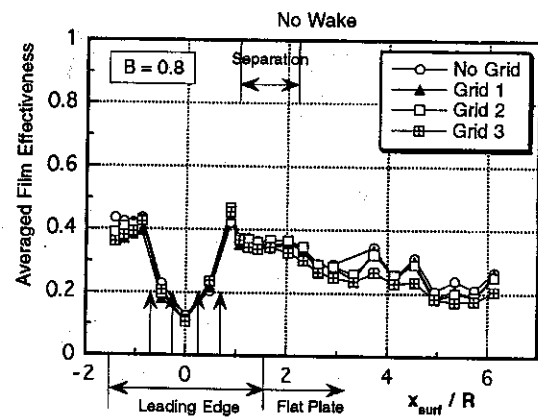


図14 スパン方向平均膜冷却効率に与える主流乱れの影響 ($B=0.8$)

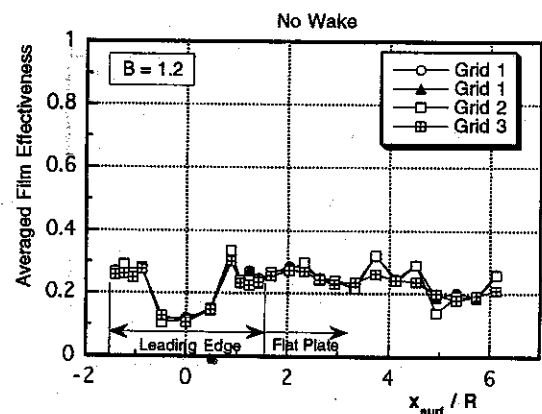


図15 スパン方向平均膜冷却効率に与える主流乱れの影響 ($B=1.2$)

却孔からの二次空気は主流側を貫通し、この結果、膜冷却効率が大きく低下したと思われる。

一方、第二列冷却孔での局所吹き出し比は平均吹き出し比に対して緩やかに増加し、ここから噴出した二次空気は翼面に付着し、そのため膜冷却効率の低下量も少ないと思われる。また、噴出二次空気の運動量も大きいため、周期的後流の効果も受けにくい。

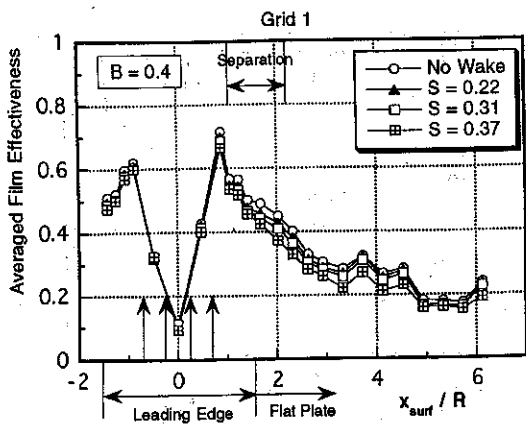


図16 周期的後流及び主流乱れ(Grid 1)の影響を受けた場合のスパン方向平均膜冷却効率 ($B=0.4$)

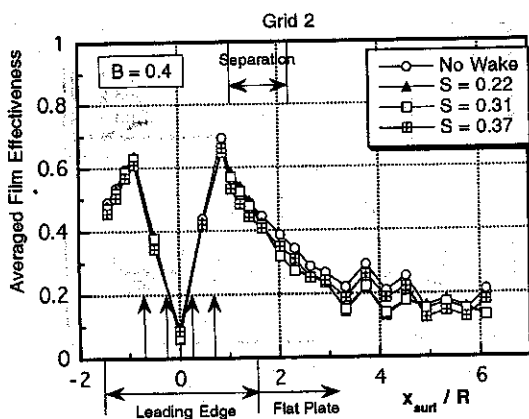


図17 周期的後流及び主流乱れ(Grid 2)の影響を受けた場合のスパン方向平均膜冷却効率 ($B=0.4$)

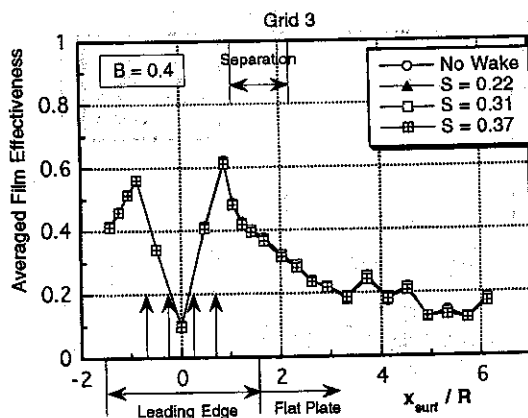


図18 周期的後流及び主流乱れ(Grid 3)の影響を受けた場合のスパン方向平均膜冷却効率 ($B=0.4$)

以上の考察は、図12に示す感温液晶による冷却孔近傍の温度分布からも理解できる。即ち、 $B=0.4$ では第一列、第二列それぞれの冷却孔下流に、二次空気による高温領域が現れているが、 $B \geq 0.8$ では第一列下流での高温領域はほとんど確認できず、ここからの二次空気が主流に貫通している状況がわかる。

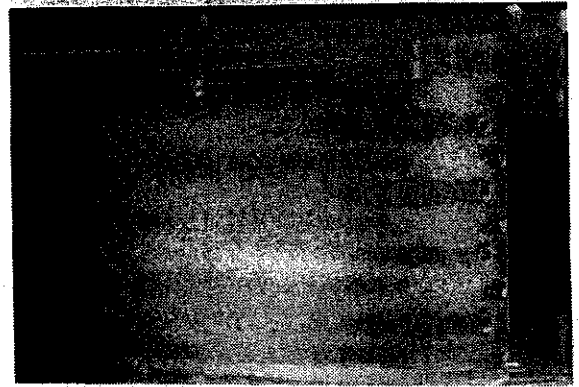


図19 感温液晶による表面温度計測 ($B=0.4$ /Grid 3/ $S=0.37$)

3.4.2 乱流格子を装着した場合 図13~図15に、乱流格子 (Grid 1、Grid 2、Grid 3) を装着し、周期的後流の影響を除いた場合の平均膜冷却効率を、各平均吹き出し比について示す。この例においても、 $B=0.4$ での膜冷却効率の変化の割合が最も顕著に現れている。特にGrid 3を装着した場合、最大で膜冷却効率が0.2低下している。乱流格子の違いによる膜冷却効率の差異はモデル翼前縁近傍で大きく現れ、下流側に行くにつれ次第に乱流格子の違いの効果は小さくなっている。

図13を詳しく見ると、NO GridまたはGrid 1装着時の場合に、剥離が発生している領域 ($x_{surf}/R=1 \sim 2$) の後半部、即ち再付着点近傍において、膜冷却効率の平坦化の傾向が見られる。この平坦部は主流乱れが大きくなると次第に消えていく。この現象は、周期的後流のストローハル数が高くなる際にも現れている (図8)。従って、この平坦部は剥離泡の存在によって発生し、主流乱れや周期的後流により剥離泡が影響を受けることにより平坦部が消えていくものと考えられる。剥離泡と二次空気とがどのように干渉するかは明らかではない。二次空気の一部が剥離泡内に取り込まれている状況が推測されるが、詳細については今後の研究課題である。

図16~図18に、 $B=0.4$ における周期的後流通過の効果をもつ三種の乱流格子を装着した場合について示す。後流通過周波数 (ストローハル数) が増加すると膜冷却効率は低下するが、主流乱れが増加するとともに後流の影響が小さくなり、特にGrid 3の場合にはストローハル数によらず一定の膜冷却効率となっている。

図19には、周期的後流と主流乱れとが共存する状態での表面温度分布の例を示す。強い主流乱れと周期的後流が同時に存在するとき、特に第一列からの二次空気の効果が冷却孔下流ですばやく消滅していることがわかる。

4 結論

冷却タービン翼前縁部を模した供試体を用い、その膜冷却効率が主流乱れおよび周期的後流から受ける影響

を調べた。本研究で得た成果は以下の通りである。

- (1) 今回の実験の範囲では、冷却孔近傍でのスパン方向平均膜冷却効率、平均吹き出し比 $B = 0.4$ の時に最も高い値を示した。これは、第一および第二冷却孔列での局所吹き出し比が小さく、二次空気が翼面にほぼ付着しているためである。
- (2) $B \geq 0.8$ では、よどみ点に近い第一列冷却孔での局所吹き出し比が大きくなり、二次空気が主流を貫通することにより、第一冷却孔下流の膜冷却効率が大きく低下し、その結果平均膜冷却効率が低下する。
- (3) 周期的後流の存在により膜冷却効率は低下し、特に平均吹き出し比 $B = 0.4$ の時の低下の割合が大きい。これは、運動量の小さな第一列冷却孔からの二次空気が特に周期的後流の影響を受けやすいためである。
- (4) 主流乱れの増加により、膜冷却効率は低下する。また、主流乱れの増加は、周期的後流の効果を弱める。
- (5) 主流乱れが弱いとき、また周期的後流が存在しないとき、冷却孔下流に存在する剥離泡の再付着点近傍に、膜冷却効率の下流側への低下が鈍化する現象が発生する。

本研究に対してご指導頂いた渡邊喬岩手大学教授に感謝の意を表す。実験遂行に当たっては本学学生小泉一幸君の協力を得た。また、供試体の製作には、本学工学部工作センターの援助を受けた。合わせてここに感謝の意を表す。

付録

モデル翼内部の貯気部（内部圧 P_2 ）と冷却孔出口との間に損失を含む場合のベルヌーイの式を立てる。

$$P_2 = P_{out} + \frac{\rho}{2} v_{out}^2 + \left(\xi_{in} + \lambda \frac{l}{d} \right) \frac{\rho}{2} v_{out}^2 \quad (A.1)$$

ここで p_{out} は冷却孔出口静圧、 v_{out} は管路平均流速、 ξ_{in} は管路入口損失、 λ は管摩擦係数、 d はビニルチューブ内径である。第一列、第二列それぞれの冷却孔列出口静圧を p_{15} および p_{40} とすると、それぞれの冷却孔からの二次空気噴出速度 v_{15} および v_{40} は、

$$v_{15} = \sqrt{\frac{2(P_2 - p_{15})}{\rho(1 + \xi_{in} + \lambda \frac{l_{15}}{d})}} = \sqrt{\frac{2(P_2 - P_{\infty} + P_{\infty} - p_{15})}{\rho(1 + \xi_{in} + \lambda \frac{l_{15}}{d})}} \quad (A.2)$$

$$v_{40} = \sqrt{\frac{2(P_2 - p_{40})}{\rho(1 + \xi_{in} + \lambda \frac{l_{40}}{d})}} = \sqrt{\frac{2(P_2 - P_{\infty} + P_{\infty} - p_{40})}{\rho(1 + \xi_{in} + \lambda \frac{l_{40}}{d})}} \quad (A.3)$$

一方、 p_{15} および p_{40} は、モデル翼上流側の静圧を p_{∞} 、流速を U_{∞} とし、さらに円柱まわりの速度分布がモデル翼前縁まわりにも適用できるものとして、結局

$$P_{\infty} - p_{15} = -0.732 \frac{\rho}{2} U_{\infty}^2 \quad (A.4)$$

$$P_{\infty} - p_{40} = 0.653 \frac{\rho}{2} U_{\infty}^2 \quad (A.5)$$

式(A.2)~(A.5)から、

$$\frac{v_{15}}{U_{\infty}} = \frac{\sqrt{C_{p2} - 0.732}}{\sqrt{1 + \xi_{in} + \lambda \frac{l_{15}}{d}}} \quad (A.6) \quad \frac{v_{40}}{U_{\infty}} = \frac{\sqrt{C_{p2} + 0.653}}{\sqrt{1 + \xi_{in} + \lambda \frac{l_{40}}{d}}} \quad (A.7)$$

$$C_{p2} = \frac{P_2 - P_{\infty}}{\frac{\rho}{2} U_{\infty}^2} \quad (A.8)$$

局所吹き出し比および運動量比を次のように定義する。

$$\bar{B} = \frac{\rho_2 v_{out}}{\rho_{\infty} U_{local}} = \frac{v_{out}}{U_{local}} \quad (A.9) \quad \bar{M} = \frac{\rho_2 v_{out}^2}{\rho_{\infty} U_{local}^2} = \frac{v_{out}^2}{U_{local}^2} \quad (A.10)$$

次に、平均吹き出し比 B と圧力係数 C_{p2} の関係を導く。第一列、第二列の冷却孔数を n_{15} 、 n_{40} とすると、吹き出し比の定義から

$$B = \frac{\rho_2 U_2}{\rho_{\infty} U_{\infty}} = \frac{U_2}{U_{\infty}} = \frac{1}{U_{\infty}} \left\{ \frac{n_{15} v_{15} + n_{40} v_{40}}{n_{15} + n_{40}} \right\} \quad (A.11)$$

この式に、式(A.2)~(A.7)を用いると、結局

$$B = \frac{\sqrt{C_{p2}}}{(n_{15} + n_{40}) \sqrt{1 + \xi_{in} + \lambda \frac{l}{d}}} \times \left\{ n_{15} \sqrt{1 - \frac{0.732}{C_{p2}}} + n_{40} \sqrt{1 + \frac{0.653}{C_{p2}}} \right\} \quad (A.12)$$

式(A.9)(A.10)および(A.12)において圧力係数 C_{p2} をパラメータとみなせば、平均吹き出し比 B と局所流量比、吹き出し比および運動量比を算出することができる。

参考文献

- (1) 吉田、日本ガスタービン学会誌、20-80 (1993)、4
- (2) Mick, W. J., Mayle, R. E., J. Turbomachinery, 110 (1988)、66
- (3) Mehendale, A. B., Han, J. C., J. Turbomachinery, 114 (1992)、707
- (4) Mehendale, A. B., Han, J. C., Ou, S., Lee, C. P., ASME Paper 93-GT-134, 1993
- (5) Takeishie, K., Aoki, S., Sato, T., Tsukagoshi, K., J. Turbomachinery, 110 (1992)、828
- (6) 船崎、山下、山脇、機論、60-576 B (1994)、
- (7) Kline, S. J., McClintock, F. A., Mechanical Engineering, 75 (1953)、3
- (8) Kestin, J., Wood, R. T., J. Heat Transfer, 93 (1971)、321
- (9) 船崎、山下、山脇、渡邊、機論 (掲載決定)、No.94-711