第 40 回日本ガスタービン学会定期講演会（釧路）講演論文集，2012.10

【研究報告】 OS-1

微量の気体噴射を付加した衝突微粒化促進方法の提案

*井上 智博，渡辺 紀徳，姫野 武洋，鵜沢 聖治（東京大学）

Proposal on Enhancement Technique of Impinging Atomization by Small Amount of Gas Injection

*Chihiro INOUE, Toshinori WATANABE, Takehiro HIMENO and Seiji UZAWA(Univ. of Tokyo)

ABSTRACT

Impinging atomization is able to produce fine drops by impingement of fast liquid jets. In contrast, the atomization characteristics deteriorate when injection velocity comes to be slower. In the present study, for improving atomization characteristics at the condition of slow injection velocity, an effective technique is verified utilizing small amount of gas injection. The gas jet is supplied from a pressurized reservoir independent of the liquid supply system, and it is injected from the center of the liquid nozzles toward the impingement point. To clarify the flow field and the mechanism of the effectivity, experimental visualizations and drop size measurements are carried out. It is elucidated that atomization is drastically promoted when the dynamic pressure of gas overcomes that of liquid at the impingement point. By the gas injection with the amount of only 1% of liquid mass flow rate, Sauter Mean Diameter (SMD) becomes one-tenth of the original SMD.

Key words: Atomization, Impingement Injector, Enhancement, Gas Injection, Flow Visualization

1．緒論

微粒化を通じて得られる噴霧の特性は，燃料の蒸発・燃焼特性や冷却性能，塗装効率などに直接影響することから，良質な噴霧を実現することが常に求められる。しかしながら，本質的に多重の時間・空間スケールを内包する，複雑な微粒化現象を自在に制御し，望ましい噴霧を得ることは今なお容易ではない。これまでに，二つ以上の液噴流を衝突させることで微粒化を促進する衝突微粒化方式が，燃焼器内の燃料噴射装置あるいは雰囲気の加湿装置として利用されてきた。中でも頻繁に採用される二液衝突微粒化は，液体を高速で噴射する場合には，液噴流同士の衝突によって形成された液膜が激しくはためきながら分裂し，良好な微粒化を達成することができる[1)-4)]。一方で，噴射流量が少ない場合には低速噴射を避けられず，微粒化は悪化し，粗大な液滴が生成されるという欠点がある[1)-5)]。そこで著者らは，幅広い条件下で良好な微粒化を達成することを狙って，二液衝突点に微量の高速気流を吹付けることで，低ウェーバー数環境においても微細噴霧を確保できる衝突微粒化促進法を提案し，検討を行った。本論文では，気体噴射を付加した衝突微粒化促進法の有効性を検証するとともに，微粒化促進機構を明らかにするために行った実験について報告する。

2．おもな記号

d	：液滴直径	[m]
d_{32}	：体表面積平均粒径(SMD)	[m]
D	：ノズル直径	[m]
$f_N(d)$	：個数基準分布関数	[1/m]
L	：気体噴射ノズル出口からの距離	[m]
q	：気液動圧比(gas/liquid)	[-]
Re	：レイノルズ数($\rho VD/\mu$)	[-]
V	：噴射速度または全速度	[m/s]
We	：ウェーバー数($\rho V^2D/\sigma$)	[-]
ϕ	：気液質量流量比(gas/liquid)	[-]
μ	：粘性係数	[Pa･s]
ρ	：密度	[kg/m^3]
σ	：表面張力係数	[N/m]

添字

G, L	：気体，液体
$imp.$	：衝突点
$lig.$	：液糸(ligament)
$rel.$	：気液相対値

3．実験装置と計測方法

本研究では，微粒化の可視化と粒径計測を行っ

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

た。それらの方法について述べる。

まず，実験装置の概観を図 1 に示す。作動流体は水と空気である。二つのリザーバータンクに常温の水と空気をそれぞれ保持し，コンプレッサーで所定の圧力まで加圧する。気体噴射無しの場合は，液体供給系のバルブを開き，図 2(a)に示す直径 D_L=1.0mm の二つのノズルを通じて，静止大気中に二液を定常的に噴射し，下流で衝突して液膜を形成した。二噴流は頂角 2θ=40deg.をなし，噴射面から 22.5mm 下方で衝突する。衝突点近傍の様子を図

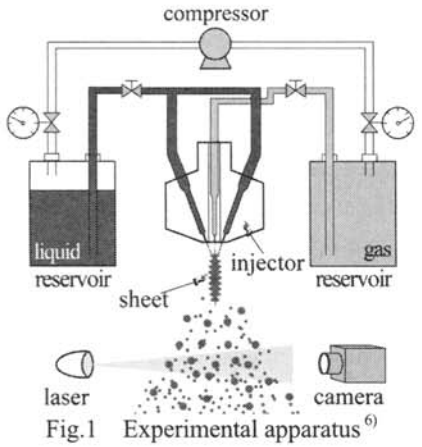
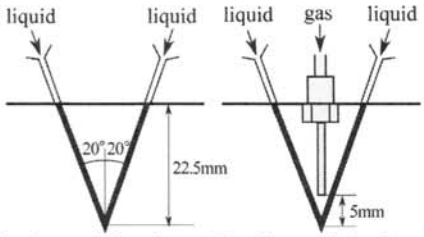


Fig.1 Experimental apparatus [6]



(a)w/o gas injection (b)with gas injection
(D_L=1.0mm) (D_L=1.0mm, D_G=0.5mm)
Fig.2 Nozzle schematic [6]

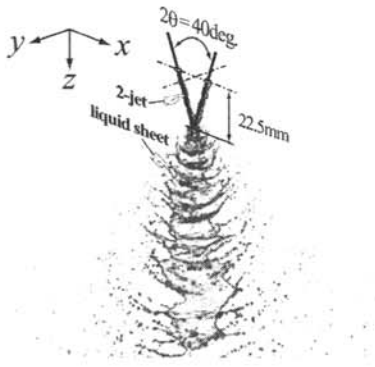


Fig.3 Close-up view near the impingement point (w/o gas injection) [7]

Table 1 Physical properties of working fluids

fluid	ρ [kg/m^3]	μ [Pa·s]	σ [mN/m]
air	1.2(ambient)	1.8×10^{-5}	72.4±0.4
water	1000	1.0×10^{-3}	

3 に示す。二つのノズル出口中心を原点として，図に示すように，x，y，z 軸方向をそれぞれ，膜厚方向，液膜横手方向，衝突点方向に定義する。ノズルは，噴流軸を微調整可能な機構を備えており，常時 y-z 平面内に液膜を形成することができる。気体噴射を行う場合には，気体供給系のバルブを開き，流路途中の熱式流量計(大倉電気(株) MF5111B0-20SLM)で質量流量を計測したのち，図 2(b)に示す内径 D_G=0.5mm のノズルから，二液衝突点に向けて空気を噴射した。実用的には，噴射面から衝突点までの距離は数 mm であることが多いので，本実験では衝突点上方 5mm の位置まで気体噴射ノズルを導いた($L_{imp.}$=5mm)。作動流体の物性値を，表 1 に示す。表面張力係数は，噴射後の水を採取して，Wilhelmy 法(プレート法)に基づき表面張力計(協和界面科学(株) CBVP-Z)により実測した。

可視化実験には，ハイスピードビデオカメラ(Photron FASTCAM APX-RS)を用いて，液膜および噴霧の背景散乱光影写真を取得した。代表的なフレームレートとシャッタースピードは，それぞれ 10,000/s，1/100,000s である。粒径計測時には，衝突点の鉛直下方 200mm の位置で，y-z 平面内の約 14mm×14mm の領域を拡大し，CCD カメラ(DANTEC DYNAMICS FlowSense 4M MkII)で噴霧を撮影した。背景散乱光にダブルパルス YAG レーザー(DANTEC DYNAMICS DualPower 135-15)を用いることで，2 パルスの発振間隔(数マイクロ秒)内の移動距離をもとに，数万個の液滴について，粒径と速度を算出した。非球形粒子径は投影円相当径とした。計測可能な最小粒径は，約 30μm である。なお，更にサンプル数を増やした場合にも SMD が変化しないこと，また，より下流で計測した場合の SMD との差異が約 1%であることを確認している [8]。以下に示す粒径計測結果は，単位時間に計測領域下面を通過する粒子の個数濃度(液滴数流束)に基づいて評価した。

4．微量の気体噴射による微粒化促進

4.1 噴射条件

ウェーバー数($We_L=\rho_L V_L^2 D_L/\sigma$)と気液質量流量比で整理した噴射条件を，図 4 に示す。ウェーバー数の範囲は We_L=150~4000 であり，気液流量比は最大でϕ=7%である。図中の各点について，可視化実験と粒径計測を実施した。$We_{rel.}$=400 と $q_{imp.}$=0.9 を表す実線と点線については後述する。代表的な噴射速度等を，表 2 に示す。液体噴射速度 V_L は V_L=3.3m/s~17m/s である。気体噴射速度 V_Gは，軸方向下流数点で計測した全圧から各位置での速度 v_G

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

を計算したのち，式(1)で与えられる円形乱流噴流の中心軸速度の理論解[9]を仮定して逆算した。

$$v_G=\min(V_G, 6D_GV_G/L) \quad (1)$$

気体流量が増すと流れは閉塞し，それ以上流量を増やしても V_G は音速のまま変化しない。ρ_G は，計測した質量流量と V_G を用いて計算した。噴射時のレイノルズ数は，Re_L=3.3×10^3~1.7×10^4，Re_G=6.4×10^2~3.5×10^4 である。

4.2 微粒化特性

We_L=500 において，気体流量を変化させたときの微粒化過程と噴霧の可視化結果を，図 5 に示す。ϕ=0.0%の場合は，二液衝突，液膜形成，液糸伸長，液糸分裂という段階を経て微粒化する。ϕ=0.5%のときは，ϕ=0.0%に比べて液膜変形が顕著であり，液膜が短い。気体流量が増し，ϕ=1.0%以上になると，ϕ=0.5%までとは大きく異なる。ϕ=1.0%のとき，二液衝突に伴う液膜は明瞭には認められず，衝突点近傍で瞬時に液滴が生成され，著しく微粒化が促進される。ϕ=1.5%では，下流で二次的に分裂する液滴が増加し，更に微細な噴霧が実現される。

続いて，図 5 と対応する条件における粒径分布の計測結果を，図 6 に示す。ここでは，個数基準累積分布の 99%までを示した。ϕ=0.0%とϕ=0.5%に比べて，ϕ=1.0%以上では微細液滴の頻度が急増し，粒径の分散が遥かに狭い。この傾向は，図 5 の噴霧画像と定性的に一致する。気液流量比を変化させたときの SMD の計測結果を，図 7 に示す。いずれのウェーバー数の下でも，ϕ=0.0%の場合より，ϕ<0.6%において SMD が一旦大きくなる。しかし，ϕ~1.0%にかけて急激に小さくなり，その後，ϕ>1.0%になるとほぼ一定になる。このときの SMD は約 100μm であり，ϕ=0.0%のときの約 1/10 である。以上より，ϕ=1%程度の気体噴射を行うことで，衝突微粒化が著しく促進されることが明らかになった。なお，同一ウェーバー数の下で D_L を小さくすれば，

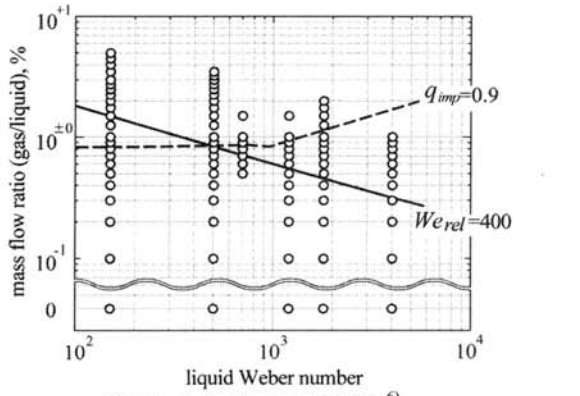
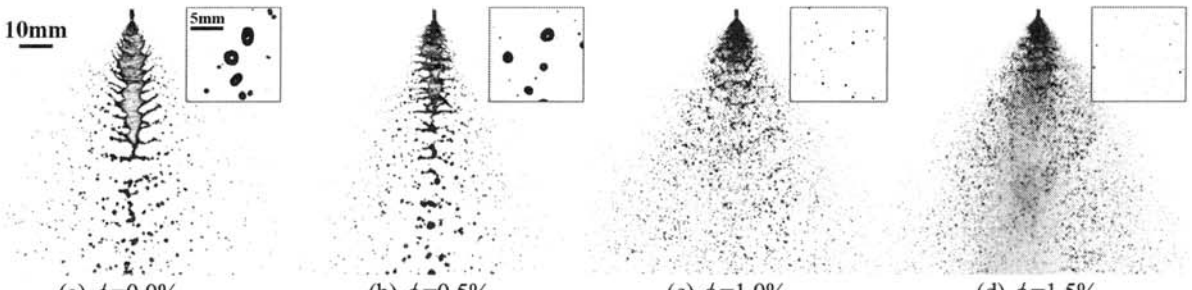


Fig.4 Injection conditions[6]

Table 2 Injection velocity and density

5.0%	315	upper: V_G, m/s	
	3.7	lower: ρ_G, kg/m^3	
1.5%	264	315	315
	1.3	2.0	3.8
1.0%	183	307	315
	1.3	1.4	2.5
0.5%	95	164	292
	1.2	1.3	1.4
ϕ / We_L	150	500	1800
V_L, m/s	3.3	5.9	11.5



(a) ϕ=0.0% (b) ϕ=0.5% (c) ϕ=1.0% (d) ϕ=1.5%

Fig.5 Effect of gas injection on impinging atomization at We_L=500 (y-z plane)[6]

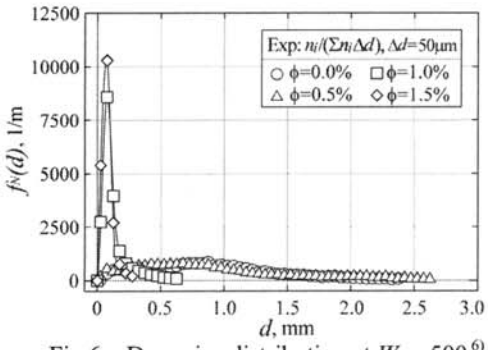


Fig.6 Drop size distribution at We_L=500[6]

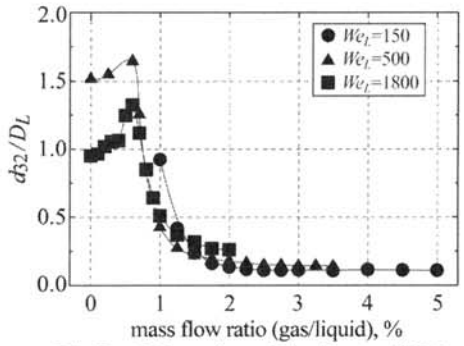


Fig.7 Effect of gas injection on SMD

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

さらに小さいSMDを実現できると予想される。

4.3 微粒化促進機構

We_L=1800における可視化結果を，図8に示す。瞬時の可視化結果とあわせて，図中右半分の黒色の背景領域には，20ms間の時間積分画像を白色で示している。一本の白点線が個々の液滴の軌跡に対応する。ϕ=0.0%のとき液膜が形成され，液膜側方で液糸が伸長して分裂する。分裂後の液滴は，液膜の左右に斜め下方向へと直線的に飛散する。液膜直下の液滴は側方のそれよりも大きいから，液膜直下のSMDが噴霧全体のSMDを代表する。ϕ=0.5%のとき，依然として液膜が存在するものの，ϕ=0.0%と比べて液膜の変形が顕著である。また，液膜を取囲む微細液滴が多数存在する点も特徴的である。ϕ=1.5%になると，もはや液膜は明確には存在しない。気流によって速やかに微粒化された微細噴霧が，空間的に一様に分布する。以下では，Case1:気体噴射無しの場合(ϕ=0.0%)，Case2:気体流量が少ない場合(ϕ~0.5%)，Case3:気体流量が多い場合(ϕ>1.0%)の三つについて，流れの詳細をそれぞれ述べる。

Case1：気体噴射無しの場合（ϕ=0.0%）

We_L=500において，衝突点近傍を可視化した結果を，図9に示す。時刻t=+0msに二種類の矢印で示された膜端部を時系列に追跡すると，衝突点上方から液膜側方へと次第に液糸が成長して分裂する。いずれの液糸も，衝突点近くの膜端の凸部から発達する。液糸先端の移動速度$V_{lig.}$は，全域でほぼV_Lに等しい。

Case2：気体流量が少ない場合（ϕ~0.5%）

図10に，We_L=1800における衝突点近傍の可視化結果(上段)と，対応する液糸角度と液膜変形，気流の模式図(下段)を示す。まず，図10(a)のϕ=0.0%の場合，図9のWe_L=500のときと同様に，斜め上方向に液糸が伸びる(点線)。液膜の変形は，衝突点を中心とした凹型である(二重線)。他方，図10(b)のϕ=0.5%の場合，液糸および液膜変形は水平である。このとき，気流全圧は液噴流の全圧よりも小さいため，気流は衝突点で液膜側方へと二手に分流する[6]。その結果，液糸先端の移動速度はV_Lの1.3倍程度に加速される。気流による液糸先端部の加速の結果，液糸は水平に伸長する。

液膜側方に存在する液糸について，気流との相対全圧が液糸の全圧を上回ると，液糸の分裂が促進される。いま，気流速度を衝突点における流速$V_{imp.}$で代表し，可視化結果より液糸直径は液噴流径の最大10%程度であることを踏まえて$D_{lig.}$~$O(10^{-2})D_L$とする。また，液糸の移動速度は概ねV_Lに等しいから，気流全圧が液糸全圧を上回る条件は，雰囲気圧をp_a[Pa]として次式で与えられる。

$$p_a+\frac{1}{2}\rho_G\left(V_{imp.}-V_L\right)^2 \geq p_a+2\frac{\sigma}{D_{lig.}} \qquad (2)$$

ここで，気液ともに非圧縮流体で近似しており，右辺第二項は液糸のラプラス圧を表す。これより，

$$We_{rel.}\equiv\frac{\rho_G\left(V_{imp.}-V_L\right)^2 D_L}{\sigma} \sim\frac{\rho_G\left(V_{imp.}-V_L\right)^2 D_{lig.}}{\sigma}\times O(10^2)\geq 400 \qquad (3)$$



(a) ϕ=0.0%　(b) ϕ=0.5%　(c) ϕ=1.5%

Fig.8 Three types of atomization phenomena at We_L=1800 (y-z plane)[6]

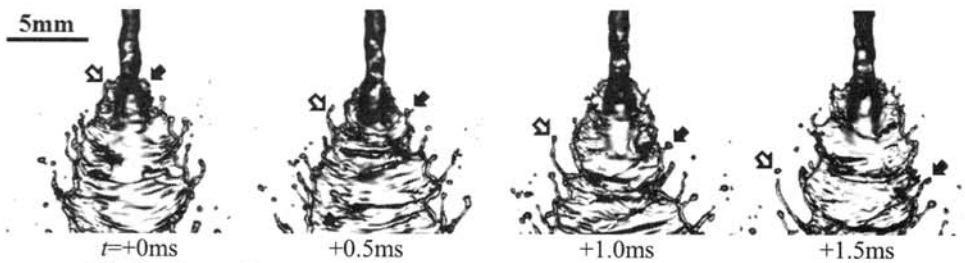
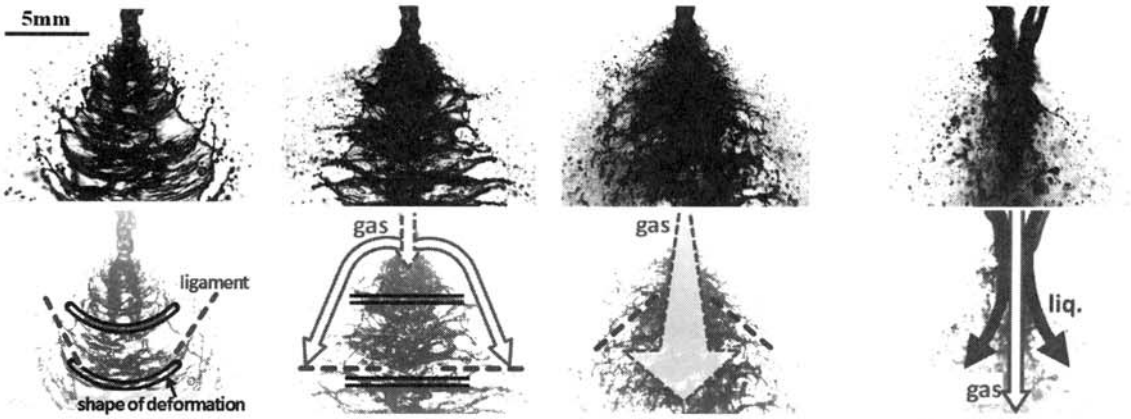


Fig.9 Elongation process of ligaments at We_L=500 and ϕ=0.0% (y-z plane)[6]

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.



(a) ϕ=0.0% (b) ϕ=0.5% (c) ϕ=1.5%

Fig. 10 Close-up front view at We_L=1800 [6]
(upper: snapshot, lower: schematic, *y-z* plane)

Fig. 11 Close-up side view at We_L=150 with ϕ=7.0% (*z-x* plane) [6]

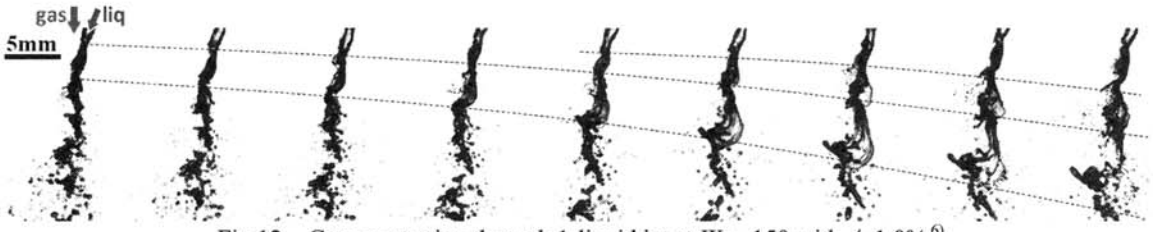


Fig.12 Gas penetration through 1-liquid jet at We_L=150 with ϕ=1.0% [6]
(from left to right every 0.2ms, *z-x* plane)

となる。相対ウェーバー数 $We_{rel.}$=400 の境界を，噴射条件の図 4 と可視化結果をまとめた図 13 に太線で示す。ただし，$V_{imp.}$は式(1)から計算し，ρ_Gは表 2 の値を用いた。図 13 において，$We_{rel.}$>400 の領域(太線の上側)で，微細液滴が液膜を取囲むことを確認できる。

Case3：気体流量が多い場合（ϕ>1.0%）

図 11 に示すように，気体流量が増加すると，気流は二液衝突点を貫き，著しく微粒化が促進される。図 10(c)においても，衝突点を貫通するように高速気流が存在すると推察できる。このように，気液流量比の増加とともに二液の衝突は見られなくなるから，二液のうち片側のみを噴射し，そこに気流を吹付けることで，液面変形の様子を明瞭に可視化した。時系列の可視化結果を，図 12 に示す。点線で囲まれた領域において，気流が衝突すると液噴流が大きく変形することを確認できる。膜状に膨らんだ部分が破裂すると微細な液滴が飛散する。こうした気流による液噴流の分断現象は，二液噴射時にも観察される。

気液衝突時のよどみ点において，気流全圧が液噴流全圧と同等あるいはそれ以上になると，気流が液噴流を分断する。この条件は次式で表わせる。

$$p_a+\frac{1}{2}\rho_G V_{imp.}^{\ 2} \geq p_a+2\frac{\sigma}{D_L}+\frac{1}{2}\rho_L V_L^2 \qquad (4)$$

これより，

$$q_{imp.} \equiv \frac{\rho_G V_{imp.}^{\ 2}/2}{\rho_L V_L^2/2} \geq 1+\frac{4}{We_L} \sim 1 \qquad (5)$$

となる。衝突点における気液動圧比 $q_{imp.}$=0.9 の境界を，図 4 と図 13 に点線で示す。図 13 において，$q_{imp.}$>0.9 の領域(点線の上側)で二液衝突に伴う液膜が消失し，著しく粒径が小さくなる。

5．結言

低ウェーバー数下の二液衝突微粒化の改善を目指して，微量の気体噴射を付加した微粒化促進方法を提案し，その有効性を実証した。以下に結論をまとめる。

(1) 約 1%質量流量の高速気流を二液衝突点に噴射することで，SMD が約 1/10 に小さくなるなど，著しく微粒化が促進されることが明らかになった。

(2) 衝突点における気液の相対ウェーバー数がおよそ 400 を超えると，液膜側方を流れる気流によって液糸の分裂が促進され，液膜を取り囲む微細噴霧が形成される。

(3) 衝突点における気流動圧が液噴流動圧を上回ると，気液衝突後，直ちに液噴流が微粒化され，噴霧全体が微細液滴によって構成される。

謝 辞

噴射器を製作して頂いた(有)北野製作所の小野

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

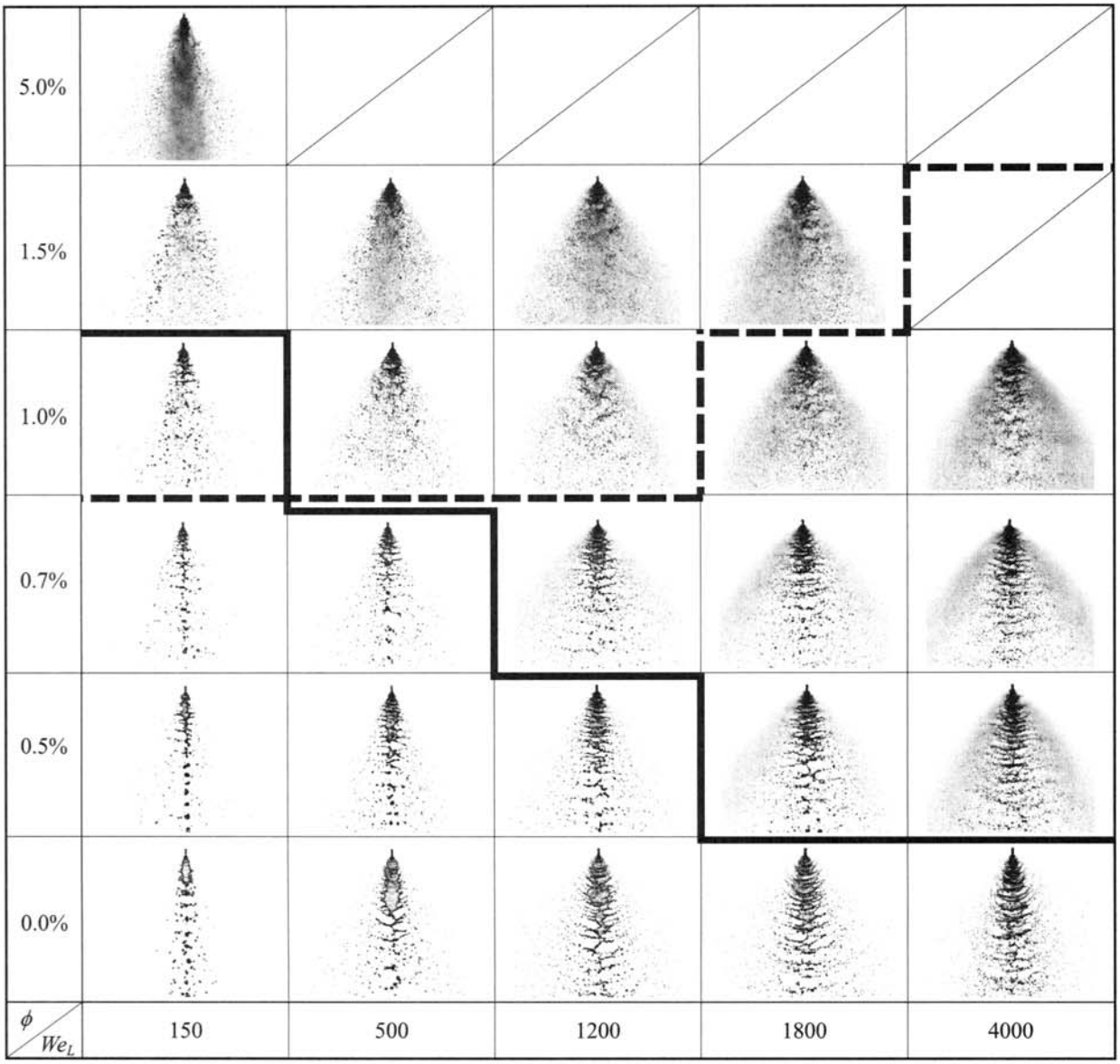


Fig.13 Visualization of impinging atomization with gas injection
(Bold line and dashed line correspond to $We_{rel.}$=400 and $q_{imp.}$=0.9, respectively. *y*-*z* plane)

沢順一氏と，粒径計測実験に協力頂いたダンテック・ダイナミクス(株)の二渡良康氏に感謝申し上げる。また，可視化実験に協力頂いた(株) Photron の相澤啓助氏と城敬之氏の両氏に深謝する。

参 考 文 献

1) 日本液体微粒化学会編：アトマイゼーション・テクノロジー，森北出版(2001).
2) Huang,J.C.P. : The Break-Up of Axisymmetric Liquid Sheets, Journal of Fluid Mechanics, Vol.43(1970), pp.305–319.
3) 棚沢泰：衝突による液体微粒化の研究(第 1 報微粒化機構に就て)，日本機械学会論文集 Vol.8, No.33(2)(1942), pp.87-99.
4) Bremond,N. and Villermaux, E. : Atomization by Jet Impact, Journal of Fluid Mechanics, Vol.549(2006), pp.273–306.
5) Bush,J.W.M. and Hasha,A.E. : On the collision of Laminar Jets: Fluid Chains and Fishbones, Journal of Fluid Mechanics, Vol.511(2004), pp.285-310.
6) 井上智博，渡辺紀徳，姫野武洋，鵜沢聖治：気体噴射を利用した衝突微粒化促進機構，日本機械学会論文集 B 編(掲載予定).
7) 井上智博，渡辺紀徳，姫野武洋，越光男：エネルギー保存則に基づく噴霧粒径推算法，日本機械学会論文集 B 編，Vol.78, No.788(2012), pp.850-861.
8) Inoue,C., Watanabe,T., Himeno,T., Uzawa,S. and Koshi,M. : Consistent Theoretical Model of Mean Diameter and Size Distribution by Liquid Sheet Atomization, Proceedings of ASME Turbo Expo 2012, GT2012-70087(2012), pp.1-10.
9) Tollmien,W. : Berechnung turbulenter Ausbreitungsvorgange, ZAAM- Journal of Applied Mathematics and Mechanics-, Vol.6, No.6(1926), pp.468-478.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 40 回日本ガスタービン学会定期講演会（釧路）講演論文集，2012.10

【研究報告】 OS-2

詳細数値解析のアプローチによる噴霧形成および初期蒸発反応過程の解明

*新城　淳史（宇宙航空研究開発機構）

Study on fuel spray formation and early combustion by detailed numerical simulation

*Junji SHINJO (JAXA/ARD)

ABSTRACT

In this study, liquid fuel spray combustion is investigated by detailed numerical simulation. Special attention is given to the near nozzle dense spray region where liquid volume fraction is high and our physical understanding is still insufficient. Key phenomena include primary atomization, evaporation, mixing and reaction, which are all affected by strong interaction between the liquid and gas phases. Non-uniform droplet distribution is a result of such interaction during atomization and later development of fuel vapor and combustion is strongly relevant to this distribution. Also discussed is the extension of spatial and temporal scales by, for example, hybrid numerical method, in order to treat real-scale sprays.

Key words: Liquid fuel jet, Primary atomization, Evaporation, Mixing, Combustion

1．はじめに

航空エンジンをはじめとするガスタービンでは，液体燃料を使用することが多い。予蒸発で気体として燃焼させる場合もあるが，噴霧燃焼形態で燃焼させることも多い。このように噴霧燃焼は幅広く用いられているが，その一方で基本の物理は完全には解明されていない。これは，噴霧燃焼においては，スケールが数μm オーダの液滴から数～数十 cm オーダの噴霧火炎全体まで幅広いこと，気液二相流であること，実用噴霧は乱流状態であること，などが原因として挙げられる。詳細な過程は知り得なくても実用上はある程度の設計は可能であるが，本質を理解していないと更なる改良は難しくなるのはどの工学分野においても共通した認識である。

我々は，噴霧燃焼の基礎物理の内，特に噴射孔直下の液体比率の高い“濃い”噴霧領域の特性を解明してきた。この領域は，現象が小スケールかつ高速であり液体比率が高いので実験的観察が容易でなく，徐々に可能になりつつあるが[1] これまでなかなかその物理過程が解明できなかった。しかしこの領域は，下流の噴霧の発達に多大な影響を与えるため重要である。また実スケール燃焼器数値計算では入口境界条件に当たり，高精度なシミュレーションのためには正確な理解が必要である。

本講演では，詳細数値解析のアプローチにより噴霧燃焼物理を解明することを目的にした解析例として我々の結果[2－5] を中心に紹介する。これらのアプローチは，欧米でも最近の類似例が見られ[6]，噴霧の物理が次第に明らかになってきている。また，詳細解析はまだ実スケールと乖離があるが，それを近付ける取り組みについても紹介する。

2．問題設定

ここでは液体燃料を高速で噴射したときの挙動を調べるが，簡単のため円形ノズルから噴いた直進ジェット形状にする。ガスタービンでの微粒化方式とは若干異なるが，本質の物理現象の理解は基本的に共通である。代表的流れ条件として，高速でウェーバー数の高い条件を取りあげ，微粒化のみで蒸発・反応のなく雰囲気温度の低いコールドフローのケースと雰囲気温度を高くし蒸発・反応を含めたケースを議論する。円形噴射ノズルの直径は D_N=0.1mm，噴射速度 U_f=100m/s で，雰囲気

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

圧 p=3MPa，液体密度ρ_l=848 kg/m^3，液体粘性μ_l=2.87e-3 Pa·s，表面張力σ=30.0e-3 N/m である．コールドフローでは雰囲気温度 300K であり，バルクの液体レイノルズ数 $Re_{bulk}=\rho_l U(D/2)/\mu_l$，液体ウェーバー数 $We_{bulk}=\rho_l U^2(D/2)/\sigma$ は，それぞれ 1470，14100 である．蒸発反応を含めた流れでは，同じ雰囲気圧で雰囲気温度を 900K とした。

計算領域は，コールドフローの微粒化計算のケースで $14.6D_N\times4.5D_N\times4.5D_N$ とした。表面張力が微粒化の最終段階すなわち液滴生成までを物理的に決めるように非常に細かい格子を使用した。総格子点数は約 60 億点である。蒸発・反応ありの計算では，噴霧の先頭部に固定した格子として設定し，その大きさは $5.5D_N\times4.5D_N\times4.5D_N$ である。計算法は，レベルセット法を基本にした界面追跡で体積保存に留意した。液体燃料は仮想的にn-ヘプタンとし，ここでは総括一段反応で化学反応を与えた。詳細は文献[2-5]を参照されたい。

3．結果と考察

3.1 微粒化計算

Fig.1 に，コールドフローの微粒化の様子を示す。静止空気との衝突で液ジェット先頭部が空気を押しのけながら巻き上がる。先頭傘のエッジ部では気相において定期的に軸対称形の渦放出をし，その背後には再循環領域を形成する。実際は，乱流化するので３次元的な乱れを含むが基本的な動きは上述のようである。この渦放出の動きによりエッジからの微粒化は間欠的になり，液滴分布に空間的不均一（Fig.2）を生むもととなる[2, 3]。また，液柱コアも不安定化しこちらからも液滴生成を起こす[4]。この液滴数密度の不均一分布は蒸発・反応を考えたときにはその後の燃焼への発展の仕方に多大に影響する。

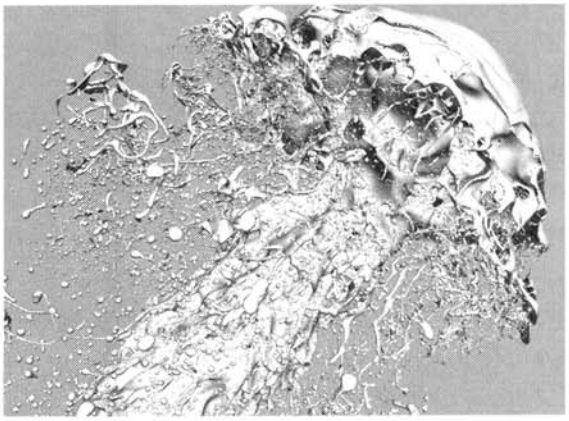


Fig.1 Atomization near the jet head

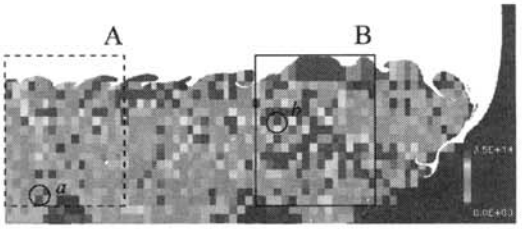
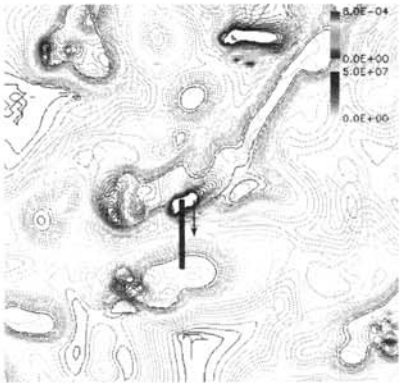


Fig.2 Instantaneous droplet number density[3,5]. Regions A and B will be discussed later.

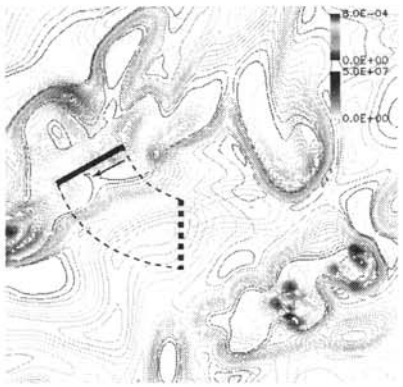
個々の液滴生成時には，局所のウェーバー数が 1 のオーダになっている[2]ことから分かるように，表面張力の作用により液滴が生成される。これは表面張力波の不安定化という概念で説明でき[7, 8]，現象としてはこれまでに蓄積された膨大な数の層流低速噴射液における液滴生成の観察と同じである[9]。

3.2 蒸発・反応計算

次に，雰囲気温度を 900K とし，蒸発・反応を組み込んだ[5]。ノズル直下では，液体燃料はまだ高速であるので気相に対して相対速度を持っており，液滴周りにはそれによる渦度が形成されている。したがって，熱伝達と物質移動は相対速度が無い場合に比べて促進されている。



$\hat{t}=15.71$



$\hat{t}=16.03$

Fig.3 Fuel vapor clustering[5]

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

Fig.2 の液滴数密度の低い領域 A と高い領域 B では，個々の液滴の挙動は初期には同じであるが，領域 B では早い時期に隣接液滴間で過濃蒸気が合体しクラスター化していく。実際，Fig.3 に領域 B でのある 2 時刻（ノズル直径と噴射速度で無次元化）での反応レートの等高線を示す。白抜きの島は過濃であり反応レートがほぼ 0 の領域である。（白抜き部に黒くみられる等高線は濃度である）実線に沿った部分は初期には 2 つの島であるが次の時刻にはつながっている。この時刻差は分子拡散による拡散時間スケールより小さく，液滴の作る濃度の混合時間スケールとほぼ同じである[5]。したがって，液滴間距離の短い領域では急速にクラスター化していく。これは後の時刻に群燃焼化することを示している。

4．スケール拡張に向けた今後の取り組み

3 章で見たように，実際の液滴分布が後の現象の発展に影響していることが分かった。したがって，微粒化のメカニズムからきちんと理解することが噴霧全体の挙動を理解する上で重要である。一方，計算機資源の制約から空間時間スケールが限られているのも事実である。そこで，現在はコードのハイブリッド化に取り組んでいる。

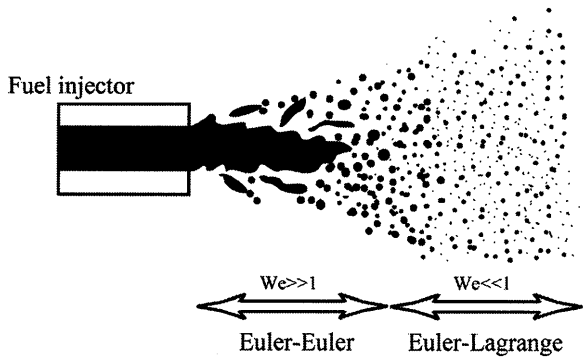


Fig.4　Hybrid numerical method

これは，局所のウェーバー数が 1 未満になれば，点液滴として扱うものである。これにより発達した火炎が形成されるまでのスケールで解析することを目指している。なお噴霧の計算コードのハイブリッド化にはこれまでも一部で取り組まれている[10]。また，蒸発・反応のモデル化の際には，これまでの詳細数値計算データを利用することが可能である。

5．まとめ

噴霧燃焼に関して，特に詳細数値計算で現象解明を行ってきた結果を簡単に紹介した。微粒化から始まり，蒸発，混合，燃焼反応と現象が進行するが，それぞれの現象は強く関連している。実条件での液滴分布等の情報からその物理的理解をすることはその後の発展のし方の理解に重要である。詳細数値計算のみでは現状では空間時間スケールが不足するのでそれを拡張するためにコードのハイブリッド化を進めており，今後は火炎の発達も追えるようになることが期待される。また，その際にはこれまでの情報を基にしたモデル化が重要になってくる。

参 考 文 献

1) Linne, M., Paciaroni, M., Hall, T. and Parker, T.,: Ballistic Imaging of the Near Field in a Diesel Spray, Exp. Fluids, 40 (2006) pp.836-846.
2) Shinjo, J., Umemura, A.: Simulation of liquid jet primary breakup: dynamics of ligament and droplet formation, Int. J. Multiphase Flow, 36 (2010) pp.513-532.
3) Shinjo, J., Umemura, A.: Detailed simulation of primary atomization mechanisms in diesel jet sprays (isolated identification of liquid jet tip effects), Proc. Combust. Inst., 33 (2011) pp.2089-2097.
4) Shinjo, J., Umemura, A.: Surface instability and primary atomization characteristics of straight liquid jet sprays, Int. J. Multiphase Flow, 37 (2011) pp.1294-1304.
5) Shinjo, J., Umemura, A.: Droplet/turbulence interaction and early flame kernel development in an autoigniting realistic dense spray, Proc. Combust. Inst. (in press)
6) Herrmann, M.: Detailed Numerical Simulations of the Primary Atomization of a Turbulent Liquid Jet in Crossflow, J. Eng. Gas Turbines Power, 132 (2010) 061506.
7) Umemura, A.: Self-destabilizing mechanism of a laminar inviscid liquid jet issuing from a circular nozzle, Phys. Rev. E, 83 (2011) 046307.
8) Umemura, A., Kawanabe, S., Suzuki, S., Osaka, J.: Two-valued breakup length of a water jet issuing from a finite-length nozzle under normal gravity, Phys. Rev. E, 84 (2011) 036309.
9) Eggers, J., Villermaux, E.: Physics of Liquid Jets, Rep. Prog. Phys., 71 (2008) 036601.
10) Herrmann, M.: A parallel Eulerian interface tracking/Lagrangian point particle multi-scale coupling procedure, J. Comp. Phys., 229 (2010) 745-759.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 40 回日本ガスタービン学会定期講演会（釧路）講演論文集，2012.10

【研究報告】

OS-3

平均粒径および粒径分布が噴霧火炎構造に与える影響

*林　潤（大阪大），泰中　一樹（大阪大），中塚　記章（大阪大），
森合　秀樹（MHI），赤松　史光（大阪大）

Effects of the Mean Droplet Size and the Droplet Size Distribution of fuel sprays on Spray Flame Structures

*Jun HAYASHI(Osaka Univ.), Kazuki TAINAKA(Osaka Univ.), Noriaki NAKATSUKA (Osaka Univ.), Hideki MORIAI(MHI)and FumiteruAKAMATSU (Osaka Univ.)

ABSTRACT

Effects of themean droplet size and thedroplet size distribution of liquid fuel sprays on spray flames are investigated experimentally. To elucidate effects of themean droplet size and the droplet size distribution, two-dimensional optical measurements are conducted.Results show that flame structures of spray flames and soot formation processes are critically affected by the mean droplet size and the droplet size distribution of liquid fuel sprays. The soot formation area is extendedwith the increase inthe mean droplet size. Groups of some droplets and theirvapor form soot formation areas, and large droplets of liquid fuel deform shapes of soot formation areas.In addition, spray combustion with the swirling flow in the sub-scale combustion chamber is investigated by using phase Doppler anemometry (PDA). Results obtainedby thePDA show that the mean droplet size and the vertical velocity can describe recirculation zonesin the upstream region in the combustor.

Keywords: Spray combustion, Droplet size distribution, Soot formation

1．はじめに

平均粒径や油滴の粒径分布に代表される燃料噴霧特性は，燃料供給量，空気流量等の条件から独立して操作することが困難である．そのため，燃料噴霧特性が噴霧火炎構造やすす生成特性に及ぼす影響の詳細については，未だに明らかにされているとは言えない．本報では，層流対向流場に形成される噴霧火炎中のすす生成領域をレーザー計測によって評価し，燃料噴霧特性とすす生成領域の関係を明らかにすることを目的とした研究 [1,2]について紹介する．また，実用燃焼器における燃料噴霧特性が燃焼状態に及ぼす影響の例として，航空ガスタービン用 RQL 燃焼器の一次燃焼領域を模擬したサブスケール燃焼器における燃料噴霧特性の計測および燃料噴霧特性の燃焼状態に及ぼす影響に関する実験結果 [3]を紹介する．

2．平均粒径と油滴の粒径分布の幅が噴霧火炎構造およびすす生成特性に及ぼす影響

平均粒径および油滴の粒径分布の幅が噴霧火炎構造に及ぼす影響を明らかにすることを目的として，噴霧特性が異なる燃料噴霧によって層流対向流場に形成される噴霧火炎に対して，レーザー誘起赤熱法によるすす体積分率の二次元計測を行った．都市ガス - 空気の予混合気による平面火炎により形成される安定した高温場に燃料噴霧を供給することで，燃料噴霧特性の異なる噴霧火炎の観察を可能とした．燃料流量，空気流量を一定に保ったまま，振動オリフィス式噴射弁[1]によって平均粒径および油滴の粒径分布を操作した．

図 1 に，供給当量比($\Phi_g = 0.1$)およびザウタ平均粒径(Sauter Mean Diameter; SMD)が等しく，油滴の粒径分布の幅が異なる燃料噴霧により形成される噴霧火炎の直接写真を示す．図 1(a)は，単分散噴霧によって形成される火炎，(b)は多分散噴霧によって形成される火炎である．図 1 より，単分散噴霧の条件と比較して多分散噴霧の条件では，噴霧火炎中に存在する輝炎として観察されるすす生成領域は小さく，離散的に形成されていることが分かる．また，すす生成領域が小さいことと対照的に，火炎全体に対して青炎が占める割合が増加していることが分かる．この結果は，供給する燃料噴霧の SMD が等しく，供給当量比が等しいにも関わらず油滴の粒径分布が異なることで，噴霧火炎の構造が大きく影響を受けることを示している．

図 2 に SMD に対するすす生成領域の面積の関係を示す．なお，すす生成領域の面積は，計測されたすす生成

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

領域の面積の最大値によって正規化されている．図2中の中実のプロットは単分散噴霧，中空のプロットは多分散噴霧によって成形されるすす生成領域の面積を示している．図2より，油滴の粒径分布の幅が狭い条件と比較して油滴の粒径分布の幅が広い条件では，すす生成領域はわずかに小さいことが分かる．また，その差は SMD が小さくなることに伴い減少していることが分かる．同一の SMD のまま油滴の粒径分布の幅を大きくするためには，最頻出粒径（モード粒径）を小さくなる必要があり，小粒径の油滴の存在割合が増大する．この結果より，蒸発に要する時間は短縮されることが考えられる．本研究で行った実験における供給当量比は 0.1 であり，場全体としては希薄燃焼条件である．そのため，蒸発速度の大きい小粒径油滴から生じる燃料蒸気は，大粒径油滴の周囲に予混合気として分布することとなる．その結果，噴霧火炎が離散的に存在するようになり，単滴燃焼に近い燃焼形態をとるとともに，局所的に燃料濃度が高い領域が形成されず，すす生成量が減少すると考えられる．一方図2より，SMD が小さくなることに伴うすす生成領域の減少は，油滴の比表面積の増大に伴い蒸発速度が上昇することによって噴霧火炎構造が拡散的な火炎から予混合的な火炎へと変化することに起因すると考えられる．

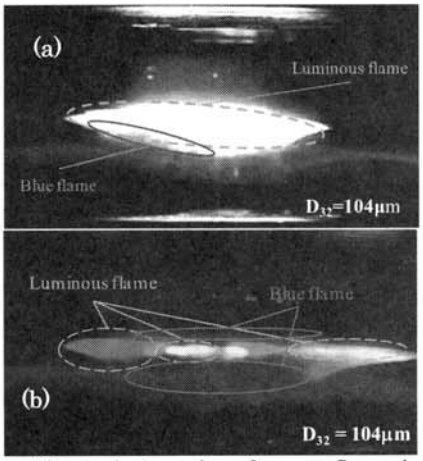


Fig. 1 Direct photographs of spray flame in laminar counterflow with same flow rate and SMD; (a) Mono-dispersed droplet size distribution, (b) Poly-dispersed droplet size distribution

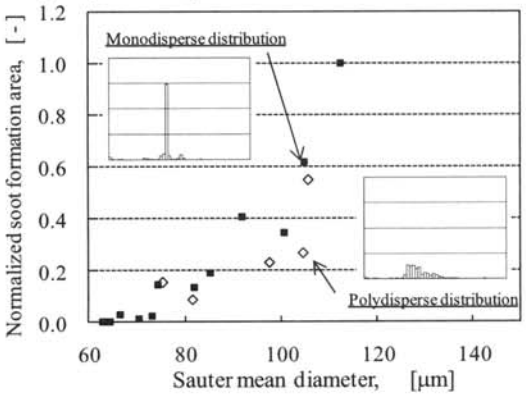


Fig. 2 Variation of soot formation area as a function of SMD in the cases of (a) Mono-dispersed droplet size distribution and (b) Poly-dispersed droplet size distribution

3．航空ガスタービン用燃焼器における噴霧火炎

実用燃焼器における噴霧特性と燃焼状態の関係を明らかにする試みとして，実際の航空ガスタービン用燃焼器を模擬したサブスケール燃焼器を用いた旋回流れを伴う噴霧燃焼場の計測結果を示す．本研究では，燃料流量や空気流量が異なる条件において，火炎の直接観察や燃料噴霧油滴に対する位相ドップラー粒子計測装置（Phase Doppler Anemometry; PDA）を用いた計測を実施した．

結果として，燃料ノズル近傍に青炎領域，下流に輝炎領域が形成されることが観察された．これは，気相への追従性が高い小粒径（10 μm 以下）の燃料油滴が，気相の流れによって空気との混合が促進されると同時に，蒸発速度が大きいために先に蒸発して空気と混合することで予混合気を形成し，予混合的な燃焼状態が形成されたためであると考えられる．一方図3より，燃料ノズル中心軸上と燃焼器壁面において油滴の鉛直方向速度が負となる再循環領域が形成されていることが分かる．この燃料ノズル中心軸上の再循環領域は，燃料流量の減少及び空気流量の増加によって拡大する [3]．燃料噴霧の粒径と速度を用いて相互相関係数を算出すると，正の相関係数が得られる領域が再循環領域に位置することが明らかとなった．

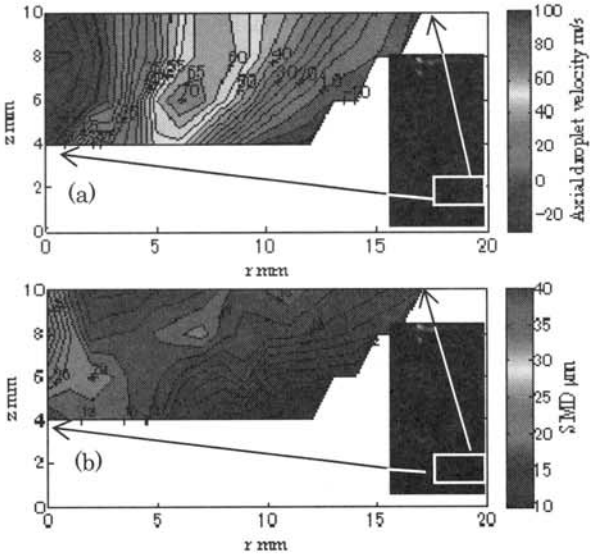


Fig. 3 Spatial distribution of (a) gaseous velocity estimated from velocity of droplets diameter below 5 μm, (b) SMD

文　献

(1)Hayashi, J., Watanabe, H., Kurose, R. and Akamatsu, F., *Combustion and Flame*, 158-12(2011), 2559-2568.

(2)Hayashi, J., Fukui, J. and Akamatsu, F., *Proc. of the Combustion Institute*, 34(2013), in print.

(3)Tainaka, K., Hayashi, J., Moriai, H., Nakatsuka, N., Kurose, R., Komori, S. and Akamatsu, F., *Proc. IGTC*, (2011.11), IGTC2011-ABS-0059.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 40 回日本ガスタービン学会定期講演会（釧路）講演論文集，2012.10

【研究報告】 OS-4

乱流噴霧燃焼のラージ・エディ・シミュレーション

*黒瀬 良一（京都大），林 雅人（京都大），森合 秀樹（三菱重工），
渡邊 裕章（電中研），小森 悟（京都大）

Large-eddy Simulation of Turbulent Spray Combustion

ABSTRACT

Large-eddy simulation (LES) is applied to turbulent spray combustion fields in a subscale (1/2) aircraft jet engine combustor with an air-blast type swirl fuel nozzle and the validity is examined by comparing with the measurements. In the LES, Jet-A is used as liquid fuel, and individual droplet motion is tracked in a Lagrangian manner with a parcel model. As turbulent combustion model, a flamelet/progress-variable approach, in which heat transfer between droplets and ambient gas including radiation and heat loss from walls can be taken into account, is employed. A detailed chemistry mechanism of jet-A with 1537 reactions and 274 chemical species is used. The comparisons of the predicted gaseous temperature, nitric oxide (NO) and soot concentrations with the measurements show that the present LES is capable of capturing the general features of the turbulent spray combustion fields in the subscale (1/2) aircraft jet engine combustor.

Key words: Large-eddy simulation, Spray combustion, Flamelet method, NO, Soot

1．はじめに

数十 μm 程度の液滴に微粒化された液体燃料が気相乱流中で蒸発，燃焼反応する噴霧燃焼は，ガスタービンエンジンなどのエネルギー変換装置や，ロケットエンジンなどの推進装置をはじめ，多くの工業装置で利用されている。このような工業装置の開発，最適設計，および運転条件の選定を効率的に進めるうえで噴霧燃焼のメカニズムを理解し，その正確な予測を行うことは不可欠であり，その手段として数値シミュレーションが期待されている[1-2]。

本報では，実際の航空機用ガスタービンエンジン燃焼器を模擬したサブスケールモデル内部の乱流噴霧燃焼場[3]にラージ・エディ・シミュレーション（large-eddy simulation, LES）法を適用した結果を紹介する。

2．ラージ・エディ・シミュレーション(LES)法

本 LES には，非構造格子に適用可能な FrontFlow/red を京都大学，（財）電力中央研究所および（株）数値フローデザインにより改良したコードを用いた。気相の支配方程式は，LES のためのフィルタ操作を施した質量，運動量，エンタルピ，混合分率，および反応進行変数の保存式であり，フィルタ操作により現れるサブグリッドスケール（SGS）応力項およびスカラーの SGS 項には Dynamic Smagorinsky モデルを用いた。乱流燃焼モデルとしては，輻射を含む油滴－気相間の熱移動を考慮可能な拡張 flamelet/progress-variable 法[4-7]を用いた。油滴の挙動はラグランジェ的に解くことにより求め，油敵の蒸発モデルには，非平衡 Langmuir-Knudsen モデル[8]を用いた。燃料は Jet-A（航空燃料用ケロシン）とした。flamelet library の作成は FLAMEMASTER[9]を用いて行い，約 274 化学種，1537 反応を考慮した。計算格子の節点数，セル数はそれぞれ約 140 万，750 万であり，燃料液滴のパーセル数は 30 万とした。

3．結果

Fig. 1 にガス温度等値面と燃料液滴の瞬間分布を示す。また，Fig. 2 に時間平均のガス温度および NO 濃度の中心軸上分布を出口の実測値と比較したものを示す。図より，計算値は実測値と良く一致していること，また，輻射の考慮は特に NO 濃度の予測に不可欠であることがわかる。Fig. 3 にすす濃度を可視化し[10]，実験で得られた直接写真と比較したものを示す。図より，計算により予測されたすす濃度の高い領域は実験のすす領域を表す輝炎領域より上流側に存在するものの，噴霧の蒸発がほぼ終了する後流においてすすが形成される傾向は双方で良く一致することがわかる。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.



Fig. 1 Instantaneous gas temperature iso-surface and fuel droplets (ϕ =1.09)

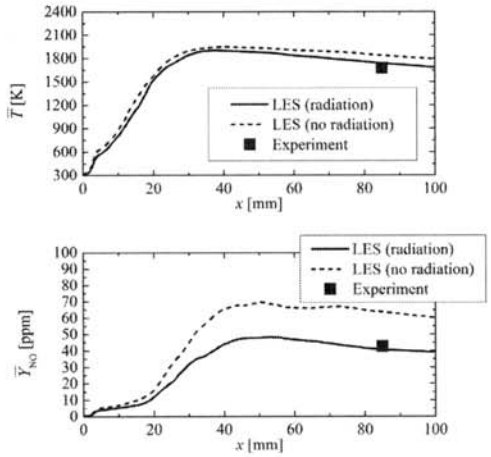
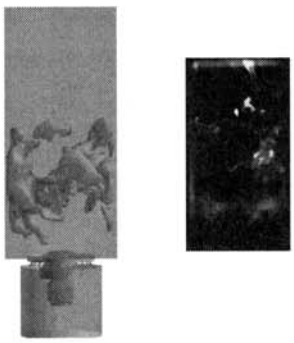


Fig.2 Stremwise profiles of time-averaged gas temperature and NO concentration (ϕ =1.09)



LES Experiment

Fig. 3 Instantaneous soot concentration (ϕ =1.29)

4．おわりに

2011 年 11 月に公開された第 38 回 TOP500 リストにおいて 2 期連続で世界最高速（LINPACK 性能は 10.51 PFlops）と認定された「京」コンピュータの開発プロジェクトは，その一環として，「京」コンピュータを有効活用するための研究推進プログラム（HPCI 戦略プログラム）が文部科学省により並行して進められている。著者らは，その中で取り組まれているテーマの 1 つである，「研究分野 4 次世代ものづくり：次世代燃焼・ガス化装置設計システムの研究開発」に携わり，LES の高度化，実用化に関する研究を進めている [11,12]。関係者各位から様々なご意見をいただければ幸いである。

謝 辞

本報に記載した計測データは大阪大学 赤松史光教授から提供を受けたものである。また，本計算を実施するにあたり，数値フローデザイン 張会来氏の協力を得た。ここに記して謝意を表する。本研究の一部は文部科学省高性能汎用計算機高度利用事業「HPCI 戦略プログラム（研究分野 4 次世代ものづくり）」の補助を受けて実施された。

参 考 文 献

1) 黒瀬良一，赤松史光: 噴霧燃焼の実験と数値シミュレーション，日本燃焼学会誌, Vol.50 (2008), pp.206-214.
2) 黒瀬良一，乱流混相燃焼，日本燃焼学会誌，Vol.52 (2010), pp.302-310.
3) 森合秀樹，林潤，王鵬，中塚記章，赤松史光，黒瀬良一，小森悟: 航空機ガスタービンエンジン燃焼器のサブスケールモデル内部における噴霧燃焼場の光学計測，日本ガスタービン学会誌，Vol.39 (2011), pp.125-130.
4) Baba, Y., Kurose, R.: Analysis and flamelet modelling for spray combustion, *Journal of Fluid Mechanics*, Vol.612 (2008), pp. 45-79.
5) Fujita, A., Watanabe, H., Kurose, R., Komori, S.: Two dimensional direct numerical simulation of spray jet flames. Part 1: Effects of equivalence ratio, fuel droplet size and radiation, and validity of flamelet model, *Fuel*, submitted.
6) Kitano, T., Nakatani, T., Kurose, R., Komori, S.: Two-dimensional direct numerical simulation of spray jet flames. Part 2: Effect of ambient pressure and lift, and validity of flamelet model, *Fuel*, submitted.
7) Moriai, H., Kurose, R., Watanabe, H., Yano, Y., Akamatsu, F., Komori, S.: Large-eddy simulation of turbulent spray combustion in a subscale aircraft jet engine combustor, *Fuel*, submitted.
8) Miller, R. S., Bellan, J.: Direct numerical simulation of a confined three-dimensional gas mixing layer with one evaporating hydrocarbon-droplet-laden stream, *Journal of Fluid Mechanics*, Vol.384 (1999), pp. 293-338.
9) Pitsch, H., *A c++ computer program for 0-D combustion and 1-D laminar flame calculation*, RWTH Aachen, (1998).
10) Watanabe, H., Kurose, R., Komori, S., Pitsch, H.: Effects of radiation on spray flame characteristics and soot formation, *Combustion and Flame*, Vol.152 (2008), pp.2-13.
11) 黒瀬良一: 「京」コンピュータによる乱流燃焼数値シミュレーションの展望，日本燃焼学会誌，印刷中.
12) http://www.fluid.me.kyoto-u.ac.jp/members/kurose/hpci.html

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 40 回日本ガスタービン学会定期講演会（釧路）講演論文集，2012.10

【研究報告】

A-1

車両過給機用遠心圧縮機の低圧力比域における サージング特性に関する研究

*田中隆太（ＩＨＩ），山方章弘（ＩＨＩ）

Study on surging characteristics at low-pressure ratio of a centrifugal compressor for automotive turbocharger

*Ryuta TANAKA(IHI), Akihiro YAMAGATA(IHI)

ABSTRACT

For centrifugal compressors used in automotive turbochargers, it becomes very important to suppress a compressor surge because of a demand of high boosting at lower engine speed. In this study, two different compressors which have different surge characteristics were investigated by both experimental and numerical methods in order to clarify the cause of a compressor surge at low-pressure ratio which corresponds to a low engine speed condition. Experimental and CFD results show circumferential pressure distributions in a diffuser and a scroll induce a positive pressure gradient locally and it may increase the compressor instability near the surge.

Key words : Compressor, Surge, Low-pressure ratio

1．緒言

近年 CO_2 排出量の規制強化に伴い，乗用車には大幅な燃費改善が求められており，自動車メーカーでは，エンジンの小排気量化とそれによる出力低下を補うための過給化が進められている．また欧州で新車販売の過半数を占めるクリーンディーゼル車において，過給機は出力向上，燃費改善だけでなく，排ガスのクリーン化のためのデバイスとして必要不可欠なものになっており [(1)]，過給機性能の更なる改善が求められている．

搭載性の観点から，通常車両用過給機では単段の小型遠心圧縮機が適用されている．車両用過給機は乗用車の広い運転域をカバーする必要があり，特に走行頻度の高いエンジン低速域，すなわち小流量かつ低圧力比域での効率の改善とサージングの回避による安定作動域の拡大が重要となっている．

これに対し本研究では，車両過給機用圧縮機のサージ近傍での性能特性を把握するため，サージ流量の異なる 2 種の圧縮機について，圧縮機吐出にオリフィスを設置し，サージ流量以下での圧縮機性能特性を計測するとともに，インペラおよびディフューザ出入口での圧力計測により，圧縮機各要素の流量－圧力特性を把握した．また同圧縮機について，インペラ，スクロールを含む圧縮機全体の CFD 解析を行い，前述の性能計測および圧力計測結果と比較，検証を行うとともに，サージ近傍での内部流れの変化について調査したので，その結果について報告する．

2．計測および解析方法

Fig.1 にインペラの子午面形状を示す．対象としたインペラは、出口翼高さ b_2 が異なる 2 種類のインペラで、ともに外径 D_2 は約 50mm である．以降，翼高さの高い方のインペラを comp.A，翼高さ

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

の低い方のインペラを comp.B と呼ぶ．圧縮機全体性能計測結果を Fig.2 に示すが，Comp.A は comp.B に比べ，高速側の最大流量はほぼ同じであるが，サージ流量が大きく安定作動域が小さくなっている．この２インペラについて、同一のディフューザ径およびスクロールにて，詳細な圧力計測および CFD 解析による圧縮機内部流れの分析を行った．

本研究における圧縮機計測装置の概要を Fig.3 に示す．圧縮機出口よりも後流にオリフィスを設置することで系の安定化を図り[2]，通常の流量－圧力比特性の計測に加え，サージ流量以下における流量－圧力比特性の計測を行った．

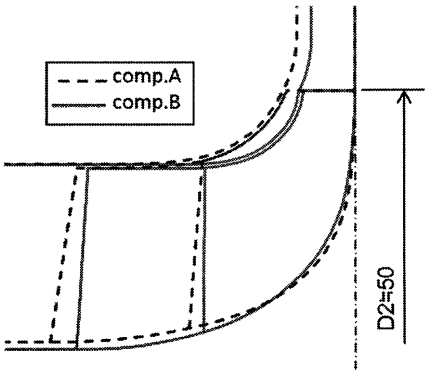


Fig.1 Meridional view of compressors

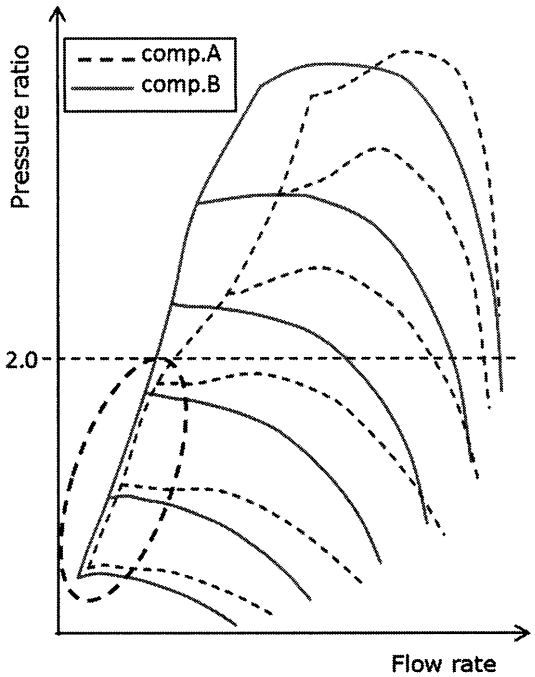


Fig.2 Compressor stage characteristics

Fig.4 に子午面上でのインペラ，ディフューザの静圧孔位置を示す．インペラについては，翼前縁及び後縁でのシュラウド壁圧を計測した．ディフューザについては，インペラ径 D_2 に対し $1.7D_2$ の半径位置でのハブ壁圧を計測した．Fig.5 に周方向の静圧孔位置を示す．シュラウド側では周方向 2 ヶ所，ハブ側では周方向に同位相の 4 ヶ所に静圧孔を設けた．本研究で用いた CFD 解析モデルを Fig.6 に示す．解析領域は，インペラ上流の給気ダクトからスクロールまでを含む圧縮機全体であり，総格子点数は約 200 万セルである．解析は，汎用 CFD コード Fluent 13 を用いた圧縮性粘性計算で，静止系と回転系の境界となるインペラとスクロールの境界面については，フローズンロータの仮定を適用し，定常にて計算を行った．乱流粘性の評価には，高レイノルズ数型の k-ε Realizable モデルを，壁面近傍の境界層には，Enhanced wall treatment と呼ばれる改良型の壁関数を適用した．

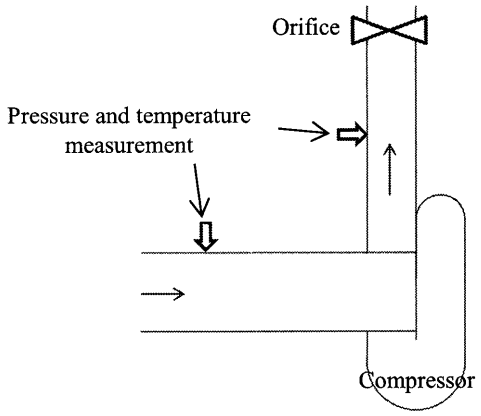


Fig.3 Schematic of compression system

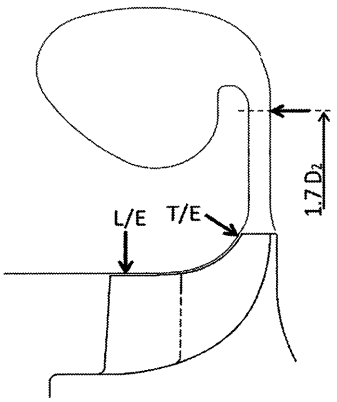
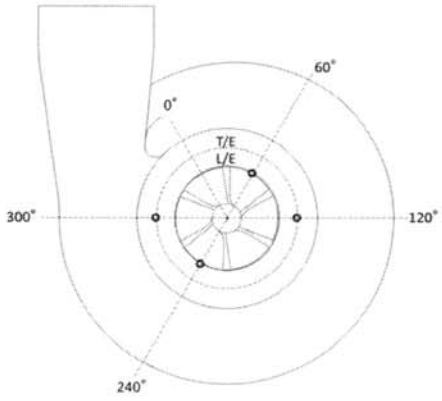
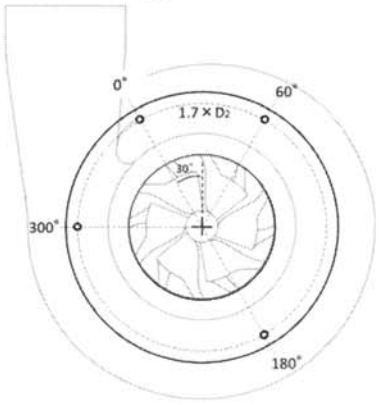


Fig.4 Meridional location of wall static pressure measurement

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.



(a) Shroud side



(b) Hub side

Fig.5 Circumferential location of wall static pressure measurement

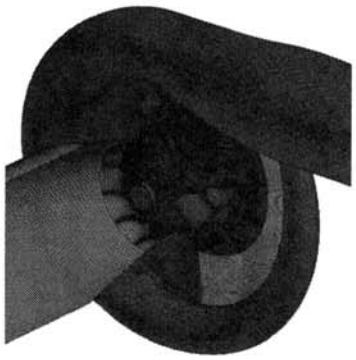


Fig.6 CFD analysis model

3．結果および考察

圧縮機下流にオリフィスを設置し，サージ流量以下での圧縮機全体の流量 - 圧力比特性を計測した結果を Fig.7 に示す. 流量は comp.A の最大流量を用いて無次元化している. 縦の破線及び実線は，通常の性能計測における comp.A, B のサージ流量を示しており，圧縮機吐出後流にオリフィスを設けることで，通常のサージ流量以下での計測が可能となり，comp.A，B ともにサージ流量以下で流量 - 圧力比特性が右上がりとなっていることが確認された．また comp.A は Q/Qc=0.6 よりもサージ側で右上がり特性が見られる．一方で comp.A に比べてサージ流量の小さな comp.B はサージに入るまで右上がり特性は見られず，流量の減少とともに圧力比が上がるような安定した圧力比特性となっている.

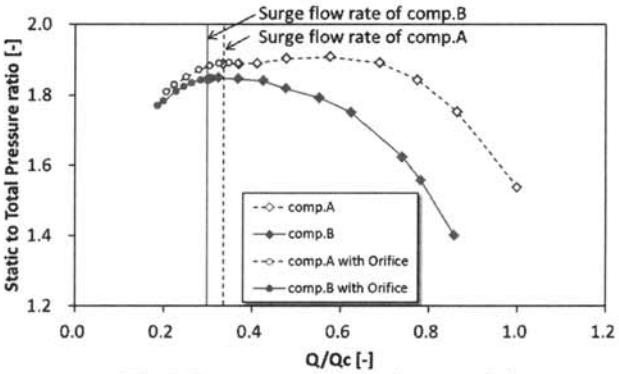


Fig.7 Compressor stage characteristics

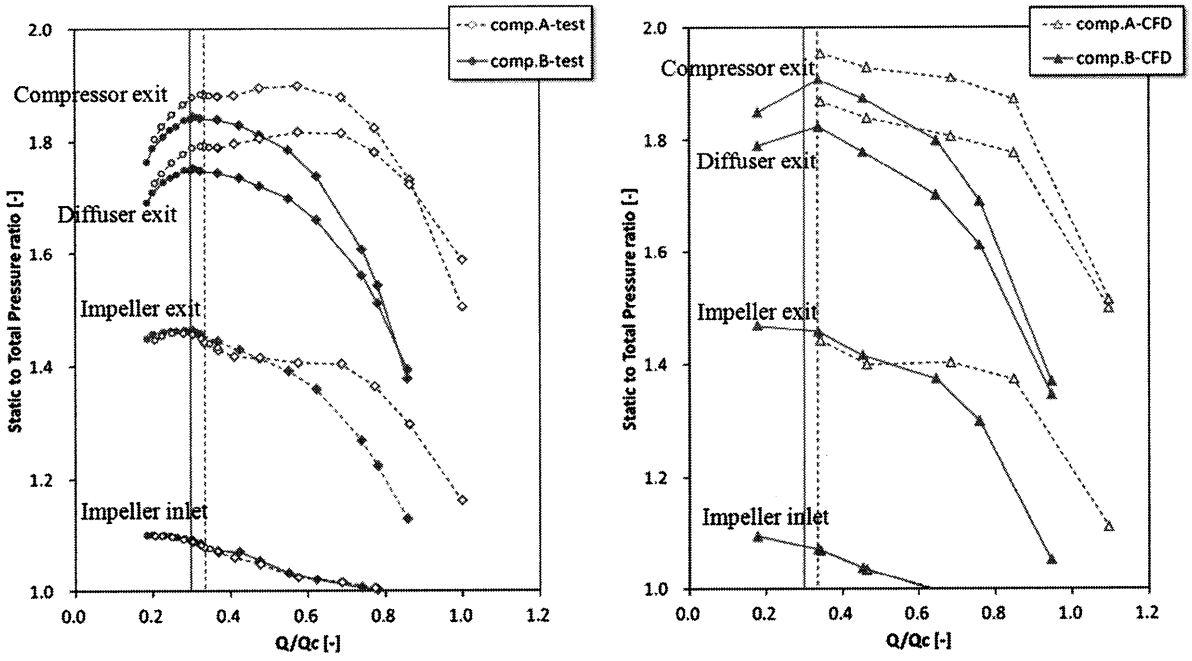
Fig.8(a)にインペラ，ディフューザでの静圧計測結果，Fig.8(b)に同位置での CFD 解析結果を示す. 各子午面位置における圧力比は，複数の周方向位置にて計測された静圧計測値を平均し，圧縮機入口全圧で無次元化した値となっている．Fig.8(a)より，インペラ出口での圧力比は，comp.A では Q/Qc=0.6 付近で圧力上昇が平坦になった後，Q/Qc=0.4 以下で急に上昇し始める圧力比特性を有するのに対し，comp.B はチョークからサージにかけて滑らかに上昇していく圧力比特性を有しており，この傾向については CFD 解析においても再現されている．Fig.9 に comp.A のサージ近傍におけるディフューザ内半径方向速度分布の CFD 解析結果を示す．サージ近傍においてインペラ後縁直後のブロッケージがシュラウド側からハブ側へ位置が変化しており，このフローパターンの変化が圧力比上昇の原因であると推察される．また comp.A, B ともに，インペラ後縁よりも上流では，通常のサージ流量以下の領域で，圧力特性が直ちに右上がりになっていないが，ディフューザ出口

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

（1.7D_2）よりも下流では，サージ流量を超えると同時に右上がり特性が現れており，このことから両コンプレッサとも圧力比が２以下の比較的圧力比の低い領域においては，ディフューザでの圧力低下がサージ発生の要因になっていると推察される．また comp.A については，Q/Qc=0.6 以下でディフューザ以降の圧力比特性が右上がりとなっているが，comp.B はディフューザ以降においても，サージ流量に到達するまで右下がりの特性が維持されており，これが comp.B が comp.A に比べて，サージ流量が小さいことに繋がっていると考えられる．

Fig.10 にディフューザ出口における周方向静圧分布の計測結果を示す．両インペラとも，チョーク側においては，巻き始めである舌部付近の位相で圧力が高く，巻き終わりに向かって圧力が低下しているが，サージ側では，舌部付近で最も圧力が低く，巻き終わりに向かって圧力が増加していることが判る．Fig.11 に comp.A の CFD 解析によるスクロール内のマッハ数分布及び圧力分布を示す．Fig.11 より，チョーク側では，巻き始めから巻き終わりに向かって，流速の増加とともに圧力が低下しているのに対し，サージ側では，巻き始めから巻き終わりに向かって，流速の低下とともに圧力が上昇していることがわかる．このことから前述のディフューザ出口での圧力の非一様性は，スクロール内での増減速による周方向の圧力分布の影響によるものであると考えられる．

Fig.12 に巻始めの位相 0°，巻終わりの位相 300° での流量－圧力比特性の計測結果を示す．評価位置はディフューザ出口（1.7D_2）である．両インペラとも周方向平均値に対し，巻始めの位相での圧力比がチョーク側では高くなり，サージ側では低くなっている．一方，巻終わりの位相については，周方向平均値に対しチョーク側では低くなり，サージ側では高くなっている．また comp.A, comp.B ともに，巻終わりの位相ではサージ流量以下になるまで右上がり特性が現れていないが，巻始めの位相については，comp.A では Q/Qc=0.6 以下で右上がり特性の勾配が急峻であるのに対し，comp.B は同領域においても，ほぼ平坦な圧力比特性となっている．以上より，comp.A は巻始め近傍に勾配の大きな右上がり特性が現れることで，系全体が不安定に陥りやすい特性であり，結果としてサージが早まったと考えられる．一方，comp.B は，全周にわたって圧力比特性が右下がり～平坦な傾向であり， comp.A に比べサージの改善が図れたと推察する．



(a) Measurement　　(b) CFD analysis

Fig.8 Static to total pressure ratio of each element

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

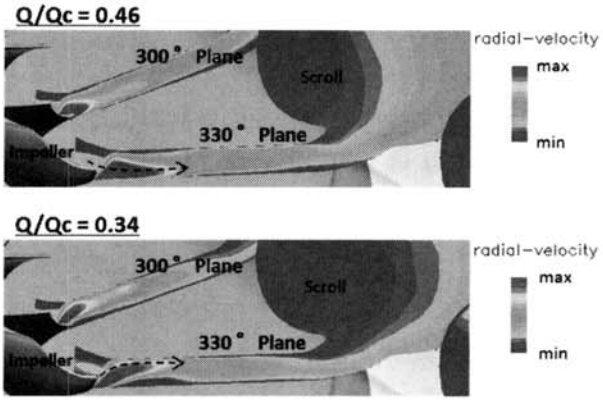
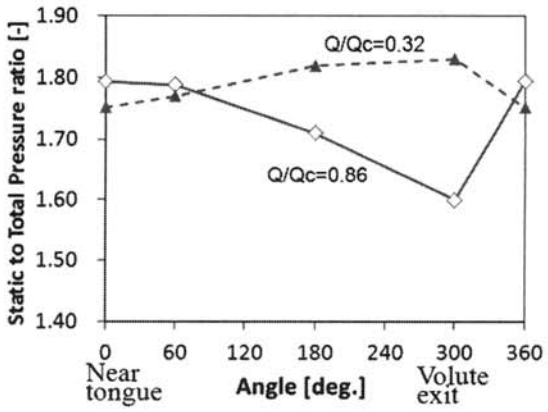
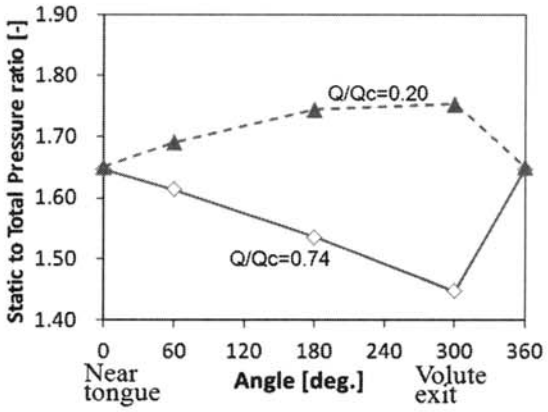


Fig.9 CFD result of radial velocity distribution in a diffuser of comp.A

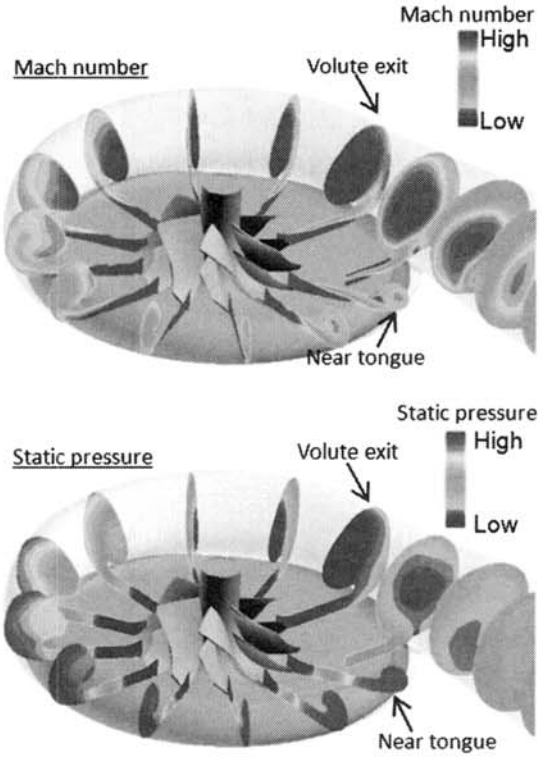


(a) comp.A

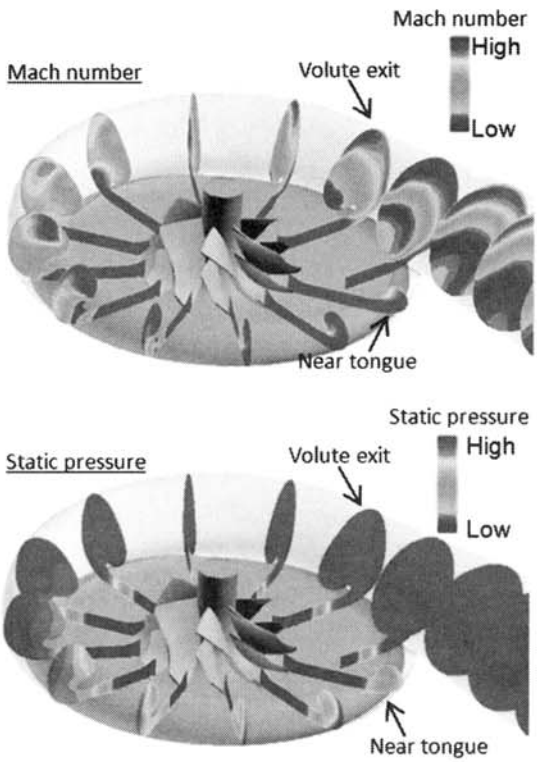


(b) comp.B

Fig.10 Circumferential static pressure measurement at diffuser exit



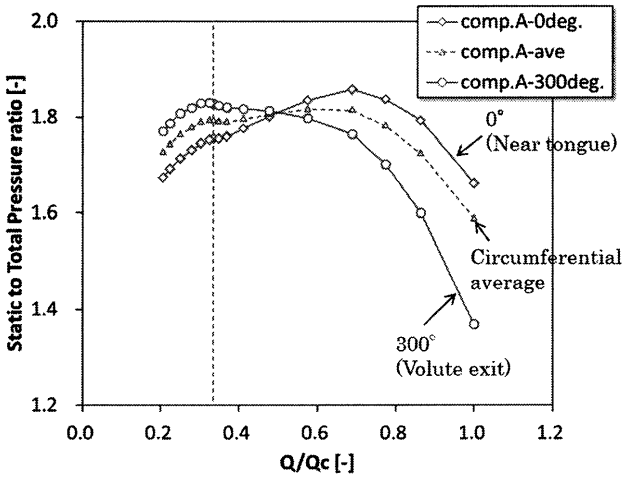
(a) Near choke



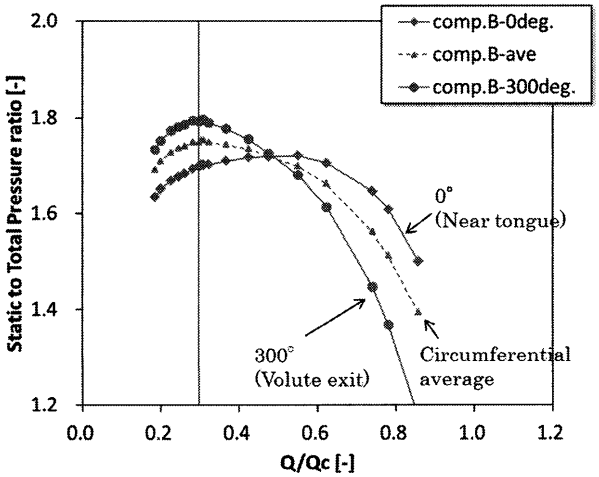
(b) Near surge

Fig.11 CFD results of Mach number and pressure distribution for cmop.A

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.



(a) comp.A



(b) comp.B

Fig.12 Variation of the diffuser exit pressure ratio

4．結言

サージ流量の異なる 2 種のインペラについて，サージ流量以下の領域も含めて圧縮機性能特性を計測した．その結果，今回の条件ではディフューザ部での圧力低下に伴う右上がり特性によって系全体が不安定となり，サージが発生していることが判った．また周方向の圧力計測およびスクロールを含む圧縮機全体での CFD 解析から，サージ流量が大きい圧縮機では，スクロール巻き始めの位相での圧力低下により，局所的に右上がり特性が発生しており，ここを起点に圧縮機の不安定性が拡大している可能性が示された．

5．参考文献

1. 山口論，2009，”クリーンディーゼルエンジン用ターボチャージャの開発”，第 37 回ガスタービン定期講演会講演論文集，pp. 11

2. Fink, D. A., Cumpsty, N. A, Greitzer, E. M., 1992, “Surge Dynamics in a Free-Spool Centrifugal Compressor System”, Trans., ASME Journal of Engineering for Pwer, Vol. 114(1992), pp. 321-332

3. 田中隆太，2012，”遠心圧縮機のサージング近傍における性能特性に関する研究”，ターボ機械協会第 67 回総会講演会，pp. 169-174

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 40 回日本ガスタービン学会定期講演会（釧路）講演論文集，2012.10

【研究報告】 A-2

低レイノルズ数領域におけるタービン翼列数値解析

*見上千尋，青塚瑞穂，山脇るり子（IHI），加藤進（VINAS），山本一臣，賀澤順一（JAXA），
船崎健一（岩手大学）

A Numerical Simulation of Turbine Cascade under Low-Reynolds number Flow

*Chihiro MIKAMI, Mizuho AOTSUKA, Ruriko YAMAWAKI(IHI), Susumu KATO(VINAS),
Kazuomi YAMAMOTO, Junichi KAZAWA(JAXA), Ken-ichi FUNAZAKI(Iwate Univ.)

ABSTRACT

The γ-Re transition model is applied to a CFD code called UPACS, which has been developed by JAXA. The CFD code is validated through 2D cascade experimental results under low Reynolds number (57,000) flow. The effects of grid density and inlet turbulence intensity (Tu) are examined. The result reveals that the transition model analysis requires more gird density than that of the no transition model analysis. As for the effect of Tu, it is shown that the increase of Tu promotes the reattachment of the laminar separation, and decreases the pressure loss coefficient.

Key words: Turbine, Low Reynolds number flow, Separation,

1. はじめに

航空機用ジェットエンジンのタービンは、ファンや圧縮機などに比べて相対的に低いレイノルズ数で作動する。特に低圧タービンは、高空では低レイノルズ数流れとなるため、タービン翼面は層流境界層の占める領域が大きくなり、翼負圧面の減速領域で層流剥離による乱流遷移を伴う流れとなることが多い。

多段で構成される低圧タービンでは、軽量化や整備性の面から翼枚数を減らすための高負荷化の研究が進められている。しかし、低レイノルズ数域で作動する低圧タービンは層流剥離により効率が低下するリスクがあり、高負荷化に伴いそのリスクが高まる。そのため、高性能な低圧タービン設計を行うには、翼面境界層遷移の予測が非常に重要になっている。

数値解析で翼面境界層の遷移現象を精度よく予測する手法として LES（Large Eddy Simulation）が知られている[1]が、解析に必要な格子規模が大きく膨大な計算時間が掛かるため、現状では設計に用いるのは難しい。一方、実用的な数値解析手法である RANS（Reynolds Averaged Navier-Stokes）コードに遷移モデルを適用した遷移予測手法が設計ツールとして有望視されており、市販 CFD コード FLUENT では遷移モデルを用いて遷移現象が良好に予測できていることが報告されている[2]。

本研究では、JAXA が開発した UPACS[3][4]にメンターらが提唱する γ-Re 遷移モデル[5]を適用し、試験結果との比較を行い、格子密度や乱れ強さ Tu(Turbulence Intensity)が遷移に及ぼす影響を調べたので、結果を報告する。

2. 解析対象

検証には、岩手大学の Funazaki らと共同で取得した翼列試験[6]のデータを用いた。図 1 に翼列試験の概略図を示す。この試験装置は開放型風洞で、下流に 7 枚の直線翼列を設置しており、-10%Cx、115%Cx および翼面上にて計測を行っている。

表 1 に翼列の代表パラメータを示す。翼型は、低圧タービンの翼を模擬した形状を採用した。翼は 2 次元翼でアスペクト比が 2.3 と高いため、計測位置である Mid Span では 2 次元的な流れ場となっている。

本研究では、-10%Cx 位置で Tu が約 0.8%、レイノルズ数（出口速度、翼コード長ベース）が 57000、流入角が 43.5deg の条件で実施した試験を比較対象に解析を行った。本条件においては、翼背側 70 %Cx 付近から層流剥離が生じ、後縁付近で再付着している様子が観察された。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

3. 数値解析手法

3.1 解析コード

解析コードは、JAXA が開発した Navier-Stokes ソルバーである UPACS[3][4]を用いた。UPACS はマルチブロック構造格子を用いた完全気体の圧縮性粘性流れの解析が可能であり、セルセンター法と MUSCL 法を用いた有限体積法によって離散化が行われている。複数のスキーム、乱流モデルが利用できるが、本研究では対流項は Roe スキーム、拡散項には通常の２次精度中心差分を用いた。また、乱流モデルには SST モデルおよび SST+γ-Re_θ 遷移モデル[5]を適用した。

3.2 解析格子

本研究では 2 次元の解析を行うため、3 次元解析コードである UPACS に適応させた Span 方向に 1 層のセルを持たせた格子を用いた。表 2 に示すように、格子点数を 1 万点(Mesh1)、5 万点(Mesh2)および 9 万点(Mesh3)の 3 通りに変えた格子を使用した。格子はすべてマルチブロック構造格子法である MBGG[7]で作成している。それぞれの格子図を図 2 に示す。

3.3 解析スタディ

まず、Study1 にて、3.2 に示した 3 通りの格子を用いて遷移モデル無し・有りの解析を行い試験結果との比較を行い、それぞれの解析で格子密度を変えたときの翼面境界層への影響を調べた。表 3 に Study 1 でのケースを示す。Case の欄は各解析の名称である。遷移モデル有りでは入口境界での Tu を 0.8%、viscosity ratio を 1 とし、レイノルズ数および流入角は試験条件に合わせて、それぞれ 57000、43.5deg で行った。

次に、Study2 では Mesh3 の格子を用いて遷移モデル有りでの解析を行った。ここでは Tu を変化させた解析結果と試験結果との比較を行い、Tu が翼面境界層に及ぼす影響を調べた。表 4 に Study 2 でのケースを示す。Tu 以外の流れ解析条件は Study 1 と同じである。

4. 結果と考察

4.1 格子密度の影響

試験と Study1 での解析結果の翼面 Cp 分布の比較を図 3 に示す。図 4 には 115%Cx 位置での圧力損失係数(Loss Coefficient)の Wake 分布、図 5 に流量平均した圧力損失係数の比較を示す。なお、Transition1 と Transition2 の計算は収束解が得られなかったため、Cp 分布にのみ結果を示している。

ここで、Cp と Loss Coefficient 定義は以下である。

$$Cp = \frac{Pt1 - P(x)}{Pt2 - Ps2} \qquad (1)$$

$$LossCoeffi\,cient = \frac{Pt1 - Pt2}{Pt2 - Ps2} \qquad (2)$$

$Pt1, Pt2$：翼列入口および出口全圧

$P, Ps2$：翼面および出口静圧

遷移モデル無し解析である no-Transition1～3 の結果をみると、翼面 Cp 分布は 3 ケースともほぼ一致している。また、試験と比較すると、翼背側後半部における層流剥離による圧力分布の変化をとらえられていない。さらに、Cp の最大値を試験に対して過大に評価している。図 4 を見ると Wake は格子点数が多くなるほど深く薄くなっており、図 5 の流量平均した圧力損失係数は格子点数が増えるに従い小さくなっている。これは、no-Transition1,2 においては、Wake 部の格子密度が小さく、Wake が早く数値的に拡散してしまうためだと考えられる。

一方、遷移モデル有りの結果を見ると、Transition 1 は、Cp が他の 2 ケースや試験結果と比較して過大に評価されており、70%Cx 付近から Cp 分布が大きく波打っている。一方、Transition2 では、翼前半部の Cp 分布は、試験と良く一致しているが、層流剥離が始まると見られる 70%Cx 以降では、やはり Cp 分布が大きく波打ってしまっている。最後に Transition3 の翼面 Cp 分布を見ると、Cp の最大値や層流剥離泡における圧力分布を含めて試験結果と良く一致しており、試験で観察された層流剥離・再付着といった現象を適切に捉えられていると考える。

図 4 の圧力損失係数の Wake 分布プロファイルで、no-Transiton3 と Transition3 とを比較すると、Transiton3 は、no-Transiton3 に対して Wake の幅が厚くなっていることがわかる。マイナス側(翼正圧面)の分布はほとんど変化がなく、プラス側(翼負圧面)の分布が厚くなっていることから、この遷移モデル有り・無しによる変化が層流剥離泡に起因するものであることがわかる。一方、試験結果と比較するといずれの計算結果も試験結果に対して Wake の幅は狭く、深さは深くなっている。

圧力損失係数の積分値を図 5 で比較してみると、no-Transition3 では、試験結果に対して 20%ほど小さくなるのに対して、Transition3 では逆に試験結果に対して 20%程度大きい値となっている。定量的には、試験結果と差があるが、遷移モデルを適用することにより、層流剥離泡による圧力損失の増加を捉えられることがわかる。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

図 6 に no-Transition2、Transition2、Transition3 の翼後半部のマッハ数コンターと速度ベクトルの重ね書きした図を示す。負圧面近傍の速度ベクトルは、no-Transition2 は翼面に沿って滑らかに分布しており、層流剥離は捉えられていない。

一方、遷移モデル有りの解析は両条件とも剥離域が見られ、Transition2 では剥離開始点付近から流れが振動しており、計算は収束しない。Transition3 では、そのような振動は生じず、剥離した流れは後縁付近で再付着し、安定した再循環領域を形成している。Mesh2 では、格子点数が不十分で剥離開始点付近の流れ場が不安定になると考えられる。

本研究の検証対象翼で遷移現象をとらえるには、9 万点程度の格子(Mesh3)が適切であることが分かった。以後の検証は Mesh3 で解析を行った。

4.2 主流乱れ度の影響

ここからは、入口主流乱れ度の影響について述べる。試験と Study2 での解析結果の翼面 Cp 分布の比較を図 7 に、図 8 に圧力損失係数の Wake 分布、図 9 に流量平均した全圧損失係数を示す。

図 7 の解析の翼面 Cp 分布は、Tu が増加するに従い負圧面での Cp 最大値が大きくなる。また、Tu の増加により、剥離開始点は下流側に移り、その一方で、再付着位置は上流側に移動する傾向にあることが分かる。

図 8 の Wake 分布を見ると、解析結果はいずれのケースも試験に対して Wake の深さが深くなっている。Tu の影響を比較すると、Tu の増加に伴い Wake の深さと厚さが小さくなっており、結果として図 9 に示した圧力損失係数の値は小さくなる。ただし、圧力損失係数の変化は、Tu の変化に対して線形ではなく、Tu を増やした際の損失係数の減少は徐々に小さくなり、最終的に一定の値になると予想される。

図 10 および図 11 には Tu0.6、Tu2.2 のマッハ数コンターおよび Intermittency(γ)コンター図を示す。

図 10 のマッハ数コンターを見ると、Tu2.2 のほうが、Tu0.6 と比べて負圧面の境界層が薄くなっていることが確認できる。

また、図 11 の Intermittency(γ)のコンターから、Tu を変化させても負圧面の剥離開始点は約 70%Cx で殆ど変らないが、Tu が大きい方が遷移領域（$0<\gamma<1$）が広くなっているのがわかる。正圧面も Tu が大きい程 Intermittency が大きくなり乱流遷移が早まっていると考えるが、Wake 分布の違いは僅かである。正圧面では、どのケースも前縁付近で剥離して再付着しているが負圧面に比べて流速が非常に小さく、再付着後に加速されるために境界層が負圧面に比べ相対的に薄いためと考える。

以上をまとめると、負圧面の減速域で層流剥離を伴う遷移の場合は、Tu が大きいほど剥離しにくくなり、再付着点が上流に移り剥離泡が小さくなる。その結果、Wake の厚さは薄くなり、ロス係数が減少すると考えられる。

5. まとめ

UPACS に γ+Re_θ遷移モデルを適用し、直線翼列試験を対象に解析を行った。遷移モデル無し有りで格子密度を変えたときの翼面境界層への影響や Tu を変化させたときの翼面境界層への影響について調べた。

格子密度を変化させた解析結果から、遷移モデルにより遷移現象をとらえるには通常の遷移モデル無しの乱流モデルの解析よりも密な格子が必要であることがわかった。解析に必要な格子密度は翼負荷や作動レイノルズ数などで変化すると考えられるので、より多くの検証にて遷移現象を適切に捉えるのに考慮すべきパラメータや格子密度について調べる必要がある。

また、主流乱れ度 Tu を変化させた解析結果から、Tu が変化することで負圧面層流剥離の再付着位置が上流に移動していく現象をとらえられることが分かり、遷移現象を定性的に予測できることが分かった。

今後は、遷移に影響を与える因子（翼負荷、レイノルズ数など）や、遷移モデル入力パラメータである Tu と viscosity ratio の組み合わせについても詳細に調べていく必要がある。

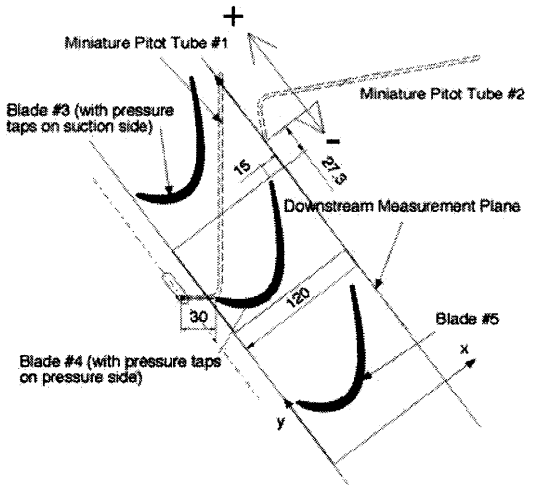


図 1　岩手大学翼列試験概略図

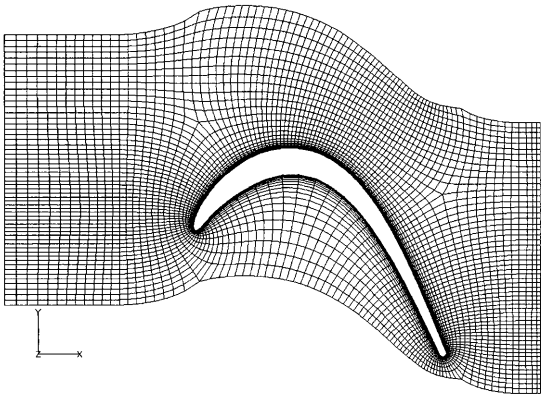
Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

表 1 翼列の主要パラメータ

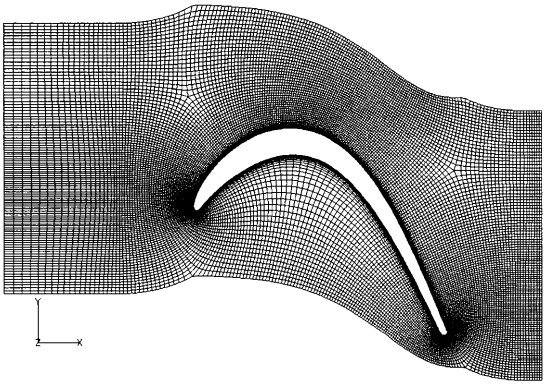
Actual Chord Length	114mm
Chord Length	100mm
Span Length	260mm
Pitch	10.68mm

表 2 格子点数

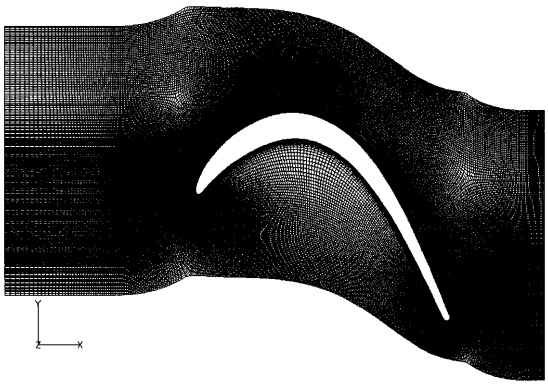
Grid	*Grid Number*
Mesh1	1×10^4
Mesh2	5×10^4
Mesh3	9×10^4



(a) Mesh1



(b) Mesh2



(c) Mesh3

図 2 解析格子

表 3 Study1 における解析ケースと条件

Case Name	*Turbulence model*	*Grid*
no-Transition1	SST	Mesh1
no-Transition2	SST	Mesh2
no-Transition3	SST	Mesh3
Transition1	SST+γ-Re_θ	Mesh1
Transition2	SST+γ-Re_θ	Mesh2
Transition3	SST+γ-Re_θ	Mesh3

表 4 Study2 における解析ケースと条件

Case Name	*Tu*
Tu0.6	0.6%
Tu1.0	1.0%
Tu1.4	1.4%
Tu1.8	1.8%
Tu2.2	2.2%

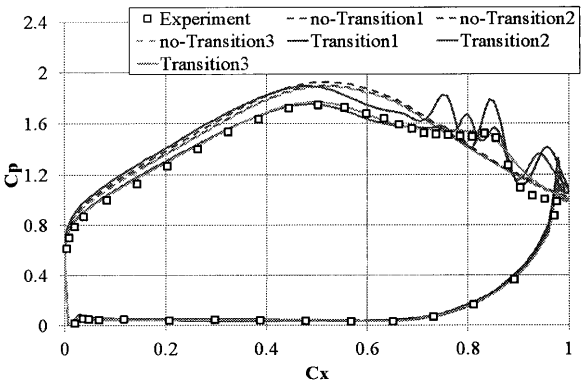


図 3 翼面 Cp 分布

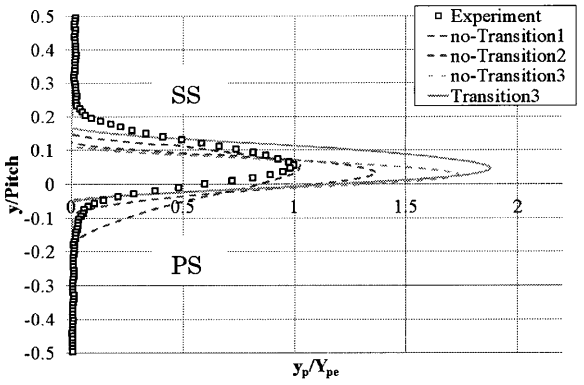


図 4 圧力損失係数の Wake 分布(115%Cx)

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

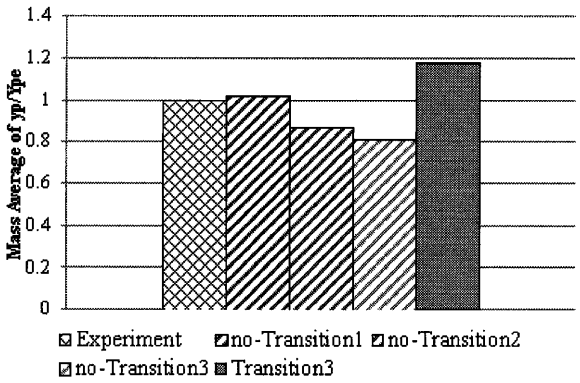
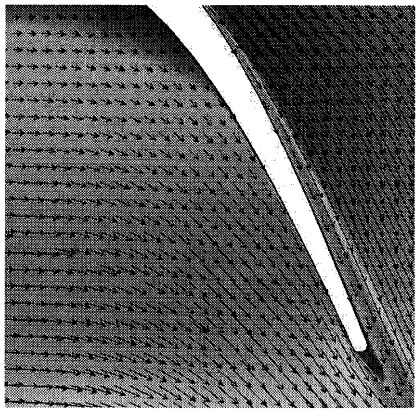
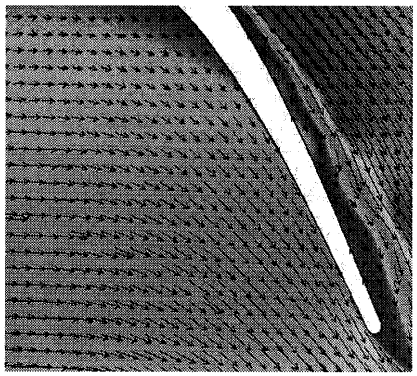


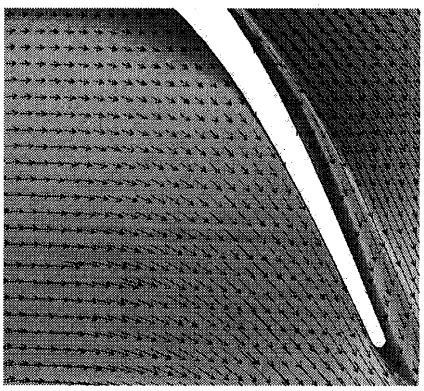
図 5　圧力損失係数(115%Cx)



(a)　no-Transition2



(b)　Transition2



(c)　Transition3

図 6 マッハコンターおよび速度ベクトル

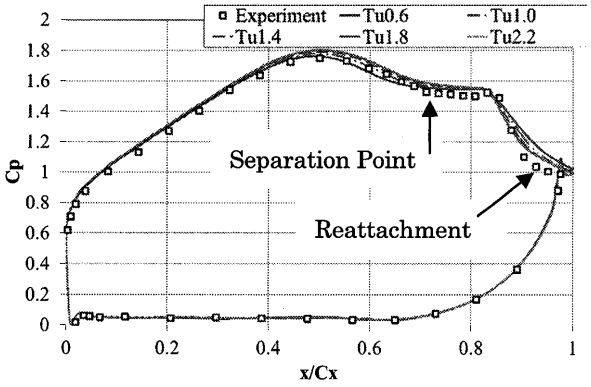


図 7　翼面 Cp 分布

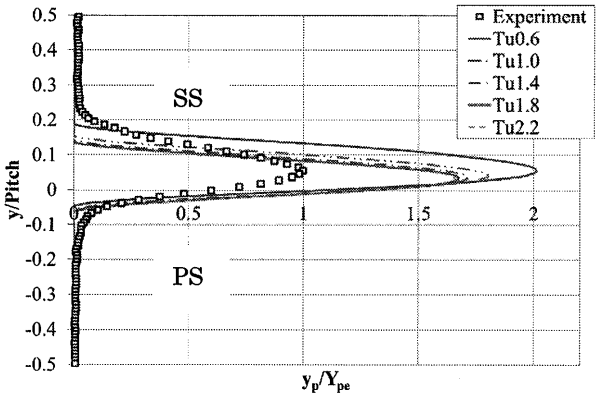


図 8　圧力損失係数の Wake 分布(115%Cx)

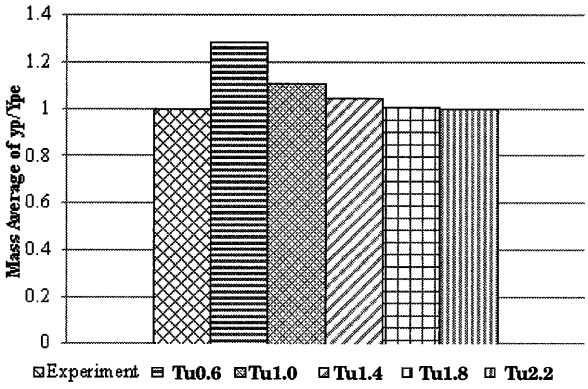
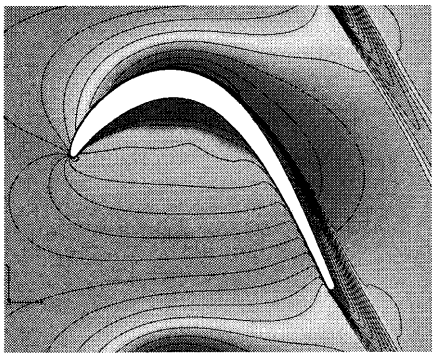
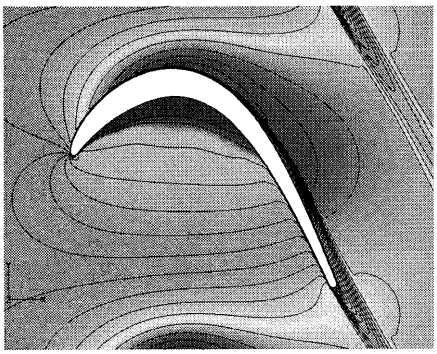


図 9　圧力損失係数(115%Cx)

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

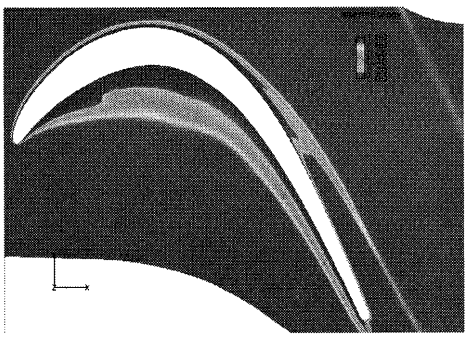


(a) Tu0.6

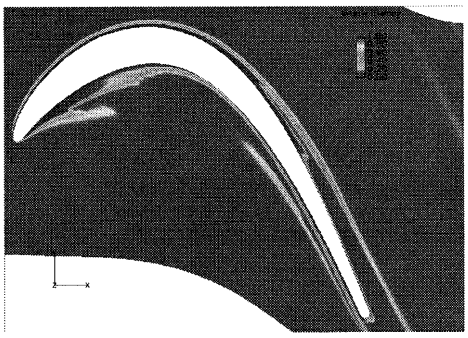


(b) Tu2.2

図 10 マッハコンター



(a) Tu0.6



(b) Tu2.2

図 11 Intermittency(γ)コンター

参 考 文 献

[1] Tomikawa, K., Horie, H., Iida, M., Arakawa, C. and Ooba, Y., "Parametric Surveys of the Effects of Wake Passing on High Lift LP Turbine Flows Using LES", 5th joint ASME/JSME Fluids Engineering Conference, FEDSM2007-37208, 2007

[2] 浜辺正昭, 他, "上流翼列後流が低圧タービン翼列性能へ与える影響に関する研究", 第51回原動機講演会論文集, 2009

[3] Yamane, T., Yamamoto,K., Enomoto,S., Yamazaki,H., Takaki,R., and Iwamiya,T., "Development of A common CFD Platform-UPACS", Proc.Parallel CFD 2000 Conf.,Elsevier Science,pp.257-264,2001

[4] Takaki,R., et al, "Development of the UPACS CFD Environment", High Performance Computing, Proceedings of ISHPC 2003,Apring, pp307-319,2003.

[5] R.B. Langtry, F.R. Menter, "Correlation-Based Transition Modeling for Unstructured Parallelized Computational Fluid Dynamics Codes", AIAA Journal, Vol. 47, No. 12, pp. 2894-2906, December 2009

[6] Funazaki, K., Shiba, K. and Tanimitsu, H., " Effects of Blade Loading Distribution on Aerodynamic Performance of Ultra-High Lift LP Turbine Airfoils under the Influences of Wake Passing and Freestream Turbulence", ASME Turbo Expo 2010, GT2010-22134,2010.

[7] Yamamoto, K., Engel, K., "Multi-Block Grid Generation Using an Elliptic Differential Equation", AIAA Paper 97-0201, 1997.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 40 回日本ガスタービン学会定期講演会（釧路）講演論文集，2012.10

【研究報告】 A-3

子午面粘性流れ解析による軸流タービン翼列流れの予測

*古川雅人（九大），山田和豊（九大），柴田貴範（日立製作所）

Prediction of Axial Turbine Cascade Flow Using a Meridional Viscous Flow Analysis

*Masato FURUKAWA (Kyushu Univ.), Kazutoyo YAMADA (Kyushu Univ.) and Takanori SHIBATA (Hitachi, Ltd.)

ABSTRACT

A meridional viscous flow analysis for the axial turbine cascade flow has been presented. It is assumed that the meridional flow is axisymmetric and viscous one. To take into account the blade loading, a blade force is introduced as a body force to the axisymmeric Navier-Stokes equations. The blade force contains the inviscid blade effect only, namely, the pressure difference across a blade. Numerical examples have been presented for a wind-lens turbine and an axial flow turbine rotor in order to demonstrate the validity of the present flow analysis.

Key words: Axial flow turbine, Meridional flow analysis, Axisymmetric viscous flow, Blade force

1．緒言

ガスタービンを含めたターボ機械の分野においても，RANS（Reynolds-Averaged Navier-Stokes）方程式を用いた三次元 CFD が広く普及したが，ターボ機械の設計においては，特に多段の軸流ターボ機械の初期設計においては，準三次元理論 [1]に基づいて，子午面（z-r 面）上の二次元流れ解析，いわゆる子午面流れ解析を実施することにより，各段の仕事配分，設計渦形式および子午面形状などの検討が行われている．この子午面流れ解析については，いまだに非粘性流れ解析と環状境界層解析を組み合わせた計算手法が用いられており，その流れモデルの基本的な考え方は 30 年以上変わっていない．このような中，図 1 に示すプロペラファンのように，羽根車の外周部のみがケーシングで覆われ，その上流あるいは下流が半無限空間に開放された半開放形ターボ機械の空力設計のための子午面粘性流れ解析手法 [2]が新たに提案された．この解析手法では，軸対称の RANS 方程式に基づいて子午面流れ計算が行われる結果，ハブおよびケーシング面上の環状境界層だけでなく，半無限空間に流出する際の大規模な流れのはく離も考慮できる．この子午面粘性流れ解析は，プロペラファン [3]や風レンズ風車 [4] [5]の空力設計に適用されている．

本稿では，上述の子午面粘性流れ解析について，その定式化の概要を述べるとともに，軸流タービン翼列に本解析手法を適用することにより，羽根車がケーシングに完全に覆われている通常のターボ機械への本手法の適用可能性に検討を加える．

2．子午面粘性流れ解析手法

2.1 準三次元理論

準三次元理論 [1]においては，ターボ機械内部の三次元流れを二種類の二次元問題に帰着させる．図 2 に示すとおり，ハブとケーシング間に複数の流面（S1 面），翼間にも複数の流面（S2 面）をとって，それぞれの流面上で二次元流れ問題を解き，これらを組み合わせることにより三次元流れが近

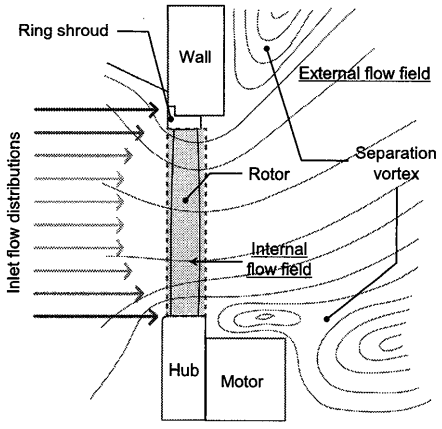


Fig. 1 Half-ducted propeller fan

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

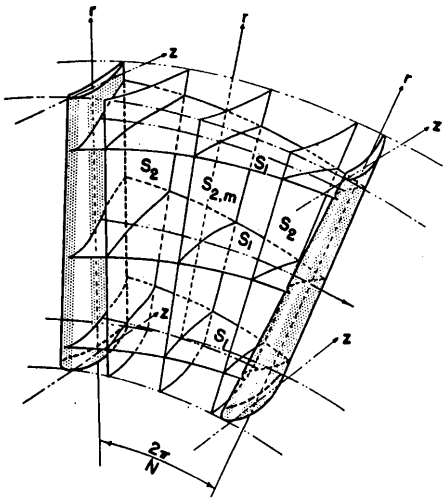


Fig. 2　Quasi-three dimensional theory[1)]

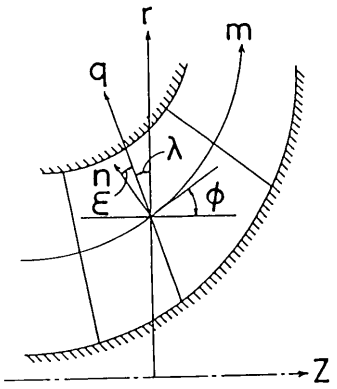


Fig. 3　Meridional flow

似的に求められる．S1 面および S2 面上の流れをそれぞれ翼間流れおよび通り抜け流れと呼ぶ．一般には，通り抜け流れは一つの代表 S2 面（図２中の $S_{2,m}$）上でのみ解析され，図３に示されるとおり，その代表 S2 面上の流れは機械軸まわりに回転して子午面（z-r 面）上に投影して一意に表現できることから，代表 S2 面上の通り抜け流れは子午面流れとも呼ばれる．S2 面上の流れを子午面に投影して得られる流線（図３中の m 線）を子午面流線と呼ぶ．このような取り扱いは，三次元解析と比べて計算量を低減できることから，設計問題に適している．

2.2　子午面流れの定式化

子午面流れ問題の定式化の方法は次の三つに大別できる．

Ⅰ．代表 S2 面上の流れを取り扱う方法 [1), 6)~9)]

Ⅱ．軸対称流れを仮定する方法 [10) 11)]

Ⅲ．基礎方程式を周方向に平均化する方法 [12)~14)]

方法Ⅰでは，翼間に代表 S2 面を設定し，その面上に通り抜け流れを規定する．すなわち，S2 面の形状が与えられると，周方向座標は従属変数となり，S2 面上の流れは二次元問題に帰着される．二次元問題に帰着される過程で，S2 面に垂直に働く見掛けの体積力に相当する項が運動方程式に表れる．この項は，あたかも流れを S2 面上に強制的に規定するために必要となる体積力と見なせ，翼力と呼ばれる．流体力学的には，この翼力は翼両面の圧力差に基づく羽根作用に相当する．代表 S2 面として，翼のキャンバー線，S1 面上の質量流量を二等分する流線，S1 面上の流れを質量流量平均して得られる流線などから構成される面が採用される．

方法Ⅱにおいては，軸対称流れを仮定して子午面上で二次元流れ問題を解析するが，以下のような考察のもとに羽根作用をモデル化する．羽根車と流体との間でエネルギーの授受があるターボ機械では，流体が羽根車を通過する間に翼両面の圧力差によってその角運動量が変化する．翼枚数が無限となり軸対称流れとなると，一枚の翼から受ける力が零に近づくが，同時に翼間の流量も零に近づき，両者の比は一定値に漸近して羽根作用は分布体積力で置き換えられる．さらに非粘性流れを仮定すると，翼面に平行な力の成分は存在しないことから，この分布体積力は翼面に垂直な方向に働く．このような考察から，この方法では翼枚数が無限で流れ面が翼面に一致する非粘性軸対称流れを仮定して，基礎式中に含まれる周方向の偏微分項をすべて無視するとともに，羽根作用を表すために翼面に垂直に働く体積力が基礎式に付加される．

方法Ⅲでは，流れの基礎方程式を翼間１ピッチにわたって周方向に厳密に平均化することによって，通り抜け流れを二次元問題に帰着させる．この方法では，S2 面の設定や翼面が代表流面であると仮定する必要がなく，方法ⅠおよびⅡよりも合理的に羽根作用を考慮できるとともに，翼両面の圧力差に基づく翼力だけでなく，翼枚数が有限であることに起因する流れの非軸対称性も考慮することができる．周方向の平均操作として単純平均，密度重み付き平均および質量流量重み付き平均などが用いられる．

本研究においては，最も合理性の高い方法Ⅲに従って子午面流れ問題を定式化する．

2.3　翼力モデル

軸対称の RANS 方程式に付加する翼力のモデル化について以下に述べる．なお，本研究では，子午面流れ問題において軸対称 RANS 方程式を解く

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.204, 2025/07/04.

が，翼力のモデル化は，以下のとおり，非粘性流れに基づいて行われる．

前節で述べたとおり，基礎方程式を厳密に周方向に平均化することにより子午面流れを定式化することが最も合理的であり，その定式化の過程において，翼力のモデル化に関わる関係式が得られる．具体的には，周方向の非粘性の運動量方程式を翼間の1ピッチにわたって周方向に平均化すると，次式が得られる[15]．

$$\Delta p = \frac{2\pi K_b}{N}\bar{\rho}\tilde{c}_m \frac{\partial\left(r\hat{c}_\theta\right)}{\partial m} \tag{1}$$

ここで，Δp は翼両面の圧力差，c_m および c_θ は絶対速度のそれぞれ子午面成分および周方向成分，m は子午面流線に沿った距離，ρ は流体の密度，N は翼枚数，および K_b は翼厚みによる周方向ブロッケージ係数を表している．また，物理量の上に付記した記号－，～，および∧はそれぞれ単純平均，密度重み付き平均および質量流量重み付き平均を示している．上式は，翼両面の圧力差と子午面流線に沿った流体の角運動量変化（すなわち，コード方向翼負荷分布）との関係を与えるものである．

ところで，翼力 F_b は，羽根作用を表すための見掛け上の分布体積力であり，非粘性流れを仮定すると，翼両面の圧力差 Δp から単位体積当たりの体積力として定義することができる．すなわち，翼力の周方向成分 $F_{b\theta}$ は次式のように定義できる．

$$F_{b\theta} = \frac{\Delta p \cdot dn \cdot dm}{2\pi K_b r \cdot dn \cdot dm / N} = \frac{\Delta p}{2\pi r K_b / N} \tag{2}$$

ここに，r は羽根車の回転中心軸からの半径であり，dn は子午面流線に垂直方向の微小厚みである．

以上の式(1)および(2)より，翼力の周方向成分 $F_{b\theta}$ は次式で表される．

$$F_{b\theta} = \bar{\rho}\frac{\tilde{c}_m}{r}\frac{\partial\left(r\hat{c}_\theta\right)}{\partial m} \tag{3}$$

本翼力モデルでは，非粘性流れを仮定して，粘性力が翼力に及ぼす効果を無視することから，翼力は翼キャンバ面に垂直に作用するとモデル化する．このとき，翼力の軸方向成分 F_{bz} および半径方向成分 F_{br} は，周方向成分 $F_{b\theta}$ を用いて次式により与えられる．

$$F_{bz} = \frac{n_{bz}}{n_{b\theta}}F_{b\theta}, \qquad F_{br} = \frac{n_{br}}{n_{b\theta}}F_{b\theta} \tag{4}$$

上式において，n_{bz}，n_{br} および $n_{b\theta}$ は翼キャンバ面の単位法線ベクトルのそれぞれ軸方向，半径方向および周方向の成分である．

2.4 数値解析手法

本子午面粘性流れ解析では，前節で示した翼力を体積力として付加した軸対称の RANS 方程式を解いた．なお，乱流モデルとして k - ω 二方程式モデル[16]を用いた．

数値計算手法として，有限体積法を用いた緩和型陰的高解像度風上スキーム[17]を適用した．本キームでは，非粘性・粘性流束および体積力の全てを時間方向に陰的に離散化し，空間的には六面体の計算セルを用いた Cell-Centered 法による有限体積法に基づいて離散化した．人工粘性を小さく抑え，かつ安定に計算するために，非粘性流束は Roe の近似リーマン解法を用いた MUSCL 形の高次精度 TVD スキームにより評価した．粘性流束は Gauss の発散定理を用いて中心差分的に評価した．

3．子午面粘性流れ解析結果の検証

本稿で示す子午面粘性流れ解析手法はターボ機械の設計問題（逆問題）へ適用することを本来の使用目的としているが，本解析手法の妥当性を検証するために，風レンズ風車および軸流タービン翼列の順問題に対して本解析手法を適用して，その解析結果を三次元 RANS 解析結果あるいは計測結果と比較した．設計問題に適用する場合には，翼力を表す式(3)中の $\partial\left(rc_\theta\right)/\partial m$ は設計条件（コード方向翼負荷分布）として与えられるが，順問題に適用する場合には，与えられた翼形状から翼キャンバ面の傾き β_b を算出し，次式により絶対速度の周方向成分 c_θ を求めた上で式(3)から翼力を評価した．

$$c_\theta = c_m \tan\beta_b + r\omega \tag{5}$$

3.1 風レンズ風車への適用

九州大学で独自に開発している風レンズ風車の順問題に本子午面粘性流れ解析をまず適用した．

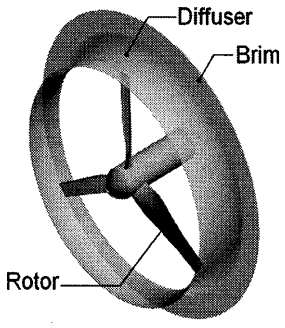


Fig. 4 Wind-lens turbine

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

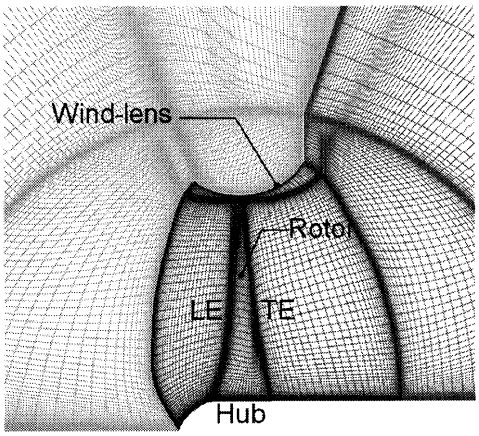


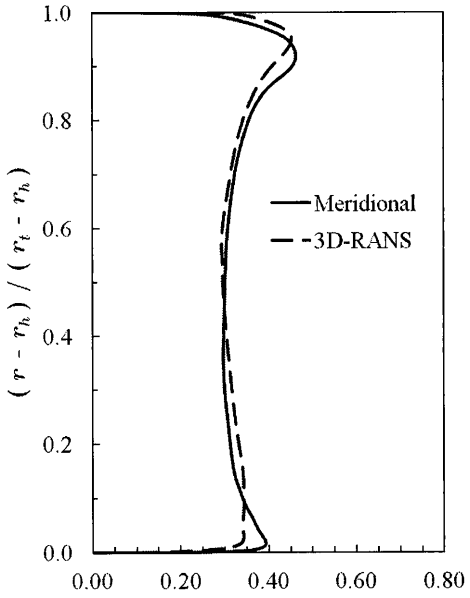
Fig. 5　Computational grid for wind-lens turbine

この風レンズ風車では，図４のとおり，ディフューザとつばを組み合わせた「風レンズ」（集風体）を翼車の外周部に装着することによって，翼車まわりに風を局所的に集中させる．コンパクト型の風レンズでも約２～３倍の風車出力の向上を実現することができることから，風レンズ風車は日本の風況に適した風車として注目されている．風レンズ風車では，従来の風車とは異なって，翼車の外周部が風レンズというケーシング状のもので覆われており，半開放形のターボ機械とみなすことができる．図５に，子午面粘性流れ解析に用いた計算格子を示す．翼車の上流および下流領域については，翼車から翼端半径の 10 倍の位置までとった．計算領域は上流領域，翼間領域，および下流領域の 3 領域に分割し，総セル数 35,584 セルを有する計算格子を設定した．

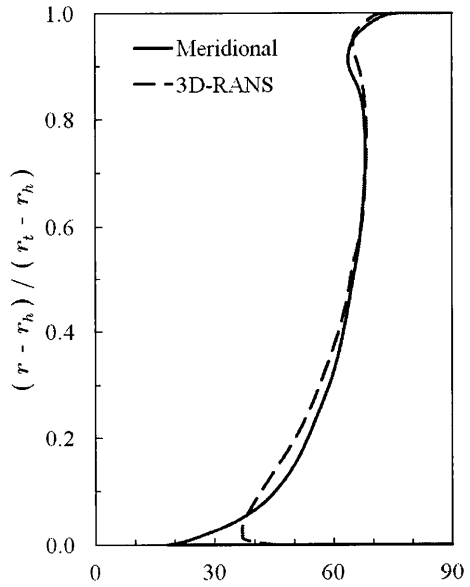
図６は翼車出口における子午面速度および相対流出角のスパン方向分布を示す．図中の縦軸は無次元化されたスパン高さである．また，図中の実線が子午面粘性流れ解析結果を，破線が三次元 RANS 解析から得られた周方向平均の結果を示している．なお，子午面速度は翼車の先端周速で無次元化されているとともに，流出角は軸方向から測った角度で定義されている．子午面速度分布に着目すると，子午面粘性流れ解析結果と三次元 RANS 解析結果の両者は，翼先端および翼根元付近で若干の差異が確認されるが，全体的によく一致している．流出角分布については，翼根からミッドスパンにかけて若干の差異が認められるが，翼端側にかけては非常に良い一致を示している．以上のとおり，子午面粘性流れ解析は，周方向平均流れ場を良好に再現できていることが分かる．

3.2　軸流タービン翼列への適用

次に，軸流タービンの動翼列流れに本子午面粘性流れ解析を適用した結果について述べる．図７に解析対象とした動翼列の子午断面図を示す．同図中には，解析領域の流入および流出境界の位置を示している．流出境界の位置では，実験による流れ場の計測が実施され，その計測結果と解析結果との比較を実施した．解析対象の動翼はシュラウド付きであるが，シュラウド外周のラビリンスからの漏れは解析において考慮されなかった．図８は子午面粘性流れ解析に用いた計算格子を示す．計算セルは，スパン方向に 74 セルを設定し，流れ方向には動翼上流部に 14 セル，動翼部に 31 セル，



(a) Meridional velocity distribution



(b) Relative flow angle distribution

Fig. 6　Meridional flow analysis results for wind-lens turbine rotor

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.204, 2025/07/04.

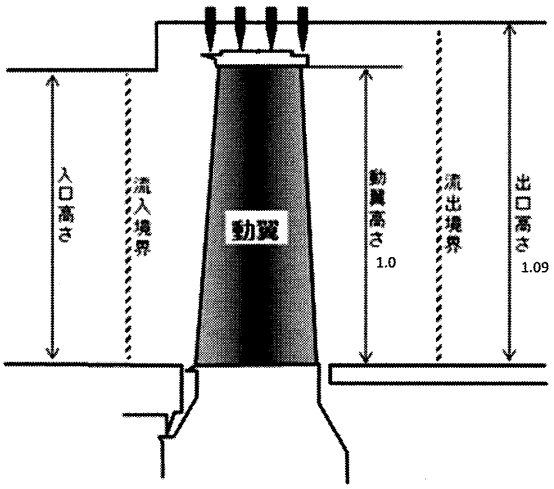


Fig. 7　Axial flow turbine rotor

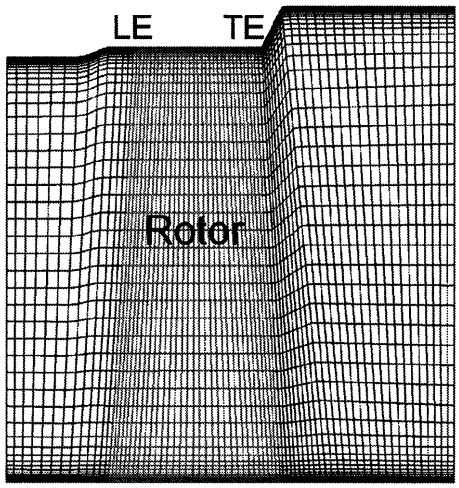
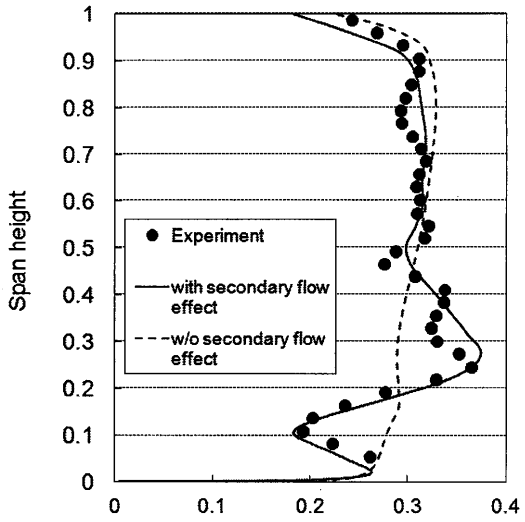


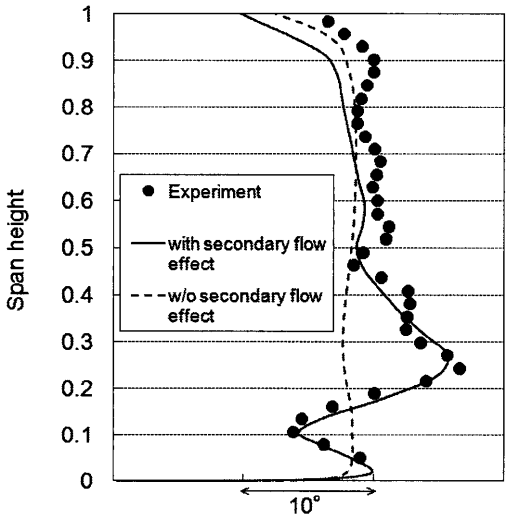
Fig. 8　Computational grid for axial turbine rotor

動翼下流部に 29 セルを設定した．このとき，計算セルの総数は 5,476 セルであった．

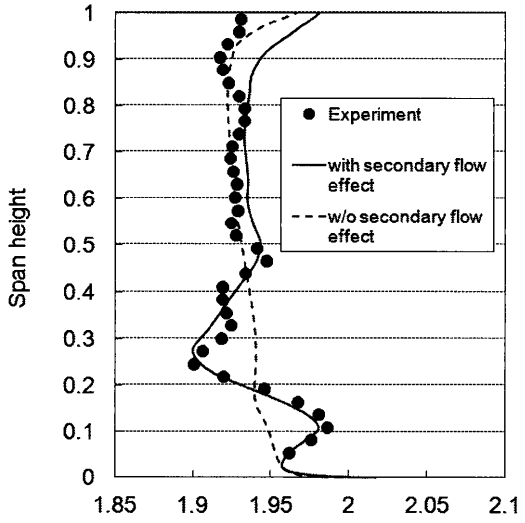
図 9 は本子午面粘性流れ解析から得られた動翼列下流断面での結果である．同図(a)には動翼先端周速で無次元化された軸方向速度成分の分布を，(b)には周方向から測った相対流れ角の分布を，(c)には動翼先端周速に基づく動圧で無次元化されたノズル上流からの全圧降下量の分布を示している．前述のとおり，与えられた翼形状から式(5)および(3)に従って翼力を算出した場合の解析結果が図 9 中の破線で示されている．言うまでもなく，この破線の解析結果は二次流れの効果を考慮していない場合の結果に相当する．同図中のシンボルは計測結果を示している．破線で示された解析結果に着目すると，本解析では軸対称の RANS 方程式を解いていることから，端面境界層域での速度欠損の効果が再現されていること，それに伴って主流



(a) Axial velocity distribution



(b) Relative flow angle distribution



(c) Total pressure drop distribution

Fig. 9　Meridional flow analysis results for axial flow turbine rotor

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.204, 2025/07/04.

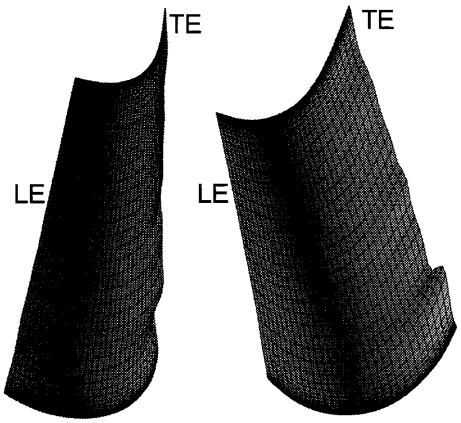


Fig. 10　Modified blade camber surface

域での流れ分布が計測結果とある程度一致していることが分かる．しかしながら，二次流れが考慮されていないことから，ハブ面側での流路渦の形成に伴うオーバーターニングおよびアンダーターニングの効果は全く再現されていない．

本子午面粘性流れ解析において，二次流れの効果をどこまで再現できるかについて検討を加えた．本解析手法では，翼力の作用する方向を翼のキャンバ面により規定しているが，この翼力の作用方向を介して二次流れの効果を導入することを試みた．具体的には，動翼列の相対流出角の計測値と翼出口角との差から偏差角を算出し，その偏差角が翼列入口から出口まで線形的に変化すると仮定して，翼キャンバ面の傾き β_b を修正した．このようにして得られた修正キャンバ面の形状を図１０に示す．この修正キャンバ面に垂直に翼力が作用するとして子午面粘性流れ解析を実施した結果を図９中の実線で示している．同図によると，修正キャンバ面を採用することによって，ハブ面側の流路渦に起因した二次流れの効果が極めて良好に再現されていることが分かる．

４．結言

本稿では，非粘性流れに基づく翼力モデルと軸対称の RANS 方程式とを組み合わせた子午面粘性流れ解析手法について，その定式化を述べるとともに，風レンズ風車および軸流タービン動翼列に本解析手法を適用してその有効性を調べた．その結果，本手法は半開放形ターボ機械の空力設計のために提案されたものであるが，羽根車がケーシングに完全に覆われている通常のターボ機械へも適用できること，強い二次流れの影響を受ける軸流タービン翼列の流れ場を再現するには，翼力の作用方向を介して二次流れの効果を導入することが有効であることが明らかになった．

参 考 文 献

1) Wu, C. H., 1952, “A General Theory of Three Dimensional Flow in Subsonic and Supersonic Turbomachines of Axial, radial and Mixed Flow Types”, NACA TN 2604.
2) Tabata, S., Hiratani, F. and Furukawa, M., 2007, “Axisymmetric Viscous Flow Modeling for Meridional Flow Calculation in Aerodynamic Design of Half-Ducted Blade Rows”, Memoirs of the Faculty of Engineering, Kyushu University, Vol. 67, No. 4, pp.199-208.
3) Tabata, S. and Furukawa, M., 2008, “Three-Dimensional Aerodynamic Design Method for Half-Ducted Propeller Fan”, Proceedings of the 7th JSME-KSME Thermal and Fluids Engineering Conference, Paper No. G225.
4) 堀尾恭，杉田祐輔，古川雅人, 2006, “逆問題解析手法を用いた風レンズ風車の三次元空力設計”, 日本機械学会 2006 年度年次大会講演論文集.
5) Tabata, S., Furukawa, M., Kojima, S. and Oka, N., 2010, “Aerodynamic Blade Design for Wind-Lens Turbine”, Proceedings of the 7th International Conference on Flow Dynamics, pp.314-315.
6) Katsanis. T.,1966, “Use of Arbitrary Quasi-Orthogonals for Calculating Flow Distribution in a Turbomachine”, Trans. ASME, Ser. A., Vol. 88, No. 2, pp.197-.
7) Novak, R. A. and Hearsey, R. M., 1977, “A Newly Three-Dimensional Intrablade Computing System for Turbomachinery”, Trans. ASME, Ser. I., Vol. 99, No. 1, pp.154-.
8) Bosman, C. and El-Shaarawi, M. A. I., 1977, “Quasi-Three-Dimensional Numerical Solution of Flow in Turbomachines”, Trans. ASME, Ser. A., Vol. 99, No. 1, pp.132-
9) Ucer, A. S., Yegen, I. And Durmaz, T., 1983, “A Quasi-Three-Dimensional Finite Element Solution for Steady Compressible Flow Through Turbomachines”, Trans. ASME, Ser. A., Vol. 105, No. 3, pp.536-
10) 村田，1962, “うず巻ポンプ羽根車の流れに関する研究（第７報，流れ面の決定法）”,日本機械学会論文集，Vol. 28, No. 186, pp.187-
11) 村田，三宅，小川，坂東, 1981, “遠心羽根車の軸対称流れ理論”, 日本機械学会論文集，B 編，Vol. 47, No. 417, pp.739-
12) Smith, Jr. L. H., T, 1966, “The Radial Equilibrium Equation of Turbomachinery”, Trans. ASME, Ser. A., Vol. 88, No. 1, pp.1-
13) Hirsch, Ch. and Warzee, G., 1976, “A Finite-Element Method for Through Flow Calculations in Turbomachines”, Trans. ASME, Ser. I., Vol. 98, No. 3, pp.403-
14) Hirsch, Ch. and Warzee, G., 1979, “An Integrated Quasi-3D Finite Element Calculation Program for Turbomachinery Flows”, Trans. ASME, Ser. I., Vol. 101, No.1, pp.141-
15) Furukawa, M. and Inoue, M., 1986, “Meridional Through-Flow Calculation Including the Effects of Non-Axisymmetric Flow in Turbomachinery”, Memoirs of the Faculty of Engineering, Kyushu University, Vol. 46, No. 3, pp. 309-321.
16) Wilcox, D. C., 1988, “Reassesment of the Scale-Determining Equation for Advanced Turbulence Models”, AIAA Journal, Vol. 26, No. 11, pp. 1299-1310.
17) Furukawa, M., Nakano, T., and Inoue, M., 1992, “Unsteady Navier-Stokes Simulation of Transonic Cascade Flow Using an Unfactored Implicit Upwind Relaxation Scheme With Inner Iterations“, Trans. ASME, Journal of Turbomachinery, Vol.114, No.3, pp.599-606.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 40 回日本ガスタービン学会定期講演会（釧路）講演論文集，2012.10

【研究報告】

A-4

羽根付ディフューザを有する遠心圧縮機の部分流量時における非定常挙動

*後藤　尚志（早大），水野　敦仁，森田　洋平（早大院），太田　有，大田　英輔（早大）

Unsteady Behavior of A Centrifugal Compressor Equipped with Vaned Diffuser at Off-design Operation

*Takashi GOTO (Waseda Univ.), Atsuhito MIZUNO(Graduate school of Waseda Univ.), Yohei MORITA, Yutaka OHTA (Waseda Univ.), Eisuke OUTA

ABSTRACT

Simultaneous unsteady measurements were conducted to investigate the unsteady behaviors of the phenomena occurring in a centrifugal compressor equipped with vaned diffuser at off-design operation. The measuring locations are 3 locations along meridian direction and 2 locations along circumferential direction. When the diffuser vaned installed at small impeller-diffuser radial gap, the saturation of pressure-rise was observed at off-design operation. According to simultaneous pressure measurements along meridian direction, various pressure fluctuations were existed at off-design operation. Especially, about 71 Hz fluctuations were considered to be existed independent of impeller-diffuser radial gaps. On the other hand, coherence of about 5 Hz and 25 Hz fluctuations occurring around impeller periphery became 0.99 and 0.88 at off-design operation. The fluctuation was considered to rotate around impeller periphery.

Key words: Centrifugal Compressor, Vaned Diffuser, Unsteady Flow

1．はじめに

近年，ターボ機械の一つである遠心圧縮機は産業からの要請を受け，小型高効率化が求められており，羽根付ディフューザが採用されている．羽根付ディフューザを採用すると高い圧力上昇が得られる反面，羽根車吐出流と案内羽根の干渉により，単一周波数の騒音が発生し，騒音が著しく上昇する[1]だけでなく，右上がり不安定領域が拡大し，作動範囲が狭くなり問題となる．

従来の研究から，性能の改善に関する研究については速水ら[2]はディフューザ案内羽根の弦節比を縮小することで，喉部を幾何的に形成されないような小弦節比円形翼列ディフューザ（LSD）の性能や内部流れ場について報告している．一方で，石田ら[3]らは小弦節比ディフューザを採用すると相対的に圧縮機の外形が大きくなるため，圧縮機の小型化には不向きであることを指摘し，LSD の動静翼間を縮小した研究を行っている．

著者らはこれまでに，ディフューザ案内羽根を有する遠心圧縮機の動静翼間距離を縮小することにより，高い圧力上昇を得ることが可能であることを示した[4]．また同時に，案内羽根の先端ハブ側にテーパ加工を施したテーパ形案内羽根を案内羽根に採用することにより，高い圧力上昇を得られることはもちろん，発生騒音の増大の抑制し，右上がり不安定領域の縮小が可能であることを示した[5]．

本報では，遠心圧縮機の羽根車入口および出口，ディフューザ出口の 3 点および羽根車外周に 2 点の計 5 点に高感度圧力センサを設置し，圧力の多点同時計測を実施した．得られたデータに対してスペクトル解析を行い，部分流量時に発生する非定常現象が子午面方向に及ぼす影響について調査を行った．

2．実験装置および実験方法

2.1　実験装置

供試圧縮機は舶用ディーゼルエンジンに用いられる過給機用遠心圧縮機である．Fig.1 および Table 1 に供試圧縮機の外観および仕様を示す．供試圧縮機は設計回転数は 22000 min^{-1} であるが，本研究では 6000 min^{-1} に設定した．これは，衝撃波や羽根車吐出流の強い二次流れの影響を排除したことに相当する．なお，供試圧縮機は騒音測定のため，無響室に設置しており，暗騒音の騒音レベルは圧縮機の騒音レベルに比べ十分に小さい．

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

Table 1 Dimensions of Tested Compressor.

Tested Centrifugal Compressor		
Rotational Speed	N	6000 min^{-1}
Mass Flow Rate	G	1.64 kg/s
Pressure Ratio	P_5/P_0	1.1
Impeller		
Number of Blades (Main + Splitter)	Z	14 (7+7)
Inlet Diameter	D_1	248 mm
Outlet Diameter	D_2	328 mm
Exit Blade Width	B_2	26.14 mm
Diffuser		
Blade Shape		Wedge
Number of Vanes	V	15
Leading Edge Diameter	D_3	360 mm
Trailing Edge Diameter	D_4	559 mm
Diffuser Width	B_4	26.14 mm

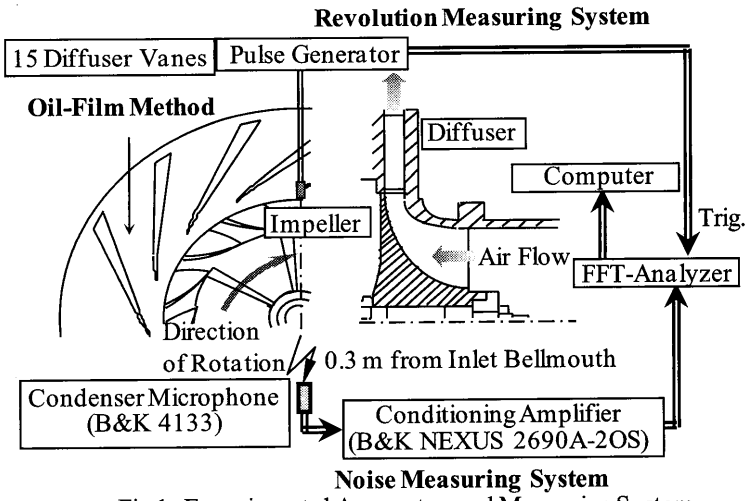


Fig.1 Experimental Apparatus and Measuring System.

Table 2 Diffuser Position and Inlet Angle.

Diameter of Diffuser Leading Edge	Impeller-Diffuser Radial Gap L_{id}	Vane Position
$1.10D_2$	0.10	1
$1.05D_2$	0.05	2

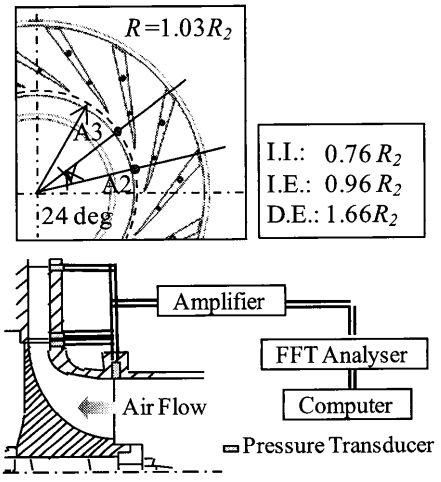


Fig.2 Pressure Measuring Systems.

供試羽根車はインデューサを有する長羽根7枚，短羽根7枚から構成される開放型羽根車である．

供試ディフューザは羽根なしディフューザ(VL)と15枚の案内羽根を有する羽根付ディフューザの2種類を採用した．それぞれのディフューザの通路幅は流量マッチングを考慮し，羽根なしディフューザではディフューザ通路幅を B_4= 19.55 mm，羽根付ディフューザではディフューザ通路幅を B_4 = 26.14 mm に設定した．

ディフューザ案内羽根にはくさび形案内羽根(ODV)を採用した．案内羽根の取付位置は Table.2 に示すように，動静翼間距離（L_{id}= $(D_3$-$D_2)/D_2$）を2通りに変化させた Position 1（L_{id} = 0.10）および Position 2（L_{id}= 0.05）である．

2.3 実験方法

圧縮機出口静圧は，圧縮機出口直後に設置した差圧発信機により計測し，流量は吐出管出口に設置したオリフィス流量計を用いて計測した．騒音の測定系を Fig.1 に示す．騒音測定は，吸込管ベルマウス入口から 0.3 m 離れた位置に，コンデンサマイクロフォンを設置し，計測を行った．

圧縮機内部に発生する非定常現象を調査するために，圧力変動の同時計測を圧縮機子午面方向および，羽根車出口周方向に対して実施した．Fig.2 に圧力センサの設置位置を示す．圧力センサの設置位置は，子午面方向に対しては，羽根車入口，羽根車出口，ディフューザ案内羽根出口の 3 箇所（I.I., I.E., D.E.）である．周方向に対しては，24 deg 離れた 2 箇所（A2, A3）である．得られたデータは周波数解析を行い，コヒーレンスおよび位相遅れから評価した．

3．結果および考察

3.1 圧縮機性能

Fig.3 に VL および ODV を Position 1 および Position 2 に設置した際の供試圧縮機の性能および騒音測定の結果を示す．

ODV を Position 1 に設置すると，VL 設置時と比較して，高い圧力上昇が得られる反面，右上がり不安定領域が拡大し，作動範囲が縮小するだけでなく，発生騒音が著しく上昇した．これは，羽根車吐出流と案内羽根とが周期的に干渉することにより発生する動静翼干渉騒音が原因である．

一方，ODV を Position 2 に設置すると，Position 1

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

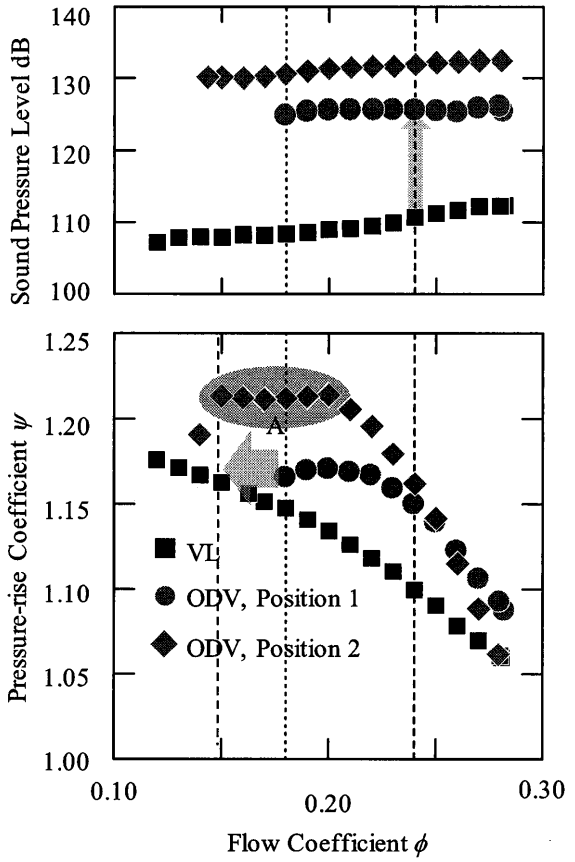


Fig.3 Compressor Performance and Noise Characteristics.

にODVを設置した際と比較して，低流量域において，高い圧力上昇が得られるだけでなく，作動範囲が約 30%拡大した．しかし，動静翼間距離が縮小したことにより，羽根車吐出流がより強く案内羽根と干渉するため，発生騒音はさらに高くなった．また，流量係数ϕ= 0.20 から 0.15 にかけて，図中Aに示すような圧力上昇がサチレーションする現象が発生した．

3.2 子午面方向の非定常挙動

Fig.4 および Fig.5 に ODV を Position 1 に設置した際の羽根車入口部および羽根車出口部，ディフューザ出口部における壁面静圧変動の同時計測結果より算出されたコヒーレンスを示す．流量係数は設計点であるϕ=0.24，ODV を設置時した際の安定作動限界であるϕ=0.18，また不安定領域であるϕ=0.14 を代表として示す．横軸は周波数であり，縦軸は Fig.4 は羽根車入口と出口，Fig.5 は羽根車出口と案内羽根出口から算出されたコヒーレンスである．ϕ= 0.18，0.14 においては，比較のためϕ= 0.24 を黒線で示し，ϕ= 0.18 および 0.14 におけるコヒーレンスを灰色の線で示した．

Fig.4 および Fig.5 より，ϕ =0.24 においては，翼通過周波数の基本成分であるf_{BPF} = 1400Hz およびその高調波成分は確認されるものの特に着目すべき変動は確認されなかった．また，ϕ =0.18 において，Fig.4 から供試圧縮機の回転周波数であるf_{imp} = 100Hz が顕著に大きくなったことが確認される．一方で，Fig.5 においては，約 71Hz に顕著なピークが確認された．しかし，この変動は，Fig.4 においては確認されないことから，羽根車出口からディフューザ出口にかけて発達する局所的な非定常現象が原因であると考えられる．

さらに流量を低下させたϕ =0.14 においては，約 54Hz の変動が Fig.4 および Fig.5 のどちらにおいても確認される．つまりこの変動は羽根車入口から

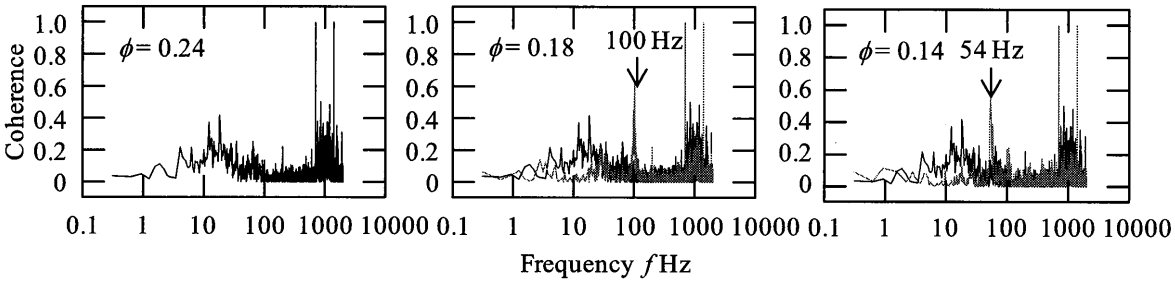


Fig.4 Coherence of Pressure fluctuations measured at I.I. and I.E.. (ODV, Position 1)

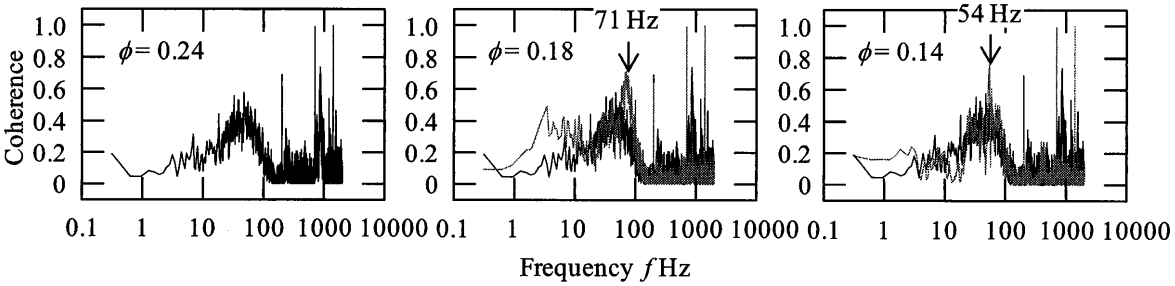


Fig.5 Coherence of Pressure fluctuations measured at I.E. and D.E.. (ODV, Position 1)

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

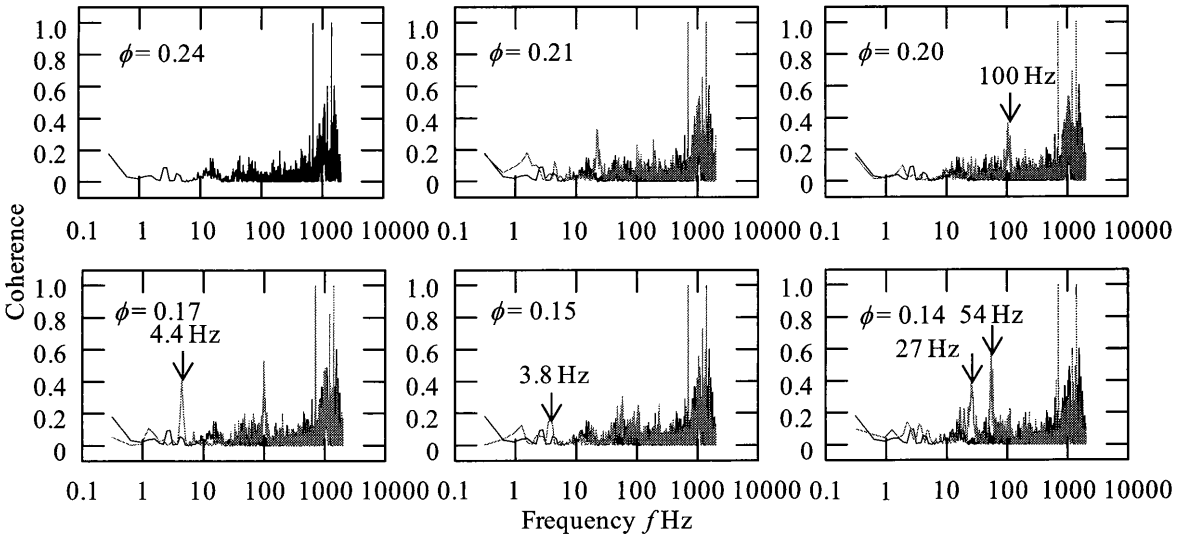


Fig.6 Coherence of Pressure fluctuations measured at I.I. and I.E.. (ODV, Position 2)

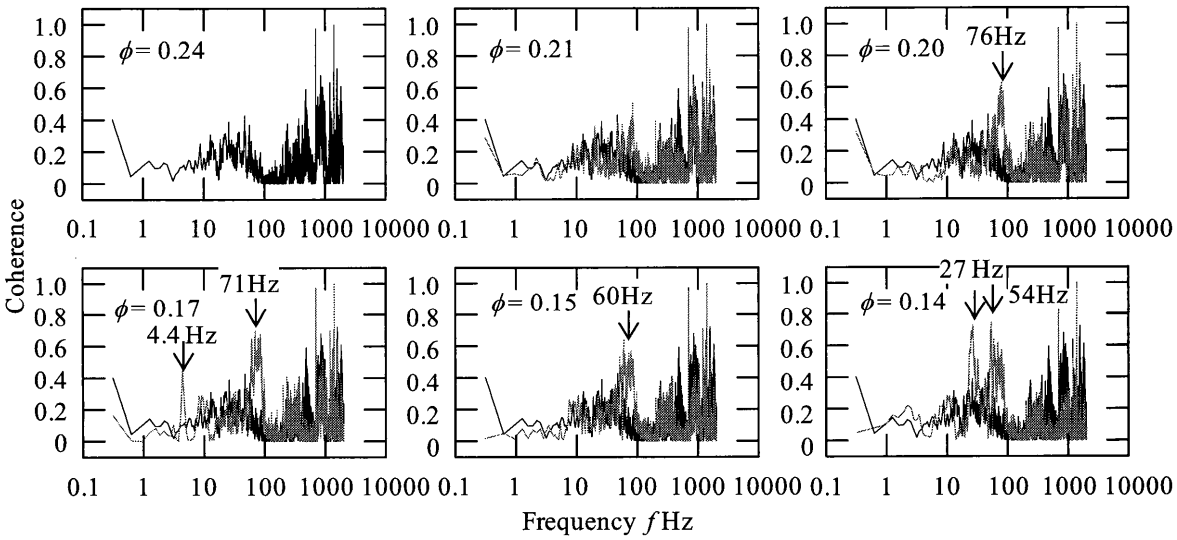


Fig.7 Coherence of Pressure fluctuations measured at I.E. and D.E.. (ODV, Position 2)

ディフューザ出口にかけて流れ場に影響を与えていると考えられる．ϕ=0.14 は作動点自体が右上がり不安定領域にあることから，羽根車における失速が発生原因であると考えられる．なお，ϕ =0.18 において確認された約 71Hz の変動は，図では示していないが，流量の低下とともに低い周波数に遷移していくが，そのレベルは小さくなり，また，Fig.4 には現れない．このことから，約 71Hz の変動と約 54Hz の変動とは異なる現象であると推測される．

次に，ODV を Position 2 に設置した際の壁面静圧の同時計測結果から算出されたコヒーレンスを Fig.6 および Fig.7 に示す．流量係数は，ϕ =0.24, 0.21 および圧力のサチレーション現象が確認されたϕ=0.20, 0.17, 0.15 および右上がり不安定領域であるϕ=0.14 を代表的に示した．

Fig.6 および Fig.7 において，ϕ=0.24 から 0.21 にかけては，翼通過周波数に起因する基本成分および高調波成分は確認されるが，その他に大きな変動は見られなかった．また，Fig.7 において，Position 1 に設置した際に観察された約 71Hz の変動が確認された．このことから，この変動は，動静翼間に影響されず発生する変動である．また，流量がϕ =0.20 から 0.16 に変化するにつれて，その周波数は低い周波数に遷移した．

次に圧力のサチレーションが確認されたϕ =0.20 から 0.15 について着目する．Fig.7 から，ϕ =0.17 において，約 4.4Hz の変動が確認された．この変動のコヒーレンスは図では示さないが流量の低下とともに大きくなり，ϕ =0.17 で最大となった．その後，流量の低下とともに減少し，ϕ=0.15 において，その変動のコヒーレンスはほとんど確認できなくなった．また，その周波数は流量の低下とともに低下した．しかし，さらに流量を低下させた，ϕ

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

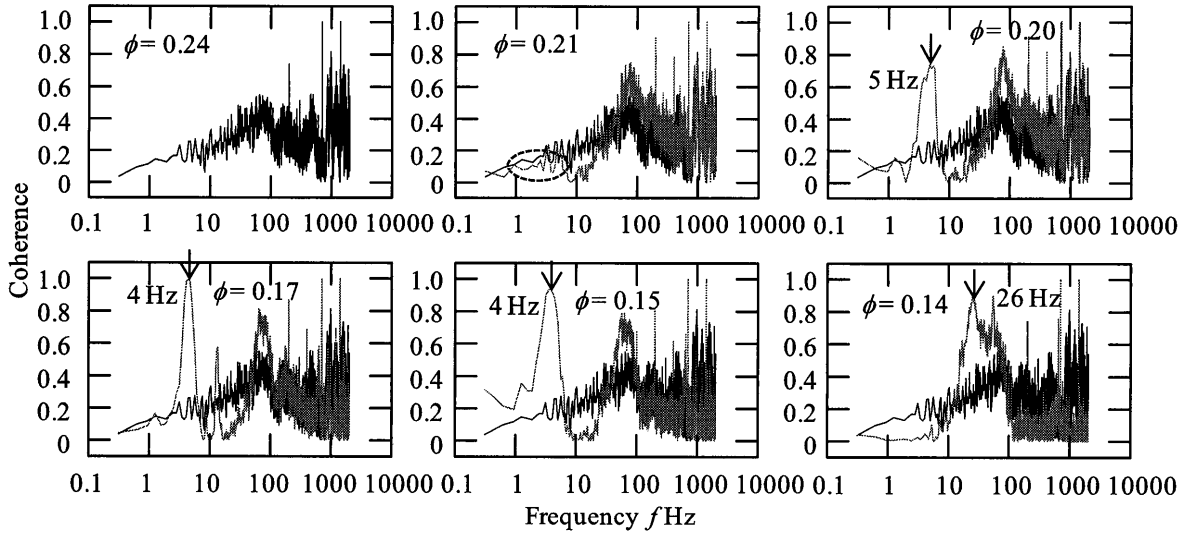


Fig.8 Coherence of Pressure fluctuations measured at A2 and A3. (ODV, Position 2)

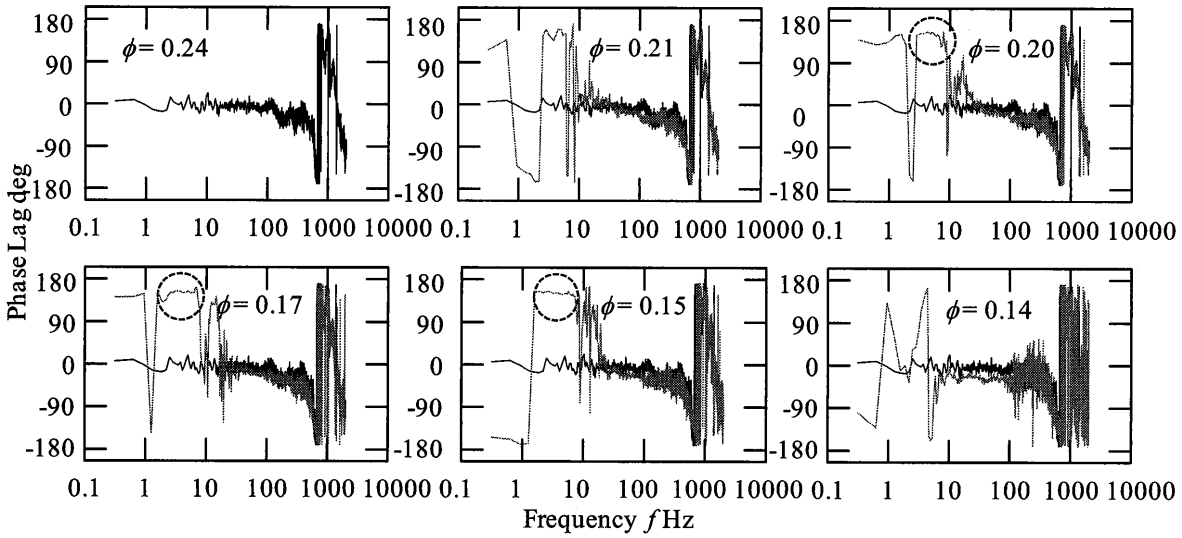


Fig.9 Phase Lag of Pressure fluctuations measured at A2 and A3. (ODV, Position 2)

=0.14 においては，Fig.6 および Fig.7 のどちらにおいても，27Hz の変動がピークとなって現れた．この現象は 3.3 節で詳しく述べるが，羽根車外周を旋回する旋回失速であると考えられる．

以上のことから，4～5Hz の変動が圧力上昇のサチレーション現象の発生要因となっていると推察される．

3.3 周方向の非定常挙動

次に，3.2 節で確認された変動の旋回性を調査するため，羽根車外周に取り付けた 2 つの圧力センサを用いて，ODV を Position 2 に設置した際の壁面静圧変動を同時計測した．得られたデータから，コヒーレンスおよび位相差を算出し，周方向に存在する圧力変動のピーク数および旋回性について調査を行った．Fig.8 および Fig.9 にコヒーレンスおよび位相差を示す．また以下の式より，算出されたコヒーレンスおよび位相差を用いて周方向に存在する変動のピーク数 n および変動の旋回速度 ω_n[rad/s]を算出した．

$$n = \frac{(\alpha + 2\pi k)}{\theta}$$
$$\omega_n = \frac{2\pi f}{n} \qquad (1)$$

ここで，αは位相差[rad]，θは圧力センサの角度[rad]，k は任意の整数であり，n が自然数となるように決定する．また，fは着目する変動の周波数[Hz]である．

Fig.8 に示すように，ϕ=0.24 においては，翼通過周波数に起因するピークは確認されるものの，特に着目すべき変動は確認されなかった．流量をϕ=0.21 まで低下させても，高周波数帯にはコヒーレンスおよび位相差に大きな変化は確認されなかった．一方，低周波数帯において位相差に大きな変

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

化が見られた．しかし，コヒーレンスは非常に小さく，ほぼ0であった．これは，2点間の相関がほぼないことを意味している．このため，この位相差は有益な変化ではないと考える．

次に圧力上昇のサチレーションが発生し始めたと考えられるϕ=0.20に着目する．ϕ=0.20では，低周波数帯において5Hzの近傍に変動のピークが確認された．この変動はサージによく似た周波数ではあるが，周方向に位相差があるため，圧縮機全体で発生するサージではないと考えられる．この変動の位相差は約168.4 degであった．式(1)から変動の周方向のピーク数および旋回速度を計算したところ，この変動は周方向に7つのピークを有し，旋回速度は，羽根車回転速度の約5%程度であることがわかった．

さらに流量を低下させ，ϕ=0.17になると，この変動のコヒーレンスは0.99となり，ほぼ1となった．これは，この変動が周方向に強い関連があり，大きな減衰を伴わずに旋回していることを意味している．

流量の低下に伴い，このピークの周波数は小さくなった．一方で，この変動の位相差は変化しなかった．したがって，この低周波数変動は，流量が低下するにしたがって，その旋回速度は減速するものの，周方向に7つのピークを有する旋回変動であることに変化はなかった．

最後に，ϕ=0.14について考察する．ϕ=0.14では，ϕ=0.15まで観察された約5Hzの変動は確認されないが，代わりに約25Hzに新たなピークが確認された．このピークのコヒーレンスは0.88と高く，また，この位相差は23.6 degであった．したがって，式(1)から，周方向に1つのピークを有する旋回変動であり，その旋回速度は羽根車回転速度の約25%であることがわかる．ϕ=0.14は，右上がり不安定流域での運転点であるため，この変動は動静翼間に発生する旋回失速であると考えられる．

4．結論

羽根付ディフューザを有する遠心圧縮機の部分流量時に発生する非定常現象について調査を行うため，壁面圧力の同時計測を行った．得られた結果を以下にまとめる．

1) 動静翼間距離によらず，ディフューザ部は約71Hzの変動が確認された．この変動は羽根車部には確認されなかった．このことから，この変動はディフューザ内に発生する局所的な非定常現象であると考えられる．

2) 右上がり不安定量領域内となる流量係数ϕ=0.14においては，約54Hzの変動が確認された．これは，羽根車部からディフューザ部にかけて存在していることから，羽根車の旋回失速に起因する変動であると考えられる．

3) 動静翼間距離を縮小すると，ϕ=0.20から0.15にかけて圧力上昇のサチレーション現象が確認された．この際，5Hzから4Hzの変動が観測された．この変動のコヒーレンスは非常に高く，また，周方向に位相差を有していることから，サージではなく，羽根車外周を旋回する変動であると考えられる．この変動の旋回速度は羽根車回転速度の約5%程度であり，変動は周方向に7つのピークが存在することがわかった．

4) ϕ=0.14では，約4Hzの変動は観測されず，そのかわりに，約26Hzの変動が観測された．この変動は，コヒーレンスが高く，位相差を有することから羽根車外周に発生する旋回失速であると考えられる．

参考文献

1) Yoshinaga, Y., Gyobu, I., Mishina, H., Koseki, F. and Nishida, H.: Aerodynamic Performance of a Centrifugal Compressor with Vand Diffusers, Transaction of the *ASME*, Journal of Fluids Engineering, Vol.102(1980),pp. 486-493.

2) 速水洋，妹尾泰利，宇都宮浩司，長谷川治，河口紀宣勝：遷音速遠心圧縮機の小弦節比円形翼列ディフューザ，機械学会論文集 B 編，55-511(1989), pp. 758-763.

3) Ishida, M., Murakami, T., Sakaguchi, D., Ueki, H., Hayami, H., Senoo, Y.:ANALYSIS OF SECONDARY FLOW BEHAVIOR IN LOW SOLIDITY CASCADE DIFFUSER OF A CENTRIFUGAL BLOWER, Proceedings of ASME Turbo Expo 2010,GT2010-22861 (DVD-ROM), 10 pages.

4) 後藤尚志，平戸康雅，太田有，大田英輔：羽根付ディフューザを有する遠心圧縮機の性能・騒音特性の改善，第38回ガスタービン学会定期講演会（徳島）講演論文集，A-10 (CD-ROM), 6 pages.

5) 後藤尚志，太田有，大田英輔：遠心圧縮機ディフューザに発生する前縁渦の非定常挙動と制御，日本機械学会論文集B編，76-772(2010), pp.2039-2049.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 40 回日本ガスタービン学会定期講演会（釧路）講演論文集，2012.10

【研究報告】

A-5

JAXA における小型エンジンを用いた研究

*水野　拓哉，賀澤　順一，田頭　剛，正木　大作（JAXA）

Research using a small jet engine in JAXA

*Takuya MIZUNO, Junichi KAZAWA, Takeshi TAGASHIRA and Daisaku MASAKI(JAXA)

ABSTRACT

Currently, as one of the research aimed at the realization of ultra-high bypass ratio engine, we are doing research on a nacelle in JAXA. Specifically, we are making a shape optimization tool for the nacelle. It is the tool which integrated CFD solver and morphing tool with optimization program. We are going to conduct tests to verify the performance of the tool in various flight conditions by experimental methods with altitude test facility (ATF). Therefore, we are also making a useful engine to test. In this paper, we report the plan and the progress of this research.

Key words: Jet Engine, Nacelle, Inlet, ATF, Optimization

1．はじめに

近年，環境への負荷および燃料価格の高騰などにより，ジェットエンジンの低燃費化の要求が高まっている。低燃費化を実現する方法の一つとして考えられているのが超高バイパス比化であるが，ファン径が大きくなることによって，ナセル形状が大型化し，それに伴って重量の増加，搭載上の制約が発生する。そのため，重量増の観点からは，ナセル長の短縮化，軽量材料の採用，搭載上の観点からは，入口形状の非円形状化などの対策が採られている。また，ナセル出口形状の可変化等を合わせて行うことで，更なる低燃費化の実現が期待されている。

上記の様な対策を実施するにあたり，設計検討や性能推算用ツールとして，近年では CFD が積極的に利用されているが，ナセル・エンジン統合形態で CFD と実験，双方による比較検証を行った例は多くはない。統合形態にて検証を行う事で，ナセルとエンジンとの干渉，それを考慮したエンジン特性も評価でき，特にナセル内部流れの評価を行う上で意義がある。

その為本研究では，ナセル形状の最適設計を行う CFD ツールを開発し，実験的手法によりツールの妥当性を評価する事，そして評価する際必要となるエンジンの製作および高空性能試験設備（ATF）を用いた評価手法の向上を主な目的とする。具体的には，評価関数を選定し，それが最適となる様なナセル形状を決定し，ATF を用いることで，地上および様々な飛行条件において，ナセル・エンジン統合形態での性能を取得し，ツールの妥当性およびエンジン特性を評価する事を予定している。そこで本稿では，本研究の計画概要および途中経過について報告する。

2．研究計画概要

本研究は，JAXA で行われている次世代超高バイパス比ファンエンジンの研究の一つである。3 年間で計画され，主に

① CFD と融合したエンジンナセル形状最適化ツールの作成，およびエンジンとの統合形態での実験による比較検証
② 上記試験で使用するターボファンエンジン製作
③ ATF を用いた試験評価技術の獲得

の 3 つからなる。各年度の実施計画予定は表 1 の通りとなっており，現在最適化ツールを使った試計算を行うと共に，11 月頃のエンジン完成に向け鋭意製作中である。本年度末頃には ATF を使用し，ナセル・エンジン統合形態での試験を行い，最適化ツールの検証を行う予定である。H25 年度には，H24 年度の結果を元にツール改修を実施し，精度および汎用性の高いツール製作を目指すと共に，エンジンに関しても適宜改修を加え，利便性の高いものを目指す予定である。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

表 1　実施計画予定

	H23年度	H24年度		H25年度
ナセル形状最適化	・形状最適化ツール製作 ・ATF試験用運転架台製作	・形状最適化計算 ・ナセル製作	・ATFでの評価試験	・ツール改修 ・試験 ・まとめ
エンジン製作	・高圧系設計製作 ・高圧系性能取得試験	・低圧系設計製作 ・エンジン性能取得試験	▼完成	

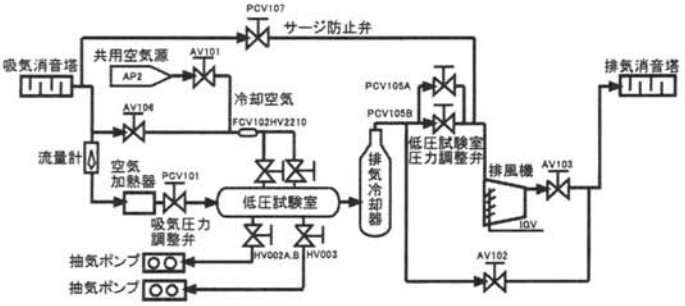


図 1　高空性能試験設備系統図

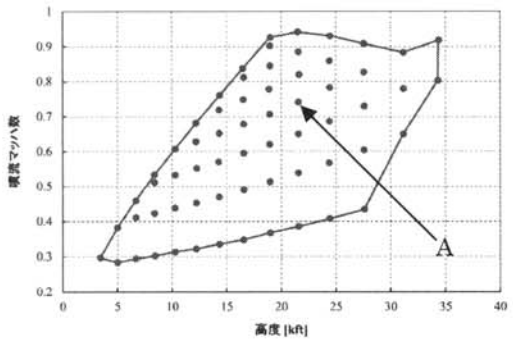


図 2　高空性能試験設備での試験可能条件

3．試験設備および試験条件検討

本研究において使用する高空性能試験設備は，推力約 1t クラスのエンジンを最高高度 60kft，最大マッハ数 2.0 の環境下において連続運転が可能な設備である[1]。設備の系統図を図 1 に示す。主流全圧および温度の設定には，それぞれ吸気圧力調整弁および加熱器を用いており，圧力は大気圧以下，温度は大気温から最大 120℃まで調整する事が可能である。また，低圧試験室は直径 2.5m，長さ 6m の円筒状容器であり，下流側の出力 4400kw の排風機，及び低圧試験室圧力調整弁を使用する事で，低圧試験室圧力を 1/4 気圧まで減圧することが出来る。

当該設備を利用した試験形態は，エンジン単体での特性を取得するためのダイレクトコネクト形態，超音速インテークとエンジンの統合形態で特性を取得するためのセミフリージェット形態が実績としてあるが，本研究では亜音速条件でのナセルとエンジン統合形態での特性を取得するため，ベルマウスからの噴出し流れを利用する，フリージェット形態での試験を初めて実施する事にした。

そこでまず，ダイレクトコネクト形態用として使用している既存のベルマウス（出口直径 364mm）を使用し，当該設備で再現可能な試験条件を調べた。設備側の設定パラメータとしては，主流全圧および低圧試験室圧力で，主流全温は大気温として，任意の組み合わせによるベルマウス出口面でのマッハ数を求めた。結果を図 2 に示す。ただし，横軸に示す高度は，低圧試験室圧から換算した物である。再現可能な試験条件は，線で囲まれた領域の内側であり，マッハ数は 0.3～0.9，高度は最大 35kft である。

また，今後ナセル・エンジン統合形態での CFD 計算を行うことを想定し，図 2 に示すポイントのうち数点選び，計算を実施した。数値解析プログラムとしては JAXA で開発している UPACS[2]を使用し，基礎方程式には RANS を，空間方向離散化は MUSCL 法で 2 次精度風上差分，時間進行法は 1 次精度オイラー陰解法である。乱流モデルは，Sparalt-Allmaras の 1 方程式モデルを採用している。図 3 に計算領域と境界条件を，図 4 に図 2 の A 点

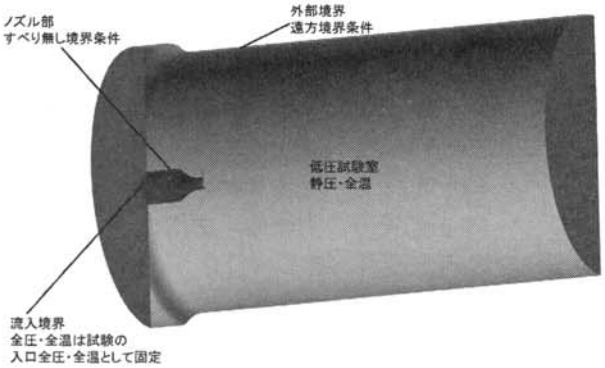


図 3　計算領域と境界条件

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.204, 2025/07/04.

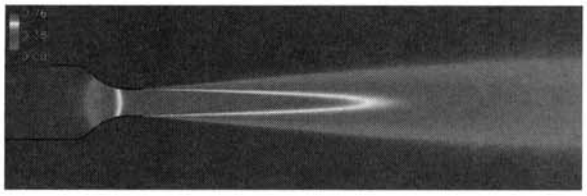


図4　A点におけるマッハ数分布

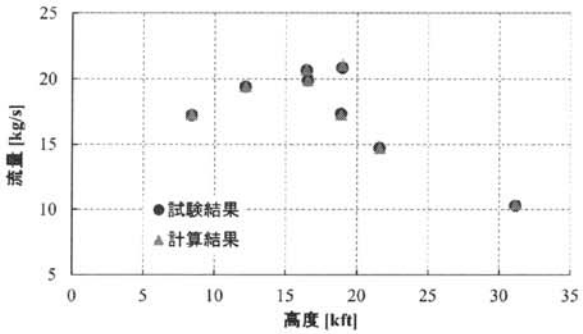


図5 試験とCFD結果の比較

表2　エンジンの仕様

推力	175N
バイパス比	3.0
ファン圧力比	1.2
全体圧力比	3.3
燃料消費率	3.01g/Ns
低圧系最大回転数	60000rpm
高圧系最大回転数	126000rpm

におけるマッハ数分布を，図 5 に高度と流量の結果を示す。流量における試験結果との差も最大0.5%程度であり，非常に良く一致している事が確認された。以上より，ナセルおよびエンジンの製作は，図 2 の試験可能条件を元に検討を行うこととした。

4．試験供試エンジン

4.1　製作に至る経緯

取扱いや導入の容易さ，価格などからラジコン用に販売されている模型用ジェットエンジンを，ガスタービン/ジェットエンジンの研究に利用する試みは，我が国においても大学や研究機関などでも行われてきているが[3),4)]，JAXAのジェットエンジン技術研究センターにおいても，エンジン制御系の研究や騒音低減の研究を中心に使用してきた。模型用ジェットエンジンを用いた新規研究テーマなどの導入が比較的容易であることに比して，一般に市販されている模型用ジェットエンジンの多くは 1 軸ターボジェットエンジンであり，これを用いた研究成果を民間用に一般的に使用される 2 軸以上のターボファンエンジンへ発展させるには，もう一段の中間段階を経ることが望ましいと思われる。

そこで，JAXAのジェットエンジン技術研究センターでは，従来の模型用ターボジェットエンジンを改修し，まだ実機のエンジンに組み込む段階の前のTRLの低い研究の実証ベースエンジンとして 2 軸ターボファンエンジンの開発を行なうこととした。適用対象としている主な研究分野は，ナセルおよびファン・圧縮機設計技術，耐熱材料，騒音，制御，モニタリングなどである。

4.2　開発コンセプトおよびエンジン概要

図 6 にターボファンエンジンのイメージ図を示す。また，表 2 にエンジンの仕様を示す。
当該エンジンは，本研究での使用後，故障を前提としたモニタリングや制御のためのFOD試験，ファン・圧縮機サージ試験での使用も想定しているため，最終的には数台のエンジンを試作する予定である。そのため，開発コンセプトとしては，1 台当たりの単価を抑えることに重点を置いている。また，各要素の研究を行うための供試エンジンとして使用するため，ターボファンエンジンとしての性能向上を追求することはせず，極力市販の66mmタービンを用いた模型ジェットエンジンを改造し，コアエンジンとした。コアエンジンの軸系は，低圧軸が通るように中空構造に変更し，ベアリングは特別注文品を用いたが，潤滑・冷却の方式は既存エンジンと同じとした。図 7 に高圧系で使用する遠心圧縮機の遠心応力解析結果を示す。

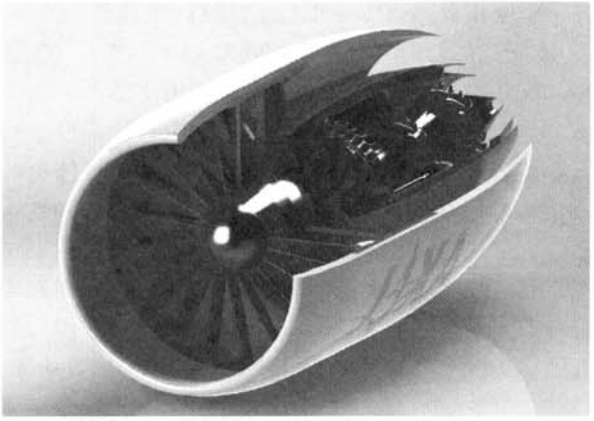


図6 ターボファンエンジンイメージ

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.204, 2025/07/04.

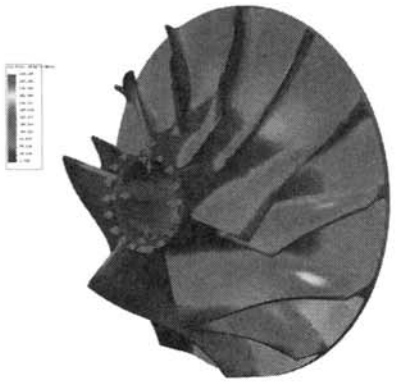


図 7 圧縮機の遠心応力解析

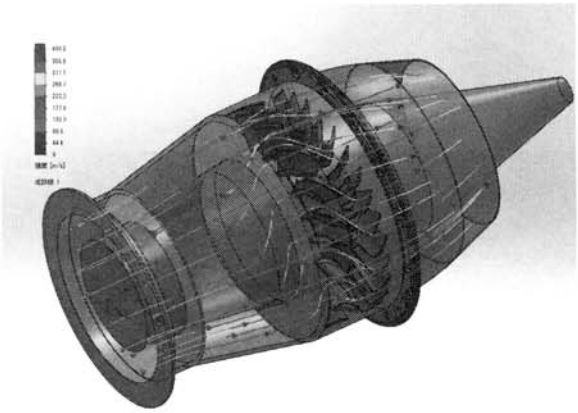


図 8 低圧系軸出力計算モデル

軸径の変更に伴い，圧縮機の入口ハブ径の肉厚が薄くなる事から実施した解析だが，高圧系最大回転数（126000rpm）の 1.2 倍の回転数でも特に問題なく使用できる事を確認している。燃焼器は既存エンジンのものをそのまま使用することにした。低圧タービンは，85mm の市販ロータとノズルによって必要な軸出力を得られる見通しを得たので，新規の空力設計を行わない事とした。図 8 に軸出力解析に使用したモデル，および 60000rpm 時の速度の流跡線分布を示す。フロントファンは新規製作することとし，現在空力設計中である。低圧タービンとのマッチングに問題が出た場合，減速ギアを入れる事も考えている。また，将来的には JAXA で研究中の電動ファンなどを組み込むことも想定している。

現状，コアエンジンの改良後の耐久運転試験は完了しており，ファンの空力設計と低圧系の構造詳細設計を進めている段階である。本年度秋には，ターボファンエンジンとしての初回運転試験を行う予定である。

5．ナセル最適化ツールおよび試計算結果

本研究においては，遺伝的アルゴリズム（GA）や勾配法を用いた最適化手法を活用することによって，ナセル形状を設計することを目的のひとつとしている。最適化を行うには，最適化自体を行うための最適化エンジン，形状制御点を移動させることによるナセル形状および計算格子変形ツール，流れ場を計算するための CFD ソルバーが必要となる。最適化エンジンには，米国 Sandia 国立研究所にて開発されている dakota を用いた。dakota はオープンソースの性能分析自動化・統合システムで，機能のひとつとして最適化エンジンが搭載されている。遺伝的アルゴリズムや勾配法など一般的に用いられる最適化アルゴリズムを自由に選択でき，同じく複数から選択可能な応答曲面近似法と組み合わせることで効率良く最適化を行うことが可能である。また，ナセル形状および計算格子変形ツールは文献 5 のモーフィング手法をベースに JAXA ジェットエンジン技術研究センターで開発したものを使用している。形状制御点を定義し，移動量を設定することで，物体形状およびその周辺の格子をなめらかに変形させることが可能である。ナセル前縁やノーズコーン形状など変形させたくない部分を指定することも可能である。流れ場を計算するための CFD ソルバーとしては先述の UPACS を用いた。最適化ツールのシーケンスを図 9 に示す。

最適化ツールの動作確認として，ナセルを設計して最適化を行った。計算条件は，主流マッハ数が 0.7，ナセル内エンジン入口でのマッハ数が 0.4 である。図 10 にナセルのベース形状と計算格子，

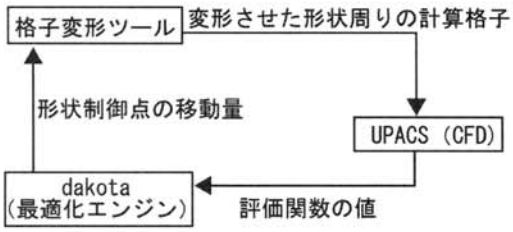


図 9　最適化ツールのシーケンス

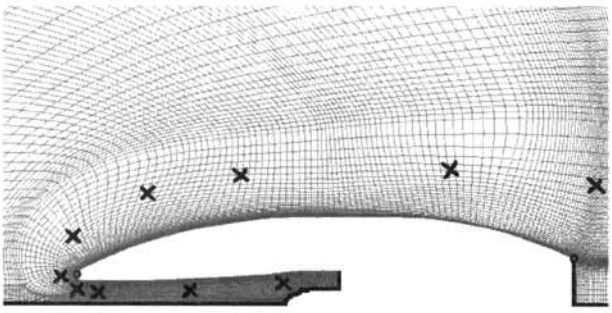


図 10　ナセル形状および形状制御点

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

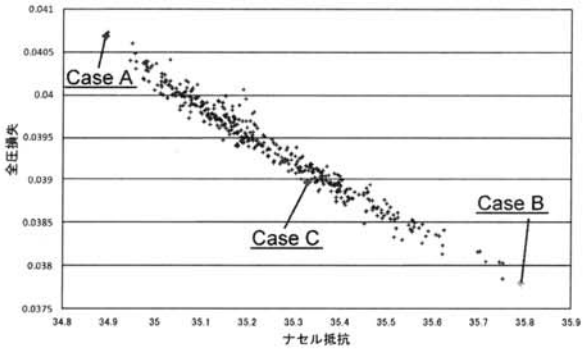


図 11　最適化計算結果

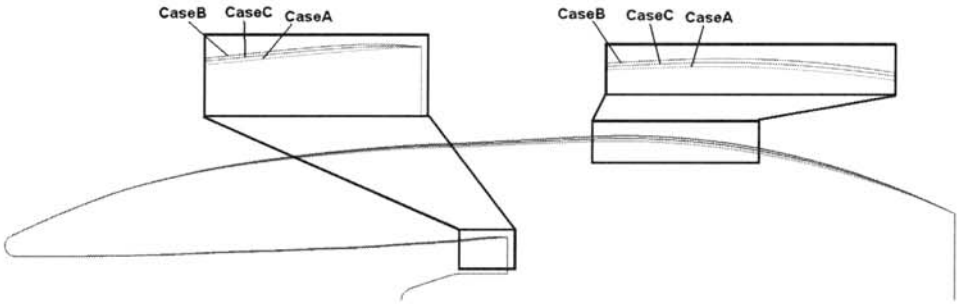
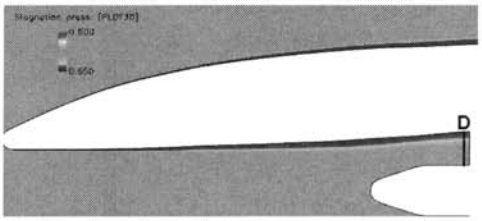
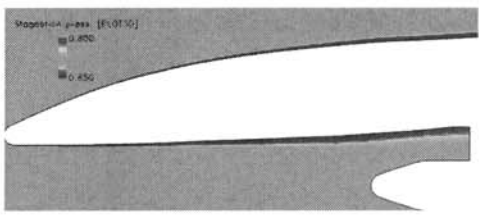


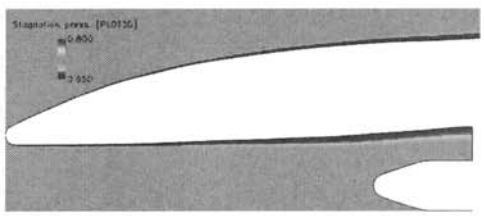
図 12　CaseA，CaseB および CaseC のナセル形状



CaseA



CaseB



CaseC

図 13　全圧分布

形状制御点位置を示す。×印が形状制御点位置で，これらの点をそれぞれ独立に動かすことでナセルを変形させることが可能である。図中太線で示した部分は形状定義点が移動しても変形しない場所を示している。最適化の評価関数としてはナセル抵抗とナセル内部での全圧損失とした。ナセル抵抗はナセル壁面の静圧を積分し，上流方向の成分とし，ナセル内部での全圧損失は上流側の全圧平均値とエンジン入口付近（図 13（後述）中 D の位置）での全圧平均値との差とした。この 2 種類の評価関数が最小となるように，多目的遺伝的アルゴリズムを用いた最適化を行った。結果を図 11 に示す。横軸はナセル抵抗，縦軸は全圧損失である。結果より，パレートフロントが形成されていることがわかる。

最適化によって，ナセル形状と流れ場がどのように変化したかを詳細に調べるため，図 11 中 CaseA（ナセル抵抗：小，全圧損失：大），CaseB（ナセル抵抗：大，全圧損失：小），CaseC（A と B の中間）での結果を可視化し，比較した。図 12 に CaseA, CaseB, CaseC でのナセル形状を示す。CaseC は CaseA と CaseB の中間の形状となっている。CaseA と CaseB を比較すると，ナセル外径が小さくなるとナセル抵抗が小さくなる傾向にあることが分かる。ナセル外径が小さくなると前面面積が小さくなるため，ナセル抵抗が減少すると考えられる。

図 13 に CaseA，CaseB，CaseC の全圧分布を示す。わずかではあるが，CaseA の方が CaseC よりも全圧の低い領域が広いことが分かる。エンジン入口付近（図 13 中 D で示した線分）での半径方

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.204, 2025/07/04.

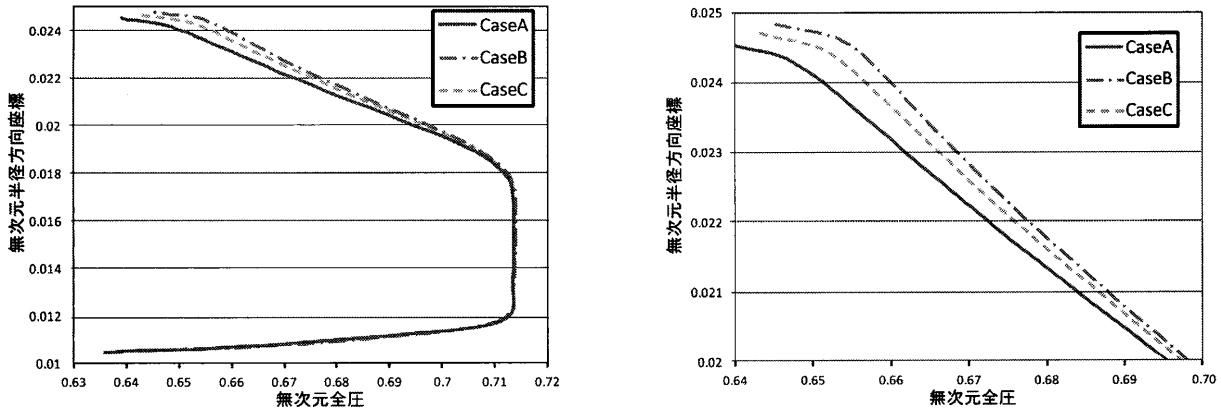


図 14　半径方向全圧分布（左：全体　右：チップ付近拡大図）

向全圧分布を図 14 に示す。横軸が無次元全圧，縦軸が半径方向位置である。ハブ側では CaseA，CaseB，CaseC で形状が同一のため，全圧分布に差はないが，チップ側では CaseA が最も全圧が低く，CaseB が最も全圧が高い。したがって，CaseB で全圧損失が最も小さく，CaseA で全圧損失が最も大きいことが確認できた。

これらの結果より，設定した評価関数を最小化するように最適化が行われたことがわかる。本研究で開発された最適化ツールによって妥当な結果を得られることが確認できた。

6．おわりに

今後の予定であるが，ナセルのベース形状の検討，製作を行い，ATF での試験結果を元に，最適化ツールの妥当性の評価を行う予定である。その後，ベース形状を元に最適化ツールによる形状選定を行うが，その際，評価関数の観点から特徴を持った数点を選び，ナセル製作を行い，様々な飛行条件にて比較検証を行う予定である。ファーストステップとして，定性的な観点から評価を行っていく事は先にも述べたが，セカンドステップとして，定量的精度および利便性の観点からも改修を加えていく予定である。さらに，ナセル以外に，ファンの空力性能向上を目的とした翼型の最適化，ファン騒音低減化手法の一つとして考えられる低騒音翼型形状の最適化等，空力性能および騒音双方の面から最適化を可能とする翼型形状選定への適用も考えられる。

また，製作したエンジンに関しても先の 4.1 項で述べた通り，小型で低コスト，自由に計測点数を増やすことが可能である等のハンドリングの良さから，エンジン内部の要素を新材料のもので置き換える，エンジンモニタリング観点から，故障を前提とした運転によるデータ取得等，様々な試験への適用を予定している。

参 考 文 献

1) 西澤敏雄　他：宇宙航空研究開発機構の航空エンジン試験設備，日本ガスタービン学会誌，Vol38, No.1(2010)，pp.15-16.
2) Yamane, T., Yamamoto, K., Enomoto, S., Yamazaki, H., Takaki, R., and Iwamiya, T., “Development of A common CFD Platform-UPACS”, Proc. Parallel CFD 2000 Conf., Elsevier Science, pp.257-264, 2001
3) 田中秀樹　他：4kW 級マイクロガスタービンの応用研究，第 35 回ガスタービン定期講演会，2007 年 9 月
4) 倉田修　他：セラミック部材を組み込んだ小型ガスタービンの試験と今後の課題，第 35 回ガスタービン定期講演会，2007 年 9 月
5) Thaddeus Beier, Shawn Neely, “Feature-Based Image Metamorphosis”, Computer Graphics, 26, 2, July 1992

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 40 回日本ガスタービン学会定期講演会（釧路）講演論文集，2012.10

【研究報告】

A-6

感圧塗料による振動翼表面非定常圧力計測の試み

*木村泰徳，渡辺紀徳，姫野武洋，井上智博，鵜沢聖治（東京大学）

Application of Pressure-Sensitive Paint for Measurement of Unsteady Pressure Distribution on Oscillating Cascade

*Yasunori Kimura, Toshinori Watanabe, Takehiro Himeno, Chihiro Inoue and Seiji Uzawa
(Univ. of Tokyo)

ABSTRACT

In this study we aimed to establish way of measuring the blade surface unsteady pressure distribution. We adopted Pressure-Sensitive Paint (PSP) to achieve the goal. Two cases were investigated. One was a linear transonic cascade with shock wave and the other was subsonic one. Both cascades oscillated in a heaving mode and were analyzed by using the Influence Coefficient Method. Unsteady aerodynamic force was calculated by integrating blade surface pressure distribution and compared with one measured directly by using strain gauge devices. The result showed that we could expect PSP to be an effective technique for the measurement of unsteady aerodynamic force in oscillating cascade in the future although we had to improve it from now on.

Key words: Unsteady Aerodynamics, Aeroelasticity, Cascade Flutter, Pressure Sensitive Paint

1．緒言

近年のガスタービンには，環境負荷，燃料費を低減するため，極限的な最適化設計が求められており，その構成要素である圧縮機では，高負荷化，内部流れの高速化が進んでいる。それに伴い，圧縮機の作動曲線は Fig1 のⅠ，Ⅳ，Ⅴで示されるような翼列フラッターが発生するとされている領域の近傍での作動を余儀なくされることも多い。しかし，このような領域で発生するフラッター発生点の十分な精度を持った予測手法が確立されていないのが現状である。

剥離や強い衝撃波を伴う場合，未解明な物理現象が多く，理論解析では十分な精度を得ることが困難であるため，数値計算を用い乱流モデルや遷移モデルを工夫するといった研究が過去になされてきた。例えば，領域Ⅰの失速点近傍では，前縁に小さな剥離泡を伴う場合などはある程度予測できるようになりつつあるが [1), 2)]，剥離形態，規模が異なる場合への適用性に関しては未知数である。また，領域Ⅳ，Ⅴの衝撃波を伴う流れ場では，衝撃波形状に着目し，定性的な性質を明らかにしたもの [3)]や，衝撃波後方に存在する剥離域の影響を議論したもの [4)]があるが，どれも非定常空気力を定量的に予測するまでには至っていない。

したがって，実験により剥離域や衝撃波の挙動，翼面上の非定常圧力分布を詳細に計測し，データを分析することで，そのフラッター特性に影響を及ぼすメカニズムを解明することは重要である。

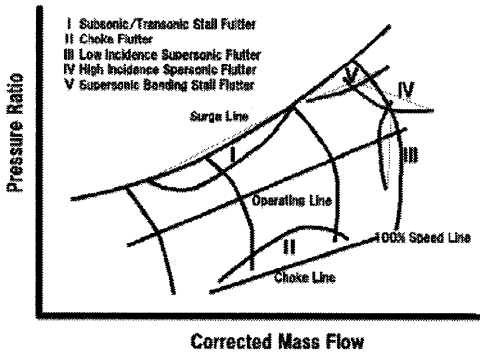


Fig.1 Compressor Characteristic Map Showing Principal Types and Regions of Occurrence[11)]

振動翼列の非定常圧力分布の計測には，一般的に翼に直接埋め込まれた非定常圧力センサが用いられているが，(1)高価である，(2)設置密度に限りがある，(3)翼厚の薄い前縁部への設置が難しい [5)]といった問題があり，翼列安定性を議論するのに十分なデータを得ることは難しい。翼面圧力分布面計測の手段として，感圧塗料が有望視されている [6)]。比較的圧力変化の大きい高亜音速から超音速での風洞実験に用いられており，当初は定常計測に限られていたが，近年，時間応答性を高め非定常計測に適用可能なものも開発されつつあり [7), 8)]，衝撃波や，渦崩壊位置の振動のような非定常空力現象を捉えるのにも使用され始めている [9), 10)]。しかし，現在のところ，振動翼列試験で感圧塗料計測を行い，定量的な評価を行ったものは見られない。本研究では，振動翼表面の非定常圧力

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

を感圧塗料で計測する技術の確立を目指している。感圧塗料計測の妥当性は，歪ゲージにより計測された非定常空気力との比較により検証する。

主な記号

p_0 : 流入全圧
p_∞ : 流入静圧
h_0 : 振動翼変位振幅
ω : 振動翼の角振動数
t : 時間
p : 翼面上静圧
c : 翼コード長
σ : 翼間位相差
U_∞ : 流入速度
e_n : 単位ベクトル(翼面垂直方向)
e_h : 単位ベクトル(振動翼振動方向)
ds : 面素ベクトル
$k=\frac{c\omega}{2U_\infty}$: 無次元振動数

2．実験対象

本研究では，遷音速直線振動翼列風洞を用いて，Fig.2 に示すような 2 種類の翼列について実験を行った。いずれも 7 枚の翼を設け，その中央翼を並進加振する。翼列諸元及び，実験条件を Table1 に示す。遷音速流の二重円弧翼列(DCA)は青塚[4]が使用したものと同じものである。NACA65 翼列は亜音速条件となっており，インシデンスを様々に変化させて実験を行った。

Table1 Cascade Profile and Experimental Condition

	Transonic	Subsonic
Airfoil Type	DCA	NACA65
Chord[mm]	45.15	28
Pitch Chord Ratio	0.6	0.907
Stagger Angle[deg.]	55	49.2
Blade Thickness Ratio	0.04	0.1
Total Pressure [kPa]	190	110
Total Temperature[K]	293	293
Inlet Mach Number	1.25	0.5
Incidence [deg.]	0	0~10
Static pressure ratio	1.45	
Reynolds Number	1.1×10^6	3.1×10^5
Reduced Frequency	0~0.0225	0~0.052



(a) Double Circular Arc Airfoil (b) NACA65

Fig.2 two types of airfoil

3．解析方法

3.1 翼列フラッター解析

本研究では，エネルギー法によるフラッター解析を行う。強制振動させた翼に作用する非定常空気力から空力減衰係数(式(5))を算出することにより翼列安定性を議論できる。空力減衰が負となると系は不安定となる。今回は実験装置の簡便化のため，一翼振動法[12]を採用している。Fig.3(a)は一翼のみ振動している翼列(一翼振動)，Fig.3(b)は全翼が一定の位相差で振動している翼列(全翼振動)を表す。本実験では Fig.3(a)のように翼列中の中央翼のみを並進加振する。なお，中央翼を 0 番翼，その下流を 1 番翼などと名付ける。0 番翼の変位を式(1)のように表す。

$$h(t)=h_0e^{i\omega t} \tag{1}$$

ここで式(2)は，Fig.4 に示したように，微小面積に作用する圧力を積分することで，n 番翼に計測される非定常空気力係数を定義したものである。また，翼面上非定常圧力係数は式(3)のように無次元化する。

$$\tilde{c}_n=\oint\tilde{c}_p\vec{e}_n\cdot\vec{e}_h ds=\frac{\oint p(x,t)\vec{e}_n\cdot\vec{e}_h ds}{(p_0-p_\infty)h_0} \tag{2}$$

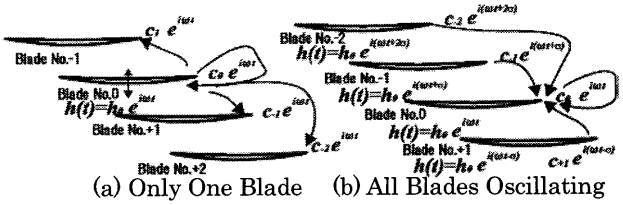
$$\tilde{c}_p(x)=\frac{p-p_\infty}{(p_0-p_\infty)h_0} \tag{3}$$

一翼振動法は，全翼振動時の非定常空気力は各翼からの影響を線形に分離できるといった仮定に基づいている。Fig.3(b)で示すように，全翼振動状態での非定常空気力係数は，式(2)で求められた一翼振動時の非定常空気力をもとに各翼からの影響を割り出し，それらを式(4)のように重ね合わせることで算出する。

$$\tilde{c}_h=\sum_{n=-\infty}^{\infty}\tilde{c}_ne^{-in\sigma} \tag{4}$$

式(4)で求めた全翼振動時の非定常空気力を基に空力減衰係数は式(5)のように算出する。

$$\Xi=-\int\mathrm{Re}\{h_0\tilde{c}_h(t)\}\mathrm{Re}\{dh(t)\}\Big/\pi{h_0}^2=-\mathrm{Im}(\tilde{c}_h) \tag{5}$$



(a) Only One Blade Oscillating (b) All Blades Oscillating with IBPA σ

Fig.3 Influence Coefficient Method

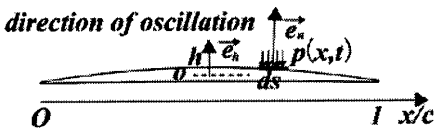


Fig.4 Definition of Nomenclature

3.2 感圧塗料計測

本研究では，10μs 程度の時間応答性があることの確認されており[9]，今回の翼加振最大振動数である 100Hz 以

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

下の非定常圧力の計測に適している陽極酸化アルミニウム感圧塗料(AA-PSP)を使用している。計測装置を Fig.5 に示す。

メタルハライドライト（Photron HVC-UL）の前方に設置したバンドパスフィルタ(朝日分光 Pb0009，460nm，半値幅 100nm)で励起波長を抽出し計測翼に塗布された感圧塗料を励起した。感圧塗料による発光は，前方に設置された短波長カットフィルタ(朝日分光 XF594)を通した後，高速度カメラ FASTCAM-APX RS8M（1024×1024，10bit）により計測した。カメラレンズには Nikkor 50mm F1.2S を使用する。計測は，計測翼面に対して同一の角度・距離に光源とカメラを移動することで，振動翼とその周囲 1 枚の翼に対して行った。翼列による計測では周囲の翼の干渉を避けるために，翼間の僅かな隙間を利用して，励起光を当てるとともに発光の計測を行うために，翼面に対して非常に浅い角度(20 度程度)で撮影を行った。コード方向に 300 ピクセル，スパン方向に 100 ピクセル程度の空間分解能で捉えている。カメラの露光時間は，100Hz 以下の現象を捉える事を踏まえて，1/1000s に設定し，1 秒間に 1000 コマの連続したデータを取得する。加振実験においては，モーターの回転の同期信号をトリガーとして取り出し，それをもとに計測を開始し 1000 コマ測定を行う。これを 1 回の通風で 5 セット繰り返す。通風直後にも同様の計測を行い，基準画像を得る。翼面上任意のコード，スパン位置での輝度値は，翼面上に設けられた 16 点の参照点から算出された較正係数を基にアフィン変換を行い，画像中での位置を割り出すことで取得する。

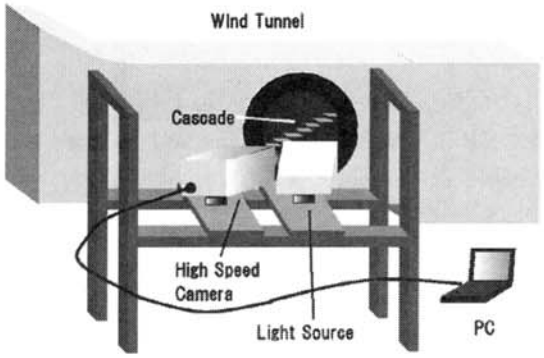


Fig.5 PSP Setup for Linear Cascade Application

圧力は計測翼面上の輝度から式(6)により求める。

$$\frac{P_{run}}{P_{ref}} = \sum_{k=1}^{n} A_k(T_{run}) \left\{ \frac{I_{ref}(P_{ref}, T_{run})}{I(P_{run}, T_{run})} \right\}^k \qquad (6)$$

ここで，P、I、T、A_k はそれぞれ翼面上静圧，輝度，翼面上温度，較正係数を表す。添え字の run，ref はそれぞれ通風時，無風時を表している。通風終了直前のデータを通風時の，直後のデータを無風時のデータに使用することにより，通風時，無風時の温度の相違は 3 度程度に収まることを確認した。較正係数は，非加振状態で翼面上に静圧孔を設け，シリコンチューブにより圧力センサまで空気を導くことで計測した数点の静圧分布と感圧塗料計測により取得した輝度から算出したものを使用する。詳細は 4.1.3 で述べる。また，振動実験時の加振翼に関しては，加振をさせた状態で無風時の輝度を取得し，通風時と同じ位相の時の輝度値をそれぞれ基準値として使用して，輝度比を求め，非加振時の較正係数を基に圧力を算出する。また，それぞれの時間で，画像中での翼の平行移動量を見積もり，その分だけ逆に平行移動した上で，アフィン変換を施している。

4．結果と考察

4.1 定常時の計測結果

4.1.1 遷音速翼列

遷音速翼列では衝撃波の振動と翼振動との関係が重要であると指摘されている[3)6)]。衝撃波形状を明らかにするため，シュリーレン法による可視化を行った。Fig.6 に得られた可視化結果を示す。視野に入っているのは，上から-1 番翼，0 番翼，1 番翼，2 番翼である。写真には翼前縁から発生する斜め衝撃波と翼間流路に形成される垂直衝撃波である通路衝撃波が見られる。-1 番翼，0 番翼間の通路衝撃波を見ると，-1 番翼背側に斜め衝撃波とほぼ同じ位置に入射していることが分かる。なお，シュリーレン計測は，中央翼根元の壁面に加振のための穴が存在している状態で計測したため，その背側に位置する通路衝撃波の位置が後方に移動するという影響が見られ，二つの衝撃波は分離している。こうした状況は柴田[3)]の研究の比較的高負荷な状態でも見られる。少なくとも翼振動が衝撃波の振動に与える影響を定性的に論じる分には問題はないと判断し，本振動実験は全てこの条件で行っている。

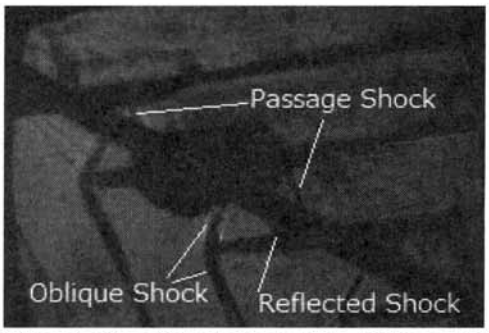


Fig.6 Visualization of Shock Wave Using Schlieren Method ; DCA, M=1.25

4.1.2 亜音速翼列

Fig.7 に揚力とインシデンスの関係を示す。インシデンス 5 度以下の範囲でインシデンス増加とともに揚力係数はほぼ線形に増加する，それ以降は横ばいになっている。Fig.8 にインシデンス-5-3，0，3，5 度における 50%スパ

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

ンのコード方向の圧力分布を示す。インシデンス変化による翼面上圧力のコード方向分布の変化を調べると，まず腹側は，インシデンス増加とともに，各コード位置で圧力は上昇しており，特に上流側で上昇幅は大きくなっている。次に背側を見ると，25%コード位置より上流側ではインシデンスの増加により,圧力が低下しているが，その下流側では逆に圧力は上昇している。

4.1.3　感圧塗料計測との対応

Fig.9 は遷音速実験, Fig.10 は亜音速実験(インシデンス 4 度)における翼面上圧力分布である。マーカーは圧力センサにより計測されたもので，実線は感圧塗料計測に基づいて算出されたものを示している。

感圧塗料計測では，通風時と無風時の輝度比を取得する。それとは別に，圧力センサによる計測で，翼面上静圧を，遷音速実験は各面 6 点，亜音速実験は各面 11 点 50%スパン上で取得する。各面で圧力センサにより得られた数点の静圧とその位置での輝度比から，式(6)で最小二乗法を用いて較正係数を算出する。それを基に，感圧塗料計測で得られた翼面上の輝度比分布は式(6)により圧力分布に変換する。

Fig.8, Fig.9 ともに，感圧塗料計測に基づく結果と圧力センサ測定結果で分布の形状は良い一致が見られる。これは，翼面上圧力分布と輝度比分布の傾向が一致していることを意味している。

Fig.9 において，衝撃波による圧力上昇は腹側コード 20%位置と背側コード 60%位置に表れている。背側では斜め衝撃波と通路衝撃波がほぼ同じ位置に入射するため，圧力上昇位置が一段階しか現れていない。

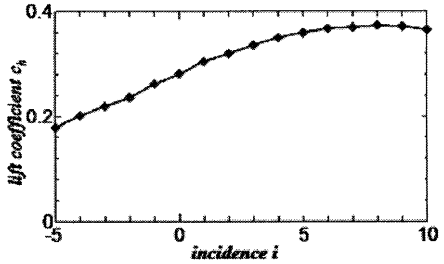


Fig.7 LiftCoefficient ;NACA65, M=0.5

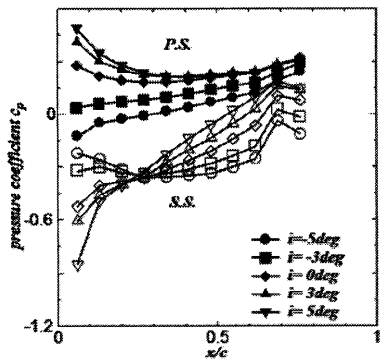


Fig.8 Blade Surface Pressure ; NACA65, 50%span, i=-5,-3,0, 3, 5

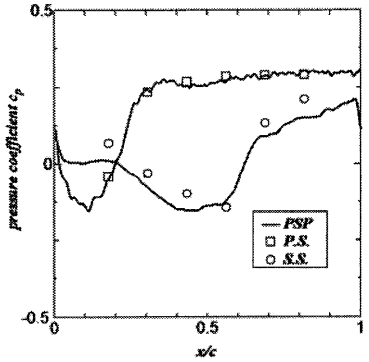


Fig.9 Blade Surface Pressure; DCA, 50%span, M=1.25

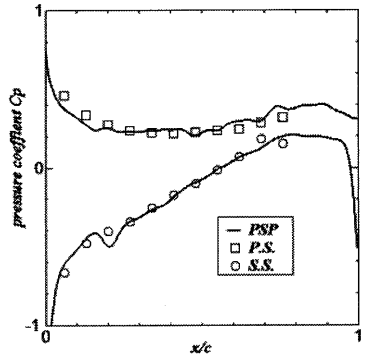


Fig.10 Blade Surface Pressure ; NACA65, 50%span, i=4

4.2　振動翼列での計測結果

4.2.1　遷音速翼列

Fig.11 は遷音速翼列の一翼振動時(無次元振動数 0.00751，0.01503，0.02254)の 0 番翼，1 番翼の非定常空気力(式(2))を複素平面上に示したものである。横軸は振動翼である 0 番翼変位に同期する成分(実部)，縦軸は速度に同期する成分(虚部)を表している。原点からの距離が振幅，横軸正方向となす角度が位相を意味している。中実のマークは，翼支持部に設置した歪ゲージで直接計測したもの，中空のマーカーは感圧塗料計測で得られた非定常圧力分布を積分したものを表す。-1 番翼にはほぼ，加振周波数に同期した空気力は見られなかったため，今回は表示していない。歪ゲージの実験結果を見ると，1 番翼の振幅は，0 番翼の振幅に比べてやや大きな値になっている。感圧塗料計測結果も同様の傾向を示しているが振幅値は小さくなっている。位相に関しては以下に比較する。歪ゲージの結果を見ると，1 番翼は無次元振動数 0.00751 では 180 度程度であり，振動数が増加するに従って遅れが生じ，0.02254 の時には，30 度近く遅れている。0 番翼は, 無次元振動数 0.00751 で 0 度程度であり，振動数増加とともに遅れ，0.02254 のときには 45 度程度遅れている。感圧塗料計測結果は 1 番翼については，ほぼ同様の傾向を得られているが，0 番翼に関しては無次元振動数 0.00751 のときはほぼ一致しているものの，振動数増加とともに歪ゲージ計測結果との乖離が大きくなっていることが分かる。

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.204, 2025/07/04.

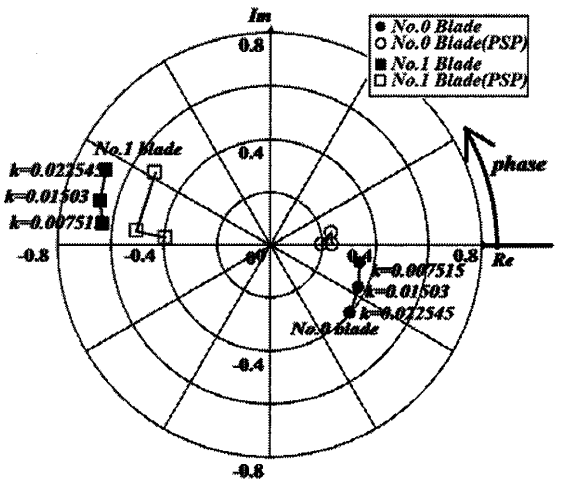


Fig.11 Unsteady Aerodynamic Force on No.0 and No.1 Blade; DCA, M=1.25

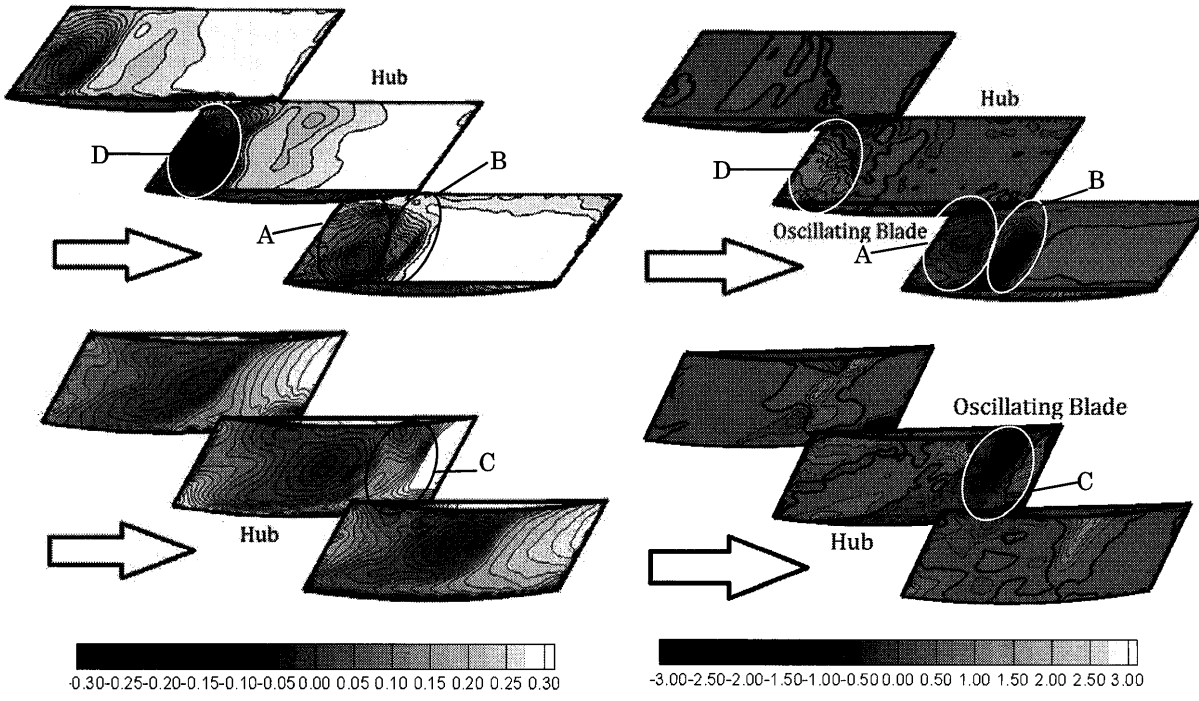
感圧塗料計測では計測面に対して，励起光を非常に浅い角度で入射させているために，入射光強度は計測面角度のずれに対する感度が大きいと予想される。振動翼には，非定常空気力に加えて慣性力が加わる。無次元振動数 0.00751 の時には非定常空気力に対して慣性力はほぼ無視できる水準であったが，0.02254 では非定常空気力の 2/3 程度にまで達することを確認している。0 番翼の振動数の高いケースでは翼にかかる力が大きくなることで翼はたわむ。それによって，計測面の角度が周期的に変化することにより計測精度の悪化が生じているものと考えられる。

以上まとめると，振動翼である 0 番翼の振動数が高いケースは，今後精度を向上していく必要がある。しかし，それ以外のケースでは，感圧塗料計測である程度位相は捕らえられている。一方，振幅の絶対値は歪ゲージと差異が生じている。

Fig.12 は感圧塗料計測で得られた翼面上圧力分布である。Fig.12(a)に非加振時の翼面上圧力分布，Fig.12(b)に無次元振動数 0.0075 で一翼振動時の非定常圧力の実部(振動翼の変位と同期する成分)を示す。この無次元振動数ではほとんど準定常的であると考えられ，虚部はほとんど生じていなかったために本報では割愛した。Fig.12(b)は値が 0 のコンターラインを太く表示している。0 番翼背側，1 番翼腹側を見ると，0 番翼，1 番翼間の通路衝撃波が入射位置(図中 B, C)で値が負で最も絶対値の大きな非定常圧力が働いていることが分かる。また 1 番翼の通路衝撃波上流(図中 A)では絶対値は前述のものよりも小さいながらも，実部が負の領域が広がっている。逆に 0 番翼腹側の通路衝撃波上流(図中 D)には実部が正の領域が広がっている。

以上に述べたような傾向は，類似の衝撃波形態で，並進モードで一翼振動する翼列と少なくとも定性的には矛盾していない[3]。

背側衝撃波入射位置以外の部分や，腹側衝撃波下流側は圧力の振幅が小さいものの翼面積に占める割合が大きいため，積分すると非定常空気力への影響が無視できない可能性も考えられる。こういった部分では，わずかなノイズ要因であっても，非定常圧力が影響を及ぼされやすいことが考えられる。



(a) Steady Pressure　　(b) Real Part of Unsteady Pressure; k=0.0075

Fig.12 Blade Surface Pressure Distribution Measured by PSP; DCA, M=1.25(Upper: P.S.　Lower: S.S.)

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.204, 2025/07/04.

4.2.2　亜音速翼列

Fig.13 に無次元振動数 0.005 で一翼振動時に感圧塗料計測，歪ゲージ計測で得られた 1 番翼の非定常空気力を Fig.11 と同様に複素平面上に表示する。中実のマークは，翼支持部に設置した歪ゲージで直接計測したもの，中空のマーカーは感圧塗料計測で得られた非定常圧力分布を積分したものを表す。インシデンス 0，4，5，6，8 度の結果を示しており，それらの結果は直線で結ばれている。歪ゲージの結果を見ると，位相は 180 度程度でインシデンスによりほとんど変わっていないが，振幅は増加していることが分かる。感圧塗料結果と比較すると，位相は 0 度，4 度で誤差が大きいが，5 度以上では 10 度以内に収まっている。インシデンスが小さいケースでは振幅が小さいために SN 比が悪化し位相のずれが大きくなっているのではないかと考えられる。一方，振幅の絶対値に関しては遷音速実験と同様，絶対値のずれが見られるものの，インシデンスの増加とともに大きくなるという傾向は捉えている。

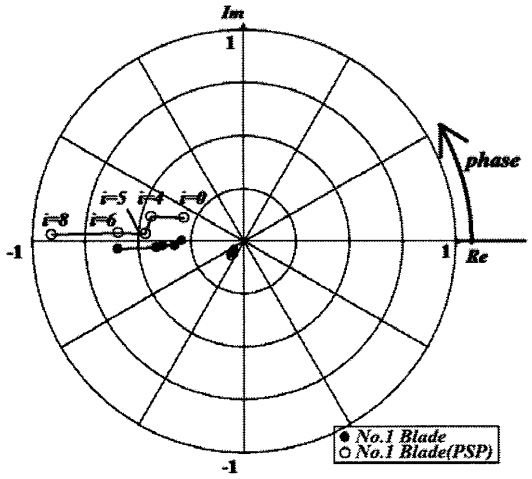


Fig.13 Unsteady Aerodynamic Force on No.1 Blade ; NACA65, M=0.5,i=0,4,5,6,8,k=0.005

5．結論

本研究では振動翼表面の非定常圧力を感圧塗料で計測する技術の確立を目指して研究を行った。

現段階では非定常圧力の振幅は定量的に計測できず，今後手法の改良が必要だが，位相はほぼ的確に計測できる見通しが立ったので，将来は振動翼列の非定常空気力計測に有効な手段となる可能性があると期待できる。

謝辞

本研究には株式会社日立製作所の援助を受けた。ここに記して謝意を表する。

参考文献

1) W. Hohn and T.H. Fransson, “FLUTTER ANALYSIS OF SEPARATED FLOW IN AXIAL FLOW TURBONACHINES”, AIAA paper 99-2811, 1999
2) 鈴木健太郎「失速点近傍流れにおける非定常空力特性の数値解析」2009 年　第 37 回ガスタービン定期講演会講演論文集　B-21
3) 柴田貴範，梶昭次郎，　「遷音速ファンの高負荷曲げ翼列フラッタに関する実験的研究」，日本ガスタービン学会誌，Vol.25，No.99，1997，pp.96-101
4) 青塚瑞穂，渡辺紀徳，町田保男，　「剥離を伴う二重円弧振動翼列の非定常空力特性—亜音速流の場合—」，第 30 回ガスタービン定期講演会講演論文集，pp.317-322，2002 年
5) Jan Lepicovsky, Timothy J. Bencic,” Use of Pressure Sensitive Paint for Diagnostics in Turbomachinery Flows with Shock”, ISABE2001-1142,NASA/TM-2001-211111
6) 渡辺紀徳「翼列フラッターに関する計測技術」日本ガスタービン学会誌 Vol.33 No.2 2005.3 特集
7) Asai, K., Kanda, H., Cunningham, C. T., Erausquin, R., and Sullivan, J. P. “Surface pressure measurements in a cryogenic wind tunnel by using luminescent coatings.” In 17th International Congress on Instrumentation in Aerospace Simulation Facilities (ICIASF 1997), Institute of Electrical and Electronics Engineers Inc., Piscataway, NJ, 1997, 105–114, ICIASF 97 record.
8) Baron, A. E., Danielson, J. D. S., Gouterman, M., Wan, J. R., Callis, J. B., and McLachlan, B. “Submillisecond response times of oxygen-quenched luminescent coatings.” Rev. Sci. Instrum., 1993, 64(12), 3394–3402.
9) Sakaue, H., Gregory, J.W., Sullivan, J.P. and Raghu, S., “Porous pressure-sensitive paint for characterizing unsteady flowfields,” AIAA J.40(2002),1094-1098
10) Yuichi Hirose, Hiroki Nagai and Keisuke Asai , ‘’ Unsteady Flow Measurement of a Slender Delta Wing in Wing Rock Motion’ AIAA paper 2007-124, 45th AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit 8 - 11 January 2007, Reno, Nevada
11) Sisto,F.,”INTRODUCTION AND OVERVIEW, ”AGARD Manual on Aeroelasity in Axial-Flow turbomachines,vol.1,AGARD-AG-298,March 1987,Chap.1.
12) 花村庸治，田中英穂，山口和夫 「振動翼列における非定常流体力測定に関する一実験法」日本機械学会論文集（B編）45 巻 398 号 p.1399 1979 年

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 40 回日本ガスタービン学会定期講演会（釧路）講演論文集，2012.10

【研究報告】 A-7

周方向単一溝型ケーシングトリートメントが遷音速圧縮機性能に及ぼす影響

*佐久間　康典（東大院），渡辺　紀徳，姫野　武洋（東大），加藤　大，周藤　由香里（IHI）

Effect of Circumferential Grooved Casing Treatment on Performance of Transonic Compressor

*Yasunori SAKUMA, Toshinori WATANABE, Takehiro HIMENO (Univ. of Tokyo), Dai KATO, Yukari SHUTO (IHI)

ABSTRACT

The effect of circumferential single grooved casing treatment on the stability enhancement of NASA Rotor 37 has been examined with CFD analysis. Stall inception mechanism of Rotor 37 is presented first with principal focus on the tip leakage flow behavior, passage blockage, and the vortical flow structures. Detailed observation showed that the combined interaction of the stagnated flow of tip leakage vortex breakdown and the jet-like leakage flow from the mid-chord region leads to the spillage-initiated stall inception. The result of a numerical parametric study is then demonstrated to show the effect of varying the axial location and the depth of a circumferential single groove. The evaluation based on stall margin improvement showed a higher potential of deeper grooves in stability enhancement, and the optimal position for the groove to be located was indicated to exist near the leading edge of the blade.

Key words: Unsteady Flow, Compressor, Rotating Stall, Stall Inception, Casing Treatment

1. 緒言

ジェットエンジンの高性能化及び環境適合性の向上において，圧縮機の効率向上，段当り圧力比の上昇は，極めて重要な技術項目である。しかしながらこのような圧縮機性能の向上は同時に旋回失速発生の危険度も高めることとなり，従来の翼形状の空力的最適化に加えて追加的なデバイスによる失速抑制効果の底上げが期待されている。

圧縮機の旋回失速発生を遅らせる受動デバイスとして古くからその効果が認められてきたものにケーシングトリートメントがある。これは圧縮機内壁に溝を彫る等の加工を施すことにより動翼の翼端近傍流れ場への干渉を試みるものであり，若干の効率低減と引き換えに失速マージンの拡大が見込めることが過去の研究や実機への適用例から確認されてきた [1]。以前は失速マージンの改善率が大きいトリートメント形状ほど圧縮機の効率を損なう傾向にあるとされていたが，近年はより少ない効率低下で有効な失速マージン改善をもたらすトリートメント形状についての報告も見られるようになってきた。そこで，更に優れた形状を見出そうと多様なトリートメント形状が考案され，実験的，数値解析的に様々な研究が進められてきた。しかしながら，ケーシングトリートメントがどのように流れ場を変化させることで旋回失速を抑制するのか，その流体工学的なメカニズムには未解明な部分が多く，実機に適用する際にも明確な設計指針が存在しない状況にある。特に遷音速圧縮機においては，衝撃波を伴う複雑な流れ場を有するためにそもそもの旋回失速の発生状況に関して未解明な要素が多く，ケーシングトリートメントの効果についての合理的かつ統一的な解釈は未だなされていない。

本研究ではこのような状況から，周方向溝型ケーシングトリートメントが施された遷音速圧縮機内の詳細な流れ場を数値解析によって調査し，トリートメント溝が流れ場に及ぼす影響とそれにより旋回失速が抑制されるメカニズムについて知見を得ることで，最適な失速マージン改善率及び圧縮機性能を与える条件を明らかにすることを目的としている。ここでは 1 本の単純な周方向溝の設置位置と深さを変化させた際に，失速特性に現れる変化について行った調査の結果を報告する。

2. 数値解析手法

2.1. 翼列モデル

解析対象は NASA Lewis Research Center にて設計された遷音速圧縮機翼列 NASA Rotor 37 とした。Rotor 37 は

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

詳細な設計データが公開されており，さらに CFD 検証用に Glenn Research Center で動翼単段での実験が行われたこともあり遷音速圧縮機内部流の解析対象として広く採用されている。主要な設計諸元を Table 1 に示す。

2.2. 計算スキーム

3 次元圧縮性 RANS 方程式を基礎方程式とし，空間離散化をセル中心有限体積法で行い，時間積分は LU-SGS スキームを用いた Euler 陰解法により行った。非粘性流束は 3 次 MUSCL 補間 SHUS スキームで，粘性流束は中心差分的に評価した。乱流モデルには k-ω 二方程式モデルを用いた。

ケーシングトリートメントを施した条件については，溝周辺の計算格子に重合格子を適用し，上述のコードに解強制置換法 [9]を導入したものを用いて解析を実施した。重合格子法を用いることにより，流路部と溝部の両格子で高い格子直交性を達成するとともに格子生成の労力を削減している。

2.3. 計算格子

本解析では流れ場の周期性を仮定して翼列 1 流路分を計算領域とし，翼周りに O 型格子，翼間部分に H 型格子を配置し，翼端間隙部を O 型及び H 型格子で埋めた。流路部を埋める格子の点数は流れ方向 148 点，ピッチ方向 60 点，スパン方向 112 点の計 1,520,960 点である。

ケーシングトリートメントを施した条件では，この“流路格子”に“溝格子”と“中間格子”の二つの H 型格子を加えて解析を行った。溝近傍の格子配置を Fig.1 に示す。“溝格子”はトリートメント溝内部を埋める格子であり，流れ方向 40 点，ピッチ方向 144 点，スパン方向 40 点の計 230,400 格子点からなる。“中間格子”は溝格子と流路格子の間を取り持つ役割を有し，流れ方向 100 点，ピッチ方向 144 点，スパン方向 20 点の計 288,000 格子点からなる。中間格子は流路格子と翼端間隙の 80%分重なるよう作成・配置されており，格子全体が流路格子内に含まれるが，溝格子は流路格子と重なり合わず中間格子と接合する。解強制置換法による物理量の受け渡しは流路格子と中間格子の間でのみ行われ，中間格子と溝格子の接合部での解析はマルチグリッド的に取り扱った。

2.4. 計算スキームの検証

NASA Rotor 37 を対象として行われた実験 [2]の結果を用いて上述した計算スキームの検証を行った。特性曲線及び流路出口面における全圧比と効率の分布を Fig.2 と Fig.3 にそれぞれ対応する実験データとともに示す。Fig.2 には比較のため AGARD で行われた CFD ワークショップにおける他研究者の解析結果も併示した。実験が行われた条件と対応するのは Fig.2 中の作動点 A であり，Fig.3 の分布はこの作動点 A での計算結果を示している。Fig.2 より，解析結果は実験結果に比べ全圧比が過大に，効率が過小に評価される傾向にあるものの，失速点や全体的な傾向については概ね特徴を捉えているといえる。また Fig.3 から，流路内の流れ分布についても実験結果との間に良好な一致が確認できる。両者で比較的違いが顕著な

Table 1 Design specification of NASA Rotor 37

Number of rotor blades	36
Blade tip radius [mm]	252
Tip clearance [mm]	0.356 (0.45%c_x)
Rotation speed [rpm]	17,188
Relative Mach number at tip	1.48
Total pressure ratio	2.106

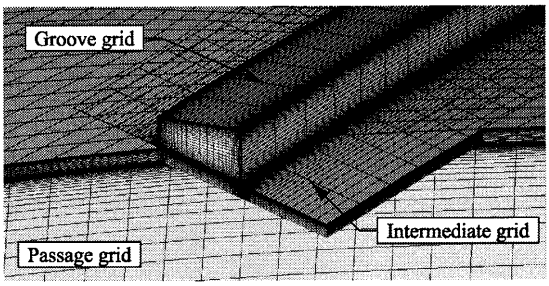


Fig.1 Numerical grid alignment near the groove

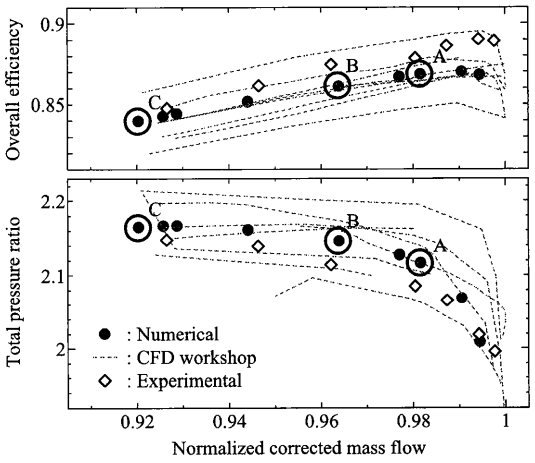


Fig.2 Characteristics plot of NASA Rotor 37

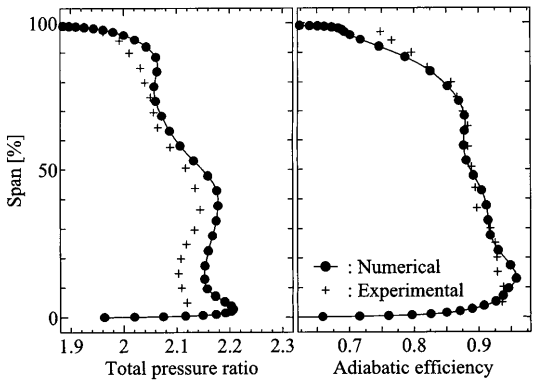


Fig.3 Comparison of span-wise distribution of total pressure ratio and adiabatic efficiency

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

ケーシング近傍とハブ近傍については，前者は壁面近傍での乱流エネルギーの過大評価，後者はハブ間隙を再現していないことによる影響と推測されるが，全体的には圧縮機内流れの定性的な議論が可能な範囲で解析が行えていると判断した。

3. 数値解析結果

3.1. NASA Rotor 37 の失速特性

Fig.2 中の作動点 A~C における全圧損失係数ωのスパン方向分布を Fig.4 に示す。全圧損失係数の計算は以下の式に従った。なお，r，Ω はそれぞれ注目するスパン位置における半径と角速度を，添字 *1* と *2* はそれぞれ前縁前方と後縁後方を意味する。

$$\omega = \frac{P_{t1}^{*} - P_{t2}}{P_{t1} - P_{s1}} \tag{1}$$

$$P_{t1}^{*} = P_{t1}\left[1 + \frac{\gamma - 1}{2} M_R^2 \left\{1 - \left(r_1/r_2\right)^2\right\}\right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}, \quad M_R = \frac{r_2\Omega}{\sqrt{\gamma R T_{t1}}}$$

図より，作動負荷の上昇に伴って 50%~80%スパン付近で全圧損失が増大する傾向が確認できる。しかしこの範囲での損失増大はおおよそ作動点 B で頭打ちになり，失速点近傍の作動点 C においてはむしろ 80%スパン以上の範囲における損失が急激に増大する特徴がある。全圧損失の絶対値だけでなく損失が大きい領域の広がりなどの傾向そのものが変化することと，これらの変化が作動点AからBにかけてはほとんど確認できないものであることから，Rotor 37 ではこの翼端近傍における流れが失速に支配的な役割を果たすことが推測できる。

最高効率点近傍の作動点Aと失速点近傍の作動点Cにおけるブロッケージ強度Ψの流路内分布を Fig.5 に示す。ブロッケージ強度は次式で定義される無次元量であり，流路内で流れを阻害している領域において負の値をとる。

$$\Psi = \frac{\rho u A_x - \dot{m}}{\dot{m}} \tag{2}$$

ここでρ，u，A_xはそれぞれ注目している流路内の点における密度，軸流速度，回転軸に垂直な流路断面積であり，$\dot{m}$ は流路全体の流量である。以降ではブロッケージ強度が負の領域をブロッケージ領域と呼称する。

Fig.5(a)に注目すると，作動点 A の流路内で最も目を引くのは翼背側のミッドスパン付近に広く分布するブロッケージ領域である。これは衝撃波と翼背側の境界層が強く干渉することにより生じた境界層剥離領域を示している。作動点 A ではこの他に翼端漏れ渦の存在を示すブロッケージ領域が壁面近くに確認できるが，翼面上のブロッケージと比べるとその規模は小さい。一方，作動点 C

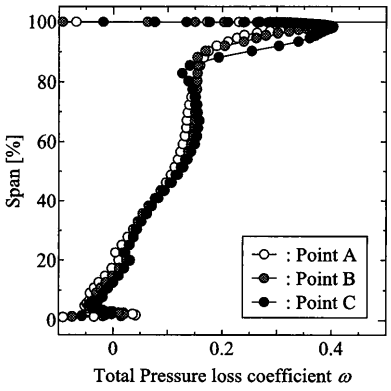


Fig.4 Span-wise distribution of total pressure loss coefficient

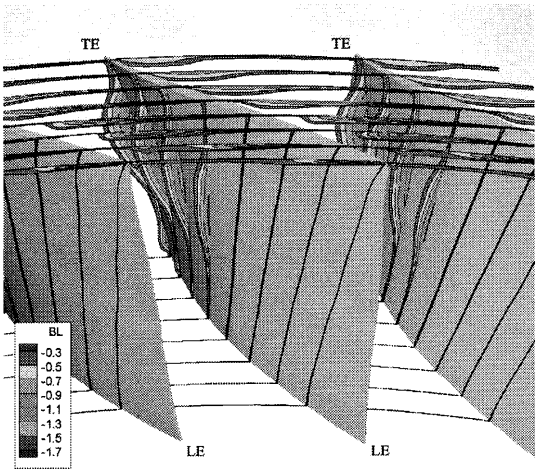
ではこの翼端漏れ渦によるブロッケージが流路内で卓越し，スパン方向，ピッチ方向に非常に大きい広がりを有するようになる（Fig.5(b)）。

Fig.6 に無次元ヘリシティで色付けをした翼端漏れ流れの流線と 98%スパン断面でのマッハ数分布を示す。無次元ヘリシティは以下の式で定義され，流れの縦渦の強さを絶対値で，回転の向きを符号で表す。

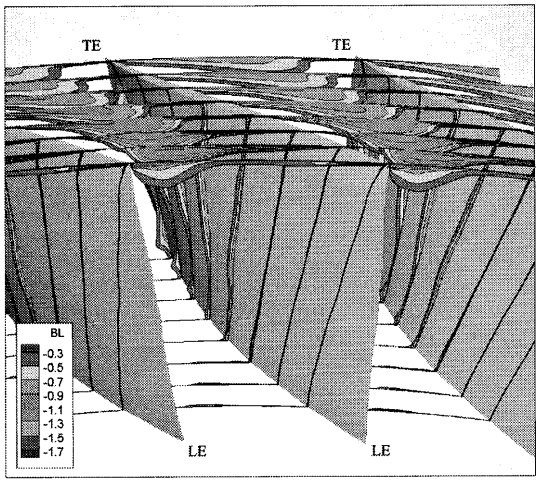
$$H_n = \frac{\vec{\xi} \cdot \vec{u}}{\left|\vec{\xi}\right| \cdot \left|\vec{u}\right|} \tag{3}$$

ここで$\vec{\xi}$と$\vec{u}$はそれぞれ渦度ベクトル及び速度ベクトルである。負荷の低い作動点 A では翼端漏れ渦は衝撃波を通過後もその形状を維持したまま下流へと流されていき，対応するブロッケージ領域も小さく隣接翼から十分離れている。一方で失速点近傍の作動点 C では衝撃波を通過後に渦の形状と流線に沿った無次元ヘリシティに急激な変化が現れ，これに伴い隣接翼の腹側付近の広い範囲にわたって低速低圧領域が形成される。これらの特徴は翼端漏れ渦の渦崩壊が渦－衝撃波干渉により引き起こされたことを示している。この翼端漏れ渦の渦崩壊領域が Fig.5(b)の広範なブロッケージ領域の中核をなす。しかしブロッケージ領域の外側で直接主流と干渉するのは別の流れである。渦崩壊を起こした翼端漏れ渦とケーシングの間をすり抜け，隣接翼へと深く食い込むような翼端漏れ流れが 30%~50%コード位置付近（Fig.6(b)中矢印で示した範囲）から発生しており，この流れが主流を直接偏向する効果を有する。以上より，Rotor 37 は以下のようなメカニズムにより失速へ至ると考えられる。まず，負荷が増大するに従って離脱衝撃波が上流側へとせり出し，衝撃波前後での圧力差が拡大する。これにより翼端漏れ渦と離脱衝撃波の干渉もその度合いを増し，失速点付近で渦崩壊が引き起こされる。その結果形成される広範なブロッケージ領域が主流を阻害することでミッドコード付近から発生した翼端漏れ流れが隣接翼近くへと到達し，隣接翼腹側付近で主流と強く干渉する。最終的に

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

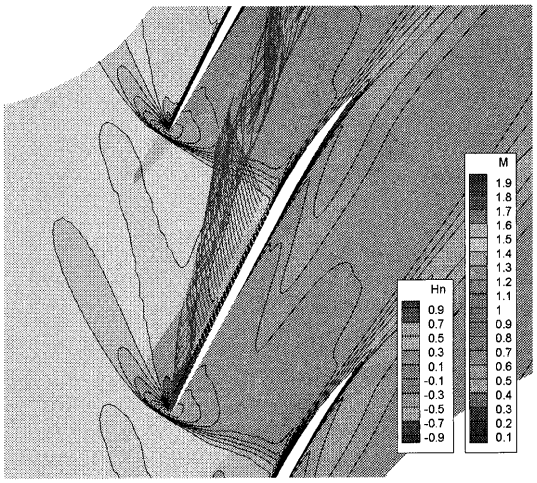


(a) Operating point A

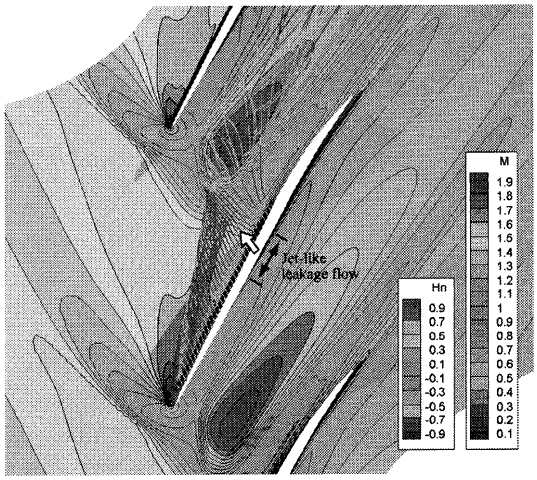


(b) Operating point C

Fig.5 Blockage intensity distribution within the rotor passage



(a) Operating point A



(b) Operating point C

Fig.6 Near-tip Mach number distribution and the tip leakage flow

このブロッケージ効果により主流が隣接翼側へと押しやられ，前縁を回り込むような流れが生じ，翼端前縁部において局所的な不安定を誘発することが Rotor 37 の旋回失速の引き金であると考えられる。

過去の研究では Vo[3]がスパイク型の失速初生について二つのクライテリアを提示した。一つ目は隣接翼前縁を回り込む spillage であり，もう一つは後縁を回り込む逆流である。このクライテリアは多くの研究結果により肯定され，この二つの現象を引き起こす流れのメカニズムの追及がなされてきた。NASA Rotor 37 に関する研究では，Chima[4]や Yamamoto[5]らが翼端負圧面の衝撃波上流から発生するジェット様の流れに着目し，これが隣接翼腹側のブロッケージを生成する要因であるとした。一方で Yamada[6]らは数値解析的手法によって失速点近くで翼端漏れ渦の渦崩壊が発生することを示し，これによる低速領域のブロッケージ効果によって spillage が誘発されることが失速発生の原因であると結論付けた。別の遷音速圧縮機を対象とした研究では，Müller[7]らは翼端漏れ渦によって巻き取られた漏れ流れが形成する induced vortex がブロッケージ領域を構成するとし，これが spillage を誘発すると考えた。本研究で得られた結果は失速直前で翼端漏れ渦の渦崩壊が発生するという点で Yamada らと共通するが，直接的に spillage を引き起こすメカニズムに関してはむしろ Chima らの解釈に近い。今回見出された失速初生メカニズムは，spillage の発生がジェット様の翼端漏れ流れと翼端漏れ渦の渦崩壊いずれかの単独の働きではなく，複合的な作用によって引き起こされるとする点でこれらの研究と特徴を異にする。翼端近傍での流れ構造の概要を Fig.7 に示す。

3.2. ケーシングトリートメントの効果

周方向単一溝型ケーシングトリートメントを対象として，溝の深さと軸方向設置位置を設計変数としたパラメトリックスタディを実施した。軸方向設置位置は前縁から後縁にかけて 10 通り，溝の深さは浅溝（shallow groove）と深溝（deep groove）の 2 通りで変化させ，計 20 ケースの解析を行った。それぞれの溝位置は翼端前縁を基準とした軸方向の位置（%軸コード長）に応じて“config~”と

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

名付けることで区別し，溝の深さは浅溝であれば“S”，深溝であれば“D”を溝位置の名称の後に付けることで区別する。例えば，前縁から 20%軸コード長位置の深溝は“config020D”と呼称する。解析を行ったトリートメント溝形状の詳細を Table 2 に示す。

深溝を施した条件での特性曲線を Fig.8 に，溝を施していない smooth wall 条件と比較した失速マージンの改善率ΔSM を浅溝と深溝のそれぞれのケースについてプロットしたものを Fig.9 に示す。ΔSM は Cumpsty[8]による stall margin の計算法に基づき以下の式で定義した。

$$\Delta SM = \left[1-\left(\frac{PR_{peak}}{PR_{stall}}\frac{\dot{m}_{stall}}{\dot{m}_{peak}}\right)\right]_{CT} - \left[1-\left(\frac{PR_{peak}}{PR_{stall}}\frac{\dot{m}_{stall}}{\dot{m}_{peak}}\right)\right]_{SW}$$

ここで，PR と $\dot{m}$ は圧力比と流量を，添字の $peak$ と $stall$ は最高効率点と失速点を，CT と SW はケーシングトリートメント有り条件と smooth wall 条件とをそれぞれ表す。

まず Fig.8 に着目すると，図中 B で示した作動点付近まではいずれの壁面条件においても特性曲線上での明確な差異は見られない。しかしその後 config000D は圧力比が smooth wall 条件に比べて早い段階で頭打ちになり，失速点では 8%ほど低い値をとる。Config040D ~090D の失速点近くでも config000D ほどではないものの圧力比の低下が確認でき，失速点流量にも僅かな改善しか見られない。本解析が定常計算であること，また解析時の背圧条件の刻み幅が有限であることなどを鑑みるとこれらの失速点流量の変化がケーシングトリートメントによる失速抑制効果を示しているのであるかどうかを判断することは難しい。詳細な議論を行うためには，この変化をもたらした現象について流れ場の観点からより深く踏み込むか，非定常計算による検証が必要である。

以上のトリートメント形状で有意な失速点流量の改善が確認できなかったのに対し，config010D～030D では圧力比をそれほど損なうことなく失速点流量が大幅に低流量側にシフトされ，明らかに失速の発生が抑制されていることがわかる。特に config020D は失速点流量の変化が背圧条件の上昇による変化に比べて十分大きく，失速発生メカニズムに対して何らかの抑制効果が作用したことが推測される。なお，いずれのケースでもケーシングトリートメントによる影響が圧力比や失速点流量に表れているのとは対照的に，効率の変化は概して小さい。このことから，単一の周方向溝型ケーシングトリートメントによる損失は比較的小さく，断熱効率と失速マージン改善率との間には必ずしも相関はないことがわかった。

以上の深溝条件における特性曲線の特徴は浅溝条件においても同様に確認されたが，失速点流量の変化は深溝と比較して全体的に小さい傾向にあった。

続いて Fig.9 に注目すると溝の位置と失速マージン改

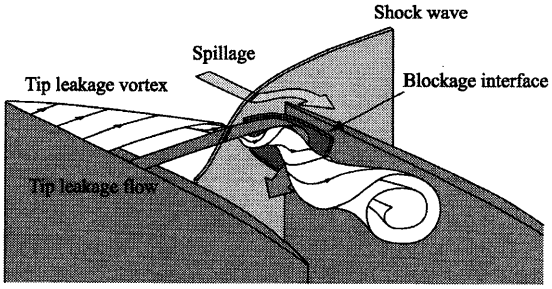
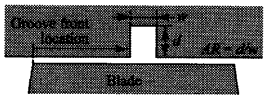
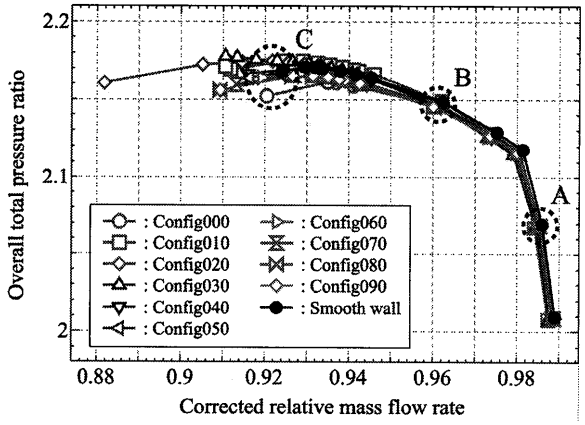


Fig.7 Schematic of near-casing flow field of Rotor 37

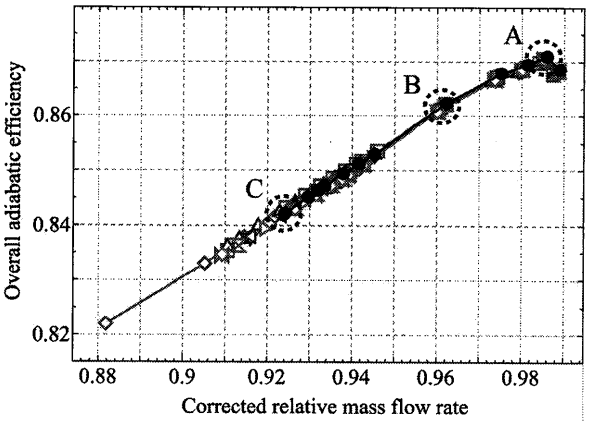
Table 2 Casing treatment configurations

	Groove front location [%c_x]	Width w [%c_x]	Aspect ratio AR (D: deep, S: shallow)
Config000	0.0	7.0	D: 3.0, S: 0.33
Config010	10.0	7.0	D: 3.0, S: 0.33
Config020	20.0	7.0	D: 3.0, S: 0.33
Config030	30.0	7.0	D: 3.0, S: 0.33
Config040	40.0	7.0	D: 3.0, S: 0.33
Config050	50.0	7.0	D: 3.0, S: 0.33
Config060	60.0	7.0	D: 3.0, S: 0.33
Config070	70.0	7.0	D: 3.0, S: 0.33
Config080	80.0	7.0	D: 3.0, S: 0.33
Config090	90.0	7.0	D: 3.0, S: 0.33





(a) Total pressure ratio characteristics



(b) Overall adiabatic efficiency characteristics

Fig.8 Characteristics plot (deep groove)

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

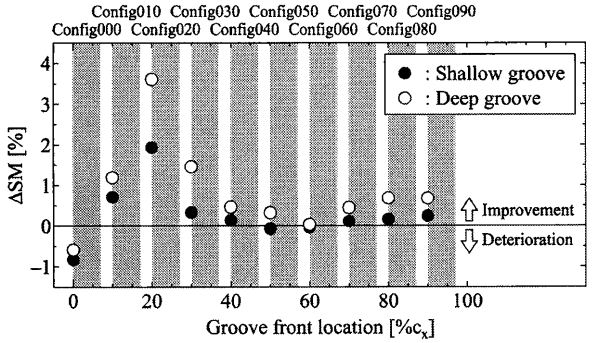


Fig.9 Stall margin improvement in each cases

善率の関係について次のような傾向を指摘できる。まずconfig000の位置を除くほぼすべての溝位置において，ケーシングトリートメントを施すことによって失速マージンが改善する。しかし改善率は位置毎に大きく異なり，前縁から20%軸コード長位置付近での改善率が特に顕著である一方で後縁付近の溝は効果が薄い。

翼端漏れ渦は翼端前縁部における漏れ流れと主流との間の速度せん断により生じた渦層が自己の誘起速度によって巻き上げられることで生じる。それよりも下流からの漏れ流れは前縁で生じた渦核に巻き取られて翼端漏れ渦の外縁部を形成するとともに，主流との衝突により翼端漏れ渦の流される方向を決定付ける。翼端漏れ渦の流される方向は渦－衝撃波干渉の位置，ひいては渦崩壊によるブロッケージ領域の位置と密接な関係がある。前節で述べたように，NASA Rotor 37の失速初生は翼端漏れ渦の崩壊によるブロッケージ領域とジェット様の翼端漏れ流れの複合的な作用によって引き起こされると考えられ，そのいずれかに働きかけることで失速が抑制できると推測される。今回高い失速抑制効果が確認されたconfig010～030の位置はRotor 37において翼端漏れ渦の流れる方向を決定付ける漏れ流れが生じる位置に対応している。このことから，この位置の溝による失速マージンの改善は，翼端正負圧面の圧力差が緩和されたことによって翼端漏れ流れの運動量が低減され，翼端漏れ渦と衝撃波の干渉位置が隣接翼から離されたことによってもたらされたものであると考えられる。

また，Fig.9より溝が深くなるほど失速マージン改善率が上昇する傾向が認められることから，ブロッケージの除去など，溝によって何らかの流体輸送が促進されることで失速が抑制されている可能性も存在する。現在は流れ場の観察を通じて詳細についての考察を進めている段階である。

4. 結論

遷音速圧縮機NASA Rotor 37を対象とした三次元定常解析を実施した。周方向単一溝型ケーシングトリートメントに着目し，その設置位置や溝の深さを対象としたパラメトリックスタディを実施し，ケーシングトリートメントが圧縮機性能に及ぼす影響を失速マージン改善率に基づいて評価することにより，以下のような結論を得た。

(1) NASA Rotor 37では失速手前で発生する翼端漏れ渦の崩壊と翼端ミッドコード付近からの漏れ流れの複合的作用によりspillageが誘起され，失速に陥る。

(2) ケーシングトリートメントがもたらし得る失速マージン改善率（ΔSM）は，その形状と位置によって大きく異なる。

(3) 溝が前縁から20%軸コード長位置付近に設置された条件で失速マージン改善率が最大となった。これは溝によって翼面圧力差が緩和され、翼端漏れ渦が隣接翼から引き離されたことによるものであると推測される。また，溝を深くすることによって更なる失速抑制効果が見込めることから，失速抑制効果が溝内での何らかの流体輸送によってもたらされるものである可能性も示唆された。

参考文献

1) Osborn, M.W., Lewis, W.G. Jr., and Heidelber, J.L., 1971, "Effect of Several Porous Casing Treatments on Stall Limit and on Overall Performance of an Axial-Flow Compressor Rotor", NASA Technical Note, NASA TN D-6537
2) Suder, K. L., and Celestina, M. L., 1994, "Experimental and Computational Investigation of the Tip Clearance Flow in a Transonic Axial Compressor Rotor", NASA Technical Note, NASA TM-106711
3) Vo, H.D., Tan, C.S., Greitzer E. M., 2008, "Criteria for Spike Initiated Rotating Stall", ASME Journal of Turbomachinery, Vol.130, 011023
4) Chima, R. V., 1996, "Calculation of Tip Clearance Effects in a Transonic Compressor Rotor", ASME Journal of Turbomachinery, Vol.120, pp.131-140
5) Yamamoto, K., Eulitz, F., Nürnberger, D., Schmitt S., 1999, "Tip-Clearance Flow and Shock-wave Interaction in the Rotor 37 Transonic Compressor Rotor", Journal of the Gas Turbine Society of Japan, Vol.27, pp.354-359
6) Yamada, K., Furukawa, M., and Funazaki, K., 2007, "The Behavior of Tip Clearance Flow at Near-stall Condition in a Transonic Axial Compressor Rotor", Proceedings, ASME Turbo Expo 2007, GT2007-27725, pp. 295-306
7) Müller, M. W., Schiffer H.-P., Biela, C., and Hah, C., 2008, "Interaction of Rotor and Casing Treatment Flow in an Axial Single-Stage Transonic Compressor with Circumferential Grooves", Proceedings, ASME Turbo Expo 2008, GT2008-50135, pp.67-78
8) Cumpsty, N. A., 1989, "Compressor aerodynamics", Longman Scientific and Technical, ISBN 0-582-01364-X
9) Fujii, K., 1995, "Unified Zonal Method Based on the Fortified Solution Algorithm", Journal of Computational Physics, Vol.118, pp.92-108

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 40 回日本ガスタービン学会定期講演会（釧路）講演論文集，2012.10

【研究報告】 A-8

CFD を用いた圧縮機動翼の翼振動応答解析

*青塚　瑞穂，加藤　大（IHI）
山本　一臣、賀澤　順一、野崎　理(JAXA)、堀口　泰生（ASIRI）

Forced Response Analysis of Compressor Rotor with CFD

*Mizuho AOTSUKA, Dai KATO (IHI)
Kazuomi YAMAMOTO, Junichi KAZAWA, Osamu NOZAKI(JAXA)
Yasuo Horiguchi(ASIRI)

ABSTRACT

A forced response prediction system for a multistage turbomachinery has developed, which is based on a 3D URANS code. The aero-forcing function is evaluated with the multi-stage simulation, and the aerodynamic damping is calculated with the single cascade blade oscillating simulation. It is validated through a research high compressor rig test result. We calculate blade response levels for 3 modes. Comparing the predicted response data with the experimental data, the prediction system can reproduce the feature of the forced response change due to the mode shapes. From the numerical data, the modal force differs according to the mode shape, while the magnitude of the aerodynamic damping is not so affected by the mode shape.

Key words: Compressor, Forced response, CFD

1．はじめに

近年、ジェットエンジンの高効率化の要求に伴い，圧縮機翼列はさらなる高負荷化が進んでいる。それと共に軽量化のために翼型は薄翼化も進んでいる。それらの要求の結果，空力-構造問題による振動により翼の破損が発生しやすい状況となっている。空力-構造問題の一つである翼列間干渉による強制振動に関しては，設計段階において主要なモードの共振を避けることが設計指針として挙げられている。しかし，高次のモードに関しては，すべて避けることは困難であり，必然的に作動範囲内にいくつかの共振点が存在する。そのため，設計段階において強制振動による応答量を正確に見積もる必要がある。

強制振動による応答量の予測のためには，上流翼列または下流翼列の干渉による励振力，翼振動による空力減衰および摩擦等による機械減衰を見積もらねばならない。

近年の計算機能力の向上と数値解析技術のノウハウの蓄積により，翼列の非定常現象の予測においても CFD が用いられるようになってきた。IHI においては、JAXA の開発した CFD コード UPACS[1)2)]をベースにしたコードの開発を行ってきた。現在，そのコードを用いて翼振動応答量予測システムの構築及び検証に取り組んでいる。

本論文においては、そのシステムの概要の紹介および圧縮機翼列を対象とした検証結果を紹介する。

2．翼振動応答予測システム

2.1　概要

図 1 にシステムの概要を示す。まず，FEM ソルバーにより構造解析を行い，対象となる翼の定常応力および振動解析を行い，モード形状・固有振動数に関する情報を得る。本システムにおいては，構造解析ソフトとして ANSYS を採用している。

対象となる回転数において非定常多段解析を行

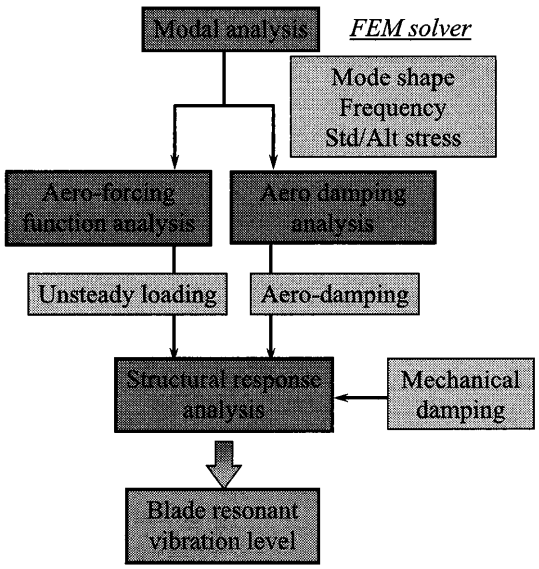


Figure 1 Overview of Analysis System

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

い，空力励振力を評価する。それとは別に翼振動を模擬した非定常解析により，空力減衰を得る。また，構造減衰は，ベンチテストにより得られたデータベースをもとにして評価する。なお，本解析においては，対象となる翼列はブリスク形態となっており，構造減衰に関しては摩擦減衰はなく材料減衰のみとなっている。材料減衰は空力減衰と比較して非常に小さいので，本解析においては，構造減衰を0と仮定した。

得られた空力励振力および空力・構造減衰を用いて翼振動応答量評価計算を行い，最終的な強制振動による応力レベルを推定する。

2.2 CFDコード

本システムに用いているCFDコードは，JAXAが開発したUPACS[1) 2)]をベースにしている。本コードは，JAXAとIHIの共同研究により，非定常段解析に関する機能の改良[3)]と翼振動計算に対応した機能[4)]が追加されている。翼振動計算は，単翼列・多段翼列解析のいずれの条件においても実施可能であるが，本システムにおいては，空力励振力と空力減衰を別個に評価するため別々に解析を行う。

流体解析に関する基本的な部分は、UPACSの機能と同一である。UPACSはマルチブロック構造格子法を用いた完全気体の圧縮性粘性流れの解析が可能であり、セルセンター法とMUSCL法を用いた有限体積法によって離散化を行っている。複数のスキーム、乱流モデルが利用できるが、ここでは対流項はRoeスキーム、拡散項には通常の2次精度中心差分を用いている。時間積分は2次精度Euler陰解法を用い、ニュートン反復により計算している。また、乱流モデルには、Spalart-Allmarasの1方程式モデルを適用している。

2.3 翼振動応答量評価

非定常段解析により対象となる翼面の圧力データを翼通過周期に応じて蓄積する。蓄積されたデータを翼通過周波数に応じてフーリエ分解し，非定常圧力振幅を得る。また，数値解析格子の翼面部分にFEM解析により得られたモード形状をマッピングし，各格子点における変形量を得る。さらに，各格子点における非定常圧力に変形量をかけたものを翼面全体について積分し，モーダル力を計算する。

また，翼振動解析により得られた空力減衰とデータベースをもとに計算した構造減衰を足し合わせてトータル減衰とする。これらのモーダル力とトータル減衰をもとにスケールファクターを計算し，このスケールファクターをFEMにより得られた応力にかけることにより最終的な強制振動による応力値が求められる。

3．解析結果および考察

3.1 解析対象

解析対象としては，エコエンジンプロジェクト[5)6)]において設計された，研究用の高圧圧縮機リグ試験の結果を用いた。本圧縮機は，IGV (Inlet Guide Vane)および6段の構成からなっている。図2に本圧縮機の動翼部の図を示す。全体圧力比は12.2，1段動翼チップ部における流入マッハ数は約1.29となっている。

各翼の振動は，歪ゲージにより計測されており，今回の検証として1段動翼のIGVのウェークによる振動応答を対象として解析を行った。先に述べたとおり，1段動翼はブリスク形態となっており，構造減衰としては，材料減衰のみである。材料減衰は十分に微小であるとして，本解析においては構造減衰を0として扱った。

図3に1段動翼のキャンベル線図を示す。80%回転から100%回転にかけて，IGVのウェークによ

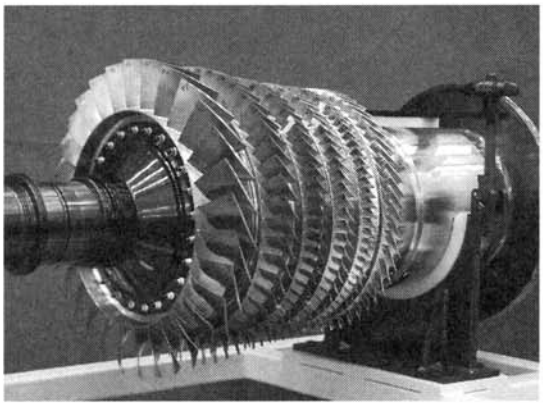


Fig. 2 ECO HPC Rig Rotor

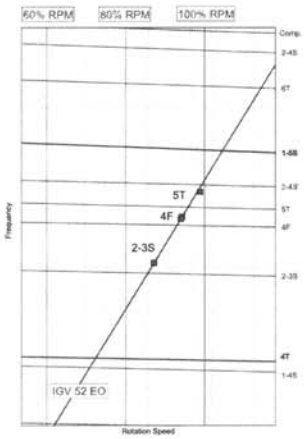


Fig. 3 Campbell Daiagram



Fig. 4 Mode Shapes

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

り 2-3S, 4F, 5T のモードが励振された。図 4 に ANSYS により得られたモード形状の翼変形図を示す。

3.2 空力励振力解析

まず，空力励振力解析を行うために IGV，1 段動翼および1段静翼からなる1.5段の非定常段解析を実施した。周方向の計算領域に関しては，1/10 セクターの解析を行った。翼枚数比は，52:30:64(それぞれ IGV:1R:1S 翼枚数)から 5:3:6 に省略した。この際，ソリディティを保つように翼弦長を修正している。動翼回転数は，モード 4F の共振点付近の回転数を選択した。

図 5 にミッドスパン部分の解析格子を示す。解析に用いた格子はマルチブロックタイプの格子トポロジー[7]を採用している。翼の周囲を 4 つの H 型格子で囲むとともに，翼面上の特異点(例えば翼の前縁や後縁)に対する格子点の拘束条件を緩和することにより，翼面近傍および遠方の両方で格子の直交性を改善している。

図 6 に非定常解析のミッドスパンにおける瞬時場の結果を示す。図 6(a)はエントロピー，図 6(b)は静圧の等高線である。エントロピーの等高線を見ると，IGV および 1R のウェークともに翼列の格子の継ぎ目で途切れることなく，滑らかに下流側の領域に流れていることがわかる。IGV のウェークについては，最終的に静翼の領域まで流れている様子が見て取れる。

静圧の等高線を見ると，動翼の前縁で衝撃波が形成されていることがわかる。静圧に関しても静止部－回転部で途切れることなく滑らかに情報が伝達されている。動翼の衝撃波は IGV 翼間を通って上流側に伝播している。

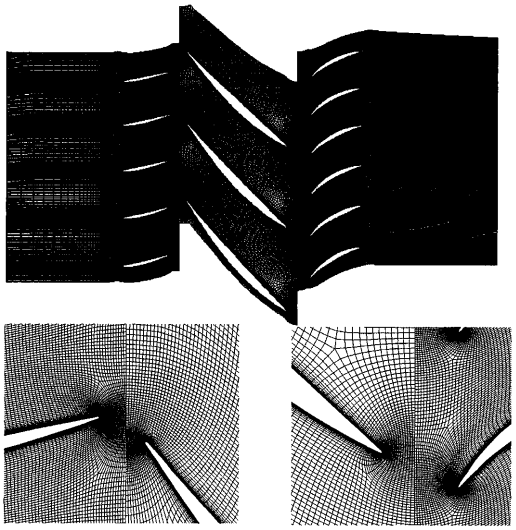


Fig. 5 Numerical Grid for Unsteady Stage Calculation

動翼翼面上の圧力をフーリエ分解した非定常圧力分布を図 7 に示す。図の背側の圧力分布を見ると，いくつかの縞状の分布が見られるが，これはウェーク通過に伴う圧力分布と考えられる。一方，腹側にもいくつかの圧力分布が見られるが，ミッドスパンの後縁よりに他よりもやや強い圧力分布が見られるのが特徴的である。腹側の圧力分布に関してもウェークの通過がその原因の一つと考え

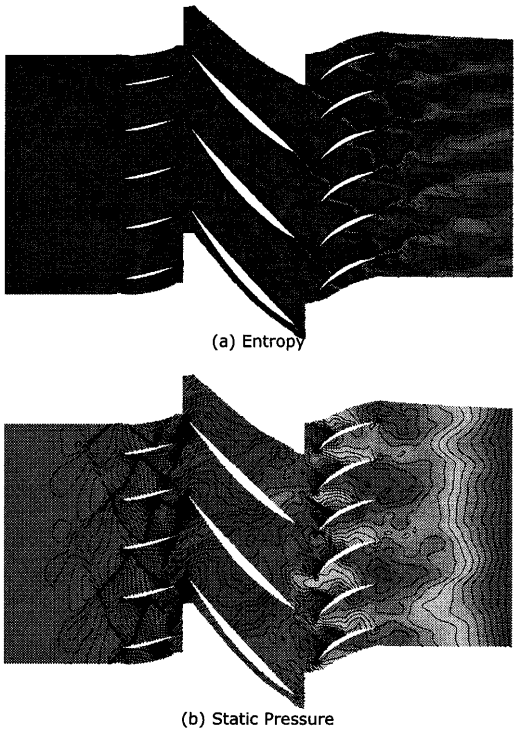


Fig. 6 Unsteady Multi-Stage CFD result
Instantaneous Contour @ 50% span position

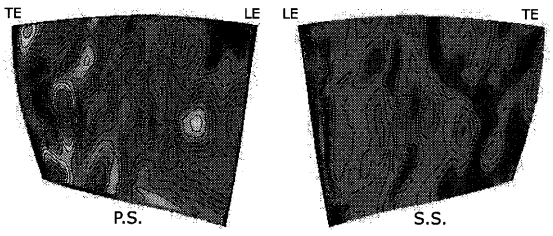


Fig. 7 Unsteady pressure distributions
due to multi blade row interaction

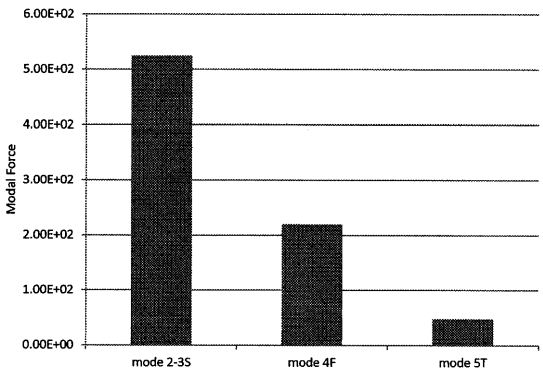


Fig. 8 Calculated Modal Force

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

られるが，後縁付近で強い圧力分布が生じているのは，下流側の静翼のポテンシャルとの干渉の影響と考えられる。

この非定常圧力分布にモード2-3S, 4F, 5Tの各モード形状の変位量を掛け合わせることにより，モーダル力を計算した。その結果を図8に示す。図を見るとモード2-3Sによるモーダル力が最大であり，4F, 5Tと高次のモードになるにつれモーダル力は小さくなる。5Tのモーダル力に関しては，2-3Sのモーダル力の1/10程度まで小さくなり，モード形状への依存が大きいと考えられる。

図9に翼面上の局所的なモーダル力の分布を示した等高線を示す。図中の赤い領域はプラス側，青い領域はマイナス側への寄与を示している。図を見ると，いずれのモードにおいても翼前縁近傍に比較的大きなモーダル力が発生している。

最も大きなモーダル力が発生するモード2-3Sにおいては，翼背側前縁近傍で比較的大きな正の領域が存在している。その一方で，モード5Tに関しては，正負の領域が隣り合うように並んでおり，発生するモーダル力を打ち消しあっているとみられる。このため，モード形状の違いにより発生するモーダル力に大きな差が生じると考えられる。

3.3 空力減衰解析

次に，1段動翼の空力減衰の解析を非定常段解析と同じ空力条件で行った。モード形状は，2-3S, 4F, 5Tの3つについて解析した。翼間位相差は，IGVと1段動翼の枚数比で決まってくるが，本解析では120°となった。

図10に各モードにおける翼面上の非定常圧力の振幅を示す。また，図11にこれらの非定常圧力から計算された空力減衰の値を示す。図11の空力減衰の値を見ると，モード2-3Sから5Tにかけて徐々に大きくなっていくことがわかる。ただ，その差は，空力励振力の時ほどには大きな開きはない。図10の翼面上の非定常圧力の分布を見ても，各モードごとに分布の仕方は異なるが，圧力振幅の最大値はほぼ同程度と見て取れる。

3.4 翼振動応答量解析

以上から得られたモーダル力と空力減衰を用いて，翼振動応答量を評価した。図12にリグ試験の歪ゲージ位置での応力の結果の比較を示す。モード2-3Sと5Tの結果については，CFDによる予測値は，試験の結果と良く一致している。モード4Fの結果に関しては，試験結果よりかなり小さな値となっており，ずれが大きい。ただし，2-3Sから5Tへかけての大きな変化はCFDで捉えられており，全体に(少なくとも応答量のオーダー的には)良い予測となっていると考えられる。

4. 結論

3D URANSコードを利用した翼振動応答予測システムを構築し，圧縮機翼列の振動計測結果を対象に検証計算を行った。

その結果，高次のモードに対する解析を行い，定性的に一致する予測結果を得た。また，2-3Sから5Tへモードが変わることにより，応答量が急減する様子をCFDを用いて捉えることができた。モードの違いによる応答量の変化は，本解析においては，モーダル力の変化が大きな要因と考えられる。

謝辞

本研究においてＩＨＩは、経済産業省の民間航空機基盤技術プログラムによる「環境適応型小型航空機用エンジン研究開発」の一環として独立行政法人新エネルギー・産業技術総合開発機構（NEDO）からの助成を受けて実施しています。本研究の実施に当たり、ご指導とご協力をいただいたNEDOおよび多くの関係各位のご厚誼に対し、深く感謝の意を表します。

参考文献

1) 山本一臣，他，“CFD共通基盤プログラムUPACSの開発”，第14回数値流体力学シンポジウム講演論文集，2000
2) 山本一臣，他，“CFD共通基盤プログラムUPACSの現状と今後の課題”，第15回数値流体力学シンポジウム講演論文集，2001
3) Yamagami, M., Kodama, H., Kato, D., Tsuchiya, N., Horiguchi, Y., and Kazawa, J., “Unsteady Flow Effects in a High-Speed Multistage Axial Compressor,” ASME GT2009-59583, 2009.
4) Aotsuka, M., Tsuchiya, N, Horiguchi, Y, Yamamoto, K. and Nozaki, O., ” NUMERICAL SIMULATION OF TRANSONIC FAN FLUTTER WITH 3D N-S CFD CODE”, ASME Paper GT2008-50573, 2008
5) Funatogawa, O., ”Research and Technology Development in Japanese Environmentally Compatible Engine for Small Aircraft Project”, ISABE-2005-1010, 2005.
6) Kato, D., et al, “Development of Simple and High-performance Technology for Compressors,” IHI Engineering Review, Vol.41, No.1, 2008
7) Yamamoto, K., Engel, K., “Multi-Block Grid Generation Using an Elliptic Differential Equation”, AIAA Paper 97-0201, 1997.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

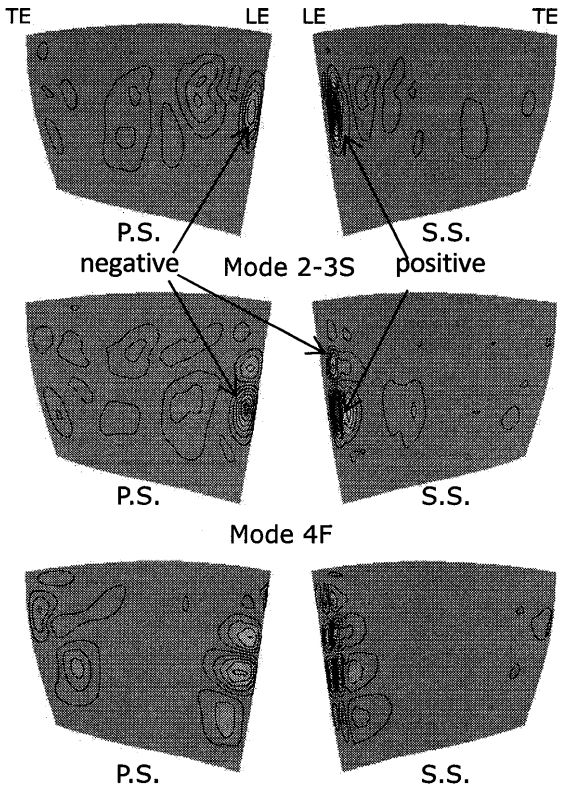


Fig. 9 Local Modal Force Distribution

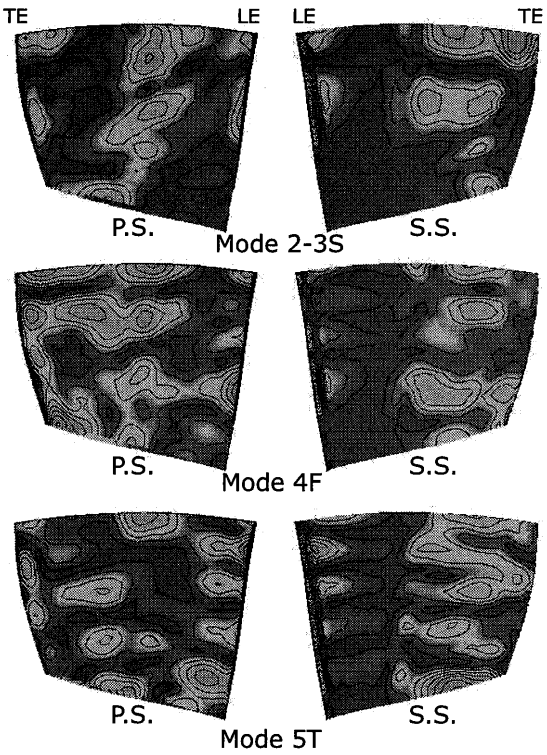


Fig. 10 Unsteady Pressure Distribution due to blade oscillation

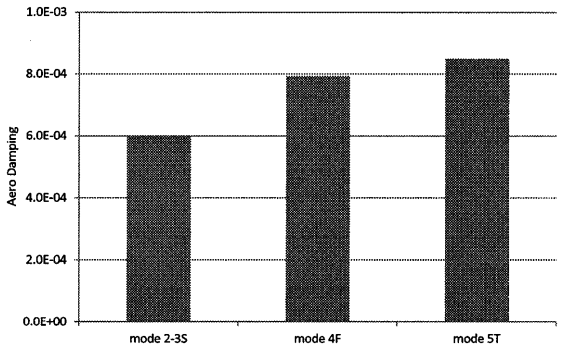


Fig. 11 Aerodynamic Damping

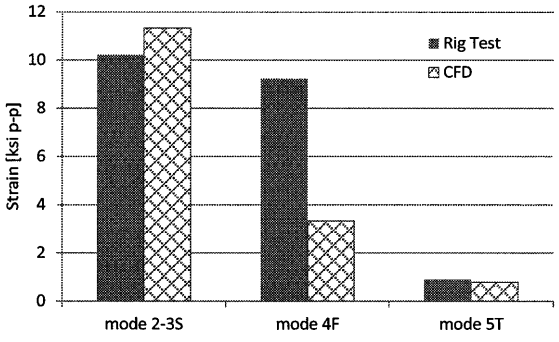


Fig. 12 Calculated Forced Response

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 40 回日本ガスタービン学会定期講演会（釧路）講演論文集，2012.10

【技術紹介】

A-9

産業用ガスタービン用高圧力比多段軸流圧縮機の開発

*松岡 右典，酒井 祐輔，池口 拓也，坂野 好伸（川崎重工），吉浦 健一郎（JAEC）

Development of High Pressure Ratio Axial Compressor for Industrial Gas Turbine

*Akinori MATSUOKA, Yusuke SAKAI, Takuya IKEGUCHI, Yoshinobu SAKANO(KHI)
and Kenichiro YOSHIURA(JAEC)

ABSTRACT

A 14-stage axial flow compressor was newly designed and tested for new developing industrial gas turbine. To achieve excellent thermal efficiency required for new gas turbine, it was required a much higher pressure ratio and a significantly improvement of component efficiency comparing with existing engines. Improved design tools and modern CFD technology were applied to aerodynamic design of new compressor.

An approximately two-thirds scaled compressor rig was built and tested. A series of performance test was carried out and overall compressor performance and internal flow phenomena were measured with adequate instrumentations including stator vane leading edge sensors. The test result of first build showed sufficient performance in efficiency and air flow but the stall margin was not so enough. After analyzing the causes of poor performance from the first build measurement data, the some of vane rows were redesigned. The second build compressor incorporated new vanes was tested and confirmed to satisfy the target performance.

Key words: Multistage axial compressor, Aerodynamic design, CFD, Scaled compressor rig

1．緒言

昨年発生した東日本大震災を契機として、経済的で安定した電力エネルギー供給を可能とする分散型発電が改めて注目されている。さらには地球温暖化防止や環境負荷軽減の観点からも、高効率で環境に優しい産業用ガスタービンを利用した発電設備に対する要望が高まっている。こうしたニーズを受け、川崎重工では新たに出力 30MW クラスの高効率ガスタービンを開発した[1]。

本ガスタービンは当該出力クラスにおいて世界最高となる熱効率 40%以上の実現を目指して計画されたが、このような高い目標性能を達成するためのキーテクノロジーのひとつとして、圧縮機要素の高圧力比化と高効率化が求められた。本稿では、本ガスタービン用に設計された 14 段軸流圧縮機[2]についてその開発概要を紹介する。圧縮機の設計上の特徴、基本構造、スケールリグを用いた要素試験の概要と試験結果などについて述べる。

2．圧縮機設計

2.1 空力基本計画

圧縮機の計画性能は、エンジンの熱サイクル検討に基づいて選定された。高いサイクル効率を実現するために、当該出力クラスのガスタービンとしては最も高いレベルである圧力比 24 に計画された。圧縮機の計画性能を表 1 に示す。

Table 1 Compressor Aerodynamic Design Point

Pressure Ratio	24
Inlet Mass Flow	85kg/s
Rotational Speed	9330rpm
Polytropic Efficiency	>90.5%

空力基本計画には、市販の一次元(ミーンライン)設計コード「Axial」および内製の二次元軸対称流解析コードを併用した。二次元コードは、周方向平均非粘性流の支配式より導出された子午面内の任意の準直交線に沿う平衡条件式を流線曲率法により解くものである。一次元コードにより段毎の負荷配分や性能査定を行い、二次元コードにより翼列出入口ステーションにおけるスパン方向の詳細な状態量分布を決定した。空力基本計画に当たっては圧縮機内の損失、ブロッケージ、ミキシングなどを適切にモデル化することが重要となるが、既存の多段圧縮機の試験結果を用いて十分にモデルの校正を行った上で設計に適用した。

圧縮機の子午面断面を図 1 に示す。子午面流路形状の特徴としては、二次流れ損失を抑制し高い要素効率を実現するために、特に後方段での外径を抑えて十分な翼高さを確保するよう配慮された。適切な空力負荷と作動範囲を得るために、段数は 14 段構成とし、各翼の拡散係数は 0.5 未満とされた。前方 2 段の

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

動翼は遷音速翼とし、初段動翼の先端相対マッハ数は、衝撃波損失が過大とならぬよう 1.24 とした。

可変静翼(VSV)の段数および中間段抽気は、低回転域での段間マッチングを保ち、十分な安定作動範囲が得られるように考慮して選択された。入口案内翼(IGV)と前方 4 段静翼を VSV とし、抽気は起動時に用いられる 7 段出口抽気に加え、4 段、7 段および 10 段出口抽気を二次空気システムに使用している。

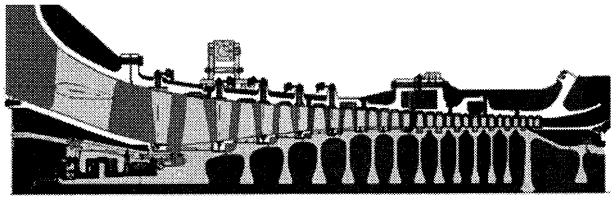


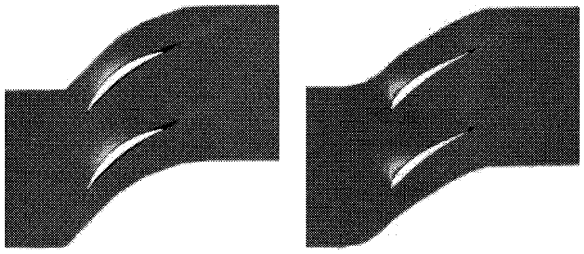
Fig.1 Cross Section of the Compressor

2.2 翼形状設計

本設計では単翼列解析から全段解析に至るまで CFD 解析が全面的に使用された。CFD コードには市販の「FINE/Turbo」を用いている。本コードは有限体積法によりレイノルズ平均ナビエストークス方程式を解くものである。設計時には迅速性が求められることから、1ピッチの計算領域を対象とした定常流解析が中心であり、乱流モデルには Spalart-Allmaras モデルを用いた。多段解析では動静翼接続境界にミキシングプレーンを用いている。

前方 2 段の動翼は遷音速設計で、既存圧縮機で十分に実績のある MCA 翼を採用した。翼列性能を最大化するよう設計パラメータの最適化には CFD 解析が使用された。

亜音速段については、新しく自動最適化設計システムを用いた任意翼型が採用された。この設計システムは、翼形状生成、格子生成、CFD ソルバーおよび最適化ツールから構成される。翼断面形状は、骨線および骨線に沿った翼厚分布で定義された。最適化の実施に先立って感度分析が行われ、6 つの形状パラメータが選定された。すなわち、入射角、偏差角、スタガ角、最大翼厚位置、およびベジェ曲線で定義された骨線の 2 つの制御変数である。三次元効果を考慮するために、翼形状は代表 3 断面(ハブ、ミーン、チップ)を同時に最適化した。したがって最適化に用いるパラメータは断面当り 6 変数、翼全体で 18 変数である。翼性能は 3 つの作動点、すなわち設計条件、ストール側(正の入射角)およびチョーク側(負の入射角)でそれぞれ計算された。3 条件の損失の加重平均値を目的関数として評価することで、広い作動範囲と圧力損失の低減を両立させる最適な翼形状を求めた。最適化翼と従来翼の翼間マッハ数分布の比較を図 2 に示す。最適化翼では従来翼に較べてより優れた損失特性を示した。



Conventional Airfoil Optimized Airfoil

Fig.2 Mach Number Distribution

単翼列設計に続いて、圧縮機全体性能が全段 CFD によって評価された。並列計算機を使用することで設計段階における 14 段圧縮機の大規模解析が可能になった。全段解析の計算格子を図 3 に示す。動翼チップおよび静翼ハブのクリアランスだけでなく翼根のフィレットもモデル化された。全段解析の結果、全体性能はほぼ目標を満足するものであったが、段毎の圧力比分布には設計計画からのずれが見つかった。段負荷配分を修正するために、翼のスタガ角などの設計パラメータの修正と全段 CFD 解析よる確認が繰り返し行われた。図 4 は、初期の翼設計と最終調整後の段圧力比の比較を示している。段負荷配分の調整後の段圧力比は、設計計画から 1%以内に維持された。

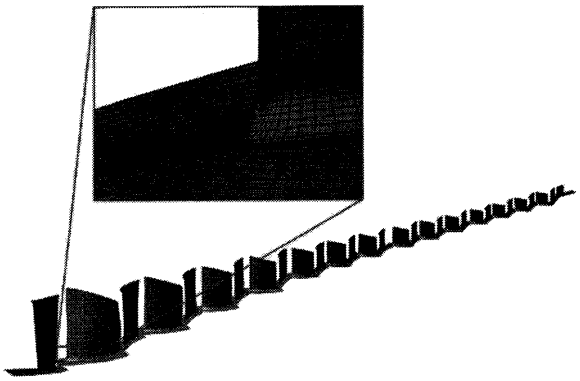


Fig.3 Multi-Stage Compressor CFD Grid

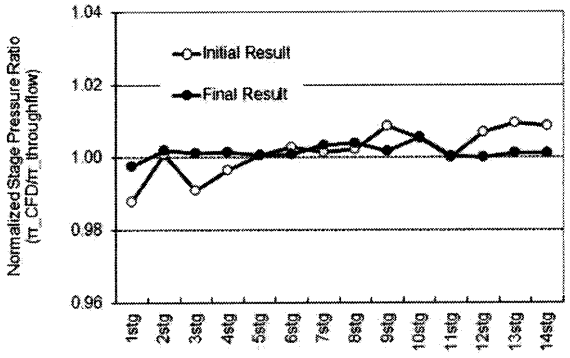


Fig.4 Stage Pressure Ratio
(Normalized by throughflow results of each stage)

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

3．圧縮機要素試験

3.1　スケールリグ試験

実機エンジンでの試作試験に先立って、まずスケール圧縮機によるリグ試験を実施した。リグ試験の目的は以下のとおり。

・圧縮機全体性能の取得
・段間マッチングの調整と設計検証
・VSV および抽気スケジュールの最適化
・翼振動特性の取得

リグ圧縮機の供試体は、主に試験設備の動力の制約により実機エンジンの 0.63 倍のスケールで製作された。なお供試体の材質や基本構造はエンジン同様として、製造面での先行試作としても位置づけられた。リグ圧縮機のローターアッシを図 5 に示す。リグのスケール比を決めるに当たっては、一次元設計コードおよび全段 CFD 解析を用いてスケールダウンの空力性能への影響が検討された。検討の結果を図 6 に示す。スケールダウンによる性能劣化は、効率で約 1 ポイント、圧力比で約 8%の低下があるものと予測された。また段間マッチングへの影響はほぼ無視できると考えられた。これらの検討結果から、表 2 に示すとおり、リグ圧縮機の目標性能は、圧力比 22、効率低下 1 ポイントに設定された。

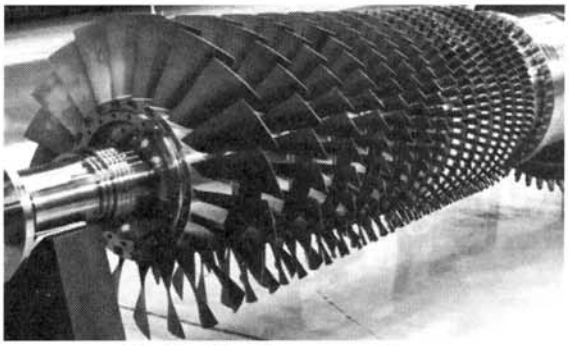


Fig.5　Rig Compressor Rotor

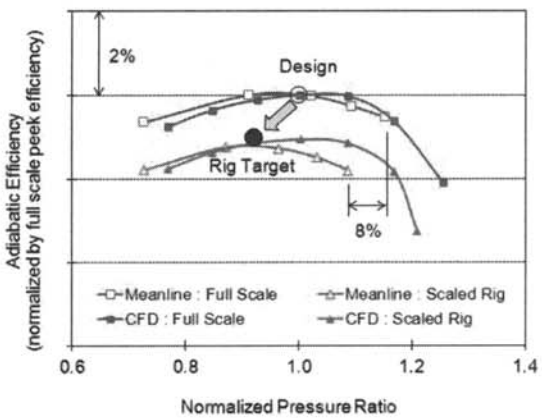


Fig.6 Predicted Scale Effects on Compressor Performance

Table 2　Rig Target Performance

	Rig Target	ADP*
Pressure Ratio	22	24
Inlet Mass Flow	33.7kg/s	85kg/s
Rotational Speed	14810rpm	9330rpm
Adiabatic Efficiency	-1 point	base

*ADP : Aerodynamic Design Point

3.2　試験装置

リグ供試体の性能試験は川崎重工明石工場内に設置された圧縮機試験設備で実施された。リグ試験装置系統図を図 7 に、外観を図 8 にそれぞれ示す。吸気ダクトは産業用ガスタービンで一般的な側方吸込形態であり、エンジンと相似形状として吸気の偏流を模擬できるよう配慮している。リグスケールでの圧縮機の所要動力は設計条件で約 17MW になるが、本装置では圧縮機と同軸上に動力回収タービンを備え、高圧の吐出空気より再び動力を回収することによって、所要動力の半分以下の動力である 8MW の電動機による運転を可能としている。動力回収タービンの1段ノズルは可変式となっており、圧縮機出口からのバイパス弁と併せて吐出圧力の調節が可能である。また、IGV から 5 段静翼には VSV を備え、7 段および 10 段出口抽気もエンジン同様に備えており、エンジンで想定される種々の運転条件を模擬できる構造となっている。

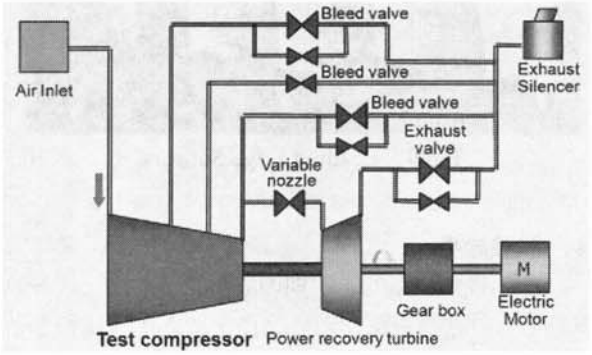


Fig.7　Schematic Diagram of Compressor Rig Test

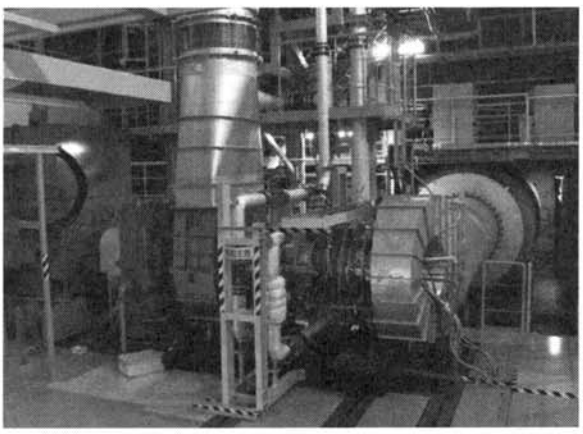


Fig.8　Compressor Rig Test Facility

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.204, 2025/07/04.

3.3 計測項目

リグ試験では全体性能および内部流れを把握するために多数の計測項目が設けられた。空気流量は吸気ダクト上流に設けられたフローノズルにより、抽気流量はオリフィスによりそれぞれ測定された。圧縮機入口全圧/全温は吸気ダクトの入口で計測された。したがって全体性能には、吸気ダクトでの圧力損失を含む。また出口全圧/全温は径方向 3 点のレイクを周方向 4 箇所に設け測定された。また、サージおよび旋回失速を監視するために、初段、6段および14段動翼の位置には Kulite センサーを設置し、圧力変動を測定した。

多段圧縮機の開発においては運転中の段間マッチングを的確に把握する必要がある。そのため、主要なステーションで運転中の全圧/全温を精度よく実測することが重要となる。これらの計測には、図 9 に示されるような静翼に取り付けられた前縁(L/E)センサーが使用された。また、すべての翼列出入口ステーションで壁面静圧が計測された。翼列毎の性能と段間マッチングは、それらの L/E センサーおよび壁面静圧の計測結果から分析された。

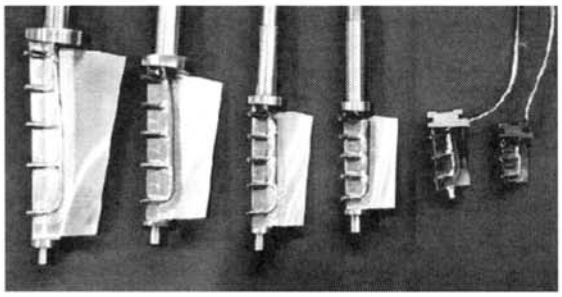


Fig.9 Leading Edge Sensors

4．試験結果

一連の性能試験は、初期の設計形態に基づく一次試験とその結果を踏まえて改良を加えた後に行われた二次試験の2段階にわたり実施された。

4.1 一次試験

試験目的のひとつが、VSV スケジュールを決定することであった。性能試験の初期段階でいくつかのスケジュールが試みられ、7 段出口抽気のスケジュールと併せて選定された。これら試験初期における試行錯誤の結果、起動時に 50～60%回転域で発生する深い旋回失速を回避し安定した起動条件が確立された。

起動条件の確立後、50%～102.5%回転での特性マップが取得された。一次試験で取得された全体性能マップを図 10 に示す。サージ点は 85%回転まで実測された。高速域でのサージ点は実測していないが、低速域での計測結果より一次元設計コードのストールモデルの校正を行った上で、高速域のサージ限界を評価した。一次試験では、設計回転数において効率と空気流量はリグの目標性能をほぼ満足する結果を示したが、圧力比については目標に達しなかった。

それらの原因を解明するために詳細な分析が実施された。図 11 は L/E センサー測定値から求めた段圧力比の分布を示す。圧力比は設計値との比で示されている。入口から 7 段までの段圧力比は設計値に達したが、後方段では設計圧力比に達していないことが判る。図 12 は 5 段および 14 段の特性マップを示す。図の横軸は設計値で無次元化された空気流量を表し、縦軸は同様に無次元化された静圧比である。14 段の静圧比は流量の低下とともに単調に上昇しているが、5 段の静圧比はピーク値をもちより失速に近い状況で作動していることを示している。換言すれば、中間段で相対的に負荷が高く、後方段で十分な圧力比が得られずに全体圧力比の未達の原因となっている。この状況はサージ点を確認した低速域だけでなく高速域でも同様に観察された。これらの分析から、目標の圧力比を達成するためには段間マッチングの改良が必要であることが明らかとなった。

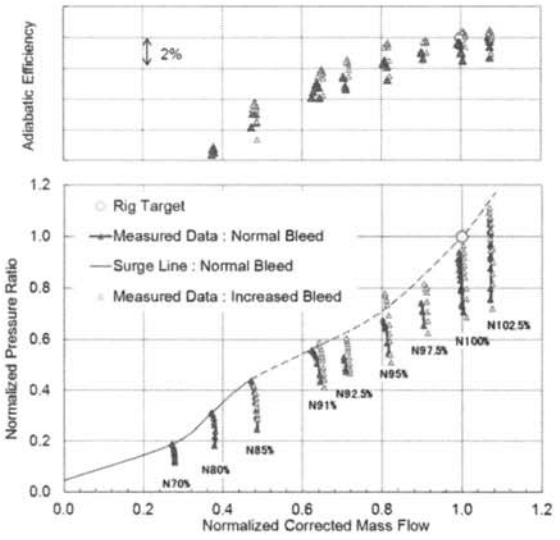


Fig.10 Compressor Map of the First Build Rig Test

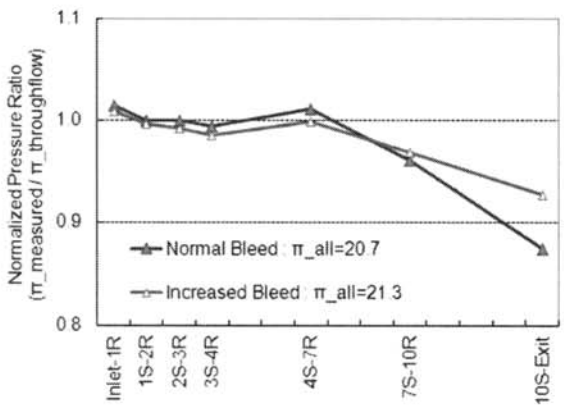


Fig.11 Normalized Stage Pressure Ratio

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

4.2　二次試験

一次試験の結果を受けて、段間マッチング不良の主要因として二つの要因が仮定された。ひとつは、運転時の翼端クリアランスが計画と異なること、もうひとつは、リグスケールでのブロッケージの予測精度不足である。試験結果に基づき、一次元設計コードのブロッケージモデルおよび損失モデルに修正を加えることで、全体性能および段落負荷分配が再現された。模擬計算結果は図 13 に示されるとおり試験結果によく一致する。後方段の圧力比を適正なレベルまで向上させるために、開発期間や製作コストも考慮されて、7 段から 13 段までの静翼のスタガ角が修正された。リスタガの角度は、修正した一次元設計コードを用いて検討し、1° から 6° の範囲に決定された。リスタガ翼を組込むことで、図 13 に示すとおりの分布が得られるものと予測された。改良後の後方段の圧力比はなお設計値には達していないが、これは模擬計算内では後述する翼端クリアランスの修正による差を含まず、リスタガの効果のみを見積もったことによる。

性能低下の要因のひとつと考えられたクリアランスに関しては、翼端クリアランスが所期の想定より大きかったことが一次試験後の分解検査で明らかになった。そこで、二次試験の前に、動翼と相対するケーシング表面のアブレイダブルシールを肉盛りすることで過大なクリアランスの是正を図った。

以上の改良を施した圧縮機による二次試験で得られた全体性能マップを図 14 に示す。サージ点は 90% 回転まで実測された。設計回転数において実測された圧力比最大のポイントでは、リグの目標圧力比から 8%以上のサージマージンが確認された。設計回転数でのピーク効率は、一次試験より約 1 ポイント向上した。なお、全部で 6 段の静翼に L/E センサーを使用した場合、空力性能への影響が無視できないため、二次試験では L/E センサーのないクリーンな形態で全体性能が計測された。クリーン形態に続き、すべての L/E センサーを取付けた形態でも性能計測が行われた。その結果、L/E センサーによる影響は、設計回転数おいて圧縮機全体の断熱効率で 0.3~0.4 ポイント低下するものと評価された。L/E センサーによる全圧/全温計測結果から求めた設計回転数での段圧力比分布を図 15 に示す。試験結果は、設計値によく一致しており、一次試験で不良であった段間マッチングが十分に改善されていることが判る。ただし一次元設計ツールの予測と完全には一致しない。この相違は前述したクリアランス修正に起因するものと考えられる。

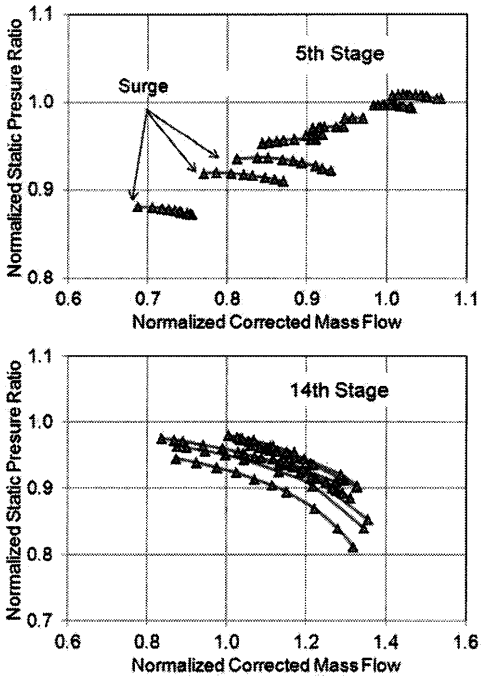


Fig.12　5th and 14th Stage Performance Map

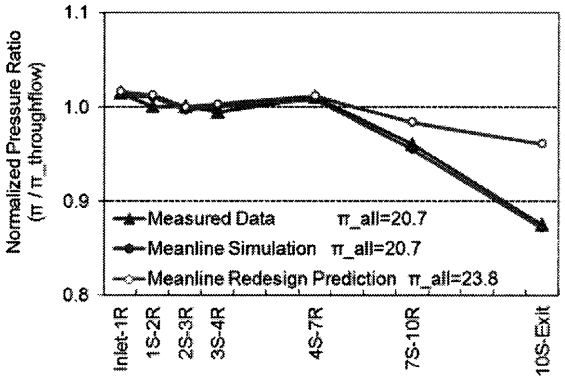


Fig.13 Normalized Stage Pressure Ratio of Meanline Simulation and Redesign Result

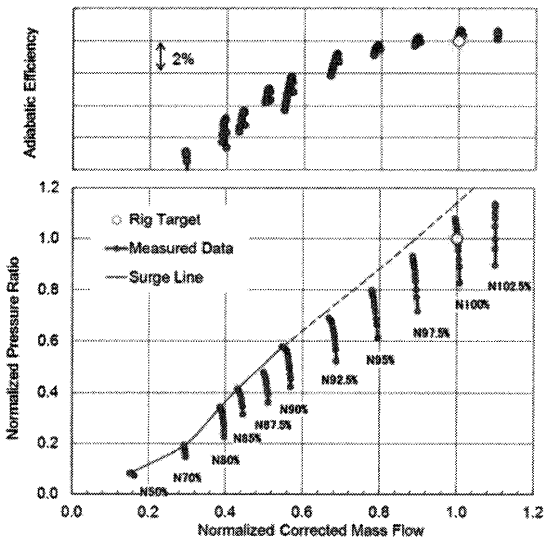


Fig.14　Compressor Map of the 2nd Build Rig Test

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.204, 2025/07/04.

5．エンジン試験

リグ試験結果に基づく改良は最初の試作エンジンに反映され、エンジン試験が実施された。図16に試作エンジンの運転状況を示す。エンジン試験において計測された圧縮機性能を図17に示す。本機は二軸式ガスタービンであるため、圧縮機の作動点はエンジン出力に応じて特定の作動線上を変化するが、空気流量および圧力比の特性は予測性能とよく一致することを確認した。計測結果にみられるとおり、圧縮機効率はリグ試験と同様に設計流量において計画値よりも約1ポイント高い性能を示した。エンジンでのサージマージンは、修正済の一次元設計コード、およびリグ試験で検証された CFD 解析から評価され、十分なマージンを有するものと推定された。種々の運転条件を通じて圧縮機に不安定な現象はみられず安定した作動状況であることを確認している。

6．結言

新開発のガスタービンに用いるために新規設計された 14 段軸流圧縮機についてその開発概要を紹介した。本圧縮機では、最新の設計および解析ツールを活用すると共に、実機運転に先立ってスケールリグ試験を実施し、十分な設計検証と改良を行うことで所期の目標を満足することができた。

本圧縮機を用いたガスタービンは今年度より実証運転が開始されるところであり、今後とも性能と信頼性の実証を行っていく予定である。

参考文献

1) Tanaka, R., et al. : Development of High Efficient 30MW Class Gas Turbine The Kawasaki L30A, ASME GT2012-68668 (2012)
2) Ikeguchi, T., et al. : Design and Development of a 14-Stage Axial Compressor for Industrial Gas Turbine, ASME GT2012-68524 (2012)

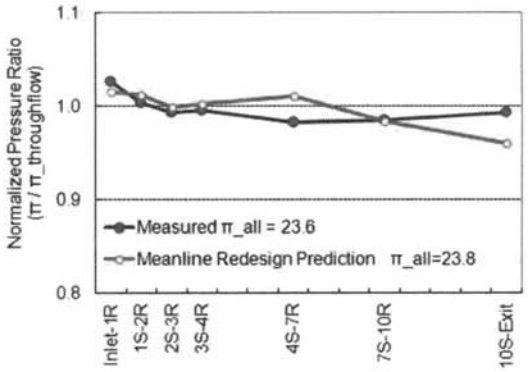


Fig.15 Normalized Stage Pressure Ratio



Fig.16 Engine Test Cell

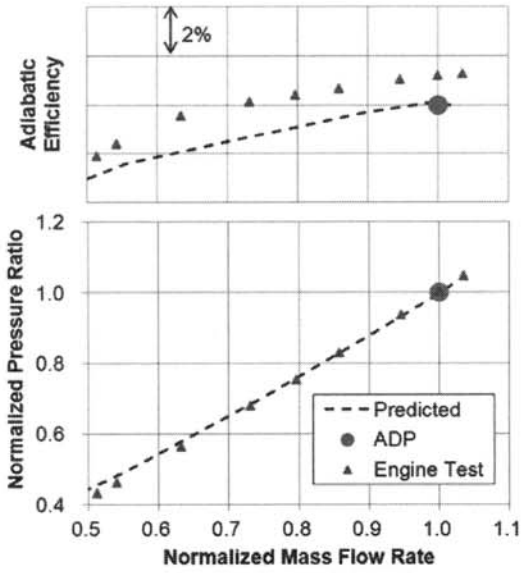


Fig.17 Prototype Engine Compressor Performance

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 40 回日本ガスタービン学会定期講演会（釧路）講演論文集，2012.10

【研究報告】 A-10

吸気噴霧冷却を適用したガスタービン圧縮機の液滴蒸発流れ解析

*川村　康太，明連　千尋，高橋　康雄，柴田　貴範（日立製作所）

Flow Analysis coupled with Droplet Evaporation of Gas Turbine Compressor with Inlet Fogging

*Kota KAWAMURA, Chihiro MYOREN, Yasuo TAKAHASHI and Takanori SHIBATA(Hitachi Ltd.)

ABSTRACT

In Advanced Humid Air Turbine system developed by Hitachi, to spray much water as inlet fogging, an improvement of the flow analysis precision in gas turbine compressor with behavior of water droplets is an important task. In this study, the flow analysis coupled with droplet evaporation of gas turbine compressor with inlet fogging using 3D-CFD is carried out, and we validate CFD calculations with experimental test results. Applying an advanced droplet motion model to CFD, we can estimate the area which droplet evaporation is completed and improve the compressor performance prediction accuracy of CFD.

Key words: Gas turbine, Advanced Humid Air Turbine, Compressor, Inlet fogging, CFD, Droplet evaporation

1．緒言

現在，日立では高湿分空気利用ガスタービン（Advanced Humid Air Turbine）[1]の研究開発を進めている。高湿分空気利用ガスタービンシステムには，研究開発項目の一つに吸気噴霧冷却（WAC：Water Atomization Cooling）システムがある。WAC システムは，吸気部に設置した噴霧ノズルで吸込空気に水を噴霧し，水の気化熱を利用して気流を冷却することでガスタービンの出力と熱効率を増加させるものである[2) 3)]。WAC システムを設置した圧縮機の例を図 1 に示す。

WAC の効果は大きく二つに分類される。一つは吸気部で液滴が蒸発して気流を冷却する（吸気冷却）効果で，大気温度の高い夏場の出力低下を抑制できる。もう一つは圧縮機内で液滴が蒸発して気流を冷却する（中間冷却）効果で，圧縮機動力を低減できる。

近年では，吸気部の噴霧ノズル配置について，液滴挙動を含む流れ解析（CFD：Computational Fluid Dynamics）を用いた研究が報告されている[4)]。また，圧縮機内で液滴が蒸発する場合を想定して，噴霧量や液滴の粒径が性能に及ぼす影響について，CFD を用いて検討した研究が報告されている[5)]。しかし，WAC 運転時の計測データに基づいた圧縮機内部流れ場の検証はほとんどなされていない。

高湿分空気利用ガスタービンでは，吸気冷却と中間冷却によるシステム全体の高効率化を目的に多量の水噴霧を実施する。多量の水噴霧では，液滴は吸気部で蒸発完了せず，圧縮機内に流入し蒸発する。その際に，段負荷分布の変化によって，失速等の信頼性に影響を与える現象が発生する可能性がある。

そこで本研究では，WAC 時のガスタービン圧縮機内の流れ場を予測可能な液滴解析技術を構築することを目的とした。具体的には，液滴の壁面との相互作用に着目して液滴挙動モデルを高度化し，モデル高度化の効果を高湿分空気利用ガスタービン検証試験の計測データ[6) 7)]を用いて分析した。

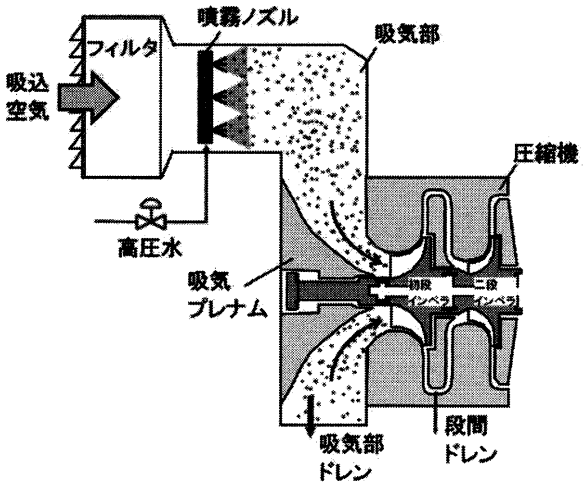


図 1　WAC システムを設置した圧縮機

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

2．液滴蒸発流れ解析

2.1　WAC 運転時の圧縮機内流れ場

WAC 運転時は空気と液滴が混合した流体が圧縮機内に流入する。液滴は気流中での蒸発，翼面や側壁といった壁面への衝突，気流中での液滴分裂，液滴同士の合体といった複雑な挙動をする。

液滴の壁面との相互作用について図 2 に示す。その相互作用は，液滴の壁面付着による液膜形成，付着液滴が蒸発，液滴の跳ね返り，液滴の飛散といった現象に分類できる。

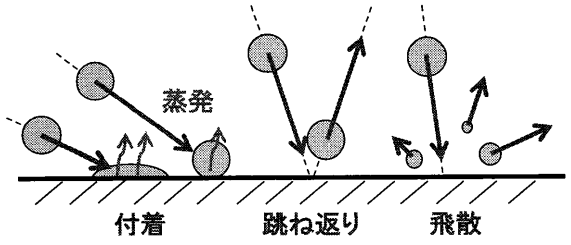


図 2　液滴の壁面との相互作用

2.2　液滴蒸発を考慮した流れ解析手法

本研究では，WAC 運転時の圧縮機性能予測を目的とし，気流中における液滴挙動と蒸発，壁面との相互作用を考慮した CFD について検討する。気流中での液滴分裂及び液滴同士の合体については性能予測に対する影響は小さいと考えられるため，本研究では考慮しない。なお，本研究で使用した CFD ソルバーは商用ソフト ANSYS-CFX13.0[8)]である。

液滴蒸発による気流の冷却を考慮するため，粒子追跡法と蒸発モデルを適用し，気流と液滴の相互作用は双方向の連成（Fully-coupled）とした。本手法では，Euler 的な気流の支配方程式中に，液滴の影響を表す生成項が含まれる。

粒子追跡法では，代表粒子によって質点近似された液滴群の支配方程式を解くことで Lagrange 的に追跡する。液滴の運動方程式は，

$$m_d \frac{du_{d,i}}{dt} = F_{D,i} + F_{R,i} \tag{2.1}$$

で記述され，m_d：液滴の質量，u_d：液滴の速度，F_D：気流との相互作用による抗力，F_R：回転系における遠心力，添え字の i は i 方向成分を示す。重力，浮力，付加質量，圧力勾配は液滴挙動に対する影響は小さいとみなし無視する。抗力 F_D は式(2.2)で表わされる。

$$F_{D,i} = \frac{\pi D_d^2}{8} C_D \rho_G \left|u_{G,i} - u_{d,i}\right| \left(u_{G,i} - u_{d,i}\right) \tag{2.2}$$

ここに，D_d：液滴の直径，ρ_G：気流の密度，u_G：気流の速度であり，抗力係数 C_D は Schiller-Naumann 係数を用いる。

液滴の熱物質輸送方程式は，

$$m_d C_{p,d} \frac{dT_d}{dt} = \pi D_d k_d (T_G - T_d) Nu_d + \frac{dm_d}{dt} L_{lv} \tag{2.3}$$

で記述され，T_G：気流の温度，T_d：液滴の温度，$C_{p,d}$：液滴の定圧比熱，k_d：液滴の熱伝達率，L_{lv}：液滴の蒸発潜熱を示す。液滴に関するヌセルト数 Nu_d については Ranz-Marshall の相関式，

$$Nu_d = 2 + 0.6\,\mathrm{Re}_d^{1/2}\,\mathrm{Pr}_G^{1/3} \tag{2.4}$$

を用いる。Re_d は液滴の気流に対するレイノルズ数，Pr_G は気流のプラントル数である。蒸発モデルは，①液滴温度が沸点を上回る場合，

$$\frac{dm_d}{dt} = -\frac{\pi D_d k_d (T_G - T_d) Nu_d}{L_{lv}} \tag{2.5}$$

②液滴温度が沸点を下回る場合，

$$\frac{dm_d}{dt} = \pi D_d \rho_G D_{lv} Sh \frac{M_G}{M} \log\left(\frac{1 - f_p}{1 - f}\right) \tag{2.6}$$

$$Sh = 2 + 0.6\,\mathrm{Re}_d^{1/2}\,Sc^{1/3} \tag{2.7}$$

で整理される相関式を用いる。ここに，D_{lv}：気流中における拡散係数，Sh：式(2.7)で表わされるシャーウッド数，Sc：シュミット数，M_G：蒸気の分子量，M：混合物の分子量，f_p：蒸発成分の平衡蒸気モル分率，f：気流中の蒸気成分のモル分率である。

液滴の壁面との相互作用については，液滴の跳ね返りと付着を考慮できるモデルに簡略化した。

2.3　液滴の壁面衝突モデル

本研究で用いた，液滴の壁面衝突モデルを図 3 と図 4 に示す。

Case1 は，完全弾性衝突のみを仮定し，液滴は壁面の影響を受けない簡略モデルとする。このモデルでは，下流まで余分に流れることによって，気流の冷却に寄与する液滴の蒸発量を過大評価することが予想される。

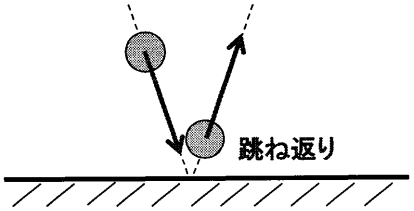


図 3　液滴の壁面衝突モデル（Case1）

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.204, 2025/07/04.

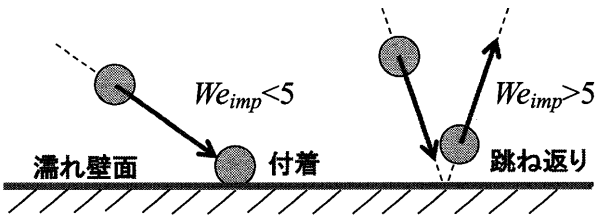


図 4　液滴の壁面衝突モデル（Case2）

Case2 は，付着と完全弾性衝突を衝突ウェーバー数により分類するモデルとする。衝突ウェーバー数は，

$$We_{imp} = \frac{\rho_d v_{d,n}^2 D_d}{\sigma_d} \tag{2.7}$$

で定義される。ここに，ρ_d：液滴の密度，$v_{d,n}$：液滴の壁面に対して垂直な速度成分，σ_d：液滴の表面張力である。このモデルは濡れた平板への衝突を対象としているが[9]，WAC 運転時における圧縮機内の壁面からの蒸発は少なく，濡れていると見なせることから，近似的な付着モデルとして妥当である。このモデルでは，気流の冷却に寄与する液滴量に対する予測精度向上が予想される。

以後では，上記 2 つのモデルについて比較検討を行う。

3．圧縮機内の液滴蒸発流れ解析の検証

3.1　検証データ

検証には，二段遠心圧縮機の吸込空気に対して 2.5%（吸込空気流量比）の水噴霧を行った WAC 試験の結果を用いた[6) 7)]。試験装置には，図 1 に示すように，吸気部に噴霧ノズルを設置し，吸気部と圧縮機段間からドレンを抜き出せるように配管が設けられている。

本試験結果の概要を表 1 に示す。噴霧量の約 30%が吸気部でドレンになり，吸気ダクトと圧縮機内を合計して 1.8%蒸発した。WAC を行わないドライ運転と比較して，圧縮機入口温度が 7℃低下，吸込空気流量が 8.8%増加，全段圧力比が 10.8%上昇し，WAC による性能向上を確認した。また，この試験中に段間ドレンが検出されなかったことから，二段遠心圧縮機の初段出口までに液滴は完全に蒸発したと推定される。

表 1　試験結果概要

項目	ﾄﾞﾗｲ	WAC
回転数 [rpm]	17800	17800
全蒸発量 [%]	0	1.8
圧縮機内蒸発量 [%]	0	1.4
圧縮機入口温度 [℃]	31.6	24.6 (−7.0℃)
吸込空気流量 [kg/s]	9.26	10.07 (+8.8%)
全段圧力比	7.28	8.07 (+10.8%)
初段圧力比	3.57	3.75 (+5.0%)

3.2　解析モデル

前節で説明した試験結果を対象とする解析モデルを図 5 に示す。解析対象は液滴が完全に蒸発する二段遠心圧縮機の初段とし，ベルマウス，インペラ，ディフューザベーン，ベンド，リターンベーンの翼列一流路をモデル化した。総メッシュ数は約 30 万点，壁面の第一格子位置は y^+=30 程度とし，翼先端間隙は考慮していない。なお，周方向には周期境界条件を課している。気流の境界条件については，入口で全圧，全温を固定し，流入角のスパン方向分布を与え，出口で平均静圧を固定した。乱流モデルは RANS に基づく標準 k-εモデルを使用し，非定常解析を行った。

液滴の流入条件を表 2 に示す。WAC 運転時では，吸気部で飽和状態に達していると仮定し相対湿度 100%RH，圧縮機入口で液滴は気流に完全に乗り均

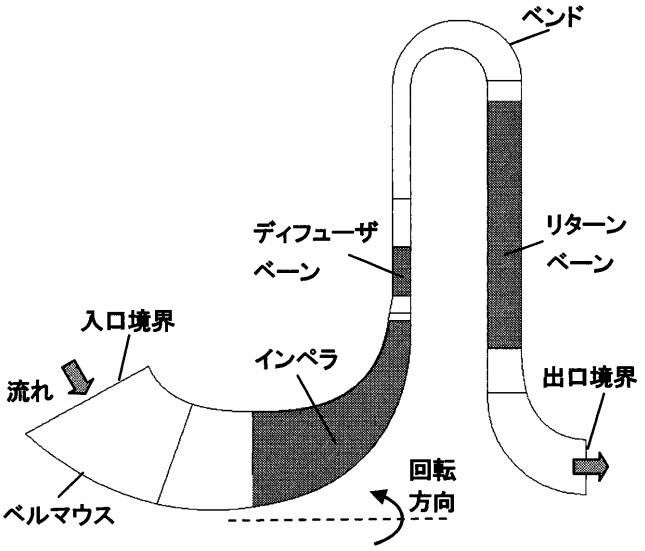


図 5　遠心圧縮機初段解析モデル

表 2　液滴の流入条件

項目	設定値
相対湿度 [%RH]	100
気流に対する相対速度 [m/s]	0
液滴分布	等間隔配置
液滴粒径 [μ m]	10
液滴温度 [℃]	15
代表粒子数 [個/sec]	5.0×10^6

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.204, 2025/07/04.

一に分布していると仮定し液滴の相対速度 0 で等間隔に配置，液滴の粒径は吸気部の液滴蒸発解析結果[10]を基に均一粒径 10μm，解析に用いる代表粒子数は 5.0×10^6 個/sec とした。また，粒径 10μm 程度の液滴蒸発を考慮した解析を行うため，時間刻みは 10^{-5}sec のオーダーとした。ただし，ドライ条件については液滴なしとして定常解析を行った。

3.3 検証結果

図 6 に Case2 における圧縮機内の代表的な液滴軌跡を示す。液滴は概ね気流の流れに追従するが，ベンド部で外周側に流される傾向があり，初段出口で蒸発完了している。

図 7 に Case2 における液滴の付着箇所を示す。液滴の付着箇所を青で示しており，インペラとベンド外周側壁面に液滴が付着する傾向があることがわかる。また，全付着量としては流入液滴流量の 21%で，気流の温度低下に寄与しないことになる。

図 8 に流量 - 圧力比マップを示す。試験結果は点線で示され，ドライ運転で負荷上昇し，ドライマッチング点から WAC 運転を開始することにより，吸気冷却効果で流量，圧力比ともに上昇する。CFD では WAC マッチング点と同じ圧力比で解析を行い，WAC 条件の流量は Case1，Case2 ともに試験結果との差は 1%以内となった。

図 9 に入口静圧で正規化した静圧値の初段流れ方向分布を示す。WAC 運転ではドライ運転と比較して圧力比が上昇し，ディフューザ部より下流で静圧が上昇する。また，WAC 条件に対する静圧分布の予測精度は+5%以内である。

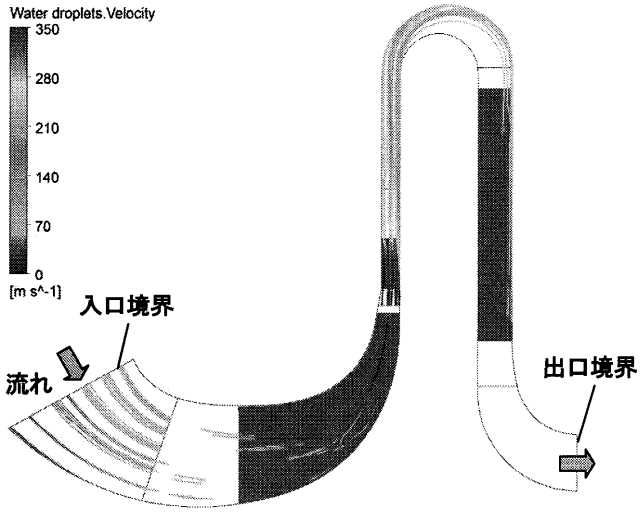


図 6　圧縮機内の液滴軌跡（子午面断面）

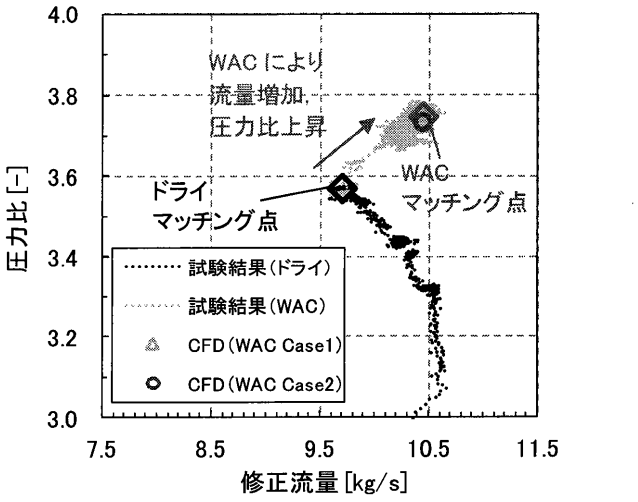


図 8　流量 - 圧力比マップ

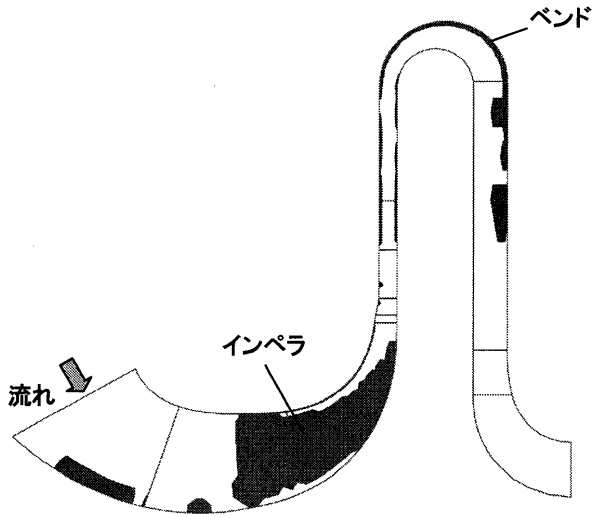


図 7　液滴の付着箇所（子午面断面）

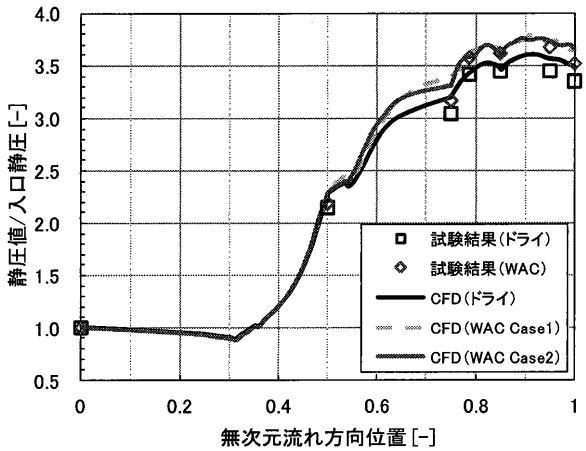


図 9　静圧比の初段流れ方向分布

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

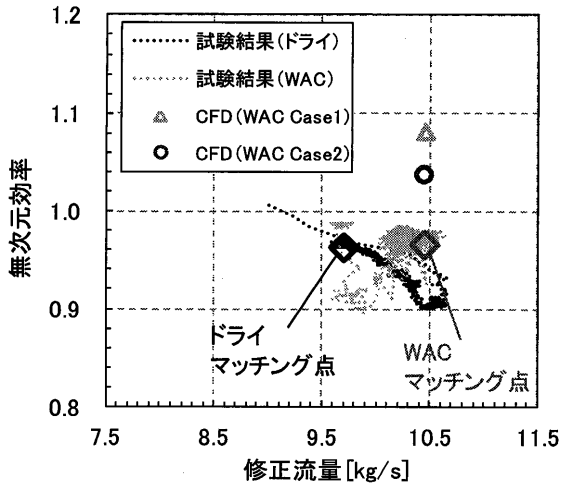


図 10　流量 - 効率マップ

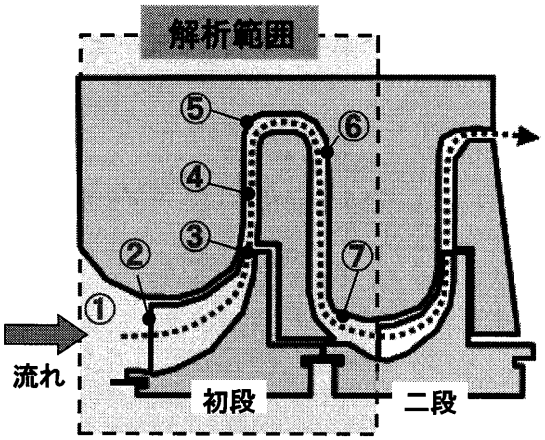


図 11　温度計測位置

図 10 に流量 - 効率マップを示す。効率は計画効率で正規化した値である。圧縮機効率については，圧縮機内で蒸発した液滴は全て初段インペラ出口で蒸発したと近似し，蒸発を考慮した場合の初段出口温度と液滴蒸発量から，蒸発がない場合の初段出口温度を逆算することで断熱効率を算出した。壁面衝突モデルを高度化した Case2 では，Case1 に対して効率予測が 4.0%改善した。

次に，温度の流れ方向分布について検証する。図 11 に温度計測位置を，図 12 及び図 13 に温度の初段流れ方向分布を示す。試験での計測結果を点線で示し，WAC 運転時のインペラ出口（③）からベンド入口（⑤）までは，ドライ運転時との温度差が大きい。これは計測器に液滴が付着し，湿球温度に近くなっているためである。また，ドライと WAC の温度差分布を見ると，リターンベーン入口（⑥）より下流側で温度差が一定になる。液滴蒸発による温度変化がないので，リターンベーン付近で蒸発完了していることが推定できる[7]。

図 12 に実線で示される CFD（Case1）では，④～⑥の間でドライと WAC の温度差が増加していることから，インペラ付近ではあまり蒸発しないのに対し，④～⑥の間で液滴蒸発が進行することがわかる。これは④より下流側で気流が減速し，液滴の滞留時間が長くなることと整合している。つまり，遠心圧縮機の液滴蒸発に関してはベンド部の寄与が大きいことがわかった。

また，試験結果と同様に，⑥より下流側で温度差が一定で，CFD においてもこの付近で蒸発完了することが示される。なお，初段出口温度の誤差は，ドライ条件の CFD で試験結果に対して-5℃，WAC 条件の CFD(Case1)で試験結果に対して-17℃となった。図 13 の Case2 では，Case1 とほぼ同様

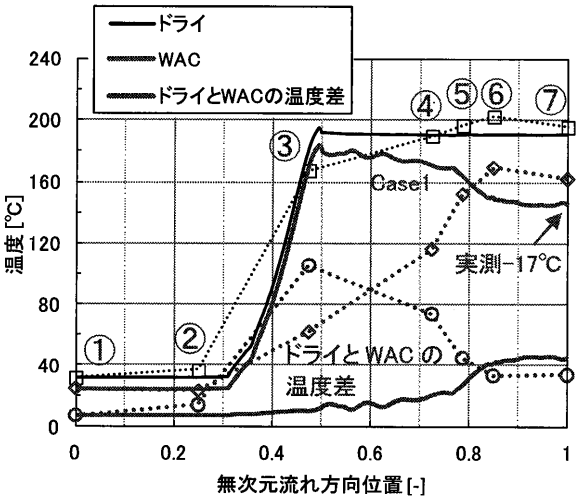


図 12　温度の初段流れ方向分布（Case1）
実線：CFD 結果，点線：試験結果

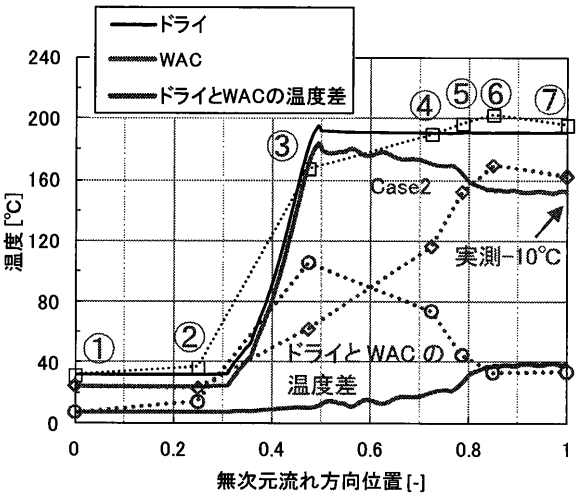


図 13　温度の初段流れ方向分布（Case2）
実線：CFD 結果，点線：試験結果

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.204, 2025/07/04.

の傾向で，④～⑥の間で液滴蒸発が進行し，⑥付近で蒸発完了することが確認できる。また，Case2の初段出口温度の誤差は試験結果に対して-10℃となり，Case1 における誤差-17℃と比較して予測精度が改善される結果となった。

Case1 では液滴が全量跳ね返るモデルなので，下流まで余分に流れて気流の冷却に寄与する蒸発量を過大評価する。それに対し，Case2 では液滴の壁面付着を衝突ウェーバー数によりモデル化することで，気流の冷却に寄与する液滴量の予測精度が向上し，初段出口温度の誤差は試験結果に対して-10℃まで改善したと考えられる。

4．結言

吸気噴霧冷却を適用したガスタービン圧縮機の液滴蒸発を考慮した CFD を実施し，以下の結論を得た。

(a) 遠心圧縮機を対象に液滴蒸発を考慮した CFD では，リターン出口で完全に蒸発完了しており，試験結果と一致する。

(b) 噴霧液滴はインペラとベンド部で流入液滴量の約 20%が付着し，気流の冷却に寄与しない。

(c) 液滴の壁面衝突モデルの高度化により，初段出口温度の誤差は試験結果に対して-10℃に改善し，圧縮機効率の予測精度は 4.0%改善できる。

謝 辞

本報告は，経済産業省資源エネルギー庁から，エネルギー使用合理化先進的技術開発費補助金の支援を受けて実施した事業に関するものである。関係各位のご支援に対し深く感謝の意を表する。

参 考 文 献

1) 幡宮重雄：高湿分空気利用ガスタービン，日本ガスタービン学会誌，Vol.34, No.2 (2006) pp.100-105.
2) 宇多村元昭，唐澤英年，竹原勲，堀井信之：水噴霧を利用したガスタービンの出力増加，日本ガスタービン学会誌，Vol.25, No.98 (1997) pp.99-105.
3) 宇多村元昭：ガスタービン吸気水噴霧冷却技術，日本ガスタービン学会誌，Vol.37, No.4 (2009) pp.13-19.
4) J. R. Khan, T. Wang, M. Chaker: Investigation of Cooling Effectiveness of Gas Turbine Inlet Fogging Location Relative to the Silencer, ASME GT2011-46809.
5) M. Luo, Q. Zheng, R. K. Bhargava, L. Sun, Q. Deng, S. Li, C. Liu : The Numerical Simulation of Inlet Fogging Effects on the Stable Range of a Transonic Compressor Stage, ASME GT2011-46124.
6) S. Higuchi, T. Koganezawa, Y. Horiuchi, H. Araki, T. Shibata and S. Marushima : Test Results from the Advanced Humid Air Turbine System Pilot Plant - Part 1: Overall Performance, ASME GT2008-51072.
7) T. Shibata, Y. Takahashi, S. Hatamiya : Inlet Air Cooling with Overspray Applied to a Two-Stage Centrifugal Compressor, ASME GT2008-50893.
8) ANSYS-CFX13.0 Solver Modeling Guide http://ansys.com/Products/Simulation%20Technology/Fluid%20Dynamics/ANSYS%20CFX
9) D. W. Stanton, C.J. Rutland: Multi-dimensional modeling of thin liquid films and spray-wall interactions resulting from impinging sprays, Int. J. Heat transfer Vol.41 (1998) pp.3037-3054.
10) 柴田貴範，明連千尋，幡宮重雄：ガスタービン吸気ダクト内を流れる液滴群の蒸発挙動，第 9 回動力・エネルギー技術シンポジウム (2005).

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 40 回日本ガスタービン学会定期講演会（釧路）講演論文集，2012.10

【研究報告】

A-11

上流側パージ空気を伴う高圧タービン静翼エンドウォール上の熱流体特性

船崎健一（岩手大工），Wan Aizon（岩手大院），*三浦健光（岩手大院），田川久人（日立），三好市朗（日立）

Aero-thermal behaviour influenced by upstream purge flow on the end wall of high-pressure turbine vanes

Ken-ichi Funazaki(Iwate Univ.), Wan Aizon (Iwate Univ.), *Takemitsu Miura (Iwate Univ.), Hisato Tagawa(Hitachi, Ltd.),Ichirou Miyoshi(Hitachi, Ltd.)

ABSTRACT

The endwall and blade film cooling systems are the typical solution adopted within gas turbines to allow further increase of turbine inlet temperature, avoiding critical material thermal stresses. Due to complex secondary flow field in the blade passage, endwall is more difficult to cool than blade surfaces. In the matter of fact, in endwall film cooling studies, it is necessary to investigate the interaction between coolant air and the secondary flow. In present study, the flow field of high-pressure turbine cascade has been investigated by 5-holes pitot tube to reveal the secondary flows behavior under the influenced of purge flows which is located 0.63Cax upstream of blade leading edge. Experimental has significantly captured the effect of leakage airto secondary flows at blade downstream plane. Furthermore, numerical simulation had presented almost the same result where the presence of additional losses can be observed especially at higher MFR.

Key words: Endwall Film Cooling , Purge flow, Aerodynamic loss

1. 緒言

地球温暖化や燃料の価格高騰などの懸念からガスタービンには更なる性能の向上が求められている．サイクル最高温度であるタービン入口温度(以下，TIT)を上昇させることが前述の問題を解決する１つの鍵となっている．TIT は年々上昇の一途を辿り，現在では約 1700℃にも達している．これは TIT を上昇させることにより，エンジンの高出力化・高効率化を達成しようとした結果生じたものである．このように金属材料の融点を遥かに超えるような環境にあるエンジン内では高度な冷却技術の発展が必須となっている．近年では翼表面だけではなくエンドウォール(以下，EW)と呼ばれる翼端面もその対象となりつつある [1]．これには 2 つの要因があり，1 つ目は翼間流路内に発生する二次流れが，高温ガスをエンドウォールに向けて移動させるためである．2 つ目は，TIT の上昇により高圧タービン初段静翼の入口付近において，スパン方向への温度分布が従来よりも一様になり，これによってエンドウォール部分がより高温ガスに晒されるようになったためである．

タービンの冷却方法としては，フィルム冷却やインピンジメント冷却，ピンフィン冷却などが挙げられるが，この中で，一般的にエンドウォール面に適用されているのはフィルム冷却である．フィルム冷却は，冷却対象面に多数の孔を設け，この孔を通じて主流側に圧縮機からの比較的冷たい空気を噴き出し，対象面を冷却空気の膜で覆うことにより，主流高温ガスから保護しようとするものである．しかしながら，冷却空気の空気量が直接エンジンの効率に影響を及ぼすため，使用できる空気量には限りがある．また，EW 上は馬蹄形渦などの二次流れの影響を強く受け，非常に複雑な流れ場となっており，冷却が容易ではない [2]．また燃焼器と高圧タービンの間やセグメント翼間にはリーク流と呼ばれる空気が存在している．この空気は冷却空気と同一のものであるため，EW 上の冷却に役立つ可能性がある．このリーク流の振る舞いを調査することで，EW 上の最適な冷却設計が可能となり，冷却効率の向上につながることが期待できる [3][4]．

本研究の目的は，リーク空気がどの程度冷却に寄与しているかを調査することで，漏れ流れがエンドウォール上の冷却特性に及ぼす影響を明らかにすることである．

2. 主な記号

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

Cp ：全圧損失
Pt,∞：入口主流全圧[Pa]
Pt：出口全圧[Pa]
U∞：入口平均流速[m/s]
ρ：空気密度[kg/m^3]
m2：二次空気質量流量[kg/s]
m∞：主流質量流量[kg/s]
Pt,2：二次空気入口全圧[Pa]
ρ_∞ ：主流側の密度[kg/m^3]
ρ_2 ：二次空気の密度[kg/m^3]
U_{in} ：翼列入口主流流速[m/s]
C ：翼弦長 [m]
H ：流路高さ[m]
S ：翼間ピッチ[m]
μ ：粘性係数[Pa・s]
Q_∞ ：主流の体積流量[m^3/s]
Q_2 ：二次空気の体積流量[m^3/s]
A ：主流側流路断面積(H×S× n) [m^2]
n ：主流側の流量定義ピッチ数
MFR ： 質量流量比[-]

3． 実験装置

3.1 実験装置及び試験モデル

本研究では空力・伝熱計測用直線翼列試験装置を用いて実験を行った．図 1 に示すように装置は，2 台の送風機と曲がりダクト，ディフューザ，整流ダクト，ノズル，供試部，二次空気用プレナム，二次空気系配管から構成されている．曲がりダクトには流れを均一にするためにガイドプレートを 4 枚設置している．また，同様の目的でディフューザと整流ダクト内にはステンレス製整流網(開口率 0.78)を設置している．主流側の流れは，メインブロワで吸い込み，曲がりダクト，整流網が張られたディフューザ，整流ダクトで整流され，絞りノズルで加速された後に，案内流路を通り，供試部へと流れ込む．二次空気は，セカンダリブロワで吸い込み熱風発生装置で加熱され，流量計測用層流流量計を通り，エア式自動三方ボールバルブを経て，前端リーク用プレナム内に流れ込み，主流側に噴き出す仕組みとなっている．

実機は，主流に対して二次空気(冷却空気)を低い温度で噴き出しを行っているが，本研究では試験装置の都合上，二次空気を温めることによって，実機内における主流と冷却空気の関係を模擬している．また，図 2 に示す供試部は，6 枚の翼からなる直線翼列と二次空気を供給するチャンバーから構成されており，翼列は発電用高圧タービン初段静翼を模擬したものとなっている．翼列前端及び翼間には漏れ流れを模擬するための間隙が設けられており，二次空気を別途供給できるように設計されている．翼列入口の流速測定には，翼前縁から軸コード約 200%上流位置にミニチュアピトー管が設けられている．また翼後縁より軸コード 25%の地点に翼列出口計測用のスリットが設けられている [1)2)].

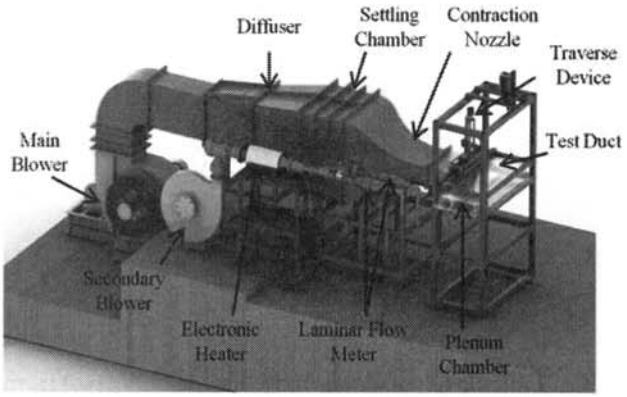


Fig.1 Experimental setup

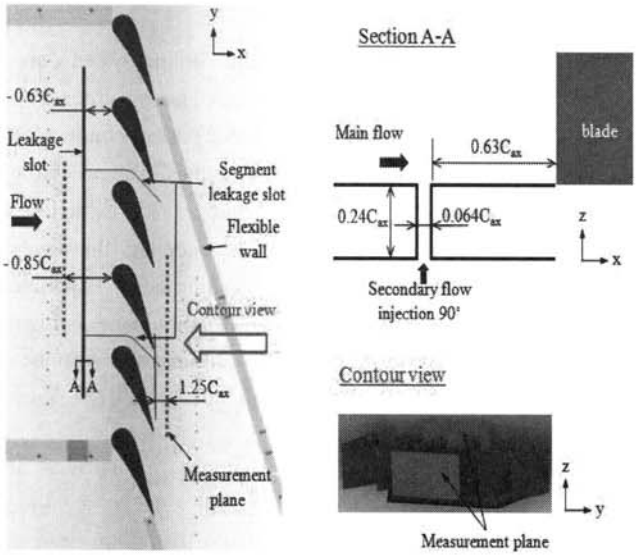


Fig.2 Measurement area and slot geometry

3.2 座標の定義

本研究では，図 3 に示されるような 3 次元直交座標系を翼列に設定する．また，x 軸方向をピッチ方向，y 軸方向をスパン方向，z 軸方向を軸方向とそれぞれ定義する，

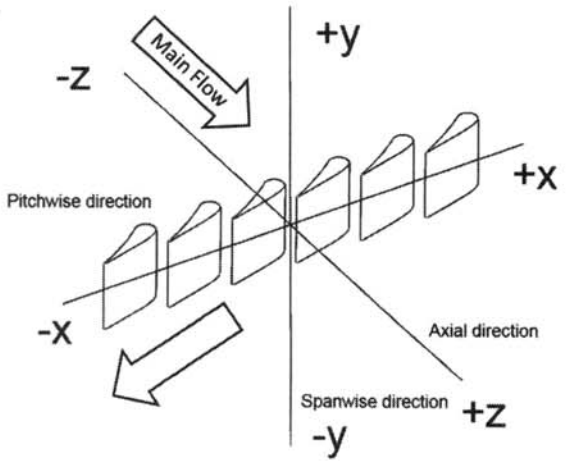


Fig.3 Coordinate system

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

4. 計測手法及び数値計算手法

4.1 計測手法

本研究では，流れ場計測を行う際の計測システムの概略図を図4に示す．流れ場の計測には5孔プローブ，トラバース装置，微差圧変換器，データロガを使用している．計測時はPC上にてプログラムを実行させることで，トラバース装置及びデータロガの制御を行っている．5孔ヨーメータにおいて計測された圧力値は，圧力変換器によって電圧データに変換され，データロガに送られる．その後，RS232ケーブルによってPCに送信され，圧力値の時間平均値が算出される．またプローブは，予め読み込んだテキストファイル（計測点数や計測点間ピッチ距離等が記載）に従いトラバースされ，任意点での圧力値の取得が完了後，次の計測点に移動する．これら一連の動作がプログラムにより自動的に繰り返される．このように基本的には自動計測である．

今回は翼列出口部にてピッチ方向に41点，スパン方向に32点の計1312点で圧力計測を行い，漏れ流れによる影響を調査した．

式(1)に翼列出口全圧損失の計算式を示す．この式は二次空気を考慮したものとなっているが，二次空気を考慮していない式(2)の値と比較するとそれほど大きな差異は見られなかった．そのため，本研究では式(2)を用いて計算を圧力損失の計算を行っている．

$$C_{p,t2} = \frac{P_{t,ref} - P_t}{\frac{1}{2}\rho U_\infty^2}$$

$$P_{t,ref} = \frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_2 + \dot{m}_\infty} P_{t,2} + \frac{\dot{m}_\infty}{\dot{m}_2 + \dot{m}_\infty} P_{t,\infty} \quad (1)$$

$$C_{p,t1} = \frac{P_{t,\infty} - P_t}{\frac{1}{2}\rho U_\infty^2} \quad (2)$$

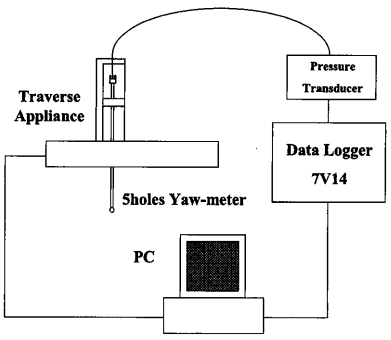


Fig.4 Measurement system for flow field measurement

4.2 実験条件

本研究では，主流側条件として，以下の式(3)で定義されるレイノルズ数を用いた．代表速度に翼列入口主流流速を，代表長さに翼弦長を用いており，上記式によって算出される主流側のレイノルズ数は，約125,000である．この値は，実機と比べ低い値であるが，本研究で使用した送風機の性能を考慮し決定した．

$$\mathrm{Re} = \frac{\rho_\infty U_{in} c}{\mu} \quad (3)$$

二次空気条件は，式(2)において定義される質量流量比の式を用いて決定した．式(4)に式(5)を代入し，二次空気の質量流量 m_2 について表したものが式(6)である．実験時は，これらの式に翼列入口主流流速 U_{in} と二次空気流主流流量比 MFR，主流の密度 ρ_∞，主流側流量を定義するピッチ数nをそれぞれ代入することで二次空気の質量流量を決定した．このnの値は前端リーク流を模擬するスリットのピッチ方向長さに基づき設定した．

本研究では，MFR=0%，0.75%，1.2%，1.68%，2.24%の5条件で実験を行った．

$$MFR = \frac{m_2}{m_\infty} \times 100 \quad (4)$$

$$m_\infty = \rho_\infty Q_\infty = \rho_\infty A U_{in} \quad (5)$$

$$m_2 = \rho_2 Q_2 = MFR \rho_\infty HSn U_{in} / 100 \quad (6)$$

4.3 数値解析手法

本研究では，解析ソルバーとして汎用流体解析ソフトANSYS CFX12.0 (ANSYS Inc.) を用いた． 本ソルバーは，ナビエ・ストークス方程式と連続の式，エネルギー方程式を有限体積法によって離散化することで解析を行なっているものである． 乱流モデルとしては， SSTモデルを用いて検証を行った．図5に示す計算格子は， 1ピッチ分を計算領域とし，ピッチ方向に周期境界条件を適用することで計算負荷を低減した．マルチブロック構造格子を用い，各流量条件毎に総格子点数を約800万点にそろえて生成した．計算格子の入口境界面は，翼前縁から軸コードの 200%上流位置（計測におけるミニチュアピトー管の先端位置）に作成し， 出口境界面は翼後縁から軸コードの 200%下流位置に作成した．また，第一層距離は，y+<1を満たすように決定した．なお，格子の作成には，3次元格子生成ソフトGridgen Ver.15(Pointwise Inc.)を使用した．

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

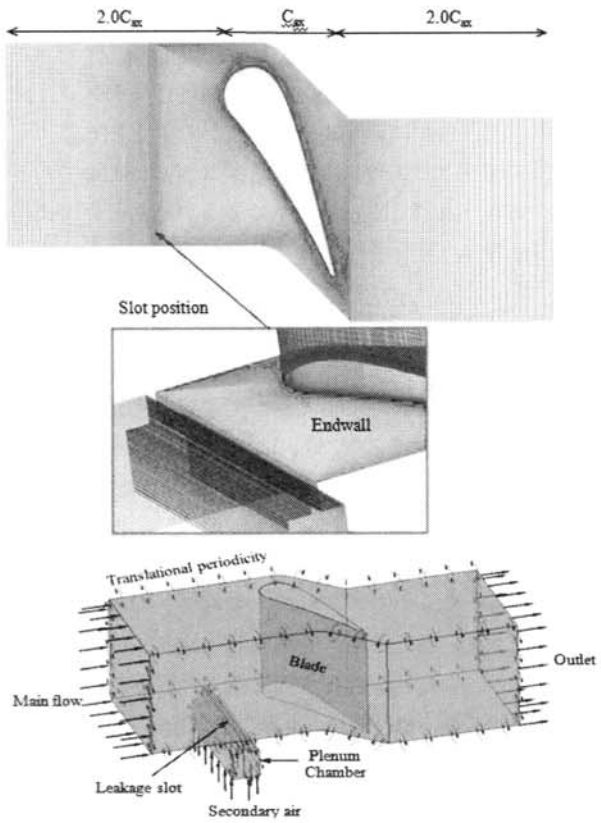


Fig. 5 Geometry of the model

5. 結果及び考察

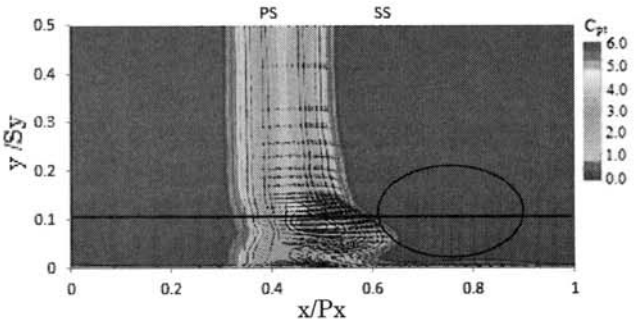
図 6 に，翼列出口の全圧損失分布を示す．図上部が翼ミッドスパン，下部が翼 EW 側を表している．図 6 より，EW 付近に漏れ流れによる圧力損失の変動が見られ，また MFR の増加に伴い，EW 部の低圧力部分が翼負圧面側に拡大していく様子が観察できる．これは，漏れ流れにより発生した馬蹄形渦が，MFR を増加させることでより大きく発達し，後流に影響を与えた為だと考えられる．それに対し，正圧面側には MFR の違いによる影響は見られない．

図 7 に MFR=0%，1.2%，2.24%の時のピッチ方向に流量平均した(以下ピッチ平均)Yaw 角分布，ピッチ平均し無次元化した翼列出口部全圧のライングラフを示す．Yaw 角のライングラフを見ると図 6 の黒丸内における EW 側の低圧力部分において，MFR の増加に伴い Yaw 角がより低い値を示していることが確認できる．次に，出口全圧のライングラフを見ると EW 部付近において分布が S 字カーブを描いており，MFR の増加によりそのカーブの位置がスパン方向に上昇し，同時に EW 部付近の全圧が減少している事が確認できる(図 7(b)黒枠内参照)．これは漏れ流れにより発生した渦により EW 上の流れが全体的にスパン方向へ押し上げられた為と考えられる．

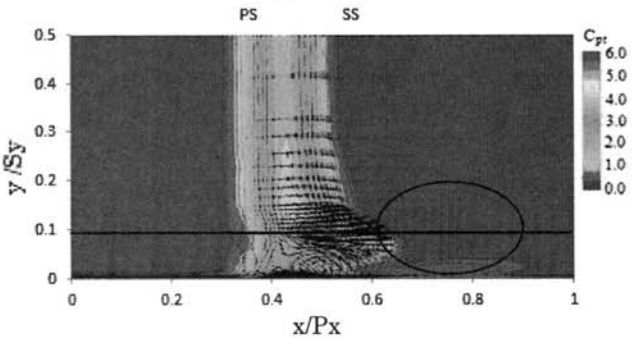
図8には数値計算によって得られたMFR=0%，1.2%，2.24%の時の翼列出口での全圧損失分布を示す．境界条件は実験時の各計測データを与えて計算を行った．

MFRの増加に伴う翼正圧面・負圧面への全圧損失の移動は図6に示す実験における全圧損失分布と定性的に一致している．しかし，実験で得られた結果に対し，数値解析によって得られた結果を比較すると，全圧損失の最大値は実験で得られた結果の方が低い値を示しており，また，高い全圧損失を示している領域はEWからスパン方向に0.1の位置に引かれた横線を基準に比較を行うと，数値解析で得られた結果の方が全体的にスパン方向の高い位置で最大値を示しており，実験と数値計算の全圧損失を比較すると定量的には一致していない．

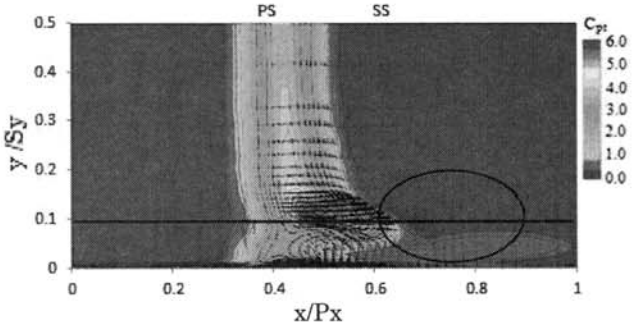
これは，流れ場試験における計測平面の精度，数値解析における計算格子の質や乱流モデル等の存在が，両者の定量的差の原因を起こしたものと考えられる．



(a)MFR=0

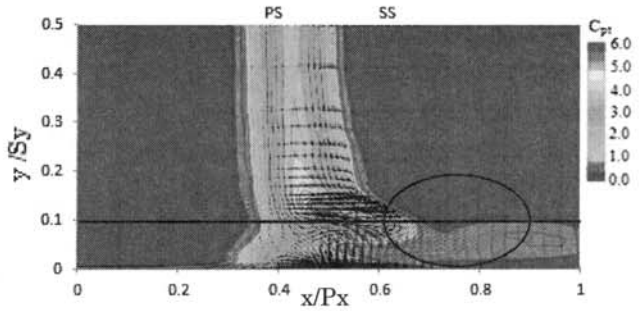


(b)MFR=0.75

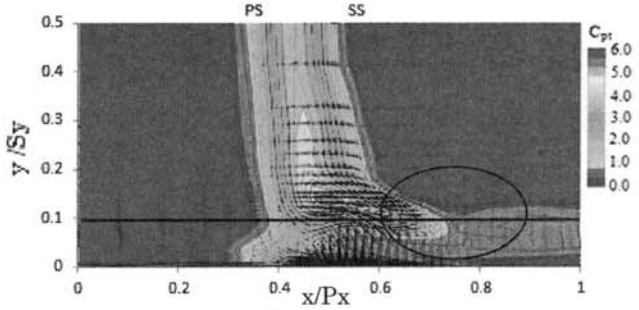


(c)MFR=1.2

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

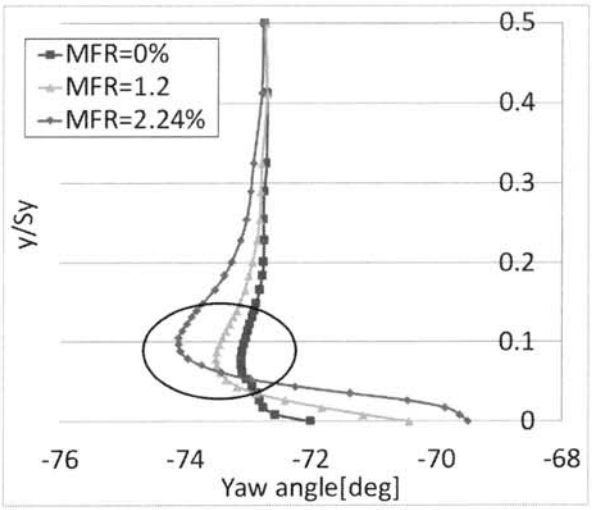


(d)MFR=1.68

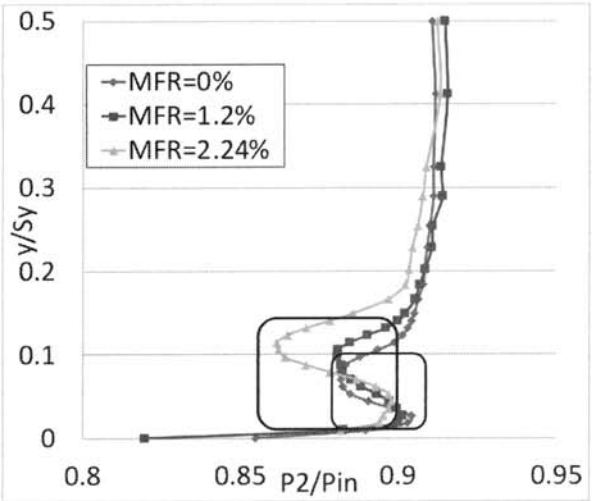


(e)MFR=2.24

Fig.6 Total pressure loss of each MFR cases



Yaw angle



(b) total pressure

Fig. 7 Mass-averaged yaw angle and outlet total pressure

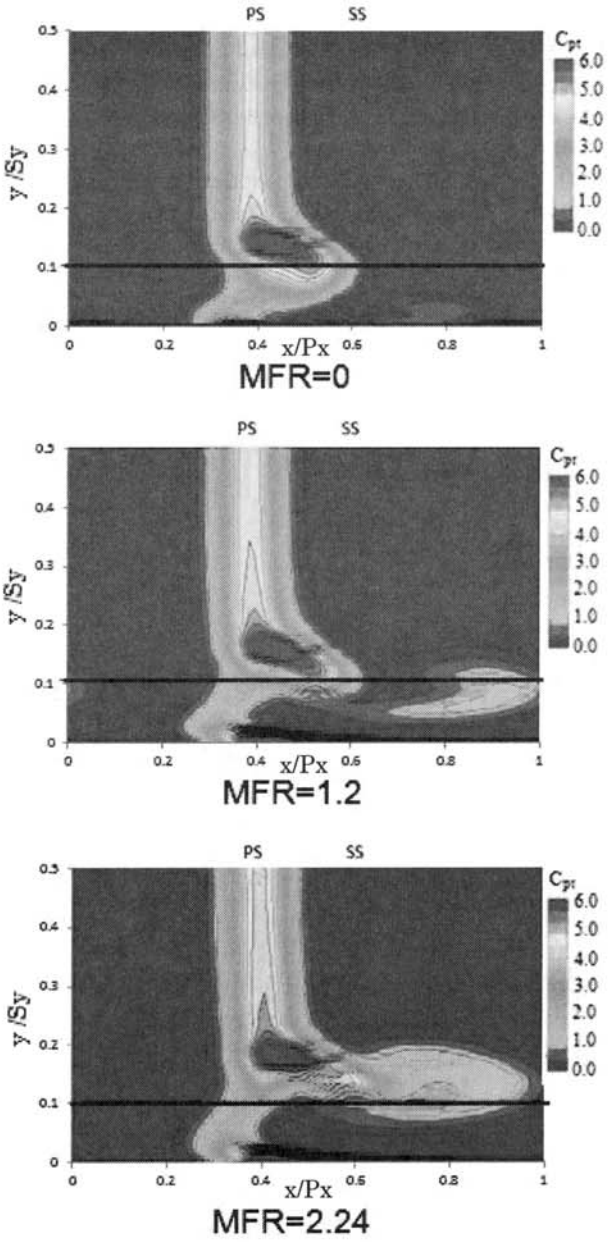


Fig. 8 Total pressure loss of each MFR cases(CFD)

6．結言

本研究では，高圧タービン直線翼列を用い，異なる質量流量比条件での翼列出口の流れ場の調査を行った．得られた結果は以下の通りである．

・MFR が増加するにつれ翼列出口 EW 部付近の圧力損失が増加する傾向が見られ，それに伴い翼列出口 EW 部付近での Yaw 角・出口全圧比の変曲点がスパン方向に移動する．

・数値解析の結果においても，MFR の増加に伴う圧力損失の増加とスパン方向への移動が確認され，流れ場計測と傾向が一致した．

今後は，赤外線カメラを用いた伝熱試験や，高速度カメラを使用してタービン流れ場における二次空気の伝熱-空力的な現象の解明・把握を行うべく研究を進める

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

7. 参 考 文 献

1) S.P.Lynch,K.A.Thole, The Effect of Combuster- Turbine Interface Gap Leakage on the Endwall Heat Transfer for a Nozzle Guide Vane , Journal of Turbomach, Vol.130, 2008, pp041019-1-041019-10
2) H.J.Rehder, A.Dannhauer, Experimental Investigation of Turbine Leakage Flows on the Three-Dimensional Flow Field and Endwall Heat Transfer, Journal of Turbomach, Vol.129, 2007, pp608-618
3) 堀内　豪，　漏れ流れを伴う航空エンジン用高圧タービンエンドウォール部のフィルム冷却に関する研究，　平成 20 年度岩手大学修士論文　2009.
4) 藤村　慶太，　漏れ流れを伴う高圧タービンエンドウォール部のフィルム冷却に関する研究，　平成 22 年度岩手大学修士論文　2011.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 40 回日本ガスタービン学会定期講演会（釧路）講演論文集，2012.10

【研究報告】 A-12

正方配列マルチ衝突噴流の熱伝達特性に及ぼす吹出形状の影響

*山根 喜三郎（東理大院），山本 誠，元祐 昌廣，本阿弥 眞治（東理大）

Effect of Jet Shape of Square Array of Multi-impinging Jets on Heat Transfer

* Yoshisaburo YAMANE (Graduate School of Engineering, Tokyo Univ. of Science),
Makoto YAMAMOTO, Masahiro MOTOSUKE, Shinji HONAMI (Tokyo Univ. of Science)

ABSTRACT

The shape of jet is expected to enhance flow mixing owing to the vortex structure of jet shear layer. The study is focused on the effect of jet injection shape on the heat transfer. 3×3 square arrays of circular, cross-shaped and oblique cross-shaped jets are investigated at jet diameter Reynolds number of 4,680. Injection distance is from 2 to 6 jet diameters, and jet-to-jet spacing is 6 jet diameters. Steady state thermochromic liquid crystal technique is employed to measure local Nusselt number. Flow visualization and micro flow sensor are used to clarify the characteristics of flow structure. Some changes due to the flow intermittency and the local turbulence intensity induced by the effect of jet shape are observed among adjacent impinging jets. This phenomenon is considered to contribute to the enhancement of the heat transfer at the intermediate area enclosed by surrounding impinging jets.

Key words: Impinging jet, Heat transfer, Jet shape, Flow intermittency, Micro flow sensor, Thermochromic liquid crystal

1．緒言

衝突噴流を利用した冷却技術は 70 年代から航空用ジェットエンジンをはじめとしてガスタービンの高温部品を構成する燃焼器やタービン等に採用されて現在に至っている。衝突噴流が今なお冷却手法として利用されるのは，高い運動量を有し，比較的簡単な構造であることによる。近年では冷却性能の向上を図るために，衝突噴流冷却は膜冷却や乱流促進体（リブ，ディンプル等）との複合構造[1]で利用される場合が多く，複合型衝突噴流による伝熱性能の評価ならびに最適化に関する検討が盛んに行われている。冷却構造の複合化は衝突噴流の流れ構造の複雑化につながるため，熱伝達特性に及ぼす流動機構を明らかにすることは，今後の冷却性能の向上を検討する上で重要な研究課題といえる。

衝突噴流の熱伝達特性は，噴流の Re 数，衝突距離，孔間隔，孔形状，配列，クロスフロー等の条件設定により変化する。これらの吹出変数が熱伝達に及ぼす影響は，多くの研究者[2][3][4]により系統的に調査されてきた。これらの研究の中で特に孔形状について着目すると，十字形噴流では非円形の曲率の異なる噴流形状を有するため，渦糸の自己誘導速度の影響による渦構造の変形によりスイッチング現象として乱れの強い流れ構造を有することが確認され[5]，噴流衝突板上の熱伝達率は特徴的な分布を示すことが親川ら[6]の研究で確認されている。著者らの従来の研究[7]において，円形噴流と開口面積が等しい十字形噴流を用いた場合，噴流衝突面では十字形の凹部軸線部（十字形の開口断面の短い軸線部）から流れが強く広がり，円形噴流では熱伝達の低い噴流間の領域でも熱伝達を高める傾向が確認されている。特に噴流直径 D に対して噴流間隔 $6D$ では，衝突距離 $2\sim4D$ の範囲において隣り合う噴流に囲まれた領域の Nu 数は円形噴流に比べて約 25%以上の増加が見込まれる。また別報[8]にて，その熱伝達が促進される領域の壁近傍流れの挙動をマイクロフローセンサ（MFS）で計測し，順流率から流れの間欠性が強く，局所的な乱れ強さが大きくなることを確認した。そして十字形噴流の凹部軸線方向では，円形噴流と比較して噴流衝突後の壁噴流の構造に間欠的な渦構造が多く存在し，特異な強い巻き上がり流れを有する。その効果により熱伝達は促進されることがわかっている。しかし，十字形凹部軸線方向に頂点をもち外周方向に矩形状に伸長する乱れの強い流れ同士の衝突には到っておらず，その流れを干渉させた場合の流れの挙動と熱伝達特性に及ぼす影響を確認することは，吹出形状の効果的な配列を検討する上で有用な知見となる。そこで本報では，従来の十字形の向きを幾何学中心を軸に 45 度回転させた斜十字形噴流の配列を用いて熱伝達特性と流れの挙動を確認し，円形噴流及び十字形噴流との温度場と流れ場の比較を行うことで，熱伝達を促進させる流れの挙動を明らかにし，吹出形状の影響を評価することを目的とする。

2．実験装置及び方法

本実験では作動流体に空気を用いた。実験装置は吹出型ブロワの空気流をサージタンク，整流装置を組み込んだ直径 155mm の流路の構成で導き，流路最下端にノズル板を取り付けて水平方向に噴流を放出する構造とした。図 1 に試験部と

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

ノズル部の概略を示す。噴流衝突板にはアクリル板とガラス板を流れ場計測と温度場計測にそれぞれ使用した。アクリル板には MFS が衝突板中央部にと取付け交換が可能な構造とした。ノズル板には吹出孔が正方配列で 9 孔配置し，噴流が衝突板に垂直に衝突する配置とした。座標系は中央噴流の幾何学中心を原点にとり，噴流吹出方向を X 軸，ノズル板に平行な方向を Y, Z 軸とし，YZ 断面上の原点からの距離は r で表す。噴流衝突距離は L，噴流孔間隔は S とする。噴流孔形状は図 2 に示す円，十字，斜十字（十字を中心軸に対して 45 度回転）の 3 種類を使用し，開口面積比は等しくした。なお，十字と斜十字の水力直径は円の 0.8 倍である。

温度場の計測は，液晶層厚さ 40μm の感温液晶シート（KX-3545, ㈱日本カプセルプロダクツ）を使用した。なお，計測方法の詳細は既報[7]のため省略する。

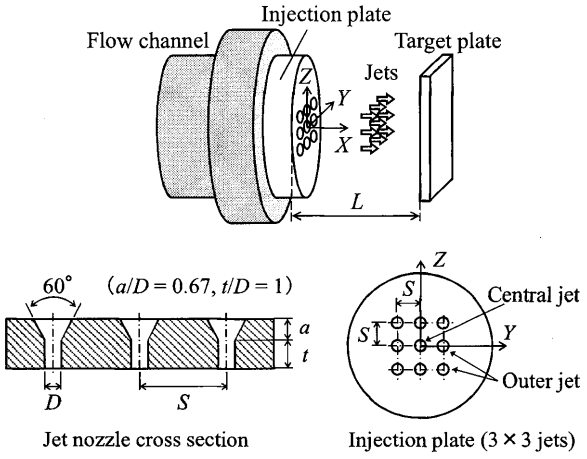


Fig. 1 Test Section

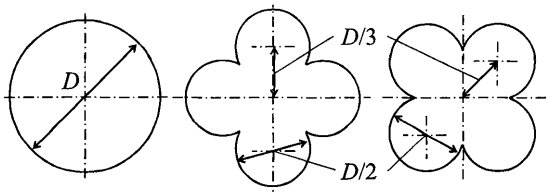


Fig. 2 Jet Hole Shape

流れ場計測は，噴流衝突板上に塗布した流動パラフィンと二酸化チタンの混合油膜を 3 CCD カメラで撮影し，流跡線の可視化を行った。また，アズビル㈱の低流速用 MFS[9]を使用して壁近傍流れの順流率を計測し，流れの方向と間欠性を，各計測点における平均値との差の RMS（二乗平均平方根）値から壁近傍流れの乱れ強さとして評価した。なお，計測方法の詳細は別報[8]して省略する。

実験条件は，吹出形状の違いによる流れの挙動を比べられるよう一定の孔間隔に設定し，従来の研究[7]で十字形噴流の隣り合う噴流に囲まれた領域において Nu 数の増加が確認された $S/D=6$ とした。衝突距離は $L/D=2, 4, 6$ と変化させ，Re 数は孔径 $D=4$mm を代表長さとする Re＝4,680 に設定した。Nu 数の計測不確かさは Moffat[10]の Small Perturbation 法を用いて計算した。不確かさ解析結果を表 1 に示す。計測誤差の見積もりは RSS（二乗和平方根）で 12.6%であり，最大の場合で 20.4%である。

Table 1 Uncertainty Analysis for Nusselt Number

Parameters	Typical value	Typical error	Error in Nu
q_w [W/m^2]	1104.8	1.85	0.2 %
T_w [°C]	38.0	0.51	7.9 %
T_j [°C]	32.0	0.52	9.4 %
D [m]	0.004	1.0×10^{-5}	0.2 %
A [m^2]	0.0156	2.0×10^{-8}	0.0 %
k [W/m^2 K]	0.0272	7.4×10^{-4}	2.6 %
RSS error			12.6 %
Max error			20.4 %

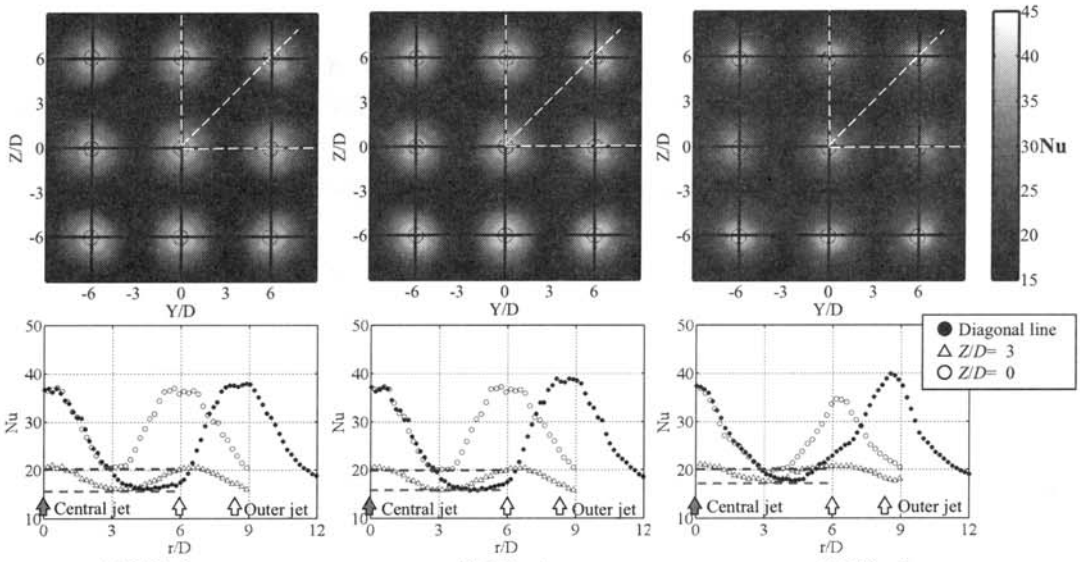
3．実験結果及び考察

3.1 吹出形状と熱伝達特性

図 3 に円形噴流，図 4 に十字形噴流，図 5 に斜十字形噴流の局所 Nu 数分布を示す。各図は上段が等値図，下段が衝突面に垂直な 3 断面（$Z/D=0$，$Z/D=3$，中央噴流から対角方向軸）の分布を表し，衝突距離 $L/D=2, 4, 6$ の結果を示す。全ての吹出形状において，Nu 数は噴流衝突位置近傍で高くなり，噴流に挟まれる領域で低くなる分布を示す。$L/D=2$，4 では 9 孔それぞれのよどみ点 Nu 数に差はないが，衝突距離が長い $L/D=6$ では Y, Z 軸線上の外周噴流のよどみ点 Nu 数が他のよどみ点と比べて低くなる。これは隣り合う噴流からの壁噴流が $L/D=6$ 付近でポテンシャルコアがなくなり運動量が小さくなった噴流に干渉し，よどみ点における流れを弱めたことが原因と考えられる。この現象は吹出形状に関係せず，3 形状とも $L/D=6$ では Nu 数分布の傾向に大きな差はなく，衝突距離が長い場合，吹出形状の影響は小さくなることがわかる。

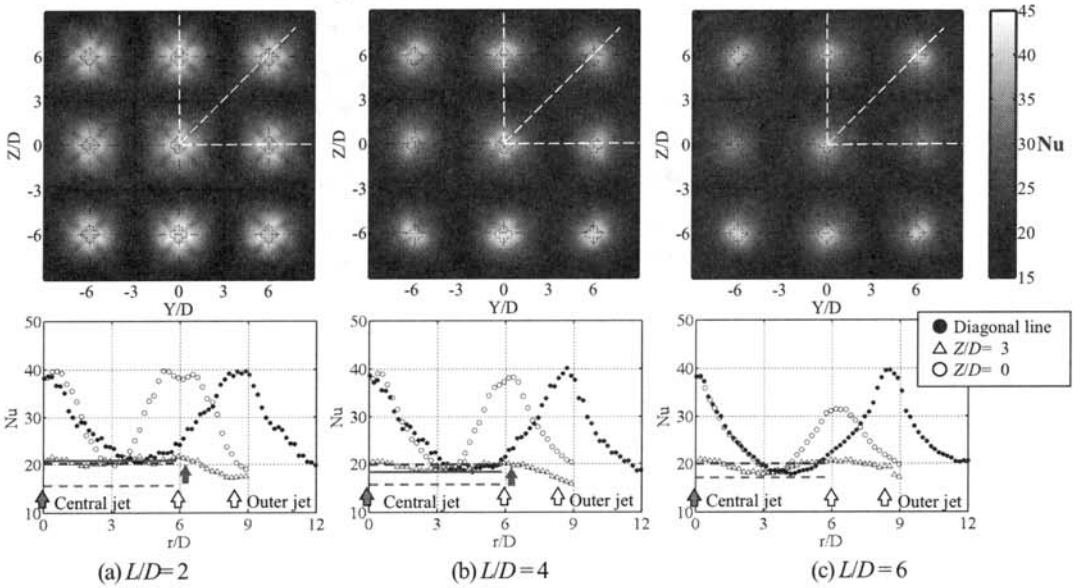
次に噴流間の熱伝達特性を比較する。図 3～図 5 の下段の図に付した 2 つの水平破線は，それぞれ中央噴流と Y, Z 軸線上の最隣接噴流及び対角噴流との間の領域において，円形噴流の下限 Nu 数を示す。これに対して，図 4 及び図 5 に付した水平実線は，それぞれ十字形噴流と斜十字形噴流の円形噴流と同じ領域における下限 Nu 数を示す。これより $L/D=2$，4 において，十字形噴流では対角噴流との間で Nu＝4～5，斜十字形噴流では最隣接噴流との間で Nu＝5～6 の熱伝達の促進が確認される。十字形噴流では，図 4(a)(b)に示すように中央噴流と対角噴流及び中央噴流と最隣接噴流の双方に挟まれた領域で Nu 数は等しく，斜十字形噴流と比較して局所 Nu 数の最大値と最小値の差が小さくなる。これは冷却範囲の温度差を小さく保ち，十字形噴流が熱応力の低減に有効な形状であるといえる。図 6 に面積平均 Nu 数を示す。$L/D=2$～6 の範囲では，衝突距離が短い場合には平均 Nu 数は斜十字形

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.



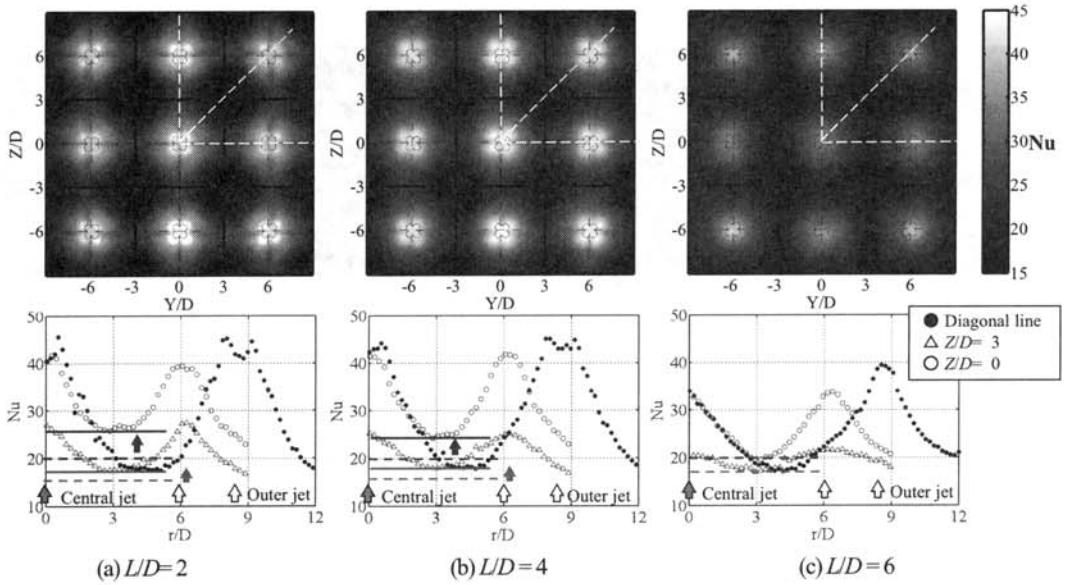
(a) $L/D=2$ (b) $L/D=4$ (c) $L/D=6$

Fig. 3 Nusselt Number Distribution of Circular Jet



(a) $L/D=2$ (b) $L/D=4$ (c) $L/D=6$

Fig. 4 Nusselt Number Distribution of Cross-shaped Jet



(a) $L/D=2$ (b) $L/D=4$ (c) $L/D=6$

Fig. 5 Nusselt Number Distribution of Oblique Cross-shaped Jet

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

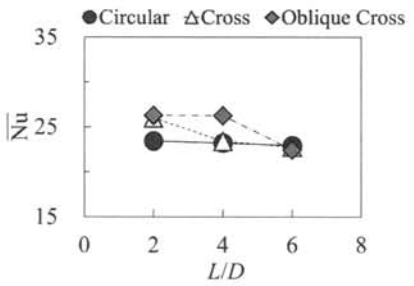


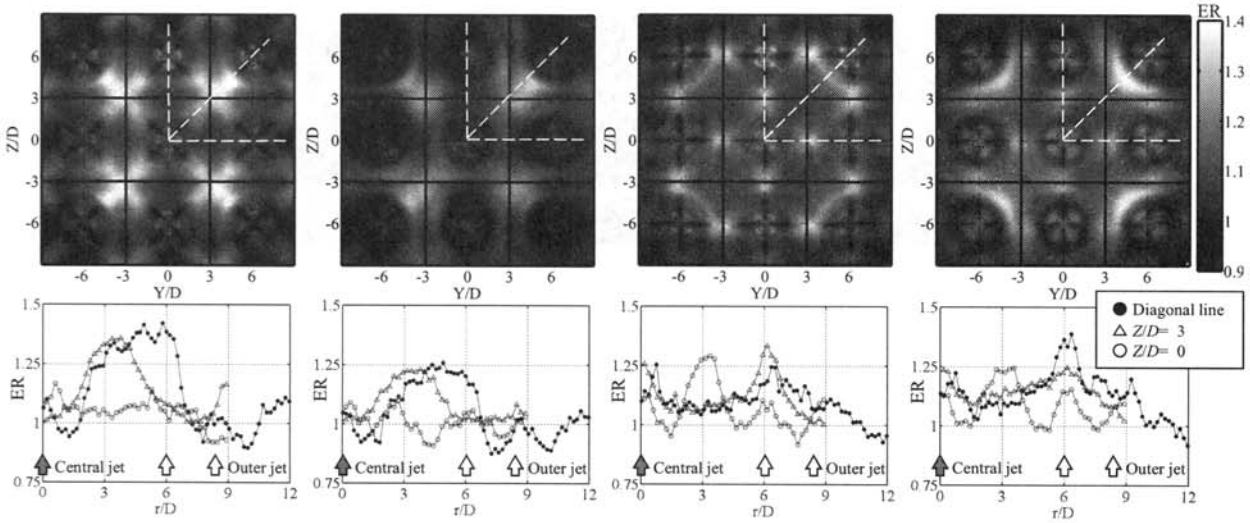
Fig.6 Area Averaged Nusselt Number

噴流が大きくなり，長い場合には面積平均 Nu 数の形状による差はなくなる。図 7 と図 8 に円形噴流に対する局所 Nu 数の割合を示す ER 分布のうち特徴的な $L/D=2$ のケースを示す。十字形噴流と同様に斜十字形噴流は十字形の凹部軸線方向から外側に向かって ER > 1 となる領域が広がる傾向を示す。この十字形の凹部軸線方向から放出される壁噴流の挙動が熱伝達特性の促進に影響を与えているといえる。

3.2 吹出形状と流れ場の挙動

十字形の凹部軸線方向の流れの構造を把握するため，図 9 には $L/D=2$ における衝突板上の油膜による流跡線を示す。油膜画像には図 10 に示す時間平均順流率分布の極値をもつ位置での時間平均流れ方向を極値前後の変曲点の範囲で区切り，時間平均順流率の値により区分した 3 種類の矢印を付した。各矢印は流れの間欠性が強い順に黒塗矢印，破線枠矢印，黒枠矢印となる。また，$\gamma=99\%$（1%）の位置に○印を付した。$\gamma=99\%$（1%）は Simpson ら[11]が示した乱流境界層の剥離構造の分類を基に壁噴流の剥離の予兆を示す位置として Incipient Detachment （ID）と定義する。$\gamma=50\%$は流れの間欠性の強い Transitory Detachment（TD）と定義され，壁噴流の剥離位置を示す。図 9(a)の円形噴流の場合，時間平均流れを示す黒枠矢印は $Z/D=0$ 及び対角方向で同じ組み合わせである。これは，別報[8]に示す $Z/D=0$ のスモークワイヤ法による流脈線画像により確認される壁噴流衝突後の巻き上がり流れと衝突板との間に生じる巻き下がり流れの構造を表す。これに対して，図 9(b)の十字形噴流の対角方向では，2 つの ID 位置に挟まれる間隔は円形噴流に比べて短くなり，4 つの噴流に囲まれた領域に深く壁噴流が伸長している。これは，油膜顔料の白い堆積帯が噴流よどみ点を中心に矩形状に広がることからも確認できる。対角方向の噴流間では，円形噴流で見られる流れの間欠性が弱い黒枠矢印ではなく，間欠性の強い黒塗矢印と破線枠矢印となり，従来の報告[7]においてスモークワイヤ法の可視化画像で示した十字形噴流の対角方向噴流間における強い巻き上がり流れの挙動の原因であると考えられる。図 9(c)に示す斜十字形噴流の対角方向では，図 10 の時間平均順流率の値は 50%側に近づくものの，円形噴流と同様の傾向を示し，図 7(b)の対角方向 $2\leqq r/D\leqq 6$ の範囲でのエンハンスメント率はその大半が ER = 1.1 程度であり，十字形噴流の場合の ER = 1.3 と比べて熱伝達は低調である。しかし，$Z/D=0$ では時間平均順流率の分布は円形噴流と比べて明らかに異なる傾向を示す。図 11 に $Z/D=0$ 断面の $L/D=2$ のスモーク画像を示すが，十字形噴流の左右の壁噴流は同じ長さスケールの渦同士が衝突する。それに対して斜十字形噴流では壁噴流の渦形状は右側が左側より強く大きい状態で衝突するため，巻き上がり流れ下方に生じる巻き下がり流れの左側の渦は定常的に存在するが，右側の大きな巻き上がり渦の影響を強く受け，右側の巻き下がりの渦は間欠的に存在し，流れの方向を示す矢印は負の方向となる。

流れの間欠性と熱伝達特性の関係は，図 9(b)に示される十字形噴流は対角方向で間欠性の強い $3.5\leqq r/D\leqq 6.5$ 範囲と図 7(a)の ER の高い範囲が一致し，図 9(c)に示される斜十字形噴流は $Z/D=0$ で間欠性の強い $2.5\leqq Y/D\leqq 4$ 範囲と図 8(a)の ER の高い範囲が一致する。これから $\gamma=50\%$に近づく流れほど熱伝達促進に寄与するといえる。



(a) $L/D=2$ (b) $L/D=4$

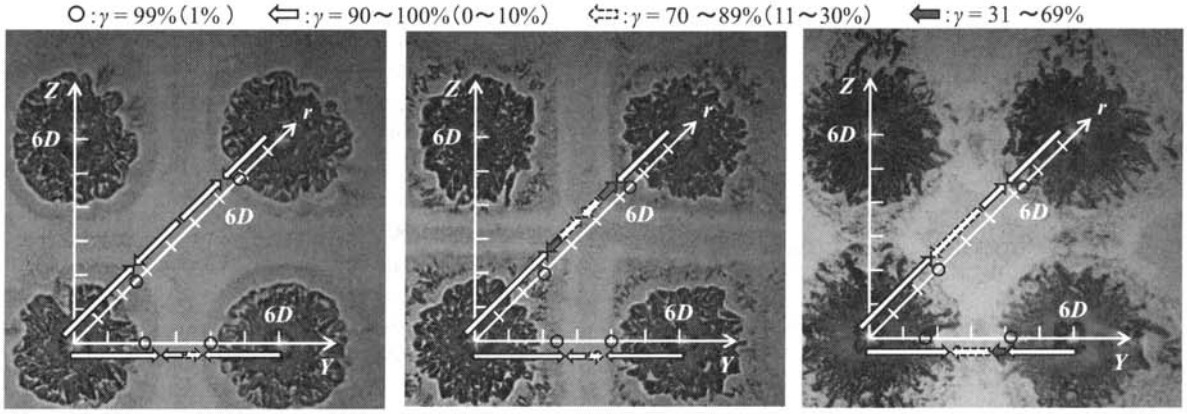
Fig. 7 ER Distribution of Cross-shaped Jet

(a) $L/D=2$ (b) $L/D=4$

Fig. 8 ER Distribution of Oblique Cross-shaped Jet

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

図9の油膜顔料が吹き流された黒色部分は衝突板上の流れが速く，せん断力の強い部分であり，十字形凹部軸線方向に壁噴流が強く広がる様子が見られる。$Z/D=0$ の斜十字形噴流を見ると、$L/D=2$ では円形及び十字形噴流と比較して噴流間傾向及び極値の位置関係は吹出形状ごとに類似した傾向を示す。つまり，壁近傍流れの基本構造は吹出形状により決まり，衝突距離の増加により噴流間領域で流れの間欠性が強くなる傾向をもつ。図12に流れの局所乱れ強さを示す。図12(a)では，斜十字形噴流の値は噴流間の $1.4 \leqq Y/D \leqq 4.8$ の範囲で幅広く，高い値となり，他の吹出形状に比べて流れの乱れ強さは大きい。このとき局所Nu数は図5(a)に示す上方の破線から実線への増加に対応する。また，図12(b)の対角方向では乱れ強さの大きくなる範囲は同じ傾向を示すが，十字形噴流は $4 \leqq r/D \leqq 6$ の範囲で突出した高い値となり，流れの巻き上がり位置での乱れ強さが大きい。このとき局所Nu数は図4(a)に示す破線から実線への増加に対応する。これらのことから，間欠性が強く，局所乱れ強さの大きい流れを与えることが熱伝達促進につながるといえる。次に，流れの間欠性が強く，乱れ強さの大きい十字形凹部軸線方向の流れ同士の干渉による熱伝達特性に与える効果を見てみる。$L/D=2$ の場合，流れ同士の干渉が強い図8(a)に示される $Z/D=0$ の $r/D=3$ 付近や $Z/D=3$ の $r/D=0$ 及び6付近ではER = 1.25 を局所的に越える分布となるのに対し，干渉が弱い図7(a)に示される $Z/D=3$ の $r/D=4$ 付近や対角軸の $3 \leqq r/D \leqq 6$ の範囲では広範囲にER = 1.3 を越える分布となる。$L/D=4$ の場合，流れ同士の干渉が強い図8(b)に示される $Z/D=0$ の $r/D=3$ 付近や $Z/D=3$ の $r/D=0$ 及び6付近ではER = 1.25 を僅かに下回る分布となるが，対角方向の $r/D=6$ 付近を中心に図8(a)の $L/D=2$ と比べてER は上昇する。また，干渉が弱い図7(b)は，図7(a)の $L/D=2$ に比べERは低下する。本実験条件の範囲においては，十字形凹部軸線方向の流れ同士の干渉が強い孔配置の斜十字形噴流では，最隣接噴流に挟まれる領域を起点に4つの噴流に囲まれる領域の外枠に沿う状態で熱伝達が促進され，干渉が弱い孔配置の十字形噴流では，対角噴流に挟まれる領域で対角線上をクロスする状態で熱伝達が促進されることが確認された。



(a) Circular　　(b) Cross　　(c) Oblique Cross

Fig.9　Path Line at $L/D=2$

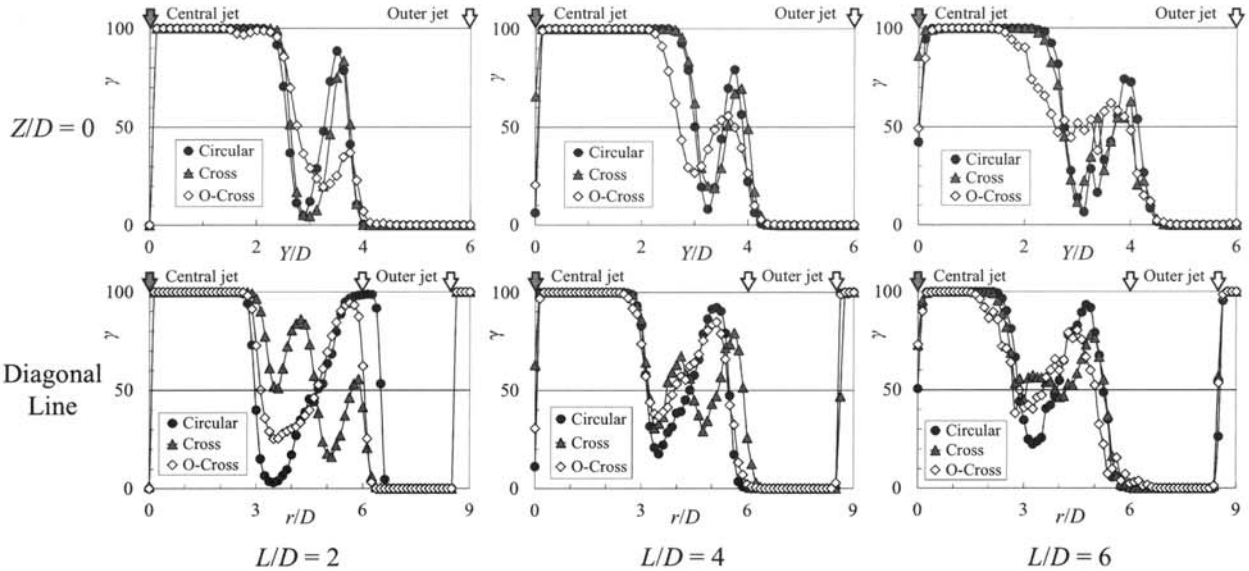


Fig.10　Time Averaged Forward Flow Fraction

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.204, 2025/07/04.

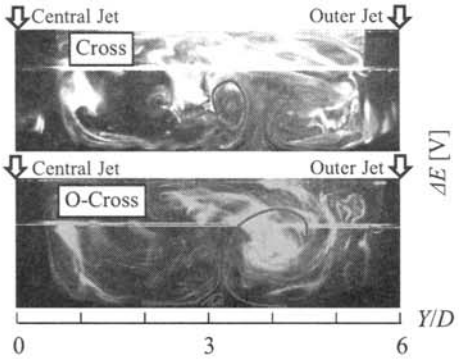


Fig.11 Streakline along $Z/D=0$ ($L/D=2$)

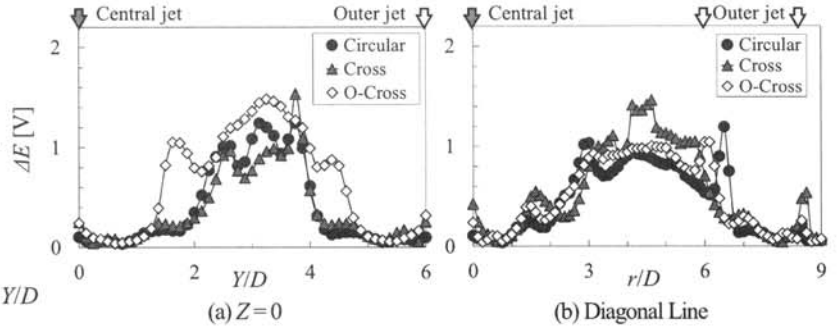


Fig.12 Local Turbulent Strength at $L/D=2$

4. 結言

正方配列マルチ衝突噴流の熱伝達特性に及ぼす吹出形状の影響を壁近傍の温度場と流れ場の計測により調べ，以下に示す結論を得た。

(1) L/D = 2 では十字形噴流と斜十字形噴流の面積平均 Nu 数は同等であるが，十字形噴流は斜十字形噴流と比べて局所 Nu 数の最大値と最小値の差が小さく，冷却範囲の温度差を小さく保つことが可能である。

(2) L/D=2 及び 4 では吹出形状に関して十字形凹部軸線方向に壁噴流は強く広がり，流れの間欠性が強く，局所乱れ強さが大きくなる特性をもち，十字形噴流は中央噴流と対角噴流に挟まれる領域，斜十字形噴流は中央噴流と最隣接噴流に挟まれる領域で熱伝達が促進する。

(3) 噴流間の壁近傍流れの基本構造は吹出形状により決まり，衝突距離の増加により噴流間領域での流れの間欠性は強くなる傾向をもつ。

記号

a	: 噴流孔入口切欠き長さ [m]
D	: 噴流孔径 [m]
$\overline{E}$	: MFS 平均出力電圧 [V]
E_i	: MFS 出力電圧 [V]
ΔE	: 局所乱れ強さ $=\sqrt{\frac{1}{N}\sum_{i=1}^{N}(E_i-\overline{E})^2}$ [V]
ER	: エンハンスメント率 $=\mathrm{Nu}_{\text{十字, 斜十字}}/\mathrm{Nu}_{\text{円}}$
k	: 熱伝導率 [W/m/K]
L	: 噴流衝突距離 [m]
N	: 計測点数 =10000 点
Nu	: 局所ヌッセルト数 $=q_w \cdot D/k/(T_w-T_j)$
$\overline{\mathrm{Nu}}$	: 面積平均ヌッセルト数
r	: 半径方向距離 [m]
q_w	: ヒータ熱流束 [W/m^2]
Re	: レイノルズ数 $=U_{ref} \cdot D/\nu$
S	: 噴流孔間隔 [m]
t	: 噴流孔スロート長さ [m]
T_j	: 噴流温度 [°C]
T_w	: 壁面温度 [°C]
U_{ref}	: 噴流出口断面平均流速 [m/s]
X, Y, Z	: 座標系
γ	:時間平均順流率=順流時間/ 計測時間×100 [%]
ν	: 空気動粘度 [m^2/s]

参考文献

(1) 福山佳孝, 中俣千由紀, "インピンジメント冷却," 日本ガスタービン学会誌, Vol. 35, No. 3, (2007) pp. 169-174.

(2) Kercher, D. M., and Tabakoff, W., "Heat Transfer by a Square Array of Round Air Jets Impinging Perpendicular to a Flat Surface Including the Effect of Spent Air," ASME Journal of Engineering for Power, Vol. 92, (1970) pp. 73-82.

(3) Martin, H., "Heat and Mass Transfer Between Impinging Gas Jets and Solid Surfaces," Advances in Heat Transfer, Vol. 13, (1977) pp. 1-60.

(4) Obot, N. T., and Trabold, T. A., "Impingement Heat Transfer within Arrays of Circular Jets: Part 1 - Effects of Minimum, Intermediate, and Complete Crossflow for Small and Large Spacings," ASME Journal of Heat Transfer, Vol. 109, (1987) pp. 872-879.

(5) 豊田国昭, Fazle Hussain, "十字形噴流流の渦構造に関する研究," 日本機械学会論文集(B 編), Vol. 55, No. 518, (1989) pp. 3205-3209.

(6) 親川兼勇, 屋我実, 那須謙一, 瀬名波出, 松田昇一, 安座間工, "十字形噴流の衝突熱伝達," 日本機械学会論文集(B 編), Vol. 63, No. 607, (1997) pp. 979-985.

(7) Yamane, Y., Yamamoto, M., Honami, S., "Effect of Cross-shaped Circular Jet Array on Impingement Heat Transfer," Proceedings of ASME Turbo Expo, (2012) GT2012-68199, Copenhagen Denmark.

(8) 山根喜三郎, 山本誠, 元祐昌廣, 本阿弥眞治, "正方配列十字形衝突噴流の熱伝達特性と壁噴流の流動機構," 日本ガスタービン学会誌（投稿中）.

(9) 上運天昭司, "マイクロフローセンサとその応用," 計測と制御, Vol. 42, No. 12, (2003) pp. 998-1004.

(10) Moffat, R. J., "Describing the Uncertainties in Experimental Results," Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 1, (1988) pp. 3-17.

(11) Simpson, R. L., Chew, Y.-T., Shivaprasad, B. G., "The Structure of a Separating Turbulent Boundary Layer. Part 1. Mean Flow and Reynolds Stresses," Vol. 113, (1981) pp. 23-51.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 40 回日本ガスタービン学会定期講演会（釧路）講演論文集，2012.10

【研究報告】 A-13

内部冷却リブと孔後方突起を有する平板膜冷却のロバスト最適化

*酒井　英司（電中研），高橋　俊彦（電中研）

Robust Optimizations of Flat Plate Film Cooling with Internal Ribs and Rear Bumps

*Eiji SAKAI(CRIEPI) and Toshihiko TAKAHASHI(CRIEIPI)

ABSTRACT

The Taguchi method is employed to achieve a robust design for a flat plate film cooling fed by a ribbed secondary flow channel, an arrangement typical of turbine blades. A cylindrical bump is installed downstream of the hole exit. Seven control factors including hole geometry, rib angle, turbulence intensity, and secondary flow velocity are adopted. Noise factors are blowing ratio and bump geometry. The results showed that the hole geometry has a strong influence on film cooling effectiveness and robustness. A fan-shaped hole showed higher *S/N* ratio compared to a cylindrical hole and a laid-back fan-shaped hole. Computational simulations were performed to understand a mechanism of the improvement in the film cooling effectiveness by the fan-shaped hole. Span wise velocity distribution at the hole exit was found to play an important role.

Key words: Film Cooling, Robust Optimization, Turbine Blades, Rib, Bump

1．はじめに

近年ガスタービンの高温化が進み，タービン翼の冷却技術の重要性が増している。タービン入口温度が 1100℃を超えるタービン翼では，従来の内部冷却のみでは熱応力が過大になることから，冷却空気の一部を翼外に吹出し，翼面に冷却空気の膜を形成して熱負荷を低減する，いわゆる膜冷却が採用されており，高温ガスタービンの冷却翼を成立させる最も重要な技術となっている[1]。ガスタービンの更なる高効率化のためには，高性能な膜冷却手法の開発が重要である。

著者らはこれまでに，タービン初段動翼の冷却構造を模擬した平板膜冷却を対象に実験を行い，内部冷却流路におけるリブ配置が膜冷却孔内の流れ構造に大きく影響し，リブの向きの適正化により低吹出し比条件下での膜冷却効率を向上できることを示している[2]。また，新しい冷却構造として孔後方の突起を着想し，突起により膜冷却効率が大きく向上することを示している[3]。

しかしながら，実際のタービン翼の製作やガスタービンの運転の際には，突起形状や吹出し比の厳密な制御は困難であり，製造時のばらつき・運転条件の変化・経年劣化等により，設計段階と運転中の形状および条件が結果的に異なってしまうことで，想定よりも冷却性能が低下して，欠陥が発生する可能性がある。そこで，製造上および運用上の誤差も考慮した上での最適条件，すなわちロバスト最適条件を求めることが必要である。

本報ではロバスト最適化手法であるタグチメソッドを用いて，製造誤差および運転条件の変動に対して安定で，高い膜冷却効率を実現できる設計条件の選定を試みた。

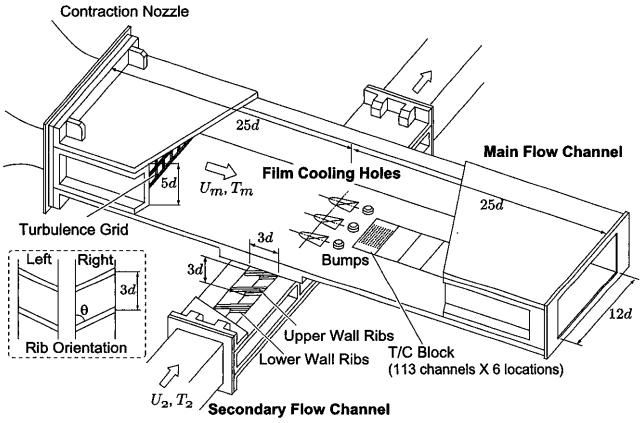


Fig.1　Test Section of Experimental Apparatus

2．実験方法

2.1　実験装置

図 1 にテストセクションの概観を示す。装置の詳細は既報[2)3)]を参照されたい。流路は翼外面の流れを模擬した主流流路と，内部冷却流れを模擬した二次流流路から構成される。主流流路の下壁面に，径が d=20mm で長さが L = 3.5d の膜冷却孔を，主流に対してα＝35 度の角度で 3 つ配置した。二次流流路は主流流路と直交するように設置され，その上下の内壁面には高さと幅が共に h=6mm の矩形リブを 10h ピッチでそれぞれ 10 個取り付けた（中央の膜冷却孔の上流に 5 個，下流に 5 個）。リブはいわゆる平行傾斜リブになるように配置され，向き（右上がり，左上がり）および角度（θ＝45, 60, 75 度）をそれぞれ設定できる。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

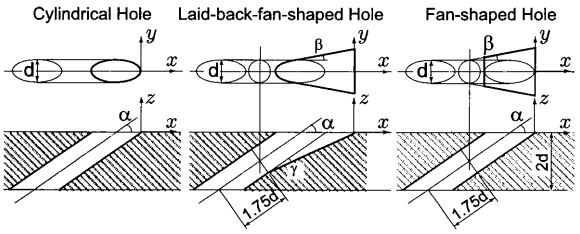


Fig.2 Film Cooling Hole Geometries

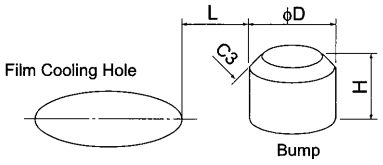


Fig3 Bump Geometry

膜冷却孔形状としては，丸孔，Laid-back Fan-shaped 孔（A 孔）と Fan-shaped 孔（B 孔）を採用した（図 2）。ここで，β＝γ＝10 度とした。孔出口面積は，丸孔を 1 とするとA 孔およびB 孔でそれぞれ 2.4，1.9 である。

主流流路の膜冷却孔出口前縁から $9d \sim 17d$ 上流位置に 2 種類の乱流格子を取り付け，主流乱れ強さを 3 水準に変化させた［T_u＝0.5%（乱流格子無し），5%，9%］。

膜冷却孔の後方には，角をカットした円柱状の突起を設置した（図 3）。突起径 D（＝10mm, 20mm, 30mm），突起高さ H（＝5mm, 10mm, 15mm），突起位置 L（＝5mm, 15mm, 25mm）はそれぞれ 3 水準に設定できる。

2.2 実験条件

主流流路入口における平均流速を U_m＝20m/s とし，二次流流路入口における平均流速を U_2＝10m/s, 15m/s, 20m/s とした。膜冷却孔径を代表長さとしたレイノルズ数は主流で Re_m＝25,000，二次流で Re_2＝10,500 ~ 21,000 である。主流温度は T_m＝290 ~ 295K，二次流温度は T_2＝333K とした。密度比は DR＝ρ_2/ρ_m＝0.9 である。実験は吹出し比 BR＝$\rho_2 U_c/\rho_m U_m$＝0.5 ~ 1.25 の範囲で行った。ここで U_c は膜冷却孔内の平均流速である。

2.3 ロバスト最適化

タグチメソッドの手法のうち望大特性により最適化を行った。望大特性とは大きいほど望ましい出力値を評価するもので，ノイズに対する出力信号のパワーの比を表す SN 比（db）を用いて，ノイズによる変動の低減と出力値の改善を同時に行う。ノイズが n 水準あり，各出力値を y_i とすると，望大特性の SN 比は次式で定義される [4]。

$$S/N = -\log\frac{1}{n}\left(\sum_{i=1}^{n}\frac{1}{y_i{}^2}\right) \qquad (1)$$

出力値 y_i としては，$3.0 \le x/d \le 17.5$，$-1.3 \le y/d \le 1.3$ で面平均した膜冷却効率 η_{spa} を用いた [3]。

$$\eta_{spa} = \frac{\iint \eta\, dxdy}{\iint dxdy} = \frac{\iint (T_m - T_w)/(T_m - T_2)\, dxdy}{\iint dxdy} \qquad (2)$$

ここで，T_w は壁面の温度で，熱電対を埋め込んだ壁面ブロックを主流方向にトラバースさせながら計測した [2) 3)]。

Table 1 Control Factors (Case 1)

	Parameters	Level 1	Level 2	Level 3
A	Rib angle, θ	45degs	60degs	75degs
B	Secondary flow velocity, U_2	10m/s	15m/s	20m/s
C	Turbulence intensity, *Tu*	0.5%	5%	9%
D	Bump diameter, *D*	10mm	20mm	30mm
E	Bump height, *H*	5mm	10mm	15mm
F	Bump location, *L*	5mm	15mm	25mm
G	Hole geometry	Cyl.	A	B

Table 2 Control Factors (Case2)

	Parameters	Level 1	Level 2	Level 3
A	Rib angle, θ	45degs	60degs	75degs
B	Secondary flow velocity, U_2	10m/s	15m/s	20m/s
C	Blowing ratio, BR	0.5	0.75	1.25
D	Turbulence intensity, *Tu*	0.5%	5%	9%

Table 3 Noise Factors (Case 2)

No	Noise	Level 1	Level 2
1	Bump diameter, *D*	10mm	30mm
2	Bump height, *H*	5mm	15mm
3	Bump location, *L*	5mm	25mm

Table 4 Outer Orthogonal Array

	N_1	N_2	N_3	N_4
Bump diameter, *D*	1	1	2	2
Bump height, *H*	1	2	1	2
Bump location, *L*	1	2	2	1

（1）式において，$(1/y)^2$ の期待値は，平均 $\mu = \sum y_i/n$ と標準偏差 $\sigma = \sqrt{\sum (y_i - \mu)^2/(n-1)}$ を用いて，

$$E[(1/y)^2] \approx \frac{1}{\mu^2}\left(1 + 3\frac{\sigma^2}{\mu^2}\right) \qquad (3)$$

と表されるから，望大特性の SN 比は平均 μ の寄与と出力変動 $(\sigma/\mu)^2$ の寄与が合わさった指標になっていることがわかる。したがって SN 比を改善すれば，平均値（膜冷却効率）と出力変動（ロバスト性）が同時に改善される。

2.4 制御因子と誤差因子

誤差因子（ノイズ）として，吹出し比 BR（ケース 1），および突起形状（ケース 2）を設定した。まずケース 1 について述べる。膜冷却効率に影響を及ぼすパラメタとして，表 1 に示す A ~ G の七つの制御因子を選定した（それぞれ 3 水準）。リブの向きは大きな交互作用を持つため制御因子とせず，右上がりのリブを採用した。第 1 列を削除した L_{18} 直交表に各制御因子を割り付けた。誤差因子は，BR = 0.5, 0.75, 1.0, 1.25 の 4 水準（$N_1 \sim N_4$）とし，72 回（＝18×4）の実験を行った。

次にケース 2 について述べる。制御因子として表 2 に示す A ~ D の四つの因子を選定した。交互作用を減ずるため，リブは右上がりのものを採用し，孔形状は B 孔とした。表 2 の制御因子を L_9 直交表に割り付けた。誤差因子として，突起径 *D*，突起高さ *H*，突起位置 *L* をそれぞれ 2 水準変化させた（表 3）。実験回数を減ずるため，各誤差因子を L_4 直交表に割り付けたものを外側直交表として用い（表 4），誤差因子を $N_1 \sim N_4$ の 4 水準とした。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

Table 5　Results of η_{spa} and *S/N* (Case 1)

No	A	B	C	D	E	F	G	N_1	N_2	N_3	N_4	*S/N*
1	1	1	1	1	1	1	1	0.20	0.15	0.09	0.07	-20.28
2	1	2	2	2	2	2	2	0.22	0.26	0.25	0.21	-12.67
3	1	3	3	3	3	3	3	0.18	0.24	0.27	0.26	-12.88
4	2	1	1	2	2	3	3	0.24	0.29	0.28	0.25	-11.65
5	2	2	2	3	3	1	1	0.21	0.22	0.19	0.16	-14.36
6	2	3	3	1	1	2	2	0.18	0.20	0.19	0.15	-15.09
7	3	1	2	1	3	2	3	0.18	0.24	0.26	0.24	-12.99
8	3	2	3	2	1	3	1	0.17	0.15	0.13	0.09	-18.08
9	3	3	1	3	2	1	2	0.19	0.24	0.26	0.26	-12.77
10	1	1	3	3	2	2	1	0.19	0.19	0.14	0.12	-16.43
11	1	2	1	1	3	3	2	0.22	0.27	0.27	0.23	-12.26
12	1	3	2	2	1	1	3	0.23	0.25	0.21	0.17	-13.58
13	2	1	2	3	1	3	2	0.21	0.23	0.20	0.17	-14.07
14	2	2	3	1	2	1	3	0.22	0.25	0.27	0.25	-12.23
15	2	3	1	2	3	2	1	0.22	0.22	0.18	0.12	-15.54
16	3	1	3	2	3	1	2	0.16	0.23	0.28	0.28	-13.20
17	3	2	1	3	1	2	3	0.20	0.24	0.25	0.22	-12.92
18	3	3	2	1	2	3	1	0.19	0.16	0.13	0.10	-17.64

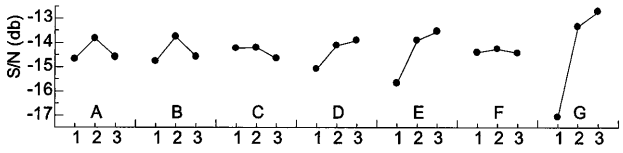


Fig.4　Plots of Control Factor Effects (Case 1)

Table 6 Confirmation Tests (Case 1)

	$A_2B_2C_1D_3E_3F_2G_3$		$A_2B_2C_1D_2E_2F_2G_3$	
	Estimation	Exp.	Estimation	Exp.
Optimum	-10.03	-11.97	-10.60	-11.36
Current	-12.20	-12.25	-12.20	-12.25
Gain	2.17	0.28	1.60	0.89
Exp−Estimation	-1.95		-0.76	

3. 評価結果

3.1　BR に対するロバスト最適化（ケース 1）

表 5 に実験結果を示す。タグチメソッドでは表 5 をもとに要因効果図と呼ばれるグラフを作成し，最適化結果を評価する。要因効果図は各制御因子が SN 比に及ぼす影響度を表し，直交表に割り付けた制御因子毎に SN 比の水準平均を計算することで得られる。例えば，第 2 列に割り付けた制御因子 B の第 1 水準 B_1 の SN 比の水準平均 S/N_{B1} は，B_1 に関する 6 個の SN 比から，

$$S/N_{B_1} = \frac{\text{No.1} + \text{No.4} + \text{No.7} + \text{No.10} + \text{No.13} + \text{No.16}}{6} \quad (4)$$

として求める。

図 4 に要因効果図を示す。図 4 より，孔形状（G）および突起高さ（E）が SN 比を大きく変えていることがわかる。反対に，主流乱れ（C）や突起位置（F）は SN 比を大きく変えないことがわかる。SN 比を最大にする組み合わせ，すなわちロバスト最適条件は $A_2B_2C_2D_3E_3F_2G_3$ となる。ただし主流乱れに関しては $S/N_{C1} \approx S/N_{C2}$，また突起径および突起高さについても $S/N_{D2} \approx S/N_{D3}$，$S/N_{E2} \approx S/N_{E3}$ で，突起による翼面の熱伝達率上昇や空力損失増大[3]を考えれば，突起はなるべく小さい方が望ましいため，ケース 1 においては $A_2B_2C_1D_3E_3F_2G_3$（最適条件 1）および $A_2B_2C_1D_2E_2F_2G_3$（最適条件 2）の二つの組み合わせをロバスト最適条件とした。

3.2　再現性の確認（ケース 1）

タグチメソッドでは実験結果の再現性が重視され，選定された最適条件で実際に実験を行い，推定の SN 比と再現実験での SN 比が±3db の間に入っていれば再現性があると判断される。例えば，最適条件 1 の $A_2B_2C_1D_3E_3F_2G_3$ での SN 比の推定値 S/N_e は，次のように求まる。

$$\begin{aligned} S/N_e = &\left(S/N_{A_2} - \overline{S/N}\right) + \left(S/N_{B_2} - \overline{S/N}\right) \\ &+ \left(S/N_{C_1} - \overline{S/N}\right) + \left(S/N_{D_3} - \overline{S/N}\right) \\ &+ \left(S/N_{E_3} - \overline{S/N}\right) + \left(S/N_{F_2} - \overline{S/N}\right) \\ &+ \left(S/N_{G_3} - \overline{S/N}\right) + \overline{S/N} \end{aligned} \quad (5)$$

ここで，$\overline{S/N}$ は SN 比の総平均である。

$$\overline{S/N} = \frac{\sum_{i=1}^{n} S/N}{n} \quad (n = 18) \quad (6)$$

表 6 に再現性の確認実験結果を示す。選定された二つの最適条件において，推定値と実験値の差はそれぞれ-1.95db と-0.76db で，共に±3db 以内であるため，再現性があると判断される。表 6 には現行条件として既報の結果[3]についても示してあり，現行条件に比べて，最適条件 1 では 0.28db，最適条件 2 では 0.89db，SN 比が改善している。

図 5 は再現性確認実験の結果について η_{spa} と BR の関係を示したものである。どちらの最適条件においても現行条件と比べて，全体的に η_{spa} が改善していることがわかる。

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.204, 2025/07/04.

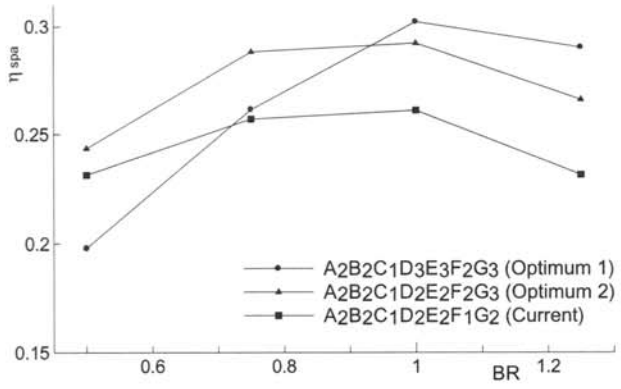


Fig.5 Relationship between η_{spa} and BR (Case1)

Table 7 Results of η_{spa} and *S/N* (Case 2)

No	A	B	C	D	N_1	N_2	N_3	N_4	S/N
1	1	1	1	1	0.25	0.21	0.24	0.16	-13.77
2	1	2	2	2	0.23	0.25	0.23	0.23	-12.64
3	1	3	3	3	0.18	0.22	0.18	0.24	-13.93
4	2	1	2	3	0.26	0.25	0.26	0.23	-12.13
5	2	2	3	1	0.21	0.26	0.22	0.28	-12.47
6	2	3	1	2	0.23	0.23	0.23	0.20	-13.21
7	3	1	3	2	0.21	0.25	0.21	0.28	-12.74
8	3	2	1	3	0.19	0.18	0.18	0.16	-15.10
9	3	3	2	1	0.23	0.21	0.22	0.21	-13.39

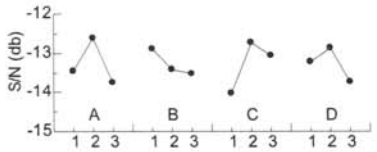


Fig.6 Plots of Control Factor Effects (Case 2)

3.3 突起に対するロバスト最適化（ケース 2）

表 7 および図 6 に，実験結果と要因効果図をそれぞれ示す。図 6 より吹き出し比（C）とリブ角度（A）が SN 比を大きく変化させることがわかる。SN 比が最大となるロバスト最適条件は $A_2B_1C_2D_2$（最適条件 3）で，リブ角度θ = 60 度，吹出し比 BR = 0.75 が選定された。

3.4 再現性の確認（ケース 2）

最適条件 3 に対する再現性確認実験の結果を表 8 に示す。推定値と実験値の差は-0.51db であり，再現性があると判断される。

図 7 は吹出し比 BR をパラメタとして，ケース 2 で採用した突起（N_1 ~ N_4）におけるη_{spa}を調べたものである。なお，図 6 からリブ角度はθ = 60 度，二次流流速は U_2 = 10m/s，主流乱れ T_u = 5%としている。図 7 から，BR = 0.5 では N_4 の突起においてη_{spa}が大きく低下し，BR = 1.25 では N_1 の突起においてη_{spa}が大きく低下していることがわかる。タグチメソッドにより選定された通り，BR = 0.75 において，安定的に高いη_{spa}が得られる。

Table 8 Confirmation Test (case 2)

	Estimation	Exp
Optimum 3	-11.27	-11.78
Exp−Estimation	-0.51	

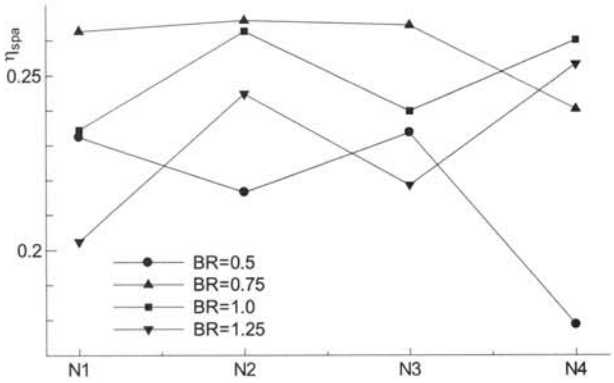
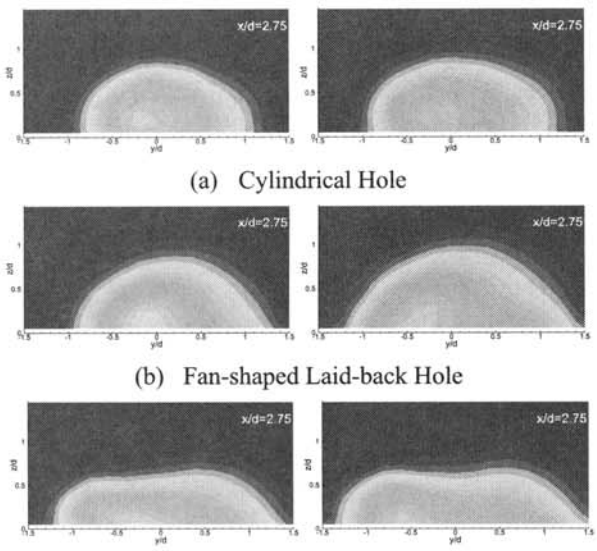


Fig.7 Relationship between η_{spa} and Bump Geometry (Case2)



(a) Cylindrical Hole

(b) Fan-shaped Laid-back Hole

(c) Fan-shaped Hole

Fig.8 Plane View of Non-dimensional Temperature (Left: W/o Bump, Right: With Bump)

4．孔形状による流れ構造の違い

ケース 1 のロバスト最適化結果において，孔形状が SN 比に最も大きな影響を及ぼしており，丸孔＜Laid-back Fan-shaped 孔（A 孔）＜Fan-shaped 孔（B 孔）の順で SN 比が大きくなった（図 4）。ここでは，孔形状の違いによる流れ構造の違いについて調べ，孔形状による膜冷却効率の向上メカニズムについて検討する。

図 8 は *x/d* = 2.75 の主流直交断面における無次元温度分布を比較したものである。無次元温度は（2）式の膜冷却効率η と同様に定義される。θ = 60 度，

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

BR = 0.75, U_2 = 15m/s, T_u = 5%とし，突起の無い場合，および最適条件 2 の突起（D = 20mm, H = 10mm, L = 15mm）を設置した場合について示した。突起の有無によらず，丸孔と A 孔においては主流直交断面内に丸形の温度分布が見られるのに対し，B 孔では扁平形の温度分布が見られる。B 孔では膜冷却孔から吹出された二次流がスパン方向に広がり壁面近傍にとどまっている様子が見られる。こうした違いにより，B 孔では膜冷却効率および SN 比が大きくなったものと考えられる。

図 9 は数値解析により得られた孔内の流速分布を比較したものである。計算条件は BR = 0.75, U_2 = 15m/s, θ = 60 度，突起無しとした。図 9（a）がスパン方向流速，（b）が高さ方向流速を表す。数値解析は汎用熱流体解析コード Fluent ver12.0 を用いて RANS 計算を行い，乱流モデルには SST モデルを用いた。主流入口および二次流入口にはそれぞれ別途のドライバ計算において発達させた流速分布を与えた[2),3)]。

図 9（b）より A 孔と B 孔において，膜冷却孔途中の拡大部において流れが剥離し，主流下流側の壁面付近に逆流域（w/U_m が負の領域）が形成していることがわかる。そのため両者において膜冷却孔出口における流速分布は一様にならず，吹き出される二次流の流速を低減できていないことがわかる。すなわち A 孔および B 孔の両者において，シェイプト孔本来の機能は発揮されていない。

図 9（a）でスパン方向流速 v/U_m の分布を見ると，膜冷却孔出口の主流上流側位置において A 孔と B 孔の流速分布は異なり，B 孔では–y 領域で負，+y 領域で正のスパン方向流速が生じている。

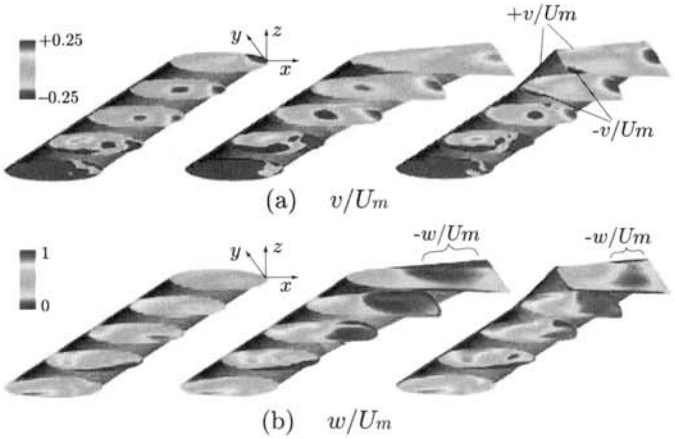


Fig.9 Comparison of v and w in Film Cooling Holes

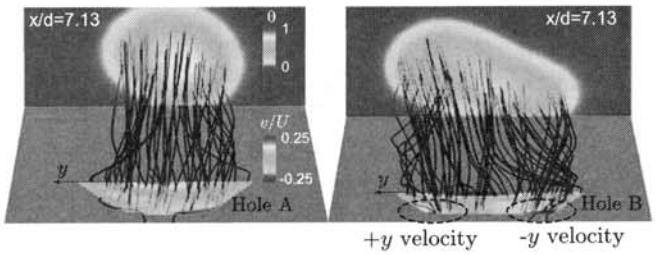


Fig.10 Stream Lines of Ejected Secondary Flow (Left: Hole A, Right: Hole B)

図 10 は，膜冷却孔出口から吹き出される二次流の流線を示したものである。図中には主流直交断面（x/d = 7.13）における無次元温度も併せて示しており，図 8 に示した実験結果と同様に，A 孔では丸形の，B 孔では扁平形の温度分布を確認することができる。膜冷却孔出口の主流上流側位置から放出される流線の方向は両者で異なり，B 孔では A 孔に比べて，スパン方向に広がるように二次流が吹出されている。このため，B 孔では A 孔に比べて，二次流が主流中へ貫通しにくくなり，結果として膜冷却効率が改善したものと考えられる。

5．まとめ

内部冷却リブおよび孔後方突起を有する平板膜冷却にタグチメソッドを適用し，ロバスト最適条件の探査を行った。その結果以下の結論が得られた。

・吹出し比を誤差因子とした場合，孔形状および突起高さがロバスト性に大きく影響を及ぼす。反対に突起位置や主流乱れ強さは大きな影響を及ぼさない。孔形状として Fan-shaped 孔，および突起高さとして 1.0d ~ 1.5d 程度に設定すれば，吹出し比がばらついても安定して高い膜冷却効率を実現することができる。

・突起形状を誤差因子とした場合，吹出し比と内部冷却流路におけるリブ角度がロバスト性に大きな影響を及ぼす。吹出し比を 0.75，リブ角度を 60 度と設定することで，突起形状によらず，安定して高い膜冷却効率を実現することが可能である。

・採用した二つのシェイプト孔において，孔途中の拡大部で流れが剥離するため，孔出口における流速分布は一様にならず，シェイプト孔本来の機能を果たせていない。Fan-shaped 孔では主流上流側の孔内にスパン方向に広がるような流速分布が生じるため，Laid-back Fan-shaped 孔に比べて，膜冷却効率が向上したと考えられる。

謝　辞

（株）電力テクノシステムズの小沢祐次氏に多大な協力をいただいた。ここに記して謝意を表する。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

参 考 文 献

1) 武石賢一郎：ガスタービン翼のフィルム冷却に関する研究，大阪大学博士論文（1995）．
2) Sakai, E., Takahashi, T.: Experimental and Numerical Study on Effects of Turbulence Promoters on Flat Plate Film Cooling, ASME Paper, GT2011-45196 (2011).
3) Sakai, E., Takahashi T., Agata, Y.: Experimental Study on Effects of Internal Rib and Rear Bump on Film Effectiveness, ASME Paper, GT2012-68268 (2012).
4) 立林和夫：入門タグチメソッド，日科技連出版社（2004）．

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 40 回日本ガスタービン学会定期講演会（釧路）講演論文集，2012.10

【研究報告】

A-14

Lattice（Matrix）冷却の数値的検討
—第 2 報　流路傾斜角の影響—

*葉狩　智子，石田　克彦（川崎重工）

Numerical Investigation on Lattice (Matrix) Cooling
— Effect of Channel Inclination on Flow and Heat Transfer —

*Tomoko HAGARI and Katsuhiko ISHIDA (KHI)

ABSTRACT

Flow and heat transfer characteristics of lattice cooling channel are investigated numerically. In the previous study, numerical result has reproduced experimental one qualitatively and quantitatively well. The present study performs CFD analyses for three lattice channels with different inclination angles to examine effect of sub-channel inclination on flow and heat transfer. The present results show that larger inclination substantially increases both pressure loss and heat transfer coefficient. Inclining the sub-channel can be a promising approach in designing lattice cooling passage with constant heat flux.

Key words: Turbine, Internal Cooling, CFD, Lattice (Matrix) cooling, Heat Transfer

1．諸言

Lattice (Matrix)冷却とは、互いに交差する角度を持った隔壁でダクトの内部を区切ることにより、格子状に組み合わされた多数の冷却通路を構成するものである。古くから旧ソビエト製のガスタービンで多く用いられてきたが、近年他国でも研究されており、注目される冷却方式の一つとなっている。

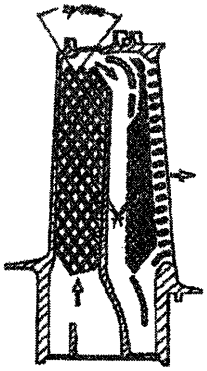


Fig.1　Example of Blade Cooling Passage with Lattice Cooling [2]

各々の冷却通路はダクト中央断面で反対の傾きを持つダクト対向面側の冷却通路と交差する。冷却空気は、この交差面を通してダクト両側の冷却通路間を移動することにより、螺旋状に流れる。

Khalatov[1]の vortex cooling の解説によると、各流路がダクト対向面側へ折り返す際にダクト壁面に対する噴流が形成され、局所的に熱伝達率が増大する。さらに、Fig. 2 に示すように噴流により流路方向に軸を持つ渦が発生することで、熱伝達が促進される。対向面側流路との交差箇所での流れの干渉は、この渦を保持する方向に働く。また、この構造は多数の壁が動翼のストレスメンバとしての機能も担うことができ、強度的なメリットも期待される。

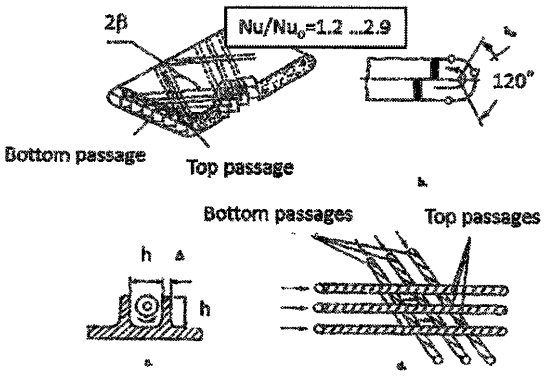


Fig.2　Flow Structure of Lattice Cooling Passage [1]

Lattice 冷却ダクトの伝熱試験結果については、いくつか文献が公開されている。Goreloff[2]は、翼前縁を模擬した Lattice 冷却通路について伝熱試験を行い、流路の傾き角度、圧力損失、空気流量と平

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.204, 2025/07/04.

均冷却効率の関係について報告している。

Bunker[3]、Oh[4]は、直方体ダクト内に隔壁を設けた試験体について回転および静止状態で伝熱試験を行い、ダクト壁面（primary surface）の局所熱伝達率を計測した。その結果、ダクト対向面側からの冷却空気の折り返しにより噴流が形成され、熱伝達率が増大する領域（impingement region）が存在すると報告されている。また、文献[4]ではCFDによる流路内の流速分布が予測されているが、文献[1]に示された流れの構造と同様に衝突領域とそれに続く縦渦構造が認められた。

Gillespie[5]、Saha[6]は翼後縁を模擬した先細ダクトにLattice冷却を適用し、局所熱伝達率分布の可視化を行った。いずれの試験結果でも、折り返し部の衝突噴流領域で高い熱伝達率が得られている。

石田[7]は文献[3][4]のLattice冷却ダクトについてCFDによる再現解析を行い、解析精度の検証と冷却通路内の流れ構造の推定結果について報告している。その結果、RANS解析で得られたprimary surfaceの熱伝達率は試験結果と定性的、定量的に良い一致を示した。また、流れ場の比較により、ダクト対向面の流路要素との交差部で流れが干渉し、流路内の縦渦を保持することに寄与すると予測された。さらに、流路折り返し部の開口面積は流れパターン、熱伝達率分布に影響を大きく与えていると予測された。

この他にLattice冷却通路の流動・伝熱特性に影響を与える因子として、流路傾斜角（流路長さ）、流路要素断面形状、レイノルズ数等がある。特に流路傾斜角が大きい場合、局所熱伝達率の高い折り返し部の数が多く熱伝達率増大に寄与すると期待されるが、文献[2]では傾斜角の増大に伴い圧力損失が著しく増大すると報告されており、両者のバランスは設計上重要なパラメータであると考えられる。また、ダクトを設計する上で各面の放熱量の寄与割合を知る必要があるが、過去の文献ではprimary surfaceのみを研究対象とした例が多く、伝熱面積全体の中で大きな割合を占める流路側壁の伝熱について言及された例は非常に少ない。

そこで本研究では文献[7]の続報として、流路傾斜角をパラメータとした3ケースの数値解析を実施し、傾斜角が伝熱と流動に与える影響を評価する。また、primary surfaceと流路要素側壁の両方について伝熱解析を行い、それらの全体熱流束に対する寄与についても評価する。

2．記号

A_e	[mm^2]	流路要素断面積（=W_eH）
A_c	[mm^2]	交差部開口面積
A_d	[mm^2]	ダクト断面積（=2WH）
A_s	[mm^2]	ダクト表面積（=2L(W+2H)）
A_t	[mm^2]	折り返し部開口面積
D_h	[mm]	ダクト水力直径（=$4A_d/2(W+2H)$）
D_{he}	[mm]	冷却要素水力直径（=$4A_e/2(W_e+H)$）
H	[mm]	流路高さ
h	[W/m^{2}K]	熱伝達率（=$q/(T_w-T_{local})$）
L	[mm]	ダクト全長
l	[m]	流線に沿う長さ
q	[W/m^2]	熱流束
N		流路要素本数
Nu_e		流路要素ヌセルト数（=hD_{he}/λ）
Nu_s		参照ヌセルト数（=$0.023Re_e^{0.8}Pr^{0.4}$）
Re		ダクトレイノルズ数（=U_bD_h/ν）
Re_e		流路要素レイノルズ数（=U_eD_{he}/ν）
T_{in}	[℃]	ダクト入口空気温度
T_{local}	[℃]	ダクト局所空気温度
T_{out}	[℃]	ダクト出口空気温度
T_w	[℃]	伝熱面温度
t	[mm]	流路隔壁幅
U	[m/s]	流速
U_b	[m/s]	ダクト平均流速
U_e	[m/s]	流路要素平均流速
U_z	[m/s]	z方向平均流速
W	[mm]	ダクト全幅
W_e	[mm]	流路要素幅
x, y, z		座標（定義はFig. 3参照）
β	[deg]	流路角度
λ		管摩擦係数
ν	[m^2/s]	動粘性係数

3．解析内容

3.1 解析対象

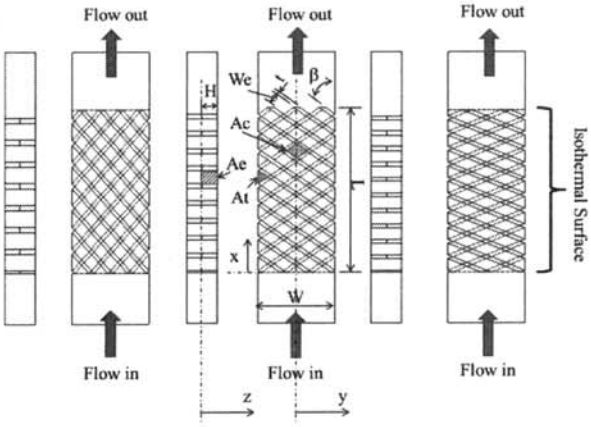
公開文献[4]のダクトに対して、流路隔壁厚みと流路要素幅は一定で流路傾き角と流路要素本数を変化させ、熱伝達率及び圧力損失を解析した。ダクト3種類の寸法をTable 1に、概略図をFig.3に示す。リブによって傾斜した複数の流路要素A_eが形成され、それらはダクト表側と裏側に交差して配置される。各流路を通る空気は断面A_tで折り返し、反対側の流路へ流入する。また、表側と裏側の流路は菱形の断面A_cを介してつながっており、

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

この領域から反対側の流路へ流入する流れも存在しうる。Table 1 に示す通り、折り返し部および交差部の面積は流路傾斜角に大きく依存するため、各流路要素の流れの干渉は傾斜角によって変化するものと予想される。

Table 1　Specifications of Lattice Cooling Channel

	duct1	duct2	duct3
H	24	24	24
L	258.5	260.7	256.6
W	120	120	120
N	4	3	2
W_e	17	17	17
t	5.7	5.7	5.7
D_{he}	19.9	19.9	19.9
β	41	56	68
A_c/A_e	0.713	0.749	1.006
A_t/A_e	0.356	0.385	0.509
A_e	408	408	408



(a) Duct1　(b) Duct2　(c) Duct3

Fig. 3　Schematic of Numerical Models

3.2　解析内容

3 次元非圧縮性流体の定常解析により、熱流動を予測した。作動流体は常温、常圧（1ata、20℃）の空気である。Fig. 3 に示すように、Lattice ダクトの前後に流路高さの 3.3 倍の助走区間を設けており、流入面の水力直径を基準としたダクトレイノルズ数が 11,000～44,000 となるよう流入速度を設定した。したがって、流路要素基準でのレイノルズ数は流路本数が少ない程大きく、Duct3 の流路要素レイノルズ数 Re_e は Duct1 での値の約 2 倍となる。流出面には、静圧を規定している。また、Lattice 冷却ダクトを構成する各面の伝熱への寄与を調べるため、助走区間を除き全て等温壁（50℃）とした。

解析に用いたソルバは商用の汎用コード SCRYU/Tetra version9 である。乱流モデルは AKN k-εを適用した。ダクト全体に非構造格子を設定し、固体壁近傍には10層のプリズム要素を挿入した。総要素数は約400万である。

4．解析結果

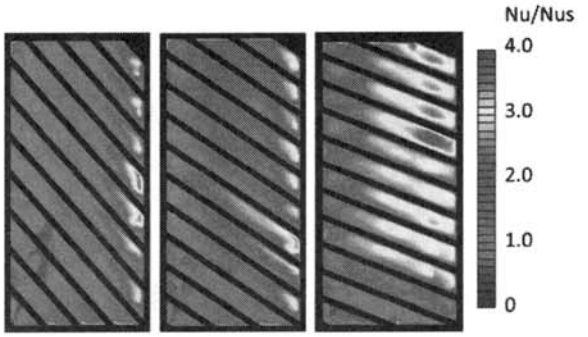
4.1　伝熱特性

Fig. 4 に、Duct1-3 の primary surface におけるヌセルト数増大比分布の比較を示す。なお、ヌセルト数は流路要素を基準として算出したもので、参照ヌセルト数で無次元化した値を表示している。また、熱伝達率の計算に用いる空気温度は、ダクト内の温度上昇を考慮して以下のように定義した。

$$T_{local} = T_w - (T_w - T_{in})\left(\frac{T_w - T_{out}}{T_w - T_{in}}\right)^{\frac{y}{L}} \quad (1)$$

$$0 \le \frac{y}{L} \le 1$$

Duct1,2 はヌセルト数のピーク値、分布ともに類似しているが、Duct3 では 1 回目の折り返し部下流でヌセルト数が大きく増大し、流路要素下流側での減衰も抑制されている。流路傾斜が 60° を超えると各要素が短くなり、折り返し部での加速による伝熱促進が減衰せずに保持されるものと推測される。また、いずれのダクトにおいてもヌセルト数増大比はレイノルズ数の増加とともに減少するが、Duct3 では Fig.5 に示すように流路要素基準でヌセルト数に対するレイノルズ数依存性が平滑ダクトの関係に近くなるため、ほぼ一定の値となる。



(a) Duct1　(b) Duct2　(c) Duct3

(β=41deg)　(β=56deg)　(β=68deg)

Fig. 4　Primary Surface Heat Transfer Enhancement for Re=44,000

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.204, 2025/07/04.

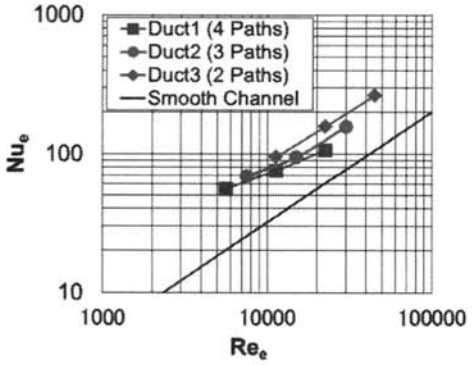
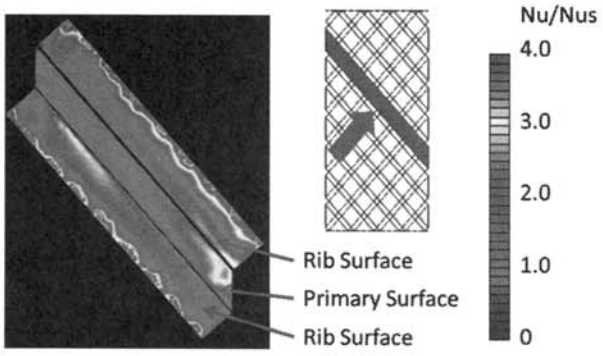
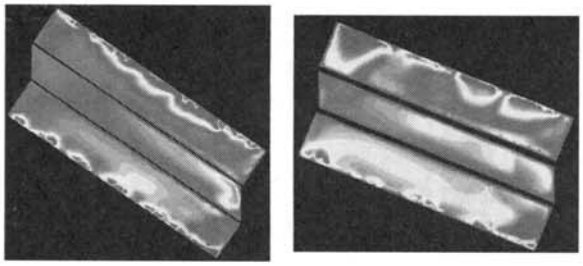


Fig. 5　Channel-Averaged Nusselt number

Fig.6 に、Lattice ダクト中央付近（赤色の部分）の流路要素における各面の熱伝達率分布を示す。どのダクトにおいても、リブ面の先端（反対側流路要素との交差部近傍に該当）で熱伝達率が高い。反対側流路要素から流入する空気との干渉に起因する伝熱促進は、折り返しの衝突に起因する伝熱促進を大きく上回ると予想される。



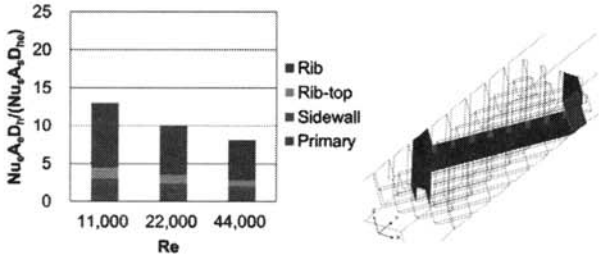
(a) Duct1(β=41deg)



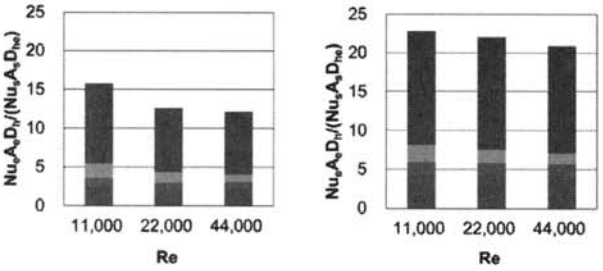
(b) Duct2(β=56deg)　　(c) Duct3(β=68deg)

Fig.6　Heat Transfer Enhancement of Rib + Primary Surfaces for Re=44,000

全体の放熱量における各面の寄与（立体図で色分け）の比較を Fig.7 に示す。なお、各値はダクトを平滑管とした場合の放熱量で無次元化したものである。どのダクトにおいても、放熱の 65%近くがリブによって担われる。リブは局所熱伝達が高いだけでなく面積の寄与も大きいため、リブをフィンとして考慮し形状を最適化することで、ダクトの冷却を効率化できると期待される。primary surface だけでなくリブ面の伝熱を正しく評価することは、全体冷却性能を最適化する上で重要であると考えられる。



(a) Duct1(β=41deg)

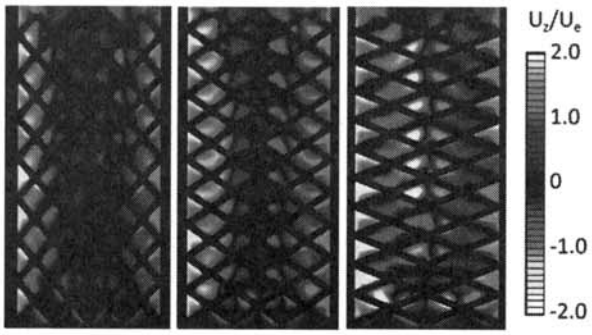


(b) Duct2(β=56deg)　　(c) Duct3(β=68deg)

Fig.7　Heat Flux Contributions

4.2　流動特性

次に、流れ場の比較によりさらに伝熱促進のメカニズムを調べる。各流路要素の冷却空気が反対側の流路要素に遷移する様子を見るため、Fig. 8 にダクト中央断面での z 方向無次元速度分布を示す。正の値は紙面奥から手前、負の値は手前から奥への移動を示している。Duct1 ではほとんどの空気が折り返し部と隣接する流路交差部で反対側流路へ移動し、ダクト中央付近での z 方向速度は小さい。流路傾斜角が増大すると折り返し部以外での遷移が顕著になり、最も角度が大きい Duct3 では全ての交差部で冷却空気が移動している。



(a) Duct1 (β=41deg)　(b) Duct2 (β=56deg)　(c) Duct3 (β=68deg)

Fig. 8　Transitional Flow Behavior for Re=44,000

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.204, 2025/07/04.

Fig. 9 に、冷却要素中央断面における速度投影ベクトル分布の比較を示す（流路要素は各図右に示す赤色の部分）。Duct1 では、折り返し部を除いて各流路中心に軸を持った渦が存在し、リブ先端のみで反対側流路（上半分の流路）との干渉が認められる。一方、Duct2 では渦が変形して中心が上方へ移動し、ダクト反対側の流れとの干渉がやや促進されると同時に流路下半分での旋回速度成分が増大している。さらに、Duct3 では渦の形が大きく崩れるとともにダクト中央の流路で旋回が強い。それに伴い、ダクト反対側の流路は不均一な速度分布となる。Duct1 のように対向する流路要素のなす角（=2β）が 90° に近ければ、ダクト反対側の流れによって旋回は強化され渦が保持される。しかし、傾斜角の増大で流路要素のなす角が 90° を大きく超えると、干渉する二つの流れは対抗する速度成分を持つため（Fig.9 右図の矢印参照）渦の軸が引き上げられることになり、不安定性が増大すると推測される。上に述べた傾斜角と渦の挙動の関係は、このメカニズムによるものと考えられる。

流れパターンを Fig. 6 の熱伝達率分布と比較すると、リブ面の伝熱促進はダクト反対側から流入する空気のリブ先端への衝突、およびダクト反対側へ向かう上向きの加速流に起因すると推測される。また、Duct2,3 の primary surface 下流側で熱伝達率が大きいのは、折り返し部での衝突流の影響だけでなく、対向する流路を流れる冷却空気の干渉の変化により primary surface 近傍で流速が増大していることも要因として挙げられる。

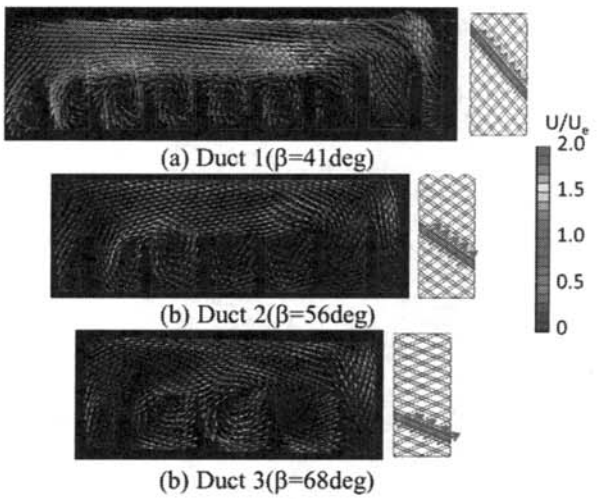


Fig. 9　Velocity Vectors for Re=44,000

最後に、ダクトの圧力損失について考察する。Fig. 10 に、圧力損失係数の比較を示す。ここで、圧力損失係数は下式で算出している。

$$\lambda = \frac{\Delta p}{\frac{(L/cos\beta)}{D_{he}}\frac{1}{2}\rho U_e^{\,2}} \qquad (2)$$

Duct1,2 の圧力損失はほぼ同レベルだが、Duct3 はそれらに対して 2 倍近く高い値を示す。圧力損失の発生個所を調べるため、Fig. 11 に全圧を流線に沿って微分した値で色付けした流線を示す。折り返し部および対向する流路要素交差部で大きな圧力損失が発生しており、ここでの損失がダクト全体の圧力損失を支配していると予想される。

特に、流路傾斜角の大きい Duct3 は折り返し部の転向角（=180-2β）が大きい上に折り返し回数が多く、非常に抵抗が大きい。それゆえ、ダクト両端で折り返さずに流路交差部から反対側の流路へ短絡する流れが多く発生することになるが、流路が絞られるため高い損失が発生する。放熱量一定として冷却通路を設計する場合、圧力損失に余裕があれば流路傾斜角を大きくすることは有望であると期待されるが、流量バランスの設定には注意が必要であることが示唆された。ただし、このように複雑な形状で大部分の圧力損失が折り返し部や交差部で局所的に発生するような事象において、一般的に用いられる(2)式による評価方法が妥当であるかは今後検討の余地がある。

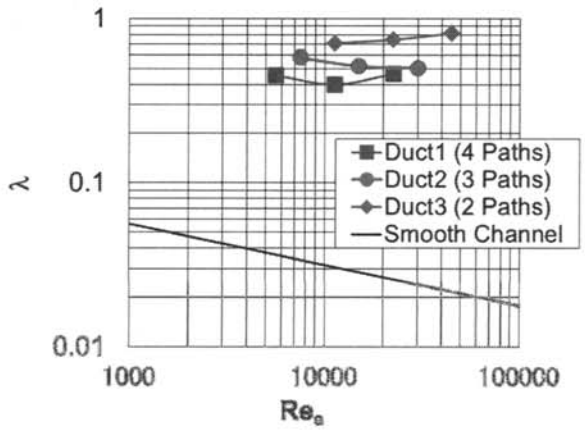


Fig. 10　Comparison of Pipe Friction Coefficient

5. 結論

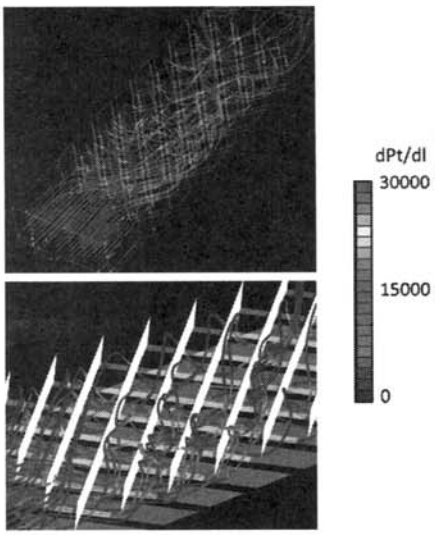
数値解析により Lattice 冷却通路の伝熱と流動を評価し、流路要素傾斜角がそれらに与える影響について検討した。その結果、以下のことが示唆された。今後、本結果の検証に向けて実験による評価も検討する。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

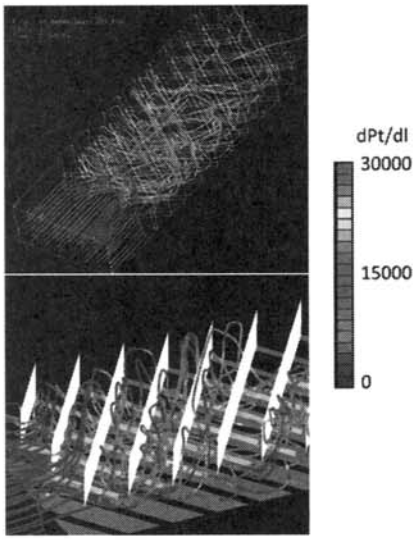
- 流路傾斜角を41°から68°まで増大させると、折り返し部での熱伝達が促進されてprimary surfaceの平均熱伝達率は3割程度増大する。
- 流路各面の熱伝達率を比較すると、リブ面上部の値がprimary surfaceを大きく上回り、リブ面の放熱は全体の半分以上を担うと予測された。リブをフィンとして考慮し、その形状を最適化すると、より効率的な冷却ダクトの設計が可能になると期待される。そのためには、primary surfaceだけでなくリブ面の伝熱評価も重要である。
- 流路の傾斜角が大きい場合、圧力損失も著しく増大する。圧力損失の大部分はダクト両端の折り返し部で発生し、流路傾斜角が増大すると折り返し部を短絡して流路要素間を移動する流れが増加する。反対側の流路要素へ流入する流れにも大きな損失が発生するため、ダクト設計の際には流量バランスの設定に注意が必要であると考えられる。

参考文献

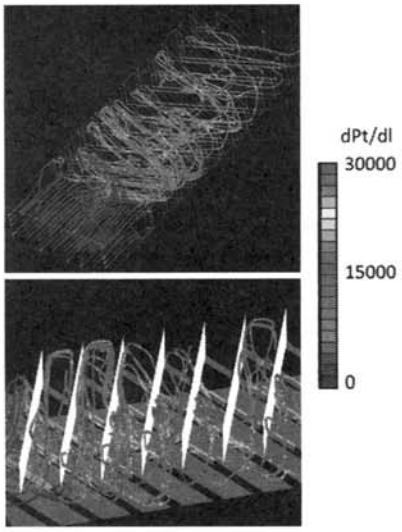
1) Khalatov, A. A., Nam, C. D., "Aerothermal Vortex Technologies in Aerospace Engineering," Journal of the Korean Society of Marine Engineers, Vol. 28, No. 2 (2004), pp. 163-184.
2) Goreloff, V., "Goychengerg, M., Malkoff, V., "The Investigation of Heat Transfer in Cooled blades of Gas Turbines," AIAA Paper No. 90-2144, 1990.
3) Bunker, R. S., "Latticework (Vortex) Cooling Effectiveness Part 1: Stationary Channel Experiments," ASME Turbo Expo No. GT2004-54157, 2004.
4) Oh, I. T., Kim, K. M., Lee, D. H., Park, J. S., Cho, H. H., "Local Heat/Mass Transfer and Friction Loss Measurement in a Rotating Matrix Cooling Channel", ASME Turbo Expo No. GT2009-59873, 2009.
5) Gillespie, D. R. H., Ireland, P. T., Dailey, G. M., "Detailed Flow and Heat Transfer Coefficient Measurements in a Model of an Internal Cooling Geometry Employing Orthogonal Intersecting Channels," ASME Turbo Expo No. 2000-GT-653, 2000.
6) Saha, K., Guo, S., Acharya, S. A. Nakamata, C., "Heat Transfer and Pressure Measurements in a Lattice-Cooled Trailing Edge of a Turbine Airfoil," ASME Turbo Expo No. GT2008-51324, 2008.
7) 石田, "Lattice (Matrix) 冷却ダクトの流れの数値解析", 第 39 回日本ガスタービン学会定期講演会　講演論文集, C-6, 2011.



(a) Duct1(β=41deg)



(b) Duct2(β=56deg)



(b) Duct3(β=68deg)

Fig. 11　Pressure Loss Distributions for Re=44,000

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 40 回日本ガスタービン学会定期講演会（釧路）講演論文集，2012.10

【技術紹介】

A-15

高湿分空気利用ガスタービンにおける高湿分冷却翼の冷却特性評価

*堀内　康広，八木　学，田川　久人（日立製作所）

Cooling Characteristic Evaluation of Humid Air Cooled Turbine Blades in the Advanced Humid Air Turbine

*Yasuhiro HORIUCHI, Manabu YAGI and Hisato TAGAWA (Hitachi)

ABSTRACT

Aiming at improving the turbine blade cooling performance of the Advanced Humid Air Turbine system, the hybrid cooling nozzles supplied with both the compressor discharge air and the high-humidity air as coolants were developed and examined on the 40 MW class test facility. The metal surface temperature of the hybrid cooling nozzles was measured under the various operating conditions. The results reveal that the hybrid cooling nozzles achieved the designed cooling performance.

Key words: advanced humid air turbine, blade cooling, humid air cooling

1．はじめに

高湿分空気利用ガスタービン（Advanced Humid Air Turbine）とは、圧縮機入口での吸気噴霧冷却(Water Atomization Cooling, 以下 WAC)により圧縮機動力を低減し、圧縮空気への加湿によってタービン出力を増大し、さらに再生熱交換器にて排熱を回収することにより、高効率を達成することができる新しいガスタービン発電システムである [1]。高湿分空気利用ガスタービンにおいては、タービン主流ガスが高湿分燃焼ガスのため、タービン翼加熱面の熱伝達率は従来のガスタービンに比べて増加しており、翼冷却性能の向上が重要な課題である。一方、高湿分空気利用ガスタービンの場合、圧縮機吐出空気は加湿装置で加湿されて温度が低下しており、かつ高湿分のため伝熱性能が高い。従ってこの空気をタービン翼の冷媒として利用すれば、冷却性能の向上が期待できる [2]。そこで弊社では、経済産業省補助による国プロにおいて、要素技術開発の一つとして、高湿分冷却翼を開発してきた。2004～2006 年度のフェーズ 1 では、3MW 級検証機において高湿分運転条件におけるタービン翼温度を計測するとともに [3),4)]、翼列試験装置において高湿分空気と乾燥空気で冷却するハイブリッド冷却静翼の基本構造、および冷却空気量削減を検討した [5)]。また 2008～2011 年度のフェーズ 2 では、40MW 級実用化要素技術試験設備(以下、総合試験設備)のタービン第一段静翼の一部にハイブリッド冷却静翼を適用し、実機における冷却構造の確立を図った [6)]。本報告では、総合試験装置での高湿分運転条件における高湿分冷却翼の冷却特性について報告する。

2．実験装置および方法

2.1　総合試験設備

高湿分空気利用ガスタービンでは、加湿装置へと導かれた圧縮機吐出空気に水分が添加され、蒸発する際の気化熱により低温の高湿分空気が生成される。総合試験設備においては、この空気を第一段静翼へ冷媒として供給した。

図 1 に総合試験設備の外観を、図 2 に総合試験設備のシステム概略を示す。総合試験設備では、加湿装置から再生熱交換器へ向かう高湿分空気の一部を抽気し、第一段静翼へ供給する系統を備えている。図 3 にガスタービン本体の外観を示す。軸流圧縮機、多缶燃焼器、軸流タービンを備えた重構造ガスタービンであり、圧縮機で圧縮された空気を全量抽気するため、ケーシング側面に抽気配管を設けている。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.



図 1　40MW 級総合試験設備外観

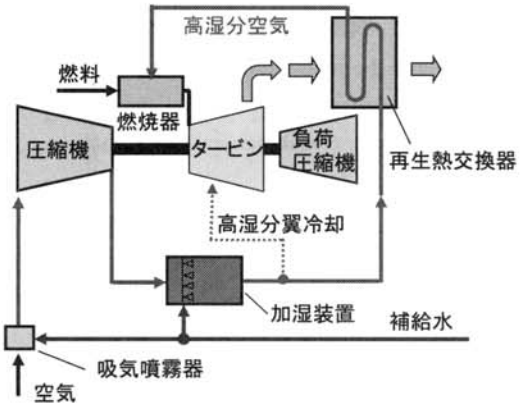


図 2　総合試験設備のシステム概略図

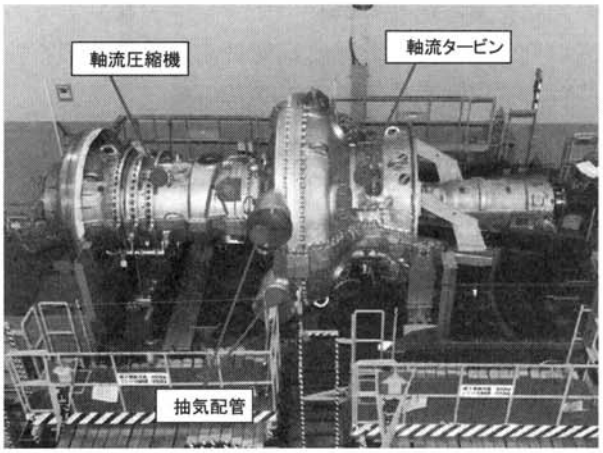


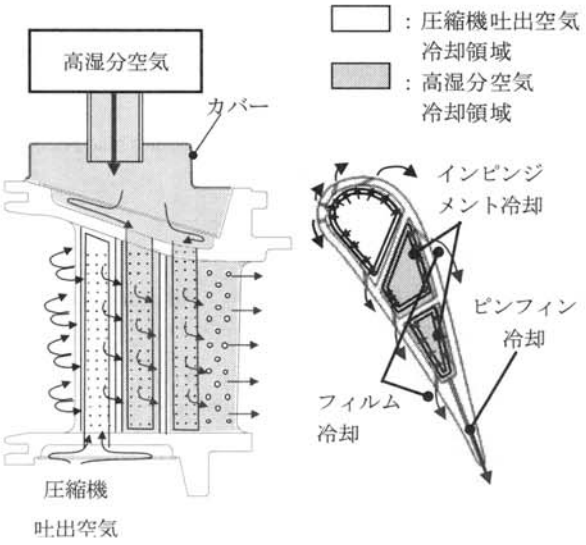
図 3　ガスタービン本体

2.2　高湿分冷却翼

図 4 に、冷媒として高湿分空気を利用した第一段静翼の冷却構造を示す。翼内部をインピンジメント冷却、翼表面をフィルム冷却、翼後縁部分をピンフィン冷却にて冷却する構造を適用した。ここで、少ない冷却空気量でメタル温度を低減するには、翼全体を低温の高湿分空気で冷却することが望ましいが、翼前縁部においては翼外部の燃焼ガスと翼内部の冷却空気との温度差が大きいため、過大な熱応力が発生してしまう。そこで、翼内部をいくつかの流路に区切り、前縁側の流路を圧縮機吐出空気で、後縁側を高湿分空気で冷却する、ハイブリッド冷却静翼を開発した[5]。

総合試験設備では、ハイブリッド冷却静翼はタービン内 2 セグメントのみに試験的に設置した。ハイブリッド冷却静翼セグメントの外周エンドウォール部に高湿分空気を選択的に供給するためのカバーを設置した。カバー設置後のハイブリッド冷却静翼の外観を図 5 に示す。

また、ハイブリッド冷却静翼の冷却特性を評価するため、翼面に熱電対を埋設してメタル温度を計測した。図 6 に、メタル温度の計測位置を示す。



(a) 半径方向断面　　(b)周方向断面

図 4　ハイブリッド冷却
静翼断面図

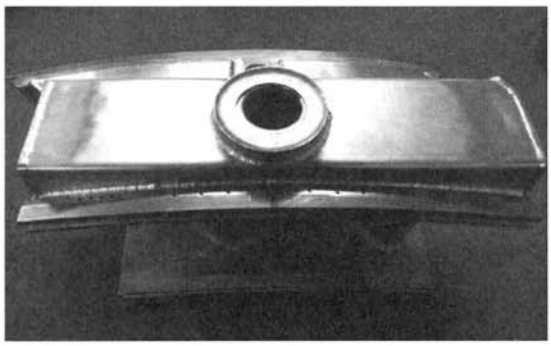


図 5　ハイブリッド冷却静翼の外観

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.204, 2025/07/04.

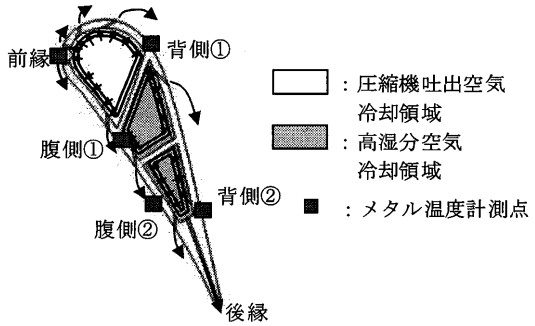


図 6　ハイブリッド冷却静翼の
メタル温度計測位置

2.3　高湿分冷却空気系統

図 7 に高湿分冷却空気系統の概略を示す。高湿分冷却空気は、加湿装置より再生熱交換器へ向かう母管より抽気し、タービン付近にて 2 系統に分岐後、ハイブリッド冷却静翼へと供給される。この系統には流量調節弁を備えており、遠隔操作で所定の流量バランスに調整可能である。また、この系統は配管中で凝縮した水分を除去するためのミストセパレータを備えている。高湿分冷却空気の流量は、流量調節弁の上流に設置したオリフィス流量計で計測し、圧力、温度は母管およびタービン直前の配管において計測した。

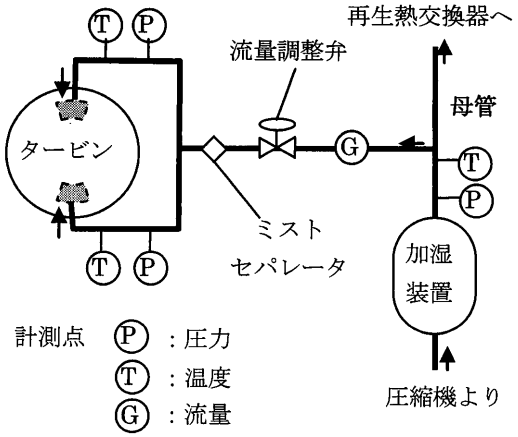
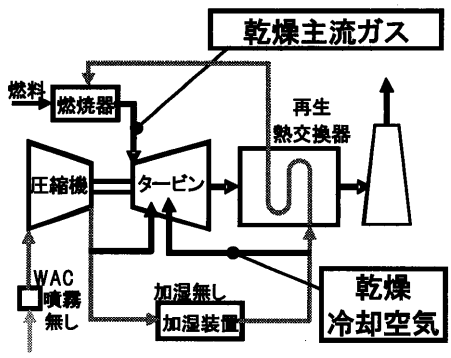


図 7　総合試験設備の高湿分冷却
空気供給系統

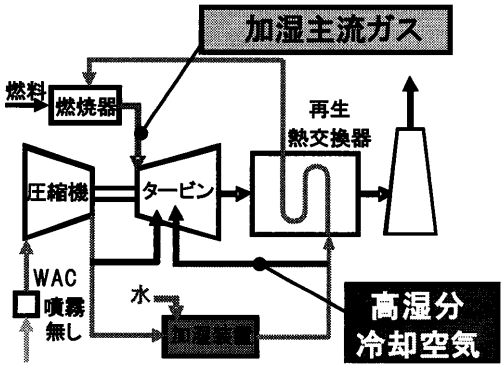
3．結果および考察

3.1　加湿による冷却特性変化

まず、加湿無し運転(以下、DRY 運転)と加湿有り運転(以下、加湿運転)でのハイブリッド冷却静翼のメタル温度を比較し、加湿による冷却特性の変化を評価した。それぞれの運転状態のシステム概要図を図 8 に示す。図 8(a)に示す DRY 運転時においては、WAC と加湿装置での水の添加が実施されていないため、主流ガスおよび翼冷却空気ともにおよそ乾燥空気となる。一方で、図 8(b)に示す加湿運転時においては、加湿装置で水が添加されており、評価点での加湿量は圧縮機吸込流量比 2.7%である。また DRY 運転、加湿運転ともに、評価点でのガスタービン出力、圧縮機吸込流量、冷却空気流量はほぼ同じ条件を選定した。



(a)　DRY 運転



(b)　加湿運転

図 8　DRY 運転・加湿運転の
システム概要図

図 9 に、DRY 運転時と加湿運転時のハイブリッド冷却静翼のメタル温度の差を示す。正の温度差は加湿によりメタル温度が上昇し、負の温度差はメタル温度が低下することを示す。圧縮機吐出空気によって冷却されている領域を見ると、メタル温度が上昇しており、前縁では 12℃上昇した。このことから、加湿によりタービン翼の熱負荷が増大していることが確認された。一方で、高湿分冷却空気で冷却している領域ではメタル温度が低下しており、腹側で 24℃、背側で 30℃それぞれ低下した。このことから、熱負荷が増大しているにも関わらず、高湿分冷却空気の供給により冷却性能が向上することを確認した。

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.204, 2025/07/04.

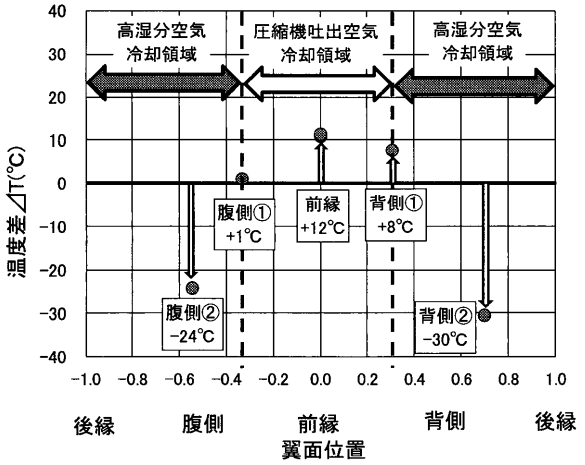


図9　加湿によるメタル温度変化

3.2　WAC 加湿運転時の冷却特性

次に、高湿分空気利用ガスタービンの加湿要素であるWACと加湿装置の運転時（以下、WAC加湿運転）におけるハイブリッド冷却静翼の冷却特性を評価した。評価点での運転状態を図10に示す。評価点におけるWACと加湿装置を合わせた主流ガスへの加湿量は圧縮機吸込流量比4.3%である。また、本試験においては、高湿分冷却空気系統の流量調整弁を制御し、高湿分冷却空気の流量を9%減少させた。

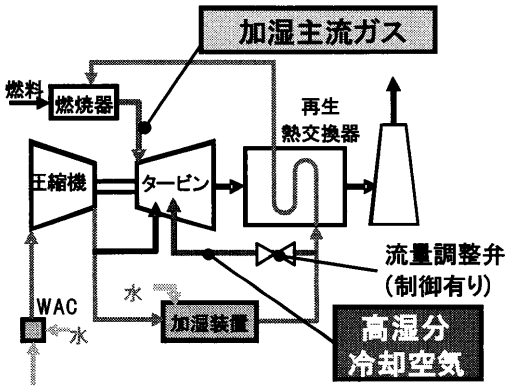


図 10　WAC 加湿運転のシステム概要図

図11に、流量調整弁制御前と後でのハイブリッド冷却静翼のメタル温度の差を示す。正の温度差は弁制御で高湿分冷却空気の供給量が減少したことによりメタル温度が上昇することを示している。計測結果より、前縁と背側①のメタル温度上昇は2℃程度であり、圧縮機吐出空気での冷却領域に対する高湿分冷却空気流量変化の影響は小さいと言える。また、高湿分空気冷却領域では、背側①、背側②の計測点では、メタル温度の上昇量はそれぞれ2℃、5℃と比較的小さい。これは、背側では主流ガスが加速し、翼面静圧が低下しているため、インピンジ孔とフィルム冷却孔の微細孔前後の圧力差が十分に大きく、孔より噴出する空気量が供給圧の影響を受けにくいためと考察される。一方で、腹側①、腹側②の計測点のメタル温度はそれぞれ15℃、30℃上昇し、前縁や背側に比べ大きくなった。これは、腹側では主流の圧力が高いため微細孔前後の圧力差が背側に比べて小さく、孔より噴出する空気量が変化しやすいためと考察される。つまり、高湿分冷却領域では腹側は背側に比べて供給圧に対するメタル温度の感度が大きいことが分かった。

図 12 に、高湿分冷却空気削減時のハイブリッド冷却静翼のメタル温度の計測値と予測値の比較を示す。メタル温度実測値は、目標上限温度以下であった。また、メタル温度分布の傾向は、予測値の分布に対して、概ね一致している。以上の結果より、ハイブリッド冷却静翼は高湿分運転時において計画通りの冷却性能を達成していることを確認した。

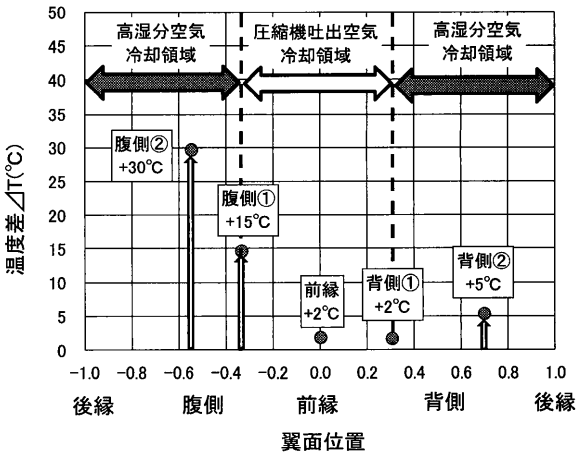


図11　冷却空気量削減によるメタル温度変化量

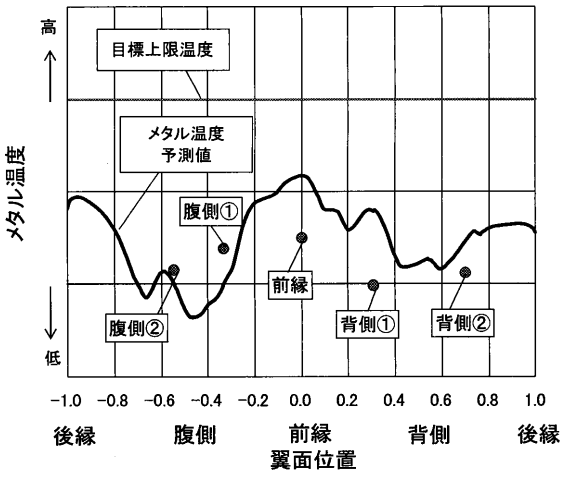


図 12　ハイブリッド冷却静翼のメタル温度分布

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.204, 2025/07/04.

4．まとめ

高湿分空気利用ガスタービン第一段静翼の前縁側を圧縮機吐出空気で、後縁側を高湿分空気で冷却するハイブリッド冷却静翼を開発し、40MW 級実用化要素技術試験設備において冷却特性を評価した。

(1) ドライ運転条件と加湿運転条件（WAC 無し）のメタル温度を比較することにより、加湿によって翼の熱負荷が増大するにも関わらず、高湿分冷却空気の供給により冷却性能が向上することを確認した。

(2) WAC 加湿運転条件において、高湿分冷却空気の流量を変化させ、ハイブリッド冷却静翼の冷却特性を計測した。高湿分冷却空気で冷却されている領域では、腹側のメタル温度は背側に比べて供給圧に対する感度が大きい特性を示した。

(3) ハイブリッド冷却静翼のメタル温度は目標上限温度以下であり、またメタル温度分布の傾向は予測値に概ね一致していることから、計画した冷却性能を達成していることを確認した。

謝 辞

本報告は、経済産業省資源エネルギー庁から、エネルギー使用合理化先進的技術開発費補助金の支援を受けて実施した事業に関するものである。関係各位のご支援に対し深く感謝の意を表する。

参 考 文 献

1) 幡宮：高湿分空気を利用したガスタービン発電技、火力原子力発電, 53, 9, pp. 1031-1038 (2002)
2) 樋口ら：A Study of Performance on Advanced Humid Air Turbine Systems, 日本ガスタービン学会誌, Vol.34, No.1, pp. 54-61 (2006)
3) Kuroki, H., et al.: Development of Elemental Technologies for Advanced Humid Air Turbine System, ASME Turbo Expo 2006, GT2006-90639 (2006).
4) S. Higuchi, et al.: Test Results from the Advanced Humid Air Turbine System Pilot Plant - Part1, ASME Turbo EXPO 2008, GT2008-51072(2008)
5) 堀内：ガスタービン翼の高湿分冷却試験、第 13 回動力・エネルギー技術シンポジウム講演論文集 pp.487-488(2008)
6) 後藤、江田、高橋: 高湿分空気利用ガスタービン(AHAT)の開発, 日本ガスタービン学会誌 Vol.40, No.3, pp.94-100 (2012)

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 40 回日本ガスタービン学会定期講演会（釧路）講演論文集，2012.10

【研究報告】

A-16

30MW 級ガスタービン L30A の動翼温度計測

*谷口 智紀，篠田 祐司，田中 良造，笠 正憲（川崎重工業）

Blade temperature measurement of 30MW-class gas turbine "L30A"

*Tomoki TANIGUCHI, Yuji SHINODA, Ryozo TANAKA and Masanori Ryu
(Kawasaki Heavy Industries)

ABSTRACT

Kawasaki Heavy Industries, Ltd (KHI) have developed a new industrial gas turbine, L30A. In the development period, a commercial pyrometer system was actively used to measure blade temperatures. KHI have used the same type of the pyrometer system for M7A and L20A, but the detector module have been updated from previous model, enabling the measurement of lower temperature. The validity of the result was evaluated by comparing it with CHT (Conjugate Heat Transfer) analysis result and other results measured with thermal paint and thermocouples. This paper describes the details of the measurement procedure and engine test results.

Key words: Turbine blades, Temperature measurement, Pyrometer

1. はじめに

川崎重工は 1972 年にガスタービンの初号機を開発して以降、150kW から 18MW までの幅広い出力レンジにおいてガスタービンを開発してきており、納入実績は合計で 1 万ユニットを超える。そして 2012 年に 30MW 級ガスタービン "L30A" を新たに開発した。L30A は、これまでのガスタービン開発において得られた経験を活かしつつ、最新の技術を織り込んだもので、この出力クラスでは世界最高効率を誇る(1)。

L30A の開発においては、これまで以上の高効率、長寿命が求められ、それを達成するためには運転時のタービン動翼の温度を正確に計測し、最適な冷却構造を選定する必要があった。また、開発開始から市場投入までの期間も短く、短期間で計測することも求められた。

タービン動翼の温度を計測するためには、サーモペイント（示温塗料）や熱電対などがよく用いられるが、温度分解能が悪い、計測点数が限られるなどの欠点がある。また、計測用にサーモペイントや熱電対を施工した翼を組み込むための準備にかなりの時間や費用がかかる。そこで、L30A の開発ではパイロメータを用いて動翼の温度計測を行った。パイロメータは計測準備に要する時間も少なく、翼面の広い範囲の温度を計測することができるという利点がある。本誌では L30A の開発におけるパイロメータ計測の詳細について紹介する。

2. ガスタービンの特徴

L30A の断面図を図 1 に、主な性能緒元を表 1 に示す。出力は 30.1MW、熱効率は 40.1%で（いずれも発電機端）、この出力クラスでは世界最高効率を達成している。

タービン部はガス・ジェネレータ・タービン（GGT）とパワー・タービン（PT）に分かれており、それぞれ 2 段、3 段で構成される。GGT の 1 段動翼は 3 パスの冷却構造を採用しており、冷却空気は前縁シャワーヘッド冷却孔、背側フィルム孔、腹側フィルム孔、翼端冷却孔、後縁から排出される。GGT の 2 段動翼は、冷却空気量を最小限に抑えるために、冷却が必要な部分にのみ単孔の冷却通路を配置している。PT は 1～3 段のいずれも無冷却でチップシュラウド翼となっている。

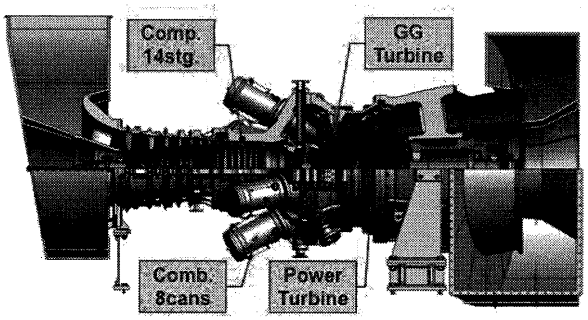


図 1　L30A ガスタービン

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

表 1　L30A 性能緒元

形式	単純開放 2 軸式
定格出力	30.1MW
熱効率	40.1%
回転数	GGT : 9,330rpm PT : 5,600rpm
圧力比	24.5
排気温度	474 ℃

ISO 条件；発電機端の値；都市ガス 13A

3. パイロメータ

3.1　計測システム

パイロメータとは放射温度計の一種で、翼面からの放射光の強度を計測し、式(1)に示すプランクの式を用いて温度を求めるものである。

$$q(T,\lambda)=\frac{\varepsilon\cdot C_1\cdot\lambda^{-5}}{\exp\left(\frac{C_2}{\lambda\cdot T}\right)-1} \qquad (1)$$

C1,C2 : 放射の第 1 定数, 第 2 定数
q : 分光放射輝度
T : 物体の温度
λ : 波長
ε : 放射率

使用したパイロメータはイギリス Rotadata 社のもので、主な仕様は表 2 に示す通りである。川崎重工では、これまでにも同社のパイロメータを用いて M7A（7MW）や L20A（18MW）の動翼温度計測を行ってきたが[2),3)]、L30A で使用したものはディテクタに InGaAs を採用しており、Si を用いていた従来のものよりもさらに低温域の温度計測が可能となった。

表 2　パイロメータ仕様

測定範囲	600 – 1200℃
精度	±0.5% RD
焦点径	2mm（焦点距離 75mm）
ディテクタ	InGaAs
波長	1.6μm
サンプリング周波数	1MHz

3.2　計測方法

パイロメータは図 2 に示すように、ヘッド部がサポートを介してガスタービンのケーシング外側に取り付けられ、プローブがガスパスまで挿入される。プローブ先端にはミラーが内蔵されており、翼面からの放射光はこのミラーで向きを変え、ヘッド部にあるディテクタへと集められる。このミラーはモータ駆動により一定速度で角度を変えるようになっており、動翼が周方向に回転することと合わせて翼面の幅広い領域の温度を計測することができる。また、図 3 に示すようにプローブの取付角度を変えることにより、翼面の異なる領域を計測することができる。L30A では、1 つのパイロメータですべての段の動翼の計測ができるようにパイロメータとその取付部を設計している。

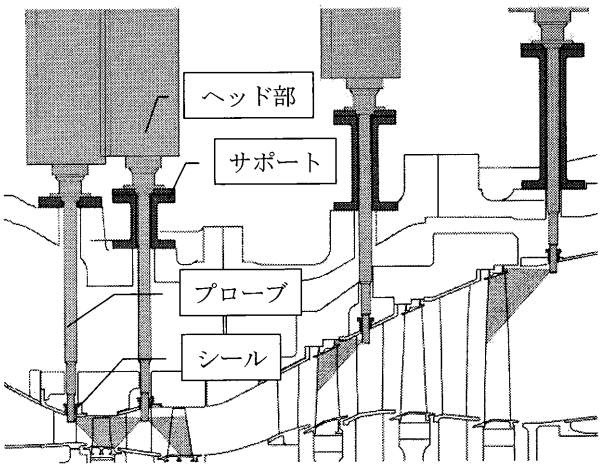


図 2　パイロメータ取付方法

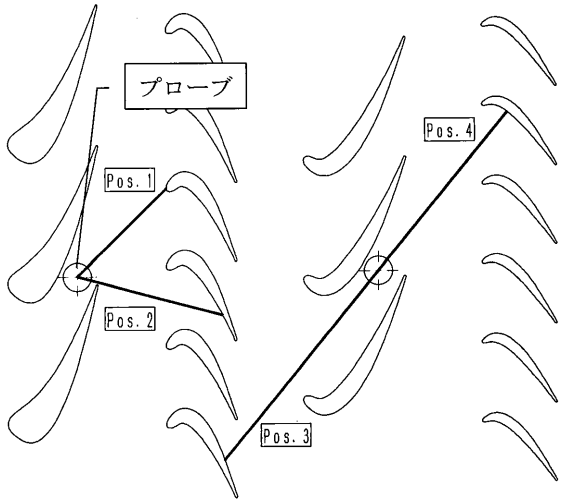


図 3　パイロメータ取付角度（GGT）

1 回の計測に要する時間は約 20 秒で、この間だけプローブ先端がガスパス中に挿入される。計測が終わるとプローブ先端はガスパスから引き抜かれ、次の計測までその状態で待機する。

運転中はプローブ内部に高圧のパージ空気が供給される。このパージ空気はプローブ内部を流れてミラーを冷却した後、主流ガス中へと放出される。パージ空気の量は主流ガス流量の 0.1%程度で

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

あり、動翼温度への影響がないことは、M7A や L20A において熱電対による動翼温度計測を行い確認済みである。

プローブをガスパス中に挿入する部分の静翼にはシール部品が取り付けられる。これは、熱伸びによるケーシング（ヘッド部）と静翼（プローブ先端）の相対移動やパージ空気および主流ガスによるプローブのたわみを吸収するとともに、挿入部からの冷却空気の漏れを最小限に抑える役割を果たす。パイロメータの取付部およびシール部品は量産機にも標準で装備されており、必要に応じてパイロメータ計測を行うことができる。

4. 計測手順

4.1 計測翼

L30A の開発では、パイロメータ試験は 3 つの期間に分けて行われた。

1 回目の試験期間では、GGT の 1 段動翼のみを計測対象とし、設計翼の温度を計測した。計測結果は設計段階に行った CHT（Conjugate Heat Transfer）解析の結果と比較し評価した。

2 回目の試験期間では、1 回目の試験結果をもとにフィルム冷却孔の配置を変更した 3 種類の GGT1 段動翼を設計翼とともに組み込み、各翼の温度を計測し量産翼の仕様を決定した。また、GGT2 段動翼についても 3 種類の冷却翼を組み込んで計測し、量産仕様を決定した。PT は 1 段動翼の設計翼のみ計測を行った。GGT の 1,2 段動翼に関してはサーモペイントによる計測も合わせて行い、パイロメータ試験結果の評価に用いた。PT の 1 段動翼は熱電対とテレメータを用いて、パイロメータで計測している部位の温度を計測し、パイロメータの計測結果を評価した。

3 回目の試験では、GGT1,2 段動翼をすべて量産仕様として最終確認のための温度計測を行った。

なお、量産機では、GGT1 段動翼は TBC が施工されるが、パイロメータ試験では TBC を施工しない翼を組み込み、これらの翼の温度を計測、評価した。

4.2 較正

エンジン試験は各翼を対象として数回に分けて行ったが、各試験の前後には黒体炉を用いてパイロメータの較正を行った。エンジン試験の後では、パージ空気や主流ガスによりプローブ中にあるミラーなどの光学系が汚れたためと思われる感度の低下が認められた。これらは、計測中にも発生していたと考えられるため、運転後に得られた較正データを用いて温度を求めた。

パイロメータ計測では、計測された放射強度から式(1)を用いて翼の温度を算出するが、放射率の値により得られる温度が変わってくるため、できるだけ正確な値を用いる必要がある。過去に行った M7A および L20A でのパイロメータ計測にて、翼と同材の試料を用いて放射率の計測を行い、実機条件と同じ温度、波長、表面状態での放射率を調べており、今回もその値を用いた。

4.3 ポスト処理

パイロメータ計測のサンプリング周波数は 1MHz で、GGT1 段動翼の場合、計測点数は周方向 90、径方向 1500 となる。ポスト処理では、ロータの回転パルス信号とパイロメータ計測結果を同期させることにより翼を同定し、ミラー角度から翼面上の焦点位置を計算し、翼面の温度分布を得た。これらのポスト処理は社内開発した処理ソフトを用いて行った。

5. 計測結果

1 回目の試験にて図 3 の Pos.1 と Pos.2 で計測された GGT1 段動翼の翼温度分布を図 4 に示す。翼腹側の中央付近は Pos.1,2 のいずれからも計測されるが、温度の分布、レベルともほぼ同じものとなっている。また、プラットフォームや腹側、後縁で温度が低い領域は冷却孔の位置に対応している。これらのことから、Pos.1,2 のいずれにおいても計測およびデータ処理には問題がないことが確認できる。前縁部の背側において、Pos.1 と Pos.2 の温度が大きく異なる領域があるが、これは以下の理由によると推測される。Pos.1 の計測では、前縁部の背側に対する計測角度が非常に浅く、計測精度が悪い。また、焦点のスポット径は約 2mm のため、隣接する翼の温度の影響を受けている可能性が高い。したがって、前縁部の背側の温度を評価する際は、Pos.2 の計測結果を採用した。

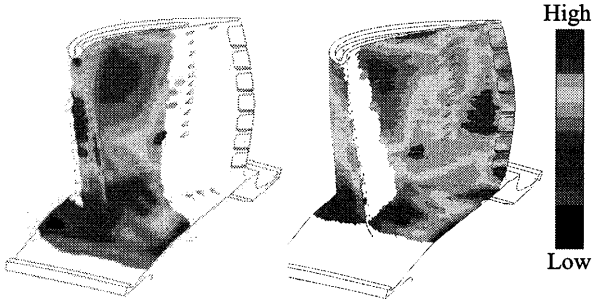


図 4　GGT1 段動翼 計測結果

計測結果は、妥当性をさらに評価するために

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

CHTflowにより行われたCHT解析の結果とも比較された。CHTflowは、ドイツのRWTH Aachenにより開発された熱流体解析ソフトで、図5に示すようにフィルム冷却空気を含む外部流れ、翼内面流れ、翼個体部での熱伝導を同時に解析するものである[4]。同ソフトは、L20Aの開発においても1段動翼の解析に用いられた実績がある[5]。

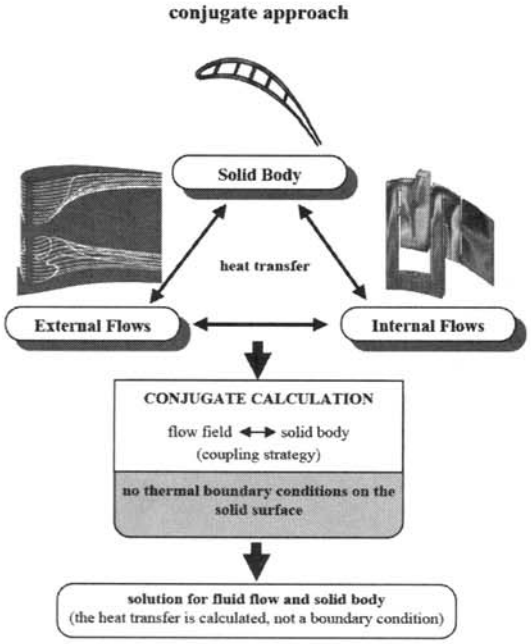


図5　CHTflow 解析

L30AのGGT1段動翼のCHT解析結果を図6に示す[6]。解析は、計算負荷低減のため前縁部とそれ以外の2つの領域に分けて行っており、翼内部のタービュレンス・プロモータはモデル化されていない。境界条件は設計値となっており試験条件とは異なるが、計測結果との定性的な比較は可能であると考えられる。

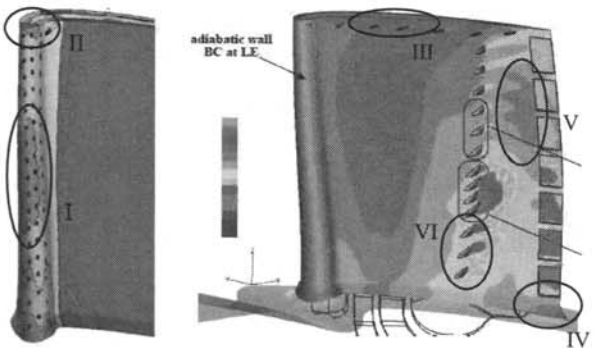


図6　GGT1段動翼 CHT解析結果

図4と図6を比較すると、いずれも前縁(I)、翼端(II,III)、後縁(IV)で温度が高くなっており、多くの一致点が見られる。計測結果では後縁の高温領域(V)が解析結果よりも内径側になっている。解析を行った後の設計変更により、実際の翼では(VI)に示す腹側フィルム孔が加工されておらず、これにより後縁内部のピンフィン部の流れが解析とは異なった可能性がある。また、腹側の前縁から中央付近にかけて、計測結果は他の部位より温度が大幅に低いのに対し、解析結果ではかなり高く、大きく異なっている。解析では前述の通り、翼内部のタービュレンス・プロモータがモデル化されていない。翼の中央付近はフィルム孔がなく、タービュレンス・プロモータによる対流冷却が支配的であるため、解析では温度がかなり高くなってしまったと考えられる。一方、翼前縁や翼端、後縁付近はフィルム空気やピンフィンによる冷却が支配的であるため、解析結果と計測結果が比較的よく一致している。全体としては、解析結果と計測結果はよく一致しており、このことからも計測が妥当であったことが確かめられた。

2回目の試験では、フィルム孔配置を変更した3種類の翼を1回目の設計翼とともに組み込んだ。また、計測結果を定量的に評価するためにサーモペイントを塗布した翼も組み込んだ。1回目の試験と同じ設計翼のサーモペイントとパイロメータの計測結果を図7に示す。図中の温度は、基準温度と計測温度との差を表している。サーモペイントは温度分解能が悪く、詳細な評価は困難であるが、それでもパイロメータの計測結果と似た分布で温度レベルも同程度となっていることから、パイロメータ計測結果は定量的にも正しく計測できていることが確認できる。

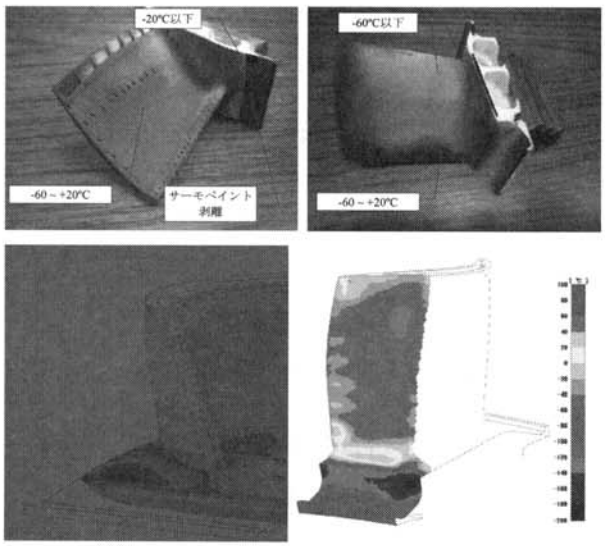
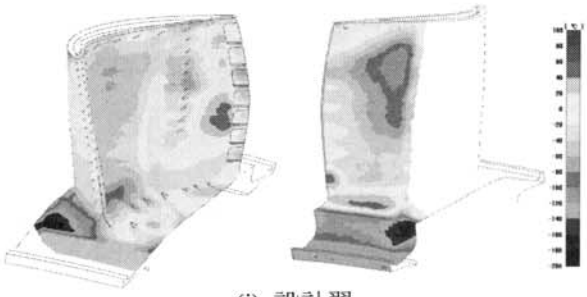


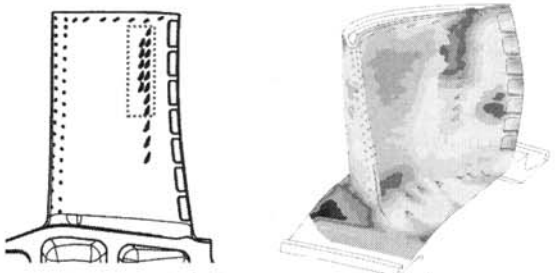
図7　GGT1段動翼 計測結果
（上：サーモペイント，下：パイロメータ）

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

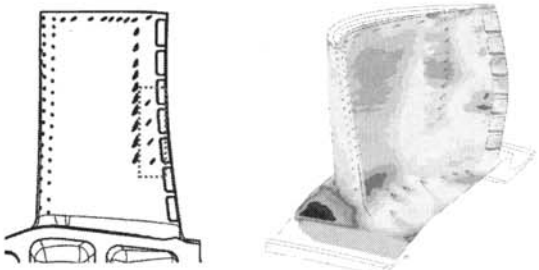
設計翼とフィルム孔の配置を変更した翼の計測結果を図 8 に示す。いずれも試験条件での計測結果を定格条件に補正してあるため、図 7 とは温度が異なっている。サーモペイントでは明確な違いが認められなかったので、その結果についてはここでは省略する。一方、パイロメータでは各タイプでフィルム孔の追加による温度低減効果が明確に捉えられている。これらの計測結果をもとに、量産翼の仕様を決定した。



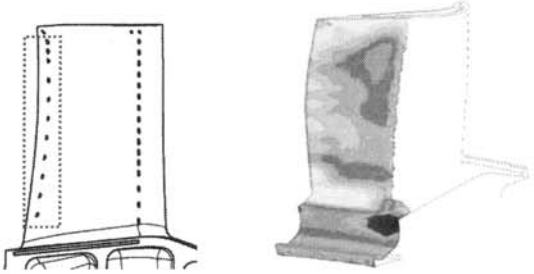
(i) 設計翼



(ii) 腹側にフィルム孔を追加



(iii) 腹側にフィルム孔を追加



(iv) 背側にフィルム孔を追加

図 8　GGT1 段動翼 計測結果

次に GGT2 段動翼の計測結果について述べる。翼は無冷却翼（中実）と 3 種類の冷却翼を用いた。冷却翼の冷却構造はすべて同じであるが、翼根部にある冷却空気供給孔の径を変えることにより、冷却空気量を変えている。サーモペイントは中実翼のみに適用した。サーモペイントとパイロメータの結果の比較を図 9 に示す。中実翼では翼面に大きな温度分布がないことと、サーモペイントの温度分解能が悪いことから、GGT1 段動翼と同様に詳細な温度分布は得られなかったが、パイロメータ計測結果と同程度の温度レベルとなっていることがわかる。各翼の計測結果を定格条件に補正したものを図 10 に示す。冷却空気量の違いにより温度低下量が異なることがはっきりとわかる。これらの結果をもとに、量産翼の仕様を決定した。

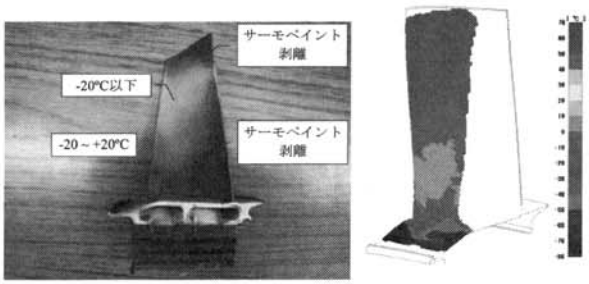
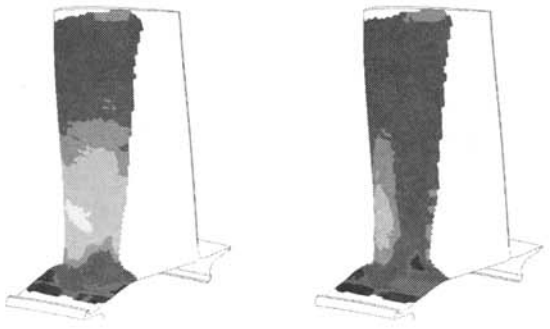
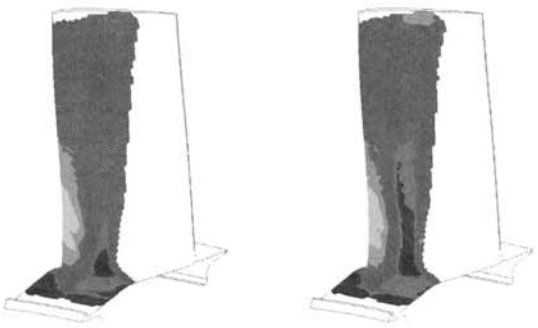


図 9　GGT2 段動翼 計測結果
（左：サーモペイント，右：パイロメータ）



(i) 無冷却　　(ii) 流量：少



(iii) 流量：中　　(iv) 流量：多

図 10　GGT2 段動翼 計測結果

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

PT1 段動翼の計測結果を図 11 に示す。無冷却であるが、翼端シュラウド部は前段ノズルからの冷却空気により冷却されており、この部位の温度を中心に計測した。また、シュラウド部に熱電対を施工し、テレメータを用いて温度計測も行った。熱電対の計測結果は-36℃となったが、パイロメータ計測結果でも同部位の温度は-40～-30℃となっており、よく一致している。また、計測結果は許容温度よりも大幅に低く、問題ないレベルであったためこのまま量産翼の仕様とした。

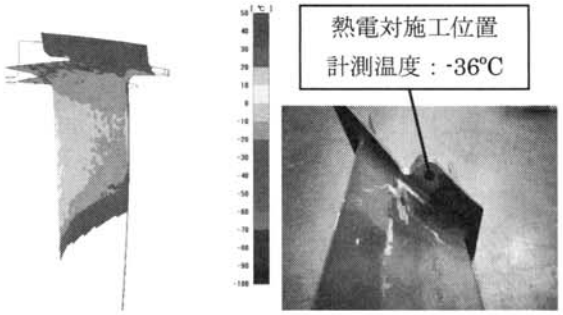


図 11　PT1 段動翼 計測結果
（左：パイロメータ，右：熱電対）

最後に 3 回目に行った GGT1,2 段動翼の量産仕様での計測結果を図 12,13 にそれぞれ示す。1B,2B のいずれも許容温度を大きく超える領域はなく問題ないレベルであることを確認した。

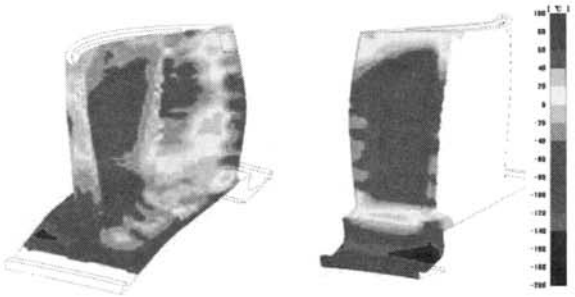


図 12　GGT1 段動翼 計測結果

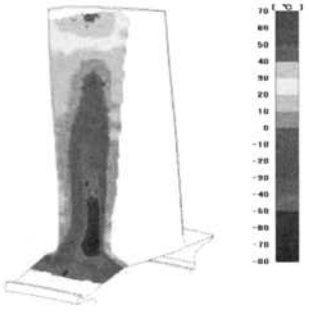


図 13　GGT2 段動翼 計測結果

5. 結論

川崎重工が新たにリリースした 30MW 級ガスタービン L30A の開発においては、タービン動翼の温度を計測するためにパイロメータを用いた。計測結果はサーモペイントや熱電対による計測結果と比較し、定性的にも定量的にもよく合っていることを確認した。また、パイロメータを使用することにより、サーモペイントや熱電対などの従来の計測方法に比べて、短期間で効果的に翼の温度を計測し、量産翼の仕様を決定することができた。パイロメータの取付部やシール部品は、L30A の量産機にも標準装備され、必要に応じて計測ができるようになっている。

参 考 文 献

1) R.Tanaka, et al, “DEVELOPMENT OF HIGH EFFICIENT 30MW CLASS GAS TURBINE, THE KAWASAKI L30A”, GT2012-68668.
2) T.Taniguchi, et al, “TEMPERATURE MEASUREMENT OF HIGH SPEED ROTATING TURBINE BLADES USING A PYROMETER”, ASME Paper GT2006-90247.
3) R.Tanaka, et al, “CONTINUING IMPROVEMENTS OF 20MW-CLASS GT KAWASAKI L20A”, ASME Paper GT2006-90394.
4) Bohn, D., Krüger, U., and Kusterer, K., 2001, "Conjugate Heat Transfer: An Advanced Computational Method for the Cooling Design of Modern Gas Turbine Blades and Vanes", Heat Transfer in Gas Turbines, eds. B. Sundén and M. Faghri, pp. 58-108, WIT Press, Southampton, UK.
5) Kusterer, K., Hagedorn, T., Bohn, D., Sugimoto, T., and Tanaka, R., 2006, "Improvement of a Film-cooled Blade by Application of the Conjugate Calculation Technique", ASME J. of Turbomachinery, 128, pp. 572-578.
6) N.Moritz, et al, “Conjugate Calculation of a Film Cooled Blade for Improvement of the Leading Edge Cooling Configuration”, IGTC2011-0086

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 40 回日本ガスタービン学会定期講演会（釧路）講演論文集，2012. 10

【研究報告】 B-1

可搬型ガスタービン発電機からの高温排熱の拡散性状に関する研究

* 有波裕貴（新潟大学）、赤林伸一（新潟大学）、石川真也（東北電力）、坂口淳（新潟県立大学）

Study on the diffusion of high temperature exhaust gas from the transportable gas turbine generator

*Yuki ARINAMI(Graduate School of Niigata Univ),Shin-ichi AKABAYASHI(Graduate School of Niigata Univ), Shinya ISHIKAWA(Tohoku Electric Power Co.,Inc) and Jun SAKAGUCHI(University of Niigata Prefecture)

ABSTRACT

Transportable gas turbine generator discharges more than 500 degree high temperature exhaust gas from 10 meters high chimney. It is worried that the high temperature exhaust gas affects environment surrounding the generator. In this paper, analysis about diffusion of high temperature exhaust gas using CFD and actual outside temperature of the generator circumference are reported. Diffusion of high temperature exhaust gas is hardly changed by difference of outside temperature. In the outside wind direction that the gas from the two generators overlaps mutually, the high temperature exhaust gas spreads relatively widely. The high temperature exhaust gas from generators affects extremely little influence above the near ground level. But the high temperature exhaust gas spreads relatively widely in the sky, so that the consideration for high-rises building on neighborhood is necessary.

Keywords: High temperature exhaust gas, Diffusion, Transportable gas turbine generator, Outside wind, Computational Fluid Dynamics

1 研究目的

電力は人類の生活にとって欠かせないエネルギーであるが、大規模な自然災害の影響により発電所の発電設備等が破損し、電力供給量の不足が懸念される。そこで、大型の可搬型ガスタービン発電機※1（以下、可搬型GT）により、一時的に電力の供給を行うことが考えられる。従来の火力発電所では、高さ約 200 mの煙突から100℃程度の排気を行うが、可搬型 GT では高さ約 10 m の排気塔から 500℃以上の排気が行われ、周辺環境への影響が懸念される。高温排熱の拡散性状を把握し、可搬型 GT を設置する際の周辺環境への影響評価を行う必要がある。

本研究では可搬型 GT を対象に、数値流体解析（CFD）を用いて外気温や外部風向・風速の相違による高温排熱の拡散性状の把握を行い、周辺環境に対する可搬型 GT からの高温排熱の影響評価を行う。更に、実在発電所内に設置された可搬型 GT 周辺の温熱環境実測を行い、数値流体解析結果の妥当性の検討を行うことを目的とする。

表１　排気塔単体モデルの CFD 解析条件

排気塔単体モデル					
解析case	1-1	1-2	1-3	1-4	1-5
外気温[℃]	39.1(新潟過去最高外気温)	-1.0	40.0		
排気風速[m/s]	38.0	41.3	36.4		
排気流量[m^3/s]	181.7	181.7	160.2		
排気温度[℃]	459.0	462.7	530.0		
外部風速[m/s]	流入：1/4乗則（基準高さ9,400mm） 流出：自由流出				
	0.01	30.0		10.0	20.0
風向	1風向	1風向			
メッシュ数	64(x)×46(y)×64(z)=188,416	76(x)×26(y)×76(z)=150,176			
乱流モデル	標準k-ε モデル				

表２　実在発電所内モデルの CFD 解析条件

実在発電所内モデル									
解析case	2-1	2-2	2-3	2-4	2-5	2-6	2-7	2-8	2-9
外気温[℃]	40.0								
排気風速[m/s]	36.4								
排気流量[m^3/s]	160.2								
排気温度[℃]	530.0								
外部風速[m/s]	流入:1/4乗則(基準高さ9,400mm) 流出:自由流出								
	6.0	9.0							
風向	北東	北	北東	東	南東	南	南西	西	北西
メッシュ数	164(x)×54(y)×143(z)=1,266,408								
乱流モデル	標準k-ε モデル								

2 研究概要

2.1 解析概要

表１に排気塔単体モデルの CFD 解析条件を、表２に実

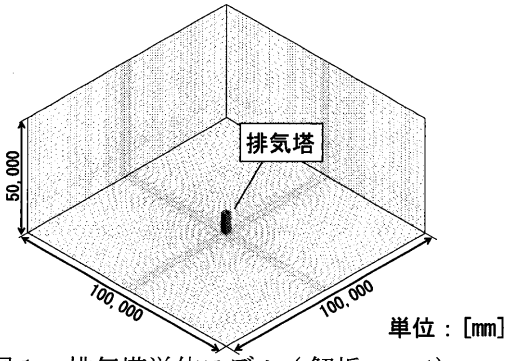


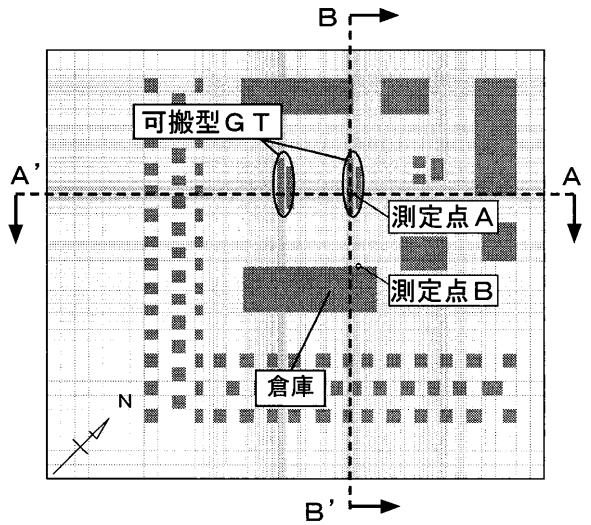
図１　排気塔単体モデル（解析 case1）

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

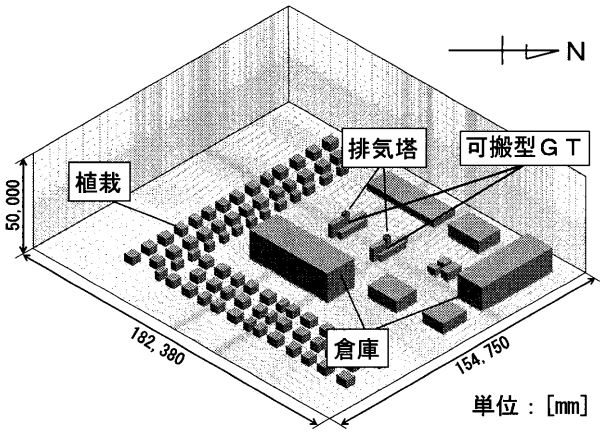
在発電所内モデルのCFD解析条件を、図１に排気塔単体モデルを、図２に実在発電所内モデルを示す。解析対象は排気塔（高さ9.4ｍ）のみをモデル化した排気塔単体モデルと実在発電所内に可搬型GTを２台設置した実在発電所内モデルとする。高温排熱の拡散性状の解析は標準ｋ－εモデルを用いた数値流体解析（CFD2000）により行う。先ず、排気塔単体モデルを対象に外気温を変化させて解析を行う。その結果を基に、実在発電所内モデルを対象として外部風向・風速を変化させて解析を行い、居住域付近の温度変化や高温排熱の周辺環境への到達範囲等の検討を行う。

2.2 実測概要

図２（ａ）に示す測定点A、測定点Bに熱電対を設置した測定用ポールを配置し、データロガーを用いて可搬型GT稼動時における周辺の温熱環境実測を行う。測定点Aでは地上1.1ｍ及び9.4ｍ～14.4ｍにおける計17点※2、測定点Bでは7.0ｍ～16.0ｍにおける計10点※3の外気温の測定を行う。更に、対象敷地の外部風向・風速、可搬型GTからの排気温度の測定を行う。これらの実測結果を基に解析条件を設定し、実在発電所内モデルにおいて解析を行い、実測結果と解析結果を比較する。



（ａ）平面図



（ｂ）モデルパース

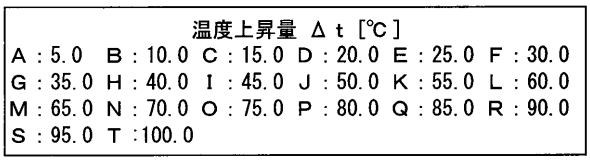
図２　実在発電所内モデル（解析 case2）

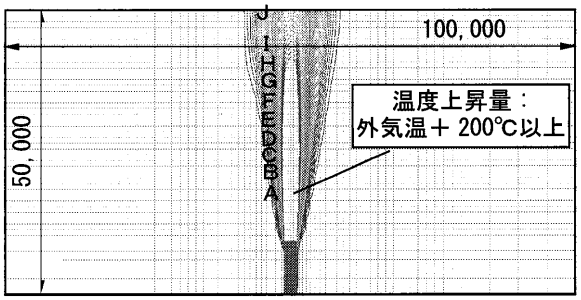
3 解析結果

3.1 排気塔単体モデル

3.1.1 無風状態（外部風速0.01m/s）における温度分布

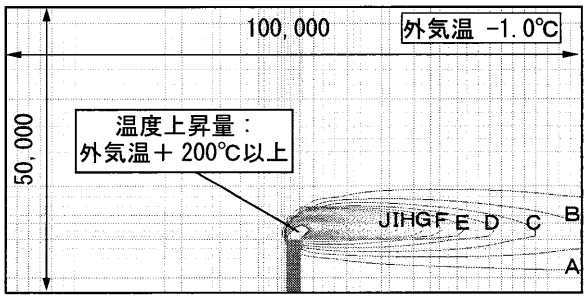
図３にほぼ無風状態（外部風速0.01m/s）における排気塔単体モデルの温度分布（排気塔中央断面）を示す。無風状態の場合、排気塔からの高温排熱はほぼ垂直に上昇し、地上付近及び排気塔直上以外の周辺の上空には殆



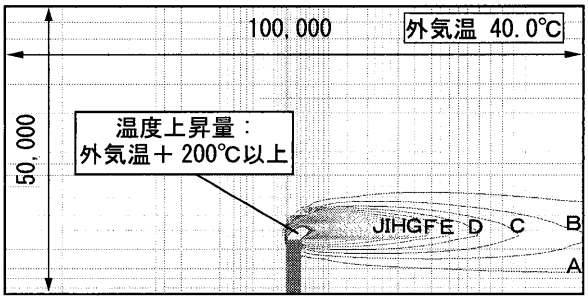


単位：[mm]

図３　無風状態（外部風速0.01m/s）における排気塔単体モデルの温度分布（排気塔中央断面）



（ａ）解析 case1-2（外部風速30.0m/s）



（ｂ）解析 case1-3（外部風速30.0m/s）

単位：[mm]

図４　外気温の相違による排気塔単体モデルの温度分布（排気塔中央断面）

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.204, 2025/07/04.

ど影響を及ぼさない。

3.1.2 外気温の相違による温度分布の比較

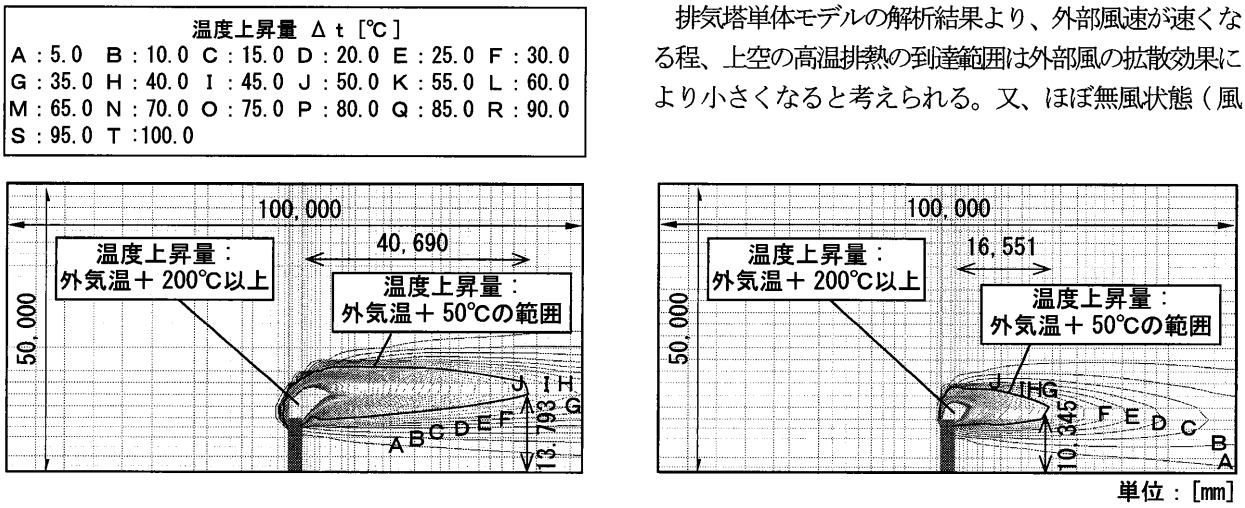
図４に外気温の相違による排気塔単体モデルの温度分布（排気塔中央断面）を示す。外部風速30.0m/sの場合、外気温の相違によって高温排熱の拡散性状には殆んど変化が見られない。外気温に対する温度上昇量により排熱の拡散性状を検討することが可能であると考えられる。

3.1.3 外部風速の相違による温度分布の比較

図５に外部風速の相違による排気塔単体モデルの温度分布（排気塔中央断面）を示す。外部風により高温排熱は風下側に倒れるようになびく。どちらの解析caseも地上付近への高温排熱の影響は外気温＋０～５℃程度と相対的に小さい。外気温＋50℃の範囲はcase1-4では上空約14ｍで排気塔から風下側へ約41m、case1-5では上空約10ｍで排気塔から風下側へ約17mまで到達する。外部風速が一定以上では、外部風の拡散効果の影響が大きくなり、上空での高温排熱の到達範囲は小さくなると考えられる。

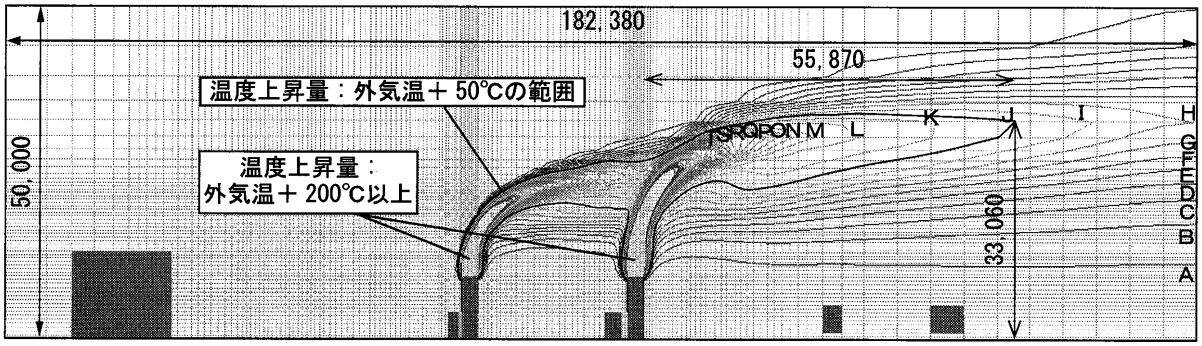
3.2 実在発電所内モデル

排気塔単体モデルの解析結果より、外部風速が速くなる程、上空の高温排熱の到達範囲は外部風の拡散効果により小さくなると考えられる。又、ほぼ無風状態（風

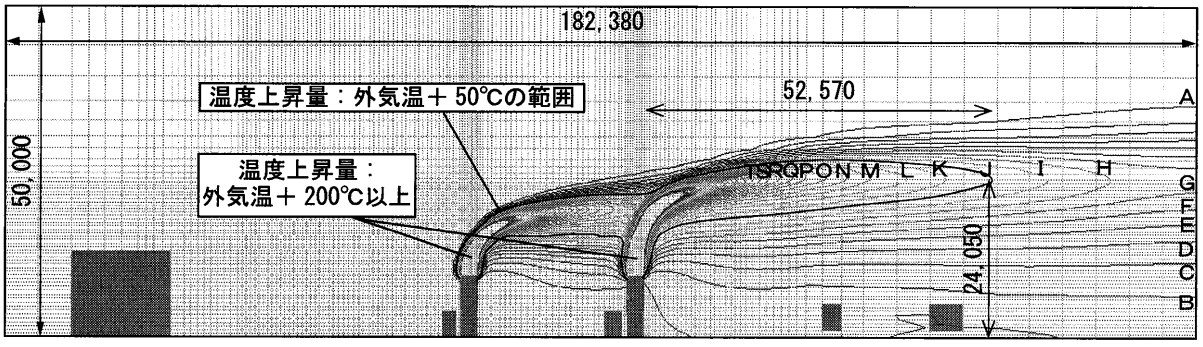


（ａ）解析case1-4（外部風速10.0m/s）　（ｂ）解析case1-5（外部風速20.0m/s）

図５ 外部風速の相違による排気塔単体モデルの温度分布（排気塔中央断面）



（ａ）解析case2-1 Ａ－Ａ’断面（風向北東・外部風速6.0[m/s]）



（ｂ）解析case2-3 Ａ－Ａ’断面（風向北東・外部風速9.0[m/s]）　単位：[mm]

図６　実在発電所内モデルの温度分布

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

速0.01m/s）の場合、高温排熱はほぼ垂直に上昇し、排気塔直上以外の周辺の上空には殆ど影響を及ぼさないことから、排気塔周辺の上空へ高温排熱の影響を最も大きく及ぼすのは、中程度の風速であると考えられる。

実在発電所内モデルでは、８風向の外部風速を9.0m/sとし、更に、風下側が発電所敷地外となる風向北東のみ外部風速6.0m/sを加えて解析を行う。図６に実在発電所内モデルの温度分布を示す。

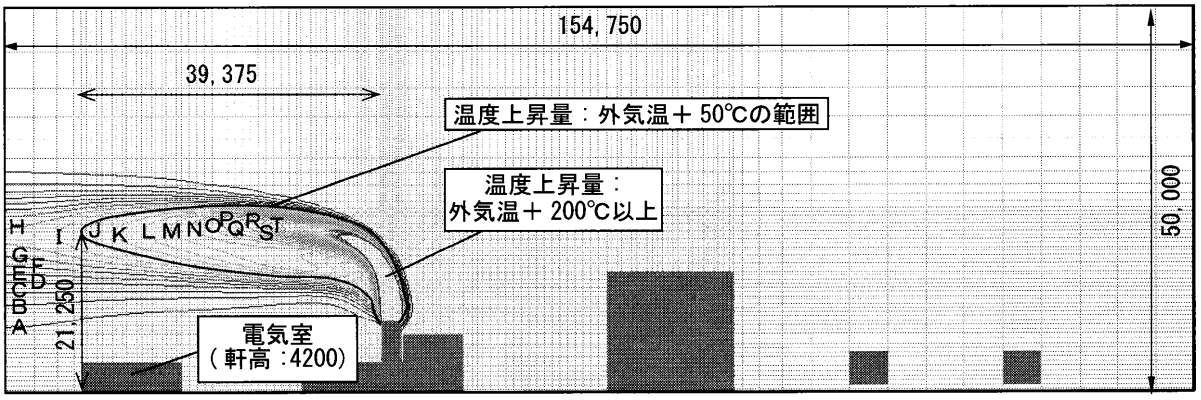
温度上昇量 Δt［℃］
A：5.0　B：10.0　C：15.0　D：20.0　E：25.0　F：30.0
G：35.0　H：40.0　I：45.0　J：50.0　K：55.0　L：60.0
M：65.0　N：70.0　O：75.0　P：80.0　Q：85.0　R：90.0
S：95.0　T：100.0

3.2.1　地上付近の外気温の変化

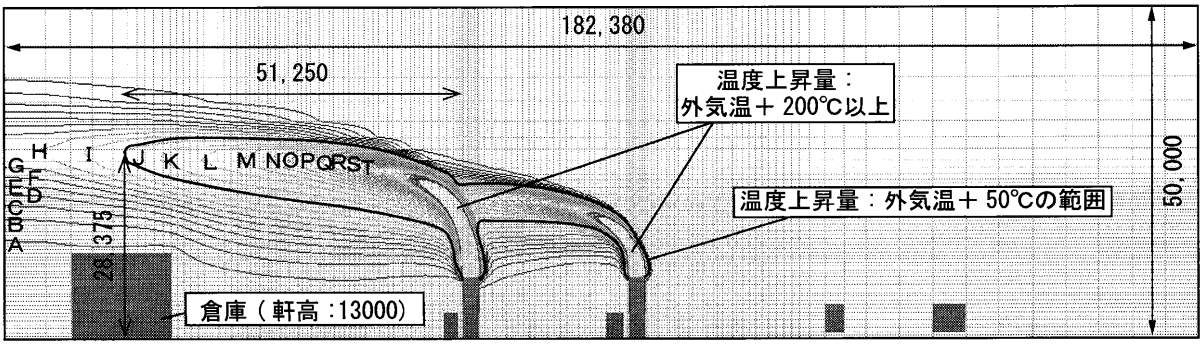
高温排熱による地上付近の外気温は外部風向・風速により変化するが、どの解析caseでも外気温に対する温度上昇量は＋０～５℃程度となり、上空と比較して相対的に小さい。

3.2.2　温度上昇量＋50℃の到達範囲の比較

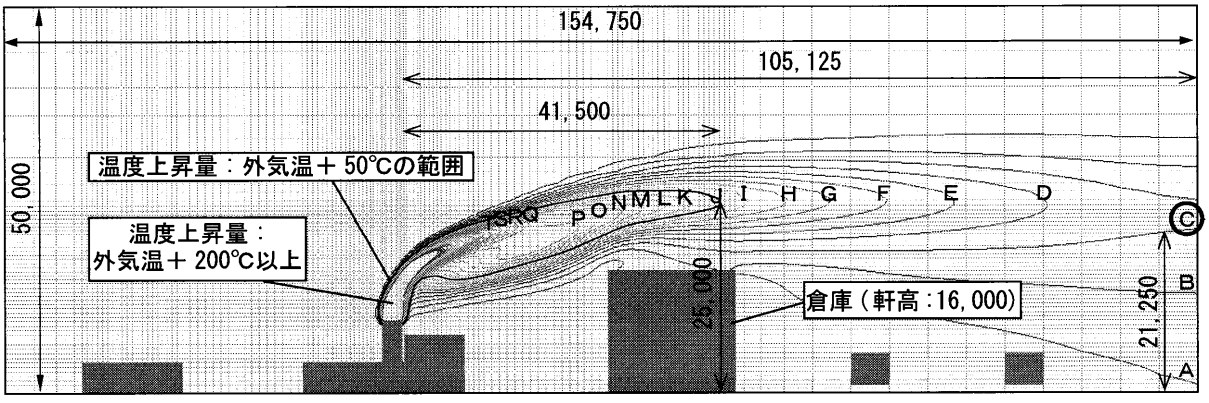
温度上昇量＋50℃の到達範囲を比較すると、風向が北東・外部風速6.0m/sの場合（case2-1）は上空約33ｍで風下側に約56ｍ、風向が北東・外部風速9.0m/sの場合（case2-3）は上空約24ｍで風下側に約53ｍ、風向が南東・外部風速9.0m/sの場合（case2-



（ｃ）解析case2-5　Ｂ－Ｂ’断面（風向南東・外部風速9.0[m/s]）



（ｄ）解析case2-7　Ａ－Ａ’断面（風向南西・外部風速9.0[m/s]）



（ｅ）解析case2-9　Ｂ－Ｂ’断面（風向北西・外部風速9.0[m/s]）

単位：[mm]

図６　実在発電所内モデルの温度分布

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.204, 2025/07/04.

5）は上空約 21 mで風下側に約 39 m、風向が南西・外部風速 9.0m/s の場合（case2-7）は上空約 28 mで風下側に約 51 m、風向が北西・外部風速 9.0m/s の場合（case2-9）は上空約 25 mで風下側に約 42 mとなる。

風向が北東（case2-1, 3）、南西（case2-7）では、可搬型 GT ２台からの高温排熱が重複する方向に流れるため、高温排熱が比較的広範囲に到達する。高温排熱が重複する風向が可搬型 GT を設置する地域の卓越風向と重ならないよう、設置計画段階で検討を行うが必要であると考えられる。

3.2.3 周辺環境への高温排熱の到達範囲

風向が北西・外部風速 9.0m/s の場合（case2-9）では温度上昇量＋ 15℃の範囲が上空約 21m（６階建て建築物は軒高約 24m）で風下側に約 105m まで到達する。夏季などでは電力需要量のピークと外気温のピークが重なる 13 時～ 15 時に発電を行うことが想定され、外気温 30℃＋温度上昇量 15℃＝ 45℃を超える熱風が比較的広範囲の可搬型 GT 周辺の上空や中高層建築物へ到達する可能性がある。地上付近への高温排熱の影響は相対的に小さいが、上空では周辺環境へ大きな影響を与えるため、可搬型 GT を設置する場合は周辺の中高層建築物等に対する環境影響評価が極めて重要である。

表３　実測値に基づく解析条件

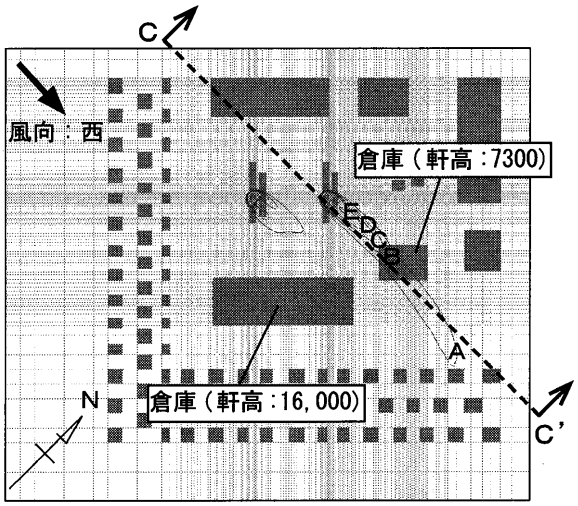
	実在発電所内モデル（実測条件）
外気温[℃]	8.0
排気風速[m/s]	32.6
排気流量[m^3/s]	143.4
排気温度[℃]	200.0
外部風速[m/s]	流入：1/4乗則（基準高さ9400mm）　流出：自由流出 18.9
風向	１風向（西）
メッシュ数	164(x)×54(y)×143(z)=1,266,408
乱流モデル	標準k-ε モデル

4 実測結果

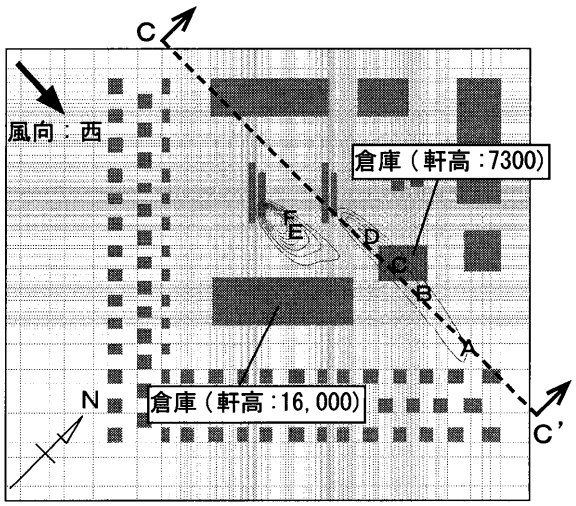
4.1 実測結果

測定期間は可搬型 GT が実際に稼動[※4]した 2011 年 12 月 22 日とする。測定期間のうち比較的外部風向・風速の変動が少ない時間帯 10 分間を解析対象とし、この間の外気温、外部風向・風速の平均値を CFD の解析条件とする。更に、可搬型 GT の稼動データから、排気温度・

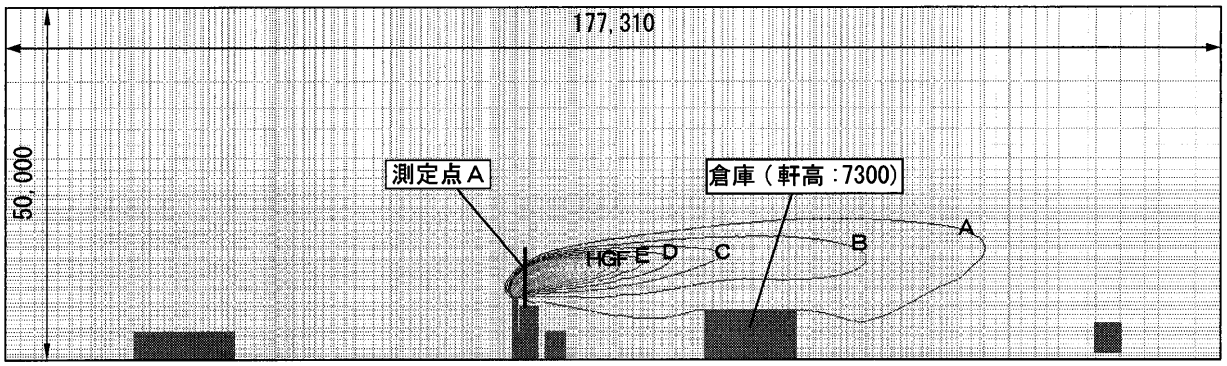
温度上昇量 Δt［℃］
A：5.0　B：10.0　C：15.0　D：20.0　E：25.0　F：30.0
G：35.0　H：40.0　I：45.0　J：50.0　K：55.0　L：60.0
M：65.0　N：70.0　O：75.0　P：80.0　Q：85.0　R：90.0
S：95.0　T：100.0



（ａ）高さ 10[m] 平面



（ｂ）高さ 16[m] 平面



（ｃ）Ｃ－Ｃ’断面

単位：[mm]

図７　実在発電所内モデルの温度分布（実測条件）

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

排気風速を設定する。表３に実測値に基づく解析条件を示す。

4.2 実測条件による解析結果

図７に実在発電所内モデルの温度分布（実測条件）の解析結果を示す。今回の実測では、測定対象の可搬型GTが定格出力以下で稼動しているため排気温度が低く、排気風速も遅い。又、外部風速が18.9m/sと速いため、高温排熱は外部風によって拡散し、地上付近及び上空では周辺環境への影響は小さいと考えられる。

4.3 実測結果と解析結果の比較

図８に測定点Aにおける実測結果及び解析結果の温度分布を示す。実測結果と解析結果は、ほぼ相似形の温度分布となる。各測定点における温度を比較すると、解析結果の方が実測結果に比較して外気温に対する温度上昇量が平均23℃程度低いが、解析結果は概ね妥当であると考えられる。

今回の解析対象は周囲から約15m以上の高台にあり、対象の約100m周辺にはモデル化を行ったもの以外に中高層建築物が無いため、実測結果としても問題ない温熱環境となっている。しかし、外部風速・風向や発電設備・機械の設置条件により高温排熱の影響が発生することが考えられ、機器設置前に周辺に対する環境影響評価を行うことは極めて重要である。

5 まとめ

①無風状態の場合、排気塔からの高温排熱はほぼ垂直に上昇し、地上付近及び排気塔直上以外の周辺の上空には殆ど影響を及ぼさない。

②外気温の相違によって高温排熱の拡散性状には殆んど変化が見られず、外気温に対する温度上昇量により排熱の拡散性状を検討することが可能であると考えられる。

③最も排気塔周辺の上空へ高温排熱の影響を大きく及ぼす風速は、9.0m/s程度の風速であると考えられる。

④可搬型GT２台からの高温排熱が重複する風向では、高温排熱が比較的広範囲に到達する。

⑤高温排熱が重複する風向が可搬型GTを設置する地域の卓越風向と重ならないよう、設置計画段階で検討を行う必要がある。

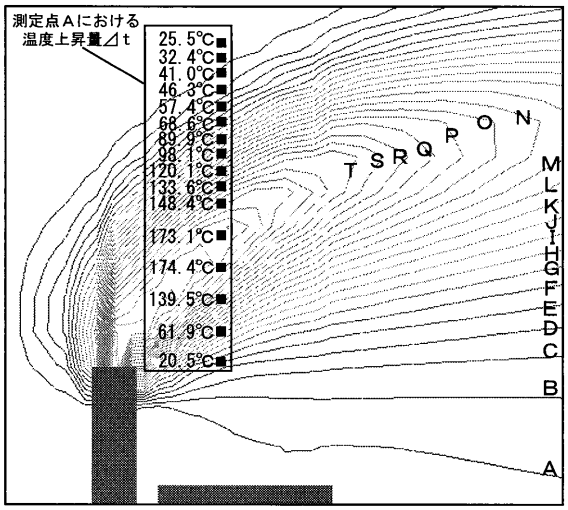
⑥実測結果と解析結果はほぼ相似形の温度分布になるが、解析結果の方が実測結果に比べて温度上昇量が平均約23℃低い。

⑦可搬型GTからの高温排熱による地上付近への影響は極めて少ないが、上空（高さ約20m以上）では高温排熱が比較的広範囲に到達するため、周辺の中高層建築物に対する配慮が必要である。

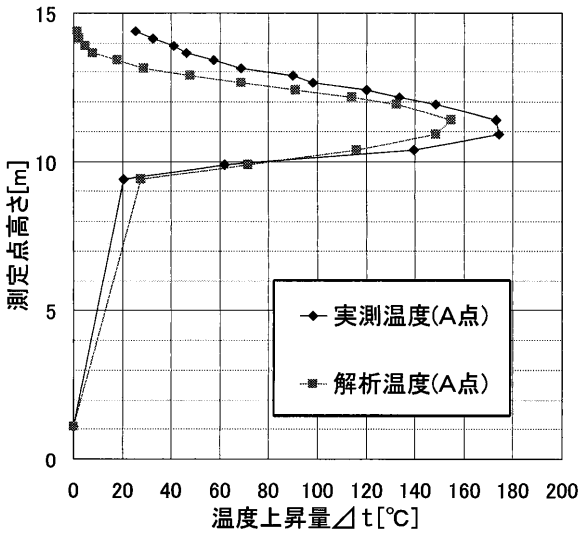
⑧外部風速・風向や発電設備・機械の設置条件により高温排熱の影響が発生することが考えられ、機器設置前に周辺に対する環境影響評価を行うことは極めて重要である。

温度上昇量 Δt [℃]

A：5.0	B：10.0	C：15.0	D：20.0	E：25.0	F：30.0
G：35.0	H：40.0	I：45.0	J：50.0	K：55.0	L：60.0
M：65.0	N：70.0	O：75.0	P：80.0	Q：85.0	R：90.0
S：95.0	T：100.0				



（ａ）上下方向の実測結果と解析結果の温度分布



（ｂ）実測結果と解析結果の比較

図８　測定点Aにおける実測結果及び解析結果の温度分布

脚注

※１　発電機の定格出力は2.5万kW。

※２　測定点Aにおける測定点高さは、1.1、9.4、9.9、10.4、10.9、11.4、11.9、12.15、12.4、12.65、12.9、13.15、13.4、13.65、13.9、14.15、14.4mとする。

※３　測定点Bにおける測定点高さは、7.0、8.0、9.0、10.0、11.0、12.0、13.0、14.0、15.0、16.0mとする。

※４　測定時の発電機の平均出力は約5,000kW（定格出力の約20%）。

【参考文献】

１）社団法人日本建築学会　「市街地風環境予測のための流体数値解析ガイドブック－ガイドラインと検証用データベース－」　2007年

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 40 回日本ガスタービン学会定期講演会（釧路）講演論文集，2012.10

【研究報告】 B-2

翼端隙間を考慮した動静翼列における着氷シミュレーション

*林　亮輔（東理大院），鈴木　正也（JAXA），山本　誠（東理大），室岡　武（IHI）

Icing Simulation of Rotor-Stator Cascade Considering Tip Clearance

*Ryosuke HAYASHI (Tokyo University of Science), Masaya SUZUKI (JAXA),
Makoto YAMAMOTO (Tokyo University of Science) and Takeshi MUROOKA (IHI)

ABSTRACT

Ice accretion is a phenomenon where super-cooled water droplets impinge and accrete on a body. It occurs frequently on airplanes, windmills and conductor cables. In particular, when ice layer is formed on an aircraft wing, it affects on the aerodynamic performance by increasing drag and reducing lift, and it may cause a serious accident. On a jet engine, ice accretion disturbs the inlet flow, and separated ice pieces can damage to the compressor and the casing, which leads to the severe performance degradation. There have been several accidents due to ice accretion. Therefore, the estimation of ice accretion is necessary to avoid accidents. In this study, the authors simulate icing phenomena in rotor-stator cascade considering rotor tip clearance. The numerical results indicate that the leakage vortex generated by the tip clearance changes the flow field and droplet motions, and consequently the changes makes accreted ice on the stator vane surface decrease.

Key words: Ice Accretion, Rotor-Stator Interaction, Tip Clearance, Leakage Vortex

1. 諸言

着氷現象とは，大気中の過冷却液滴が固体表面に衝突し，その衝突面に氷層を形成する現象である．その発生場所は，航空機や風車，電線など多岐に渡る．特に，航空機に関しては，主翼における翼性能の低下やストール，ジェットエンジンにおける作動効率の低下や翼から離脱した氷による機械的損失など，深刻な問題になっている．加えて，これらに起因する航空機事故が後を絶たない．

航空機において発生する着氷現象は，このような大規模な損害をもたらす．主翼の着氷に関しては，防氷装置や除氷装置の開発により，この問題は解決されつつある．しかし，ジェットエンジンにおいては，このような装置の設置が困難なため，着氷し難い翼を設計することが現在可能な対策の主流となっている．この翼設計のためには着氷予測が必要であり，実験的・数値的側面から研究開発が進められている．しかしながら，着氷発生のメカニズムには未だに解明されていない事象が数多く存在するため，着氷現象の再現は非常に興味深い．

ジェットエンジンの主な着氷箇所は，ノーズ・コーン，動翼，静翼，低圧コンプレッサ，スピリッターなどである(図1参照)．過去の研究では各々の要素が独立して解析されているが，本研究では動静翼列を対象に要素間の干渉問題を取り扱う．川上ら[1]が行った先行研究ではチップ・クリアランスが無視されているが，チップ・クリアランスによる生じる翼端漏れ流れは，静翼側の流れ場及び着氷現象に多大な影響を及ぼすことが予測される．従って，本研究ではチップ・クリアランスを考慮して翼端漏れ流れを再現し，翼端漏れ流れが静翼側の流れ場及び着氷形状に及ぼす影響を調査することを目的とする．

2. 着氷計算手法

本研究で用いる着氷計算手法を以下に示す．

(1) 流れ場を計算する．
(2) 液滴軌道計算により翼面の液滴衝突特性を得る．
(3) 熱力学計算により翼面の着氷量を得る．

2.1 流れ場計算

流れ場は三次元圧縮性乱流場と仮定する．支配方程式として，ファーブル平均を施した質量・運動量・エネルギの各保存式を用いる．これらは，非粘性項を Yee-Harten[2]の二次精度風上型 TVD スキーム，粘性項を二次精度中心差分により離散化される．時間進行に関しては，時間刻みの制約を緩和するため LU-ADI 法[3]を用いる．乱流モデルには，Kato-Launder 修正を施した k-ε モデル[4]を採用する．

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

2.2 液滴軌道計算

液滴軌道計算は，翼面における衝突特性を得るために行われる．計算にはラグランジュ的手法を用い，液滴にかかる力は，抗力・遠心力・コリオリ力とし，重力は考慮しない．また，液滴は完全な球形と仮定し，衝突・変形・合体・分裂は無視しており，流れ場に影響を及ぼさない(One-Way Coupling)．支配方程式には以下に示す簡易化されたB-B-O方程式を用いる．

$$\frac{d\vec{U}_w}{dt} = \frac{3}{4} C_D \frac{\rho_f}{\rho_w} \frac{1}{d_w} \vec{U}_r \left|\vec{U}_r\right| - \left\{2\vec{\Omega}\times\vec{U}_w - \vec{\Omega}\times\left(\vec{\Omega}\times\vec{r}_w\right)\right\} \tag{1}$$

ここで，U_wは液滴の速度，U_r気体と液滴の相対速度，d_wは液滴径，ρ_f とρ_wは気体と液滴の密度である．右辺第二項は遠心力とコリオリ力を表し，Ωは回転速度，r_wは液滴の半径位置である．C_Dは抗力係数であり以下の式のようになる．

$$C_D = \frac{24}{\mathrm{Re}_w}\left(1 + 0.15\,\mathrm{Re}_w^{\,0.687}\right) \tag{2}$$

2.3 熱力学計算

熱力学計算には，ステファン問題に基づいて構築されたExtended Messingerモデル[5]を用いる．このモデルは，以下に示す氷と水の層における熱伝導方程式・質量保存式・氷と水の界面における相変化の条件式によって支配される．

$$\frac{\partial T_i}{\partial t} = \frac{k_i}{\rho_i C_{pi}} \frac{\partial^2 T_i}{\partial y^2} \tag{3}$$

$$\frac{\partial T_w}{\partial t} = \frac{k_w}{\rho_w C_{pw}} \frac{\partial^2 T_w}{\partial y^2} \tag{4}$$

$$\rho_i \frac{\partial B_i}{\partial t} + \rho_w \frac{\partial B_w}{\partial t} = m_{im} + m_{in} - m_{e,s} \tag{5}$$

$$\rho_i L_F \frac{\partial B_i}{\partial t} = k_i \frac{\partial T_i}{\partial y} - k_w \frac{\partial T_w}{\partial y} \tag{6}$$

ここで，T_iとT_wは氷層と水膜の温度，B_iとB_wは氷層と水膜の厚さ，k_iとk_wは氷と水の熱伝導率，C_{pi}とC_{pw}は氷と水の定圧比熱，m_{im}，m_{in}，$m_{e,s}$は各々，検査体積内における衝突液滴，ランバック，昇華（蒸発）における質量流束である．ρ_iは氷の密度であり，霧氷時はρ_g，雨氷時はρ_iとなる．L_Fは固化による潜熱，yは壁面からの距離である．式(3)-(6)は四段階ルンゲ・クッタ法により時間積分される．各モデル・パラメータを表1に示す．

3. 着氷計算手法

3.1 計算対象及び計算格子

本研究で対象とする翼列を図2に示す．この翼列は全周で動翼30枚，静翼60枚から成るが，周期性を考慮し，動翼1枚と静翼2枚についてのみ解析する．計算格子はマルチブロック法および重合格子法に基づき，図3(a)の流路部におけるメイング

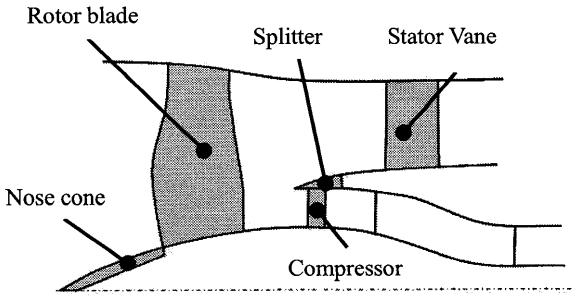


Fig. 1 Icing Area of Jet Engine (Shaded)t

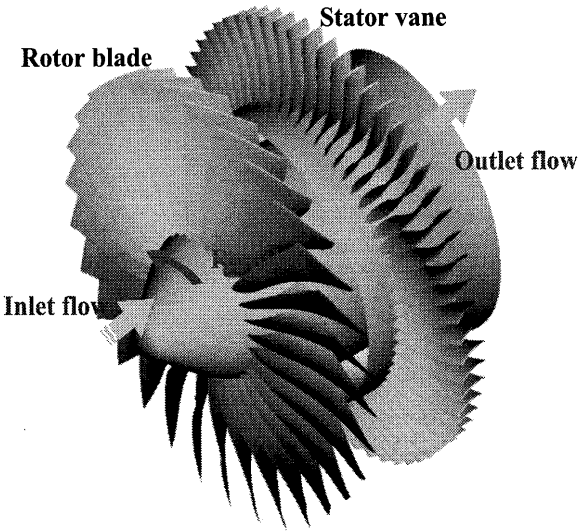


Fig. 2 Computational Target

Table 1 Parameter of Extended Messinger Model

Specific heat of ice C_{pi}	[J/kg K]	2050
Specific heat of water C_{pw}	[J/kg K]	4218
Thermal conductivity of ice k_i	[W/m K]	2.18
Thermal conductivity of water k_w	[W/m K]	0.571
Latent heat of solidification L_F	[J/kg]	3.344×10^5
Density of rime ice ρ_r	[kg/m^3]	880.0
Density of glaze ice ρ_g	[kg/m^3]	917.0
Density of water ρ_w	[kg/m^3]	1000

Table 2 Computational Conditions

Rotating tip speed	[m/s]	300
Inlet Mach number		0.44
Inlet total pressure	[MPa]	0.1013
Inlet total temperature	[K]	253.15
LWC (Liquid water content)	[g/m^3]	1.0
MVD (Median volume diameter)	[μm]	20, 50
Exposure time	[s]	3.0

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

リッド，図3(b)の翼周り部におけるサブグリッドを用いる．さらに，図3(c)に示すサブグリッドを用いて，チップ・クリアランス領域を正確に再現する．総格子点数は，約 3,050,000 点である．

3.2 計算条件及び境界条件

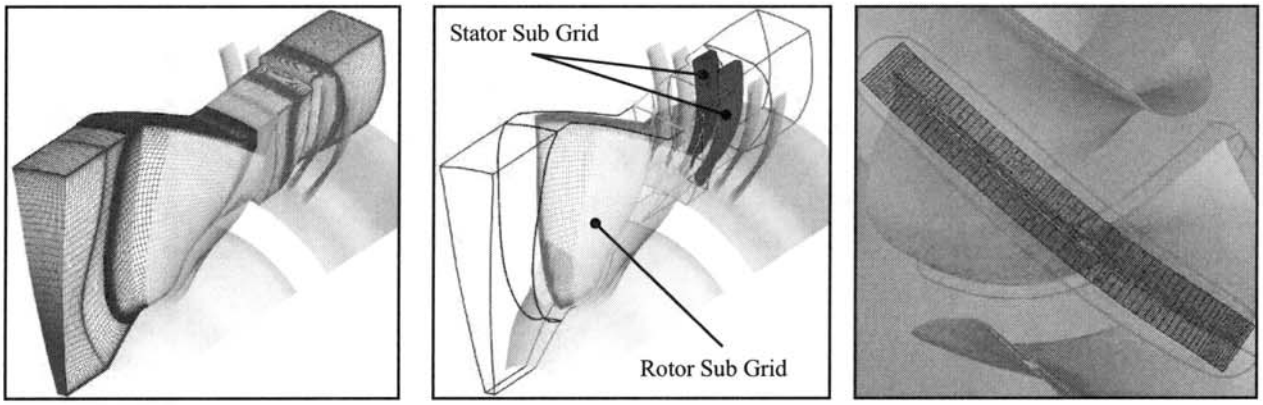
流れ場と着氷の計算条件を表2に示す．平均水滴径(*MVD*)の大きさの水滴を 4,000,000 個投入した後，衝突量を空気中の水分含有量(*LWC*)に合わせて比例的に算出することによって収集効率を求めている．流入境界では全温・全圧を固定，マッハ数を外挿とし，流出境界では静圧固定，その他を外挿とする．壁面では，滑りなし・断熱・壁関数条件を課す．また，ピッチ方向は周期境界条件とする．

これらの計算をチップ・クリアランスありの場合(w/ T.C.)とチップ・クリアランスなしの場合(w/o T.C.)の 2 ケース行う．

4. 結果及び考察

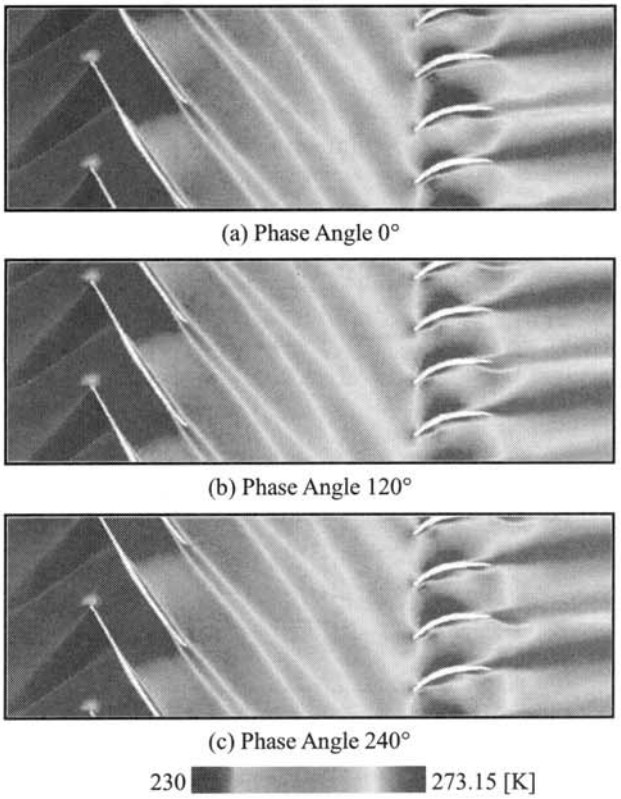
4.1 流れ場

チップ・クリアランスを考慮した場合における，動翼 95%スパンの静温分布を図4に示す．(a)は位相角 0°，(b)は位相角 120°，(c)は位相角 240°である．動翼においては，前縁付近の衝撃波により低温領域(約 228 K)が形成されており，後流の高温領域(約



(a) Main Grid at Passage　(b) Sub Grid around Blade　(c) Sub Grid at Tip Clearance

Fig. 3　Computational Grids

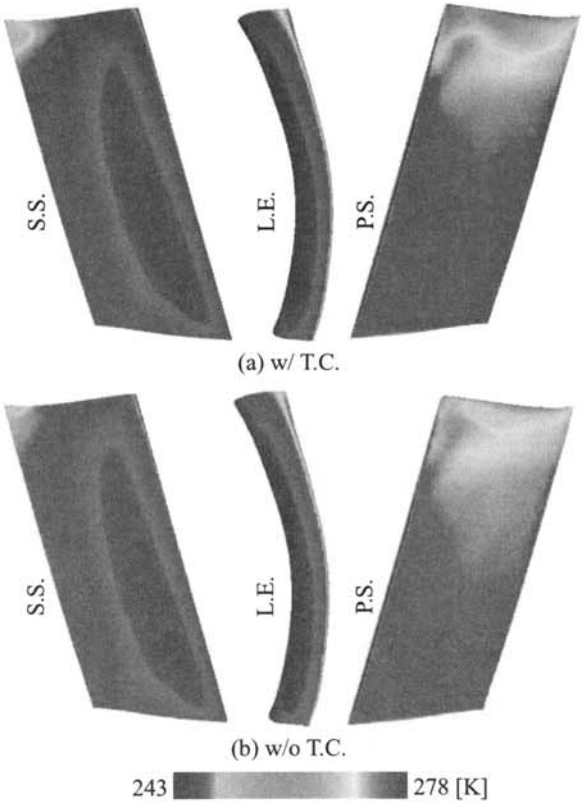


(a) Phase Angle 0°

(b) Phase Angle 120°

(c) Phase Angle 240°

Fig. 4　Static Temperature at 95% Rotor Span



(a) w/ T.C.

(b) w/o T.C.

Fig. 5　Static Temperature on Stator Surface

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

271 K)が静翼側へ流入する．動翼後流の高温流れは静翼前縁に衝突し，静翼正圧面側はさらに高温になる(約 274 K)．

このように，静翼は動翼の影響を受け，流れ場は非定常的に変化する．動翼では，いずれの位相角においても定常的な流れであり，静翼の影響はほとんど受けない．

図5に静翼表面における静温分布を示す．(a)はチップ・クリアランスありの場合，(b)はチップ・クリアランスなしの場合である．チップ・クリアランスありの場合では，静翼チップ側の正圧面と後縁付近において，高温領域の拡大が確認された．本研究では，両ケースの流量を同値にするために，チップ・クリアランスありの場合の静翼側固定背圧を約 9.0%高く設定している．これにより，チップ・クリアランスありの場合の高温領域が拡大した．

4.2 収集効率及び着氷量

MVD が 20 μm の場合における静翼表面の収集効率分布を図6に示す．チップ・クリアランスの影響

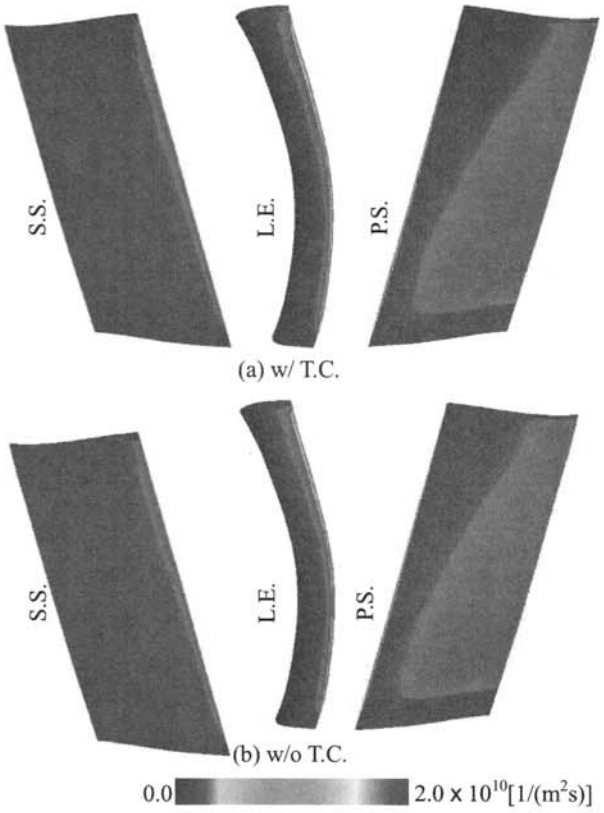


Fig. 6 Collection Efficiency Stator Surface

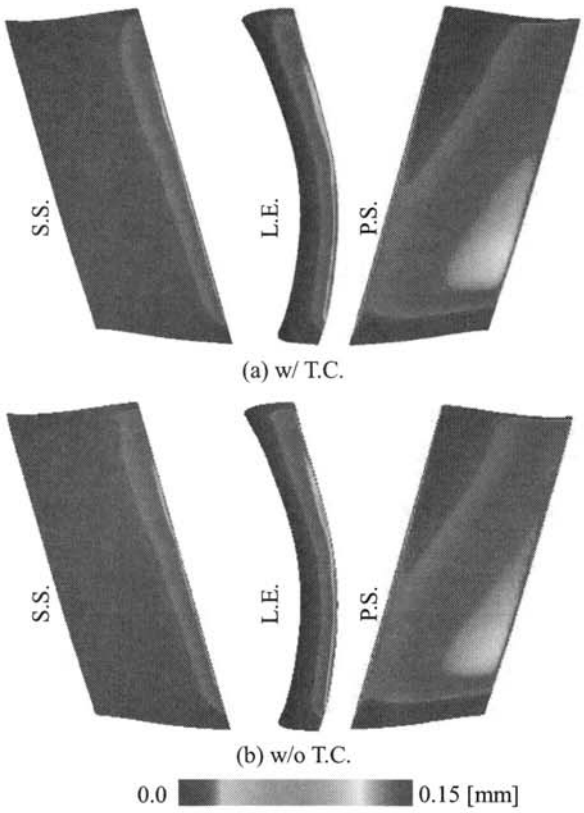
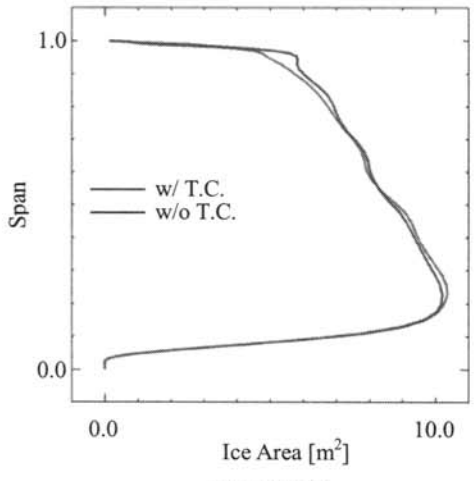
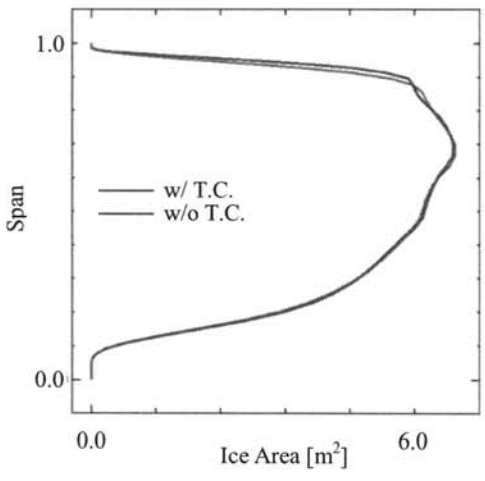


Fig. 7 Ice Thickness on Stator Surface



(b) MVD 20 μm



(b) MVD 50 μm

Fig. 8 Ice Area at Whole Span Section

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

による，静翼チップ側における収集効率の減少が微少ではあるが確認された．これは，翼端渦によりチップ側の流れが変化したからであり，MVD が 50 μm の場合においても同様である．

図7に静翼表面の氷層厚さ分布を示す．着氷領域は図6に示した収集効率分布と同じようになっている．チップ側では，液滴が衝突しても静温が高いため氷層は薄くなる．静翼チップ側の負圧面前縁付近において，チップ・クリアランスの影響による着氷領域の減少が確認できる．これは，MVD が 50 μm の場合においても同様である．しかし，前述したように静翼チップ側の氷層は薄くなるので全体の着氷量から見積もると，その影響は微少である．

静翼におけるスパン方向の着氷量の変化を図8に示す．(a)は MVD が 20 μm の場合，(b)は MVD が 50 μm の場合である．両ケースにおいて，チップ・クリアランスの影響によるチップ側での着氷量の減少が確認できる．しかし，これは MVD が 20 μm の場合で 0.57%，50 μm の場合で 1.22%であるのでほとんど変わらない．

5. 結言

ジェットエンジン動静翼列の着氷現象に関するチップ・クリアランスの影響を数値的に調査した．本研究により得られた知見を以下に示す．

(1) チップ・クリアランスは静翼チップ側の静温に影響を及ぼす．
(2) チップ・クリアランスは静翼チップ側の収集効率を減少させる．
(3) 静翼チップ側は氷点以上であるため，静温分布や収集効率のチップ・クリアランスによる変化は，着氷現象にはほとんど影響を及ぼさない．

参 考 文 献

1) Hayashi, R., Kawakami, K., Suzuki, M., Yamamoto, M., Shishido, S., Murooka, T., Miyagaw, H.: Numerical Simulation of Icing Phenomena in Fan Rotor/Stator Interaction Field, Proceedings of the 11th International Gas Turbine Congress (2011).
2) Yee H. C.: Upwind and Symmetric Shock-Capturing Schemes, NASA-TM-89464 (1987).
3) Kato M., Launder B. E.: The Modeling of Turbulent Flow around Stationary and Vibrating Square Ccylinder, Proceedings of the 8th Symposium on Turbulent Shear Flows, 10-4-1-10-4-6 (1993).
4) Fujii K., Obayashi S.: Practical Application of Improved LU-ADI Scheme for The Three-Dimensional Navier-Stokes Computations of Transonic Viscous Flows, AIAA Paper, 86-0513, 1986, also AIAA J., 25, 369-370 (1987).
5) Ozgen S., Canibek M.: Ice Accretion Simulation on Multi-Element Airfoils using Extended Messinger Model, Heat and Mass Transfer, 45, 305-322 (2009).

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 40 回日本ガスタービン学会定期講演会（釧路）講演論文集，2012.10

【研究報告】 B-3

流体-構造連成法による多自由度翼列フラッターの数値解析

*立石　敦（東大院），渡辺　紀徳，姫野　武洋，井上　智博（東大）

Multimode Cascade Flutter Analysis using Fluid-Structure Interaction Simulation

*Atsushi TATEISHI (School of Engineering, Univ. of Tokyo),
Toshinori WATANABE, Takehiro Himeno and Chihiro INOUE (Univ. of Tokyo)

ABSTRACT

New multimode cascade flutter analysis method for light weight blade was developed. This method identifies all aeroelastic eigenvalues and modal shapes of whole vibrating cascade system from time histories of FSI simulation. Also it is applicable regardless of the derivation of the equation of motion. The numerical results are presented for two degrees of freedom cascade model. Statistical uncertainty of identified aeroelastic modes was sufficiently small when initial disturbances were introduced adequately. It was shown that aeroelastic stability was deteriorating with decrease in mass ratio. It was also observed that pitching motion was coupled with heaving motion by aerodynamic interaction, and caused decrease in aerodynamic damping.

Key words: Vibration, Aeroelasticity, Flutter, Light-weight structure, Fluid-Structure Interaction

1．はじめに

航空機の翼・外板・プロペラ・ファンブレード等の高速気流中で作動する流体機械では，フラッターという発散的な自励振動が発生することがあるため，設計時には適切な発生防止策が求められる。一般にフラッターを回避するためには十分な剛性を付与すればよいが，軽量化が求められる航空用機器では重量増加につながるため好ましくない。したがって，機器の設計段階において極限的な軽量化と構造成立性を両立するためには，フラッターを適切に予測する技術が必要不可欠である。

近年の高バイパス比航空用エンジンでは，ファン翼の大型化に伴う重量増加を緩和するため，翼の設計においては複合材料や中空構造が適用されている[1]。このような構造は，翼部の軽量化・低剛性化が促進されるため，翼の変形や振動を予測するには，流体-構造間の力学的相互作用を考慮した方法を用いる必要がある。

これまで翼列フラッター現象は，翼の単一の自由振動モードに近い形で発現すると言われていた。これは，翼列を構成する翼の質量が十分大きい仮定の上では，自由度間の空力干渉が無視できるためである[2]。しかし，高負荷・軽量な翼構造では，振動モード間の空力的干渉が翼振動特性に影響を与えるため，翼間およびモード間の空力干渉を考慮したフラッター解析が必要となる。

以上の背景のもと，本研究では軽量翼構造を有する翼列のフラッター現象を適切に予測する手法の開発，および翼の軽量化を実現するための空力弾性的設計指針を獲得することを目指している。

本報では，翼構造を軽量化した際の，モード間空力干渉に起因する翼振動特性およびフラッター特性の変化を調べるため，流体と構造の双方の影響を考慮した解析が行える流体-構造連成法を用いて，翼質量を変化させた際にねじりと並進の 2 自由度を持つ翼列の振動特性がどのように変化するかを調査した結果について報告する。

2．基礎式および解析法

2.1　空力弾性方程式

力学的平衡点まわりの翼列の運動方程式は，平衡点まわりの微小変形の仮定のもと，i 番目の翼に対し変位を u とし一般に次の形で書ける。

$$M\ddot{u}^i + Ku^i = F^i(r_0 + u, \dot{u}) - F^i(r_0, 0) \quad \cdots\cdots(1)$$

ここに，左辺は慣性力と弾性力，右辺は平衡点まわりの変動空気力を表している。また，上付き文字は i 番目の翼に対するものを表している。変動空気力を翼列内における各翼の変位，速度に対して線形展開し，翼振動モード変位 q で表示することで，式(2)，(3)を得る。

$$M\ddot{u}^i + Ku^i = \sum_{j=1}^{N_b}\left[\frac{\partial F^i}{\partial u^j}u^j + \frac{\partial F^i}{\partial \dot{u}^j}\dot{u}^j\right] \quad \cdots\cdots(2)$$

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

$$\ddot{q}^i + \Lambda q^i = \sum_{j=1}^{N_b}\left[A^{ij}q^j + B^{ij}\dot{q}^j\right] \cdots\cdots(3)$$

翼変位 u，翼振動モード変位 q，モード剛性行列 Λ，空気力係数行列 A,B は，質量行列 M，剛性行列 K，翼振動モード行列 Ψ を通じて式(4)の関係をもつ。

$$u = \Psi q, \qquad \Psi^T M \Psi = I, \qquad \Psi^T K \Psi = \Lambda$$
$$A^{ij} = \Psi^T \frac{\partial F^i}{\partial u^j}\Psi, \qquad B^{ij} = \Psi^T \frac{\partial F^i}{\partial \dot{u}^j}\Psi \quad \cdots(4)$$

本報では簡単のため，翼ごとに流れの偏りがなく，どの翼も同じ機械的性質をもつとみなせるような均質な翼列を想定する。すると，空気力係数行列は，翼同士の相対的な位置関係を考慮することで，以下のような各行で同一成分を有する巡回行列として表現することができる。

$$\left[A^{ij}\right] = \begin{bmatrix} A^1 & A^2 & \cdots & A^{N_b} \\ A^{N_b} & A^1 & \cdots & A^{N_b-1} \\ \vdots & & \ddots & \vdots \\ A^2 & \cdots & A^{N_b} & A^1 \end{bmatrix}, \left[B^{ij}\right] = \begin{bmatrix} B^1 & B^2 & \cdots & B^{N_b} \\ B^{N_b} & B^1 & \cdots & B^{N_b-1} \\ \vdots & & \ddots & \vdots \\ B^2 & \cdots & B^{N_b} & B^1 \end{bmatrix} \cdots\cdots(5)$$

式(5)を用いて，翼列内の全ての翼 N_b 枚に対する運動方程式をまとめると，次のようになる。

$$\begin{bmatrix} \ddot{q}^1 \\ \vdots \\ \ddot{q}^{N_b} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \Lambda & & \\ & \ddots & \\ & & \Lambda \end{bmatrix}\begin{bmatrix} q^1 \\ \vdots \\ q^{N_b} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A^1 & A^2 & \cdots & A^{N_b} \\ A^{N_b} & A^1 & \cdots & A^{N_b-1} \\ \vdots & & \ddots & \vdots \\ A^2 & \cdots & A^{N_b} & A^1 \end{bmatrix}\begin{bmatrix} q^1 \\ \vdots \\ q^{N_b} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} B^1 & B^2 & \cdots & B^{N_b} \\ B^{N_b} & B^1 & \cdots & B^{N_b-1} \\ \vdots & & \ddots & \vdots \\ B^2 & \cdots & B^{N_b} & B^1 \end{bmatrix}\begin{bmatrix} \dot{q}^1 \\ \vdots \\ \dot{q}^{N_b} \end{bmatrix} \cdots\cdots(6)$$

式(6)が翼列全体の振動特性を記述する空力弾性方程式である。この解の性質を調べることで，空気力と翼変位が翼変位および速度に対して線形な範囲内でのフラッター特性を知ることができる。ここで，空気力係数行列は何らかの空気力モデルにより与えられる必要がある。空気力モデルには理論的に導出されたものや，CFD を利用し作成されたデータベースなどがある。本研究では，流体-構造連成法を用いて，変動空気力を受けて振動する翼の振動履歴を得た後，時間領域のモード同定を行い，空気力と翼振動が連成したモードである空力弾性モードを直接推定する方法をとった。

2.2 空力弾性モードの同定

流体-構造連成法を用いると，各時刻における翼の変位，速度，加速度が求まる。以下にこれらを用いて空気力係数行列を推定し，空力弾性モードを求める手続きを述べる。

まず，式(6)右辺の変動空気力に対しては以下のように，空気力係数行列 A の各成分を未知ベクトルとした形に変形する。速度同期成分 B についても同様の変形を行う。ここで N_fは翼あたり総自由度数である。

$$\begin{bmatrix} A^1 & A^2 & \cdots & A^{N_b} \\ A^{N_b} & A^1 & \cdots & A^{N_b-1} \\ \vdots & & \ddots & \vdots \\ A^2 & \cdots & A^{N_b} & A^1 \end{bmatrix}\begin{bmatrix} q_1 \\ \vdots \\ q_{N_b} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Q^1 & Q^2 & \cdots & Q^{N_b} \\ Q^2 & \cdots & Q^{N_b} & Q^1 \\ \vdots & \iddots & & \vdots \\ Q^{N_b} & Q^1 & \cdots & Q^{N_b-1} \end{bmatrix}\begin{bmatrix} A^1 \\ \vdots \\ A^{N_b} \end{bmatrix} = \tilde{Q}_A \boldsymbol{A}$$

$$\boldsymbol{A}^i = [A_{11}A_{12}\cdots A_{N_fN_f-1}A_{N_fN_f}]^{iT}, \quad Q^i = \begin{bmatrix} q^{iT} & & \\ & \ddots & \\ & & q^{iT} \end{bmatrix}$$

また，式(6)左辺の慣性力と弾性力の和を R とする。

$$R = \begin{bmatrix} \ddot{q}^1 \\ \vdots \\ \ddot{q}^{N_b} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \Lambda & & \\ & \ddots & \\ & & \Lambda \end{bmatrix}\begin{bmatrix} q^1 \\ \vdots \\ q^{N_b} \end{bmatrix}$$

すると，式(6)の空力弾性方程式は式(7)のように変形できる。ここに，X は変動空気力にかかる翼変位と速度をまとめた行列，∂F は空気力係数行列 A,B の全成分をまとめたベクトルである。

$$\begin{bmatrix} \tilde{Q}_A & \tilde{Q}_B \end{bmatrix}\begin{bmatrix} \boldsymbol{A} \\ \boldsymbol{B} \end{bmatrix} = R \Leftrightarrow X\partial F = R \quad \cdots\cdots(7)$$

各時刻に対して式(7)が成立していると考えると，K_d 個の時刻における式(7)を集めて，空気力係数行列に対する過剰決定連立方程式(8)が導かれる。ここでハット付き文字は，同定に用いる全時刻の X,R をまとめたベクトルおよび行列である。

$$\begin{bmatrix} X(1) \\ \vdots \\ X(K_d) \end{bmatrix}\begin{bmatrix} \boldsymbol{A} \\ \boldsymbol{B} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} R(1) \\ \vdots \\ R(K_d) \end{bmatrix} \Leftrightarrow \hat{X}\partial F = \hat{R} \quad \cdots\cdots(8)$$

最小二乗法を用いて空気力係数を求めれば，

$$\partial F \cong (\hat{X}^T\hat{X})^{-1}\hat{X}^T\hat{R} \quad \cdots\cdots(9)$$

となる。求まった空気力係数をもとに，次のようにして空力弾性方程式の固有値問題を解くことで空力弾性モードとその振動数，減衰率が求まる。

$$\dot{s} = \begin{bmatrix} O & I \\ -\mathrm{diag}(\Lambda) + A & B \end{bmatrix}s \quad , \quad s = \begin{bmatrix} q \\ \dot{q} \end{bmatrix}, \cdots(10)$$

本同定手法は，翼の振動モードごとの運動方程式を同定対象としているため，翼構造の運動方程式の導出過程によらない。したがって，本報で用いたような剛体変位モデルや板曲げ方程式，有限要素法で導いた運動方程式など，様々な構造モデルに対して適用が可能である。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

2.3 モード同定の誤差解析

前節で述べた空力弾性モード同定法は，最小二乗法を用いる過程があることから，同定結果と同定対象の間には最小二乗法で推定した係数で説明できない成分が存在する。したがって，統計処理に伴う同定誤差を明確化するために用いた誤差解析について述べる。

まず誤差ベクトル ε を，推定した空気力係数と，（慣性力＋弾性力）との差として次のよう定める。

$$\varepsilon = \hat{R} - \hat{X}\partial\overline{F} \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots(11)$$

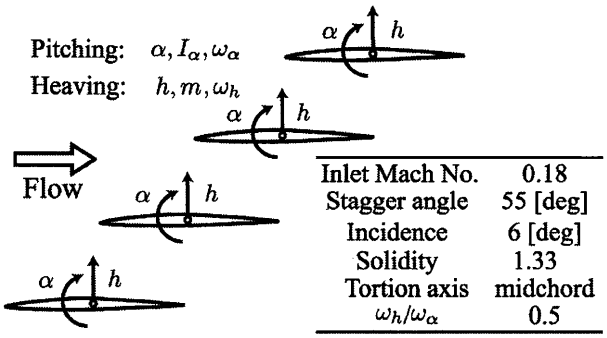
決定係数 R^2 は，連成解析で得た空気力変動の大きさに対する誤差ベクトルの大きさを考え，式(12)で計算できる。これは，推定した空気力係数の連成解析結果への当てはまりの度合いを表し，R^2 が 1 に近いほど当てはまりが良い。

$$R^2 = 1 - \varepsilon^2 / \hat{R}^2 \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots(12)$$

次に，同定した空気力係数の分散共分散は，誤差ベクトルに平均 0，無相関を仮定すると，誤差ベクトルの成分に対する分散を σ^2 として，次式で求められる。

$$\Sigma^2 = (\hat{X}^T \hat{X})^{-1}\sigma^2 \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots(13)$$

平均 $\partial\overline{F}$，分散共分散 Σ^2 の正規分布に従う空気力係数を用いて多数回の固有値解析を行い，同定された空力弾性モードの統計誤差を求めた。



Inlet Mach No.	0.18
Stagger angle	55 [deg]
Incidence	6 [deg]
Solidity	1.33
Tortion axis	midchord
ω_h/ω_α	0.5

Fig. 1 Cascade mechanical model

3．解析対象

3.1 1st Standard Configuration 翼列

解析対象とするのは，振動翼列の標準問題の一つである 1st Standard Configuration (STCF1)[3] で，流入マッハ数 0.17 の低亜音速翼列である。翼列の概形と諸元を Fig.1 に示す。インシデンスと翼間位相差の異なる 15 パターンの翼列振動状態について非定常空気力の振幅と位相差が取得されている。ここでは，幅広い翼間位相差のデータが存在するインシデンス 6 度の流れ場を対象とした。

3.2 翼の運動方程式

翼の運動方程式として，半翼弦位置まわりのねじりと翼弦垂直方向の並進運動を考慮した。本研究では，空気力による自由度間の干渉効果に着目するため，機械的連成は無視した。それぞれの翼について，ねじりと並進の運動方程式は式(14)で表せる。なお本報では，ねじりと並進の固有振動数比は一貫して ω_h/ω_α=0.5 とした。

$$\ddot{\alpha} + \omega_\alpha^2 \alpha = N/I_\alpha \quad , \quad \ddot{h} + \omega_h^2 h = L/m \quad (14)$$

4．数値解析手法

本研究で用いた数値計算法を Table 1 に示す。流体モデルとして 2 次元 RANS を，翼部の運動を表すために移動格子法を導入して用い，有限体積法により離散化した。非粘性項は SHUS を用い，MUSCL 法により高次精度化した。乱流モデルには k-ω モデルを用いた。時間項は三点後退差分により評価し，LU-SGS 陰解法を用いて時間進行した。

Table.1 Numerical method for FSI calculation

基礎方程式	2D-RANS+移動格子法
非粘性流束	SHUS+3rd MUSCL
粘性項	二次中心差分
乱流モデル	k-ω
時間進行法	三点後退差分+LU-SGS
連成法	ソルバ分離・反復解法
変位-流体力伝達	Linear-CVT 法

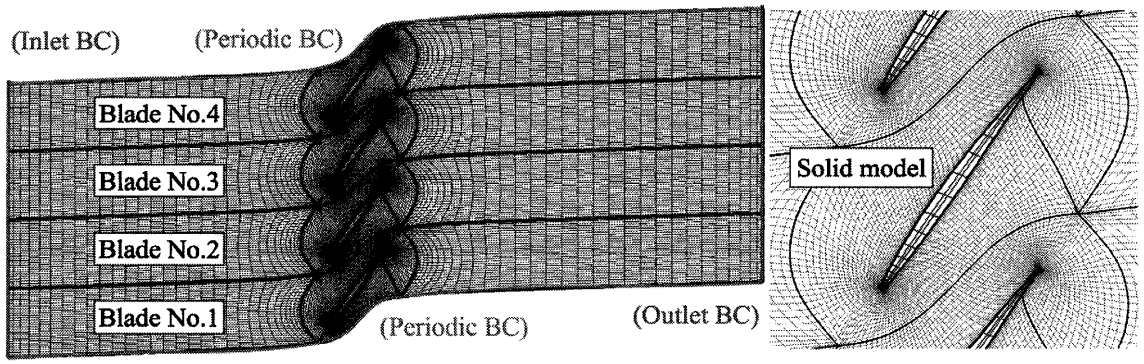


Fig. 2 Cascade model and computational domain

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

連成計算は，翼部の運動方程式と流体力モデルの間で境界条件を交換し，反復的に両ソルバの満たす解を求めることで行った。翼部変位と流体力は，Sadeghi らにより定式化された Linear-CVT 法[5]によって受け渡した。

解析に用いた格子を Fig.2 に示す。翼周りに O 型格子を配置し，4 枚の翼を周期的に接続した。格子点数は 1 流路当たり 8600 点である。翼部には有限要素モデルを埋め込み，これに対してねじりと並進の運動を解いた。流入・流出境界には波の反射を防ぐため Giles の無反射境界条件[4]を適用した。

5．検証計算

5.1　空気力モデルの検証

本研究で用いる空気力モデルの妥当性を検証するため，翼振動時の非定常空気力を STCF1 において計測された計測値との比較を行った。

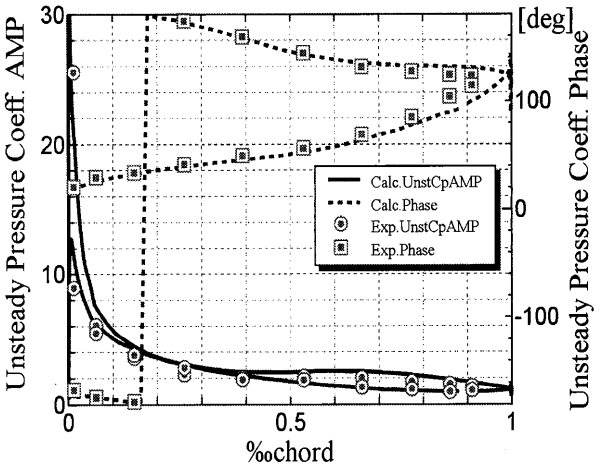
翼列の振動状態を表す翼間位相差は，ある翼とその負圧面側の隣接翼との位相差として定義する。また，翼振動の周期と主流の特性時間の比である無次元振動数は，半翼弦長 b，主流流速 V，振動角周波数 ω を用いて次のように定義する。

$$k = \frac{\omega}{bV} \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots(15)$$

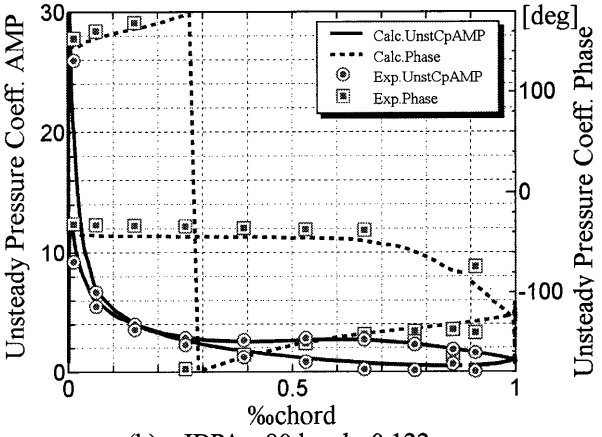
Fig.3 に無次元振動数 0.122, 翼間位相差 90 度と -90 度のそれぞれで翼が振動している時の翼面上非定常空気力の振幅と，翼変位に対する位相差の翼弦方向分布を示す。振幅・位相差ともに実験値の分布とよく一致している。また，Fig.4 に各翼間位相差の振動に対する空力仕事の違いを，実験値と比較したものを示す。空力仕事が正であれば，翼にエネルギーが流入し振動が増幅することになる。翼間位相差-180 度から-60 度の翼振動に対しては実験値と若干の差異がみられるものの，両者はおおむねよく一致している。以上の検証より，本研究で用いた数値解法が翼振動に伴う非定常空気力を適切に模擬できると考えられる。

5.2　初期条件の違いによる同定誤差の検討

空力弾性モード同定の誤差を明確にし，初期条件の与え方の指針を得るため，いくつかの異なる初期条件を用いて連成解析を行い，同定した空力弾性モードの誤差を調べた。比較対象とする初期条件パターンを Table 2 に示す。Case1 は並進自由度のみに初期条件を与えたもの，Case2 ではねじり自由度のみに初期条件を与えたもの，そして Case3 は両方の自由度に初期条件を与えたものである。初期条件として，ねじりおよび並進の自由度に速度擾乱を与えた。



(a) IBPA=90deg, k=0.122



(b) IBPA=-90deg, k=0.122

Fig.3 Chordwise distribution of unsteady aerodynamic force induced by pitching motion of blades

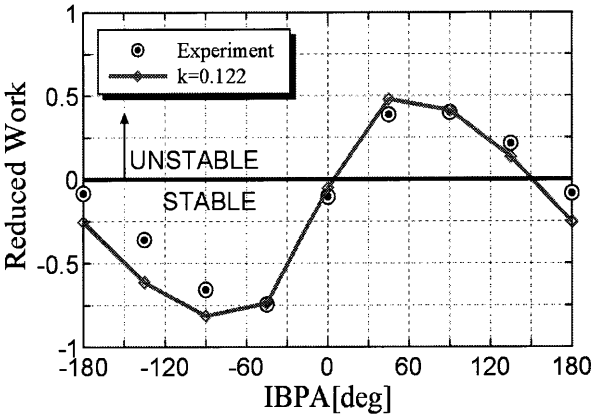


Fig. 4 Stability of pitching oscillation at k=0.122 compared to experimental results

Table 2 Test cases for initial condition difference

	Pitching	Heaving
case 1	not given	given to blade 1
case 2	given to blade 1	not given
case 3	given to blade 1	given to blade 2

流体-構造連成法を用いて翼振動の過渡応答を取得した例を Fig.5 に示す。ここでは Blade 1 と Blade 2 にそれぞれねじりと並進の初期条件を与えた，case3 に対応する時間履歴を示している。計

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

算開始時刻は t=0 である。計算開始直後では Blade 1，Blade 2 は運動しているが，Blade 3，Blade 4 は大きな変位は生じない。しかし，流体力の変動により初期条件を与えられた翼の振動が伝わり，徐々にこれらの振幅は増大していく。一方で，Blade 1，Blade 2 は周囲の流体にエネルギーを奪われ，振幅が減少している。また，Blade 1 では並進自由度にねじり運動の振動成分が重畳し，自由度間でもエネルギーが伝達されている。モードの同定に使用する時間履歴は，Fig.5 の網掛け領域のように，初期擾乱が落ち着いた約一周期目から同定した。同定に用いた時刻数は約 1800 個である。

Case1 から Case3 の初期条件に対応する時間履歴から，空力弾性モード同定を行った際の，全空力弾性モードに対応する振動数・減衰率とその統計誤差を Fig.6 に示す。1 枚あたり 2 自由度をもつ 4 枚の翼列系なので，合計 8 つの空力弾性モードが出現する。左側の図は振動数が低く並進運動が支配的なモード，右側の図は振動数が高いねじり運動が支配的なモードである。誤差棒は 99%信頼区間で表示した。まず，case1，case2 では共に誤差棒が大きくなっており，精度よく同定できていない空力弾性モードがある。これは，初期条件により十分誘起されなかった空力弾性モードが存在し，これらのモードを推定するのに十分な情報量が時間履歴に含まれていなかったためと考えられる。一方で，2 つのモードに初期条件を与えた case3 では誤差棒は十分小さく，空力弾性モードの同定が十分正しく行われていると考えられる。以上より，空力弾性モード同定に際する統計誤差を小さくするためには，初期条件を全モードに対して与えればよいといえる。

同定の際の R^2 値を Table 3 に示す。これを見ると，どの case でも十分 1 に近い。即ち，翼の運動は線形の空気力係数で十分説明できるといえる。したがって，線形空気力の仮定は本解析対象では妥当であると考えられる。

6．翼列フラッター解析結果

6.1 翼質量が振動安定性に与える効果

翼質量を変化させた時の翼列の安定性の変化を調べた。ここでは翼周囲の流体の質量と翼の質量の比である質量比を，単位翼高さあたりの翼質量を m，空気密度を ρ として次式で定義する。

$$\mu = \frac{m}{\rho \pi b^2} \quad \cdots\cdots(16)$$

計算は，ねじり・並進二自由度の連成解析として μ=314, 157, 78.7, 39.3 の 4 パターン，ねじり一自由度の連成計算として μ=157 の 1 パターン，ねじり一自由度非連成計算として翼をねじり振動で強制加振して空力減衰を算出したもの 1 パターンについて行った。振動の安定性は，空力仕事入力に比例するパラメタである対数減衰率と質量比の

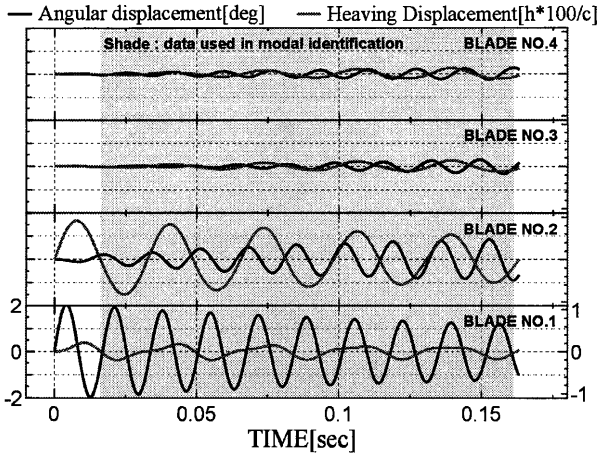


Fig. 5 An example of free decay history of the cascade, all blades and DOF are shown (case 3)

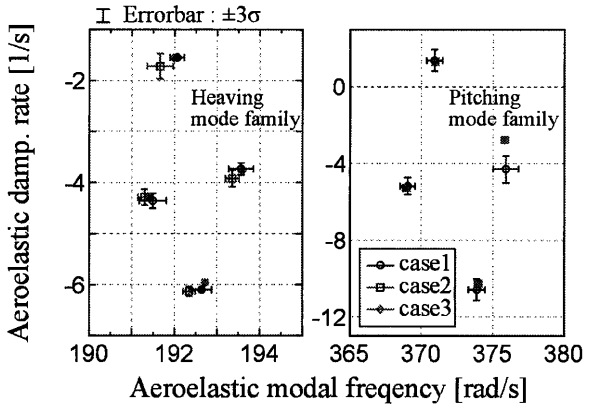


Fig. 6 Identification error of aeroelastic eigenvalues

Table 3 R^2 values for 3 different initial condition

	R^2 value
case 1	0.9978
case 2	0.9997
case 3	0.9996

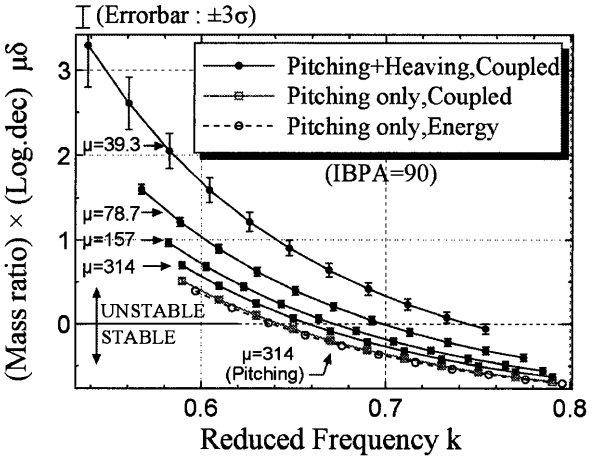


Fig. 7 Aeroelastic stability of the cascade for various reduced frequency and mass ratio

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

積で評価した。種々の翼質量・自由振動数に対する，最も不安定な空力弾性モードであるねじりモード群の翼間位相差90度の減衰率を評価した結果をFig.7に示す。どの質量比でも，振動の無次元振動数が低くなると翼列は減衰しにくくなり，ある無次元振動数を境にフラッターが生じる。しかし，フラッター発生点の無次元振動数は，ねじり・並進2自由度のものではどれもねじり1自由度のものより高く，また質量比が低いほど高無次元振動数側に移動し，低い流速でもフラッターが生じることがわかる。これより，今回扱った系では翼質量を軽くするとフラッター遷移が早まるといえる。

次に，フラッター無次元振動数の変化を，フラッター遷移点における流体力と慣性力の比

$$\frac{1}{\mu k^2} \quad \cdots\cdots(17)$$

で整理したものをFig.8に示す。流体力の大きさに比例してフラッター遷移点が直線的に早まっていることが読み取れる。これを $1/\mu k^2 \to 0$ に外挿した点はねじり一自由度のフラッター遷移点にほぼ一致することから，空気力が十分弱ければフラッター発生点は単一自由度のものに近づくといえる。

6.2 空力弾性モード形状

空力弾性モードにおけるねじりモード最大振幅と並進モード最大振幅の比を，$1/\mu k^2$ で整理したものをFig.9に示す。フラッターに遷移するモードはねじりモードが支配的で，空気力の大きさにほぼ比例して並進モードが誘起されるようになることが見て取れる。即ち，慣性力と弾性力に比べて空気力が大きいような場合では，流れ中における翼の振動状態はねじり1自由度のものから離れていく。よって，軽量な翼列のフラッター解析では自由度間の干渉を考慮しなくてはならないことが明らかになった。

7．結言

翼の軽量化に伴う翼列のフラッター特性の変化を調べることを目的に，流体-構造連成法と振動モード同定を組み合わせて空力弾性モードを調べる一連の手法を開発した。これをねじりと並進の2自由度を有する翼列で様々な翼質量について行い，翼質量が多自由度翼列フラッター特性に与える影響を調べた。以下に得られた知見をまとめる。

1)過渡応答よりモード同定を行う際，統計誤差を小さくするためには，初期擾乱に翼振動の全てのモードが含まれるよう与える必要がある。

2)ねじり・並進2自由度の翼列では，翼の質量を減らすと，翼列のフラッター遷移点が早まる。

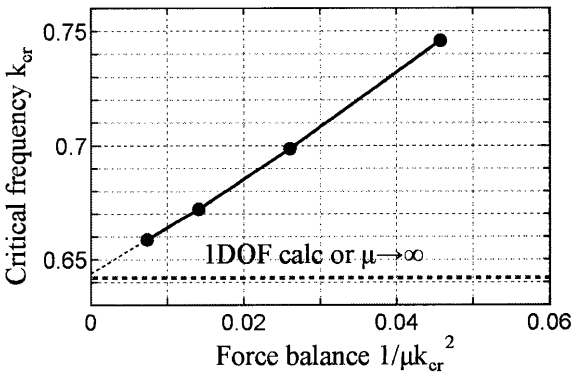


Fig. 8 Force balance vs. critical reduced frequency shift from 1DOF cascade flutter boundary

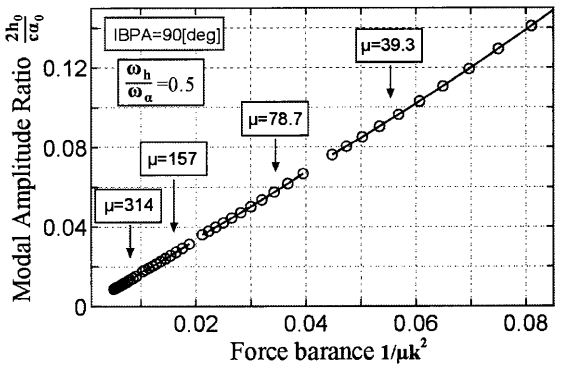


Fig. 9 Force balance vs. modal amplitude ratio for various mass ratio and reduced frequency

3)翼の質量を減らすと，フラッター遷移する空力弾性モードにおけるフラッター無次元振動数および自由度間振幅比は，空気力の大きさにほぼ比例して増大する。

参考文献

1) 渡辺紀徳: 翼列フラッター・空力弾性問題に関する研究の動向，ガスタービン学会誌，Vol.39，No.2（2011.3）pp.75-83.

2) 塩入淳平: ガスタービン翼の振動の研究（第3報）—軸流機翼列翼のフラッタの一般理論—，機械試験所所報第9巻 第6号 pp.230-233

3) Bolcs, A and Fransson, T. H.: Aeroelasticity in Turbomachines: Comparison of Theoretical and Experimental Cascade Results, Communication du Laboratoire de thermique appliquee et de turbomachines, EPF-Lausanne, Switzerland, No. 13, 1986.

4) Giles, M. B.：Nonreflecting Boundary Conditions for Eular Equation Calculations, AIAA JOURNAL VOL。28, NO 12, pp. 2050-2058, 1990

5) Sadeghi, M. , Liu, F. , Lai, K. L. , Tsai, H. M.: Application of Three-Dimensional Interfaces for Data Transfer in Aeroelastic Computations, 22nd Applied Aerodynamics Conf. and Exhibit, AIAA-2004-5376

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 40 回日本ガスタービン学会定期講演会（釧路）講演論文集，2012.10

【研究報告】 B-4

ガスタービン前縁フィルム冷却におけるインシデンスの効果

*川端　浩和，船﨑　健一，高橋　大地，中田　諒大（岩手大），大北　洋治（IHI）

Effect of Incidence Angle on Leading Edge Film Cooling

*Hirokazu KAWABATA, Ken-ichi FUNAZAKI, Daichi TAKAHASHI,
Ryota NAKATA (Iwate Univ) and Yoji OKITA(IHI)

ABSTRACT

This study deals with the leading edge film cooling at design and off-design condition. The study examines several test cases with two blowing ratios (BR=1.0 and 2.0) and two positions of stagnation point (α=12.5°and α=25°) using cylindrical hole type test model. At off-design condition, since the position of the stagnation point move, the local blowing ratio change. When the position of the stagnation point is in agreement with the position of a cooling hole, cooling air blew in the spanwise direction, and the averaged film effectiveness is increased similar to a slot film cooling situation.

Key words: High pressure turbine, Film cooling, Leading edge

1．はじめに

近年，ガスタービンの高効率化を目的としてタービン入り口温度高温化の試みが実施されている．タービン入り口温度の高温化は，燃焼効率の増加をもたらすが一方でタービンコンポーネントの熱負荷の増加を招く．従って，燃焼器の下流に位置している高圧タービンに用いられる各種の冷却技術は更なる高効率化が求められている．

本研究では，タービンコンポーネントの中でも最も熱負荷の高い領域であるタービン翼前縁領域のフィルム冷却に着目して研究を行った．タービン翼前縁は，熱負荷が高いために寿命が短いだけでなく，曲率を伴い，冷却空気の付着性が低いうえに，主流と冷却空気が複雑に干渉している領域である．そのため，タービン翼前縁での寿命の増加はタービン翼の冷却技術の中でも大きな技術課題となっている．

ガスタービン内では非定常な流れや，設計とは異なる作動条件下においてインシデンス角が設計とは異なり．よどみ点位置が移動する場合がある．本研究ではタービン翼前縁フィルム冷却において，よどみ点のずれがフィルム冷却に及ぼす影響を調査した．

主な記号

V ：流速
α ：供試体の正面からよどみ点までの角度
β ：供試体の正面からの角度
η ：フィルム効率
ρ ：密度
θ ：無次元温度

添え字

2 ：二次空気
f ：流体
∞ ：主流

2．実験

2.1 実験装置

Fig. 1 には実験装置の外観図を示す．実験は岩手大学にある伝熱試験用風洞で実施した．実験装置には主流と二次空気の 2 つの空気系統を設けた．実機のガスタービンでは主流側に加熱された空気を用いているが，本研究では主流の流量が非常に多く，加熱することが難いことから，二次空気側を加熱し，実機とは温度比を逆にすることで実験を行うこととした．赤外線カメラにより供試体壁面温度を計測するために，テストセクションダクトにはセレン化亜鉛の計測窓を設けた．また，供試体周囲の温度場計測を行うために 2 軸トラバース装置をダクト

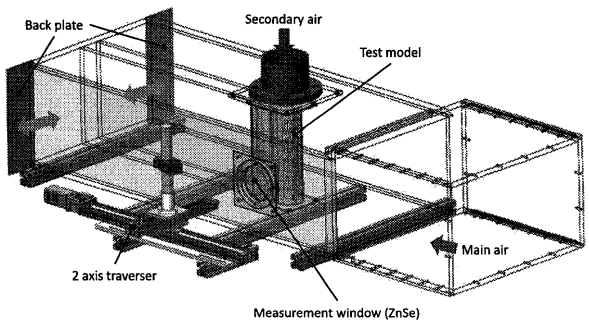


Fig. 1 Experimental facility

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

の側面に設置している．インシデンス角を変化させ，よどみ点位置を移動することを模擬するためにテストセクションダクトの出口には背面板を取り付けてあり，背面板を動かしテストセクションダクトの背圧を調整することでよどみ点位置を変化させる．

Fig. 2には供試体の外観図を示す．供試体はタービン翼前縁を模擬した拡大モデルで，半円筒部分と平板部分で構成されており，前縁の直径D=80mm，平板部分の流れ方向の長さは100mmである．供試体は光硬化性樹脂で製作を行った．供試体は壁面静圧計測用供試体(Fig. 2(a))と，伝熱試験用供試体(Fig. 2(b))の2種類を準備した．壁面静圧用供試体には供試体の正面位置をβ=0°とし-90°<β<90°の領域に10°毎に静圧孔が設けられている．また，冷却孔はこの供試体には空けられていない．伝熱試験用供試体に関しては，冷却孔の形状は円筒型となっている．冷却孔の等価直径dは8mmで，傾斜角は40°である．冷却孔は正面位置をβ=0°として，β=±25°，±55°の位置に設けられている．本研究では実験条件毎によどみ点の位置を移動させるが，よどみ点の位置はβ=0°の位置からの移動量α[deg]で定義する．また，説明の都合上よどみ点を移動させた側の計測面をPS面，その反対面をSS面と呼ぶことにする．供試体には複数ピッチの冷却孔が設けられているが，各種の計測は供試体の中央で行うこととした．

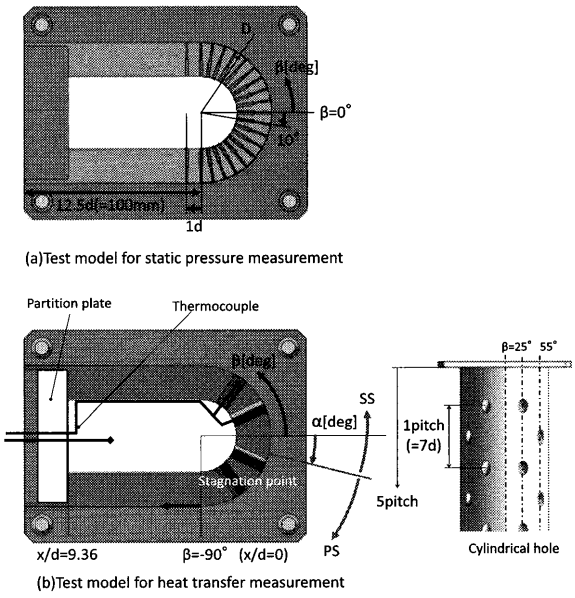


Fig. 2 Test model

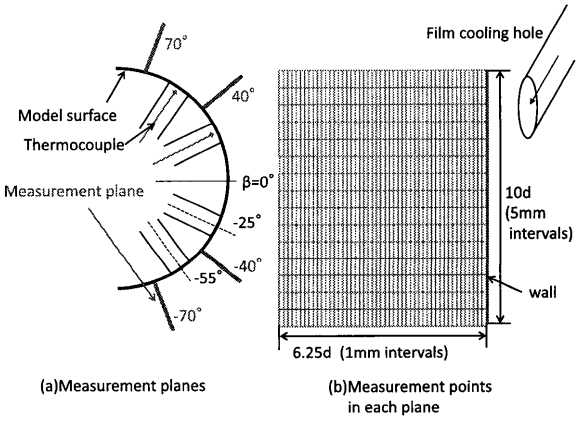


Fig. 3 Measurement planes and Measurement grid for local temperature measurement

2.2 実験手法

(1)よどみ点位置計測

供試体のよどみ点位置を計測するために静圧計測用供試体による供試体壁面静圧計測と，油膜法によるよどみ点位置の可視化を行った．取得した壁面静圧のデータは離散的であるために最小二乗法により近似曲線を作成し，よどみ点位置は静圧が最大の位置であると定める．近似曲線の作成には-40°<β<40°の領域の実験データを用い，7次関数で近似した．実験は3回行い，よどみ点の位置は3回の実験データの平均位置で定義する．よどみ点位置の計測時には二次空気を流さずに計測を行った．

(2)フィルム効率・熱伝達率計測

本研究では赤外線カメラを用いて供試体壁面の温度を測定し，過渡応答法を用いてFunazakiら[1)]の行った研究と同様に式(1)で表される壁面フィルム効率ηを算出する．赤外線カメラで取得した温度は，実験後に行う較正試験で得た較正曲線によって較正を行う．較正試験には較正試験用の試験平板を製作し，表面に取り付けた熱電対で取得した温度データと赤外線カメラで取得した温度データを用いて較正曲線を作成する．

$$\eta = \frac{T_w - T_\infty}{T_2 - T_\infty} \qquad (1)$$

(3)空間温度場計測

本研究では，二次空気温度場の空間的な分布を観察するために櫛型熱電対を供試体法線方向へトラバースすることにより，温度場の計測を行った．計測位置は β=±40°，±70°の平面とし，スパン方向に5mm間隔で16点，供試体法線方向に1mm間隔で50点の計測を行った．計測時に取得する温度は式(2)で無次元化した．

$$\theta = \frac{T_f - T_\infty}{T_2 - T_\infty} \qquad (2)$$

2.3 実験条件

主流のレイノルズ数(Re)は前縁モデルの直径を代表長さとし，Re=43,000とした．よどみ点位置はα=12.5°，25°の2条件に変化させた．吹き出し比($BR=\rho_2 V_2/\rho_\infty V_\infty$)は1.0，2.0の2条件に変化させ，供試体全体の平均値で定義する．伝熱試験時の主流と二次空気の密度比は0.9とした．

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

3．結果と考察

Fig. 4 には実験で取得した壁面静圧のデータと近似曲線を示す．-40°<β<40°の範囲において実験データと近似曲線との差は±1Pa であり，よどみ点位置は α=12.5±1°，25°±1°となった．従って，よどみ点の位置は α=12.5°，25°に移動していると考えられる．

Fig. 5 には油膜法によるよどみ点位置の可視化結果を示す．Fig. 5(a)の結果より，よどみ点位置を変化させない場合は左右対称の流れ場が形成され，よどみ点は中央の α=0°の位置に存在している．Fig. 5(b)，(c)の結果より，よどみ点の位置は実験条件のターゲットとなる β=-12.5°，-25°の位置に移動している様子が観察される．

Fig. 6 には実験によって得られた *BR*=1.0 でのフィルム効率分布を示す．α=12.5°の場合，PS 面ではよどみ点位置(SP)が β=-25°，-55°の冷却孔に近づき，低速度なよどみ領域を形成するために PS 面での冷却孔出口では局所的な吹き出し比が高くなる．そのため β=-25°，-55°から吹き出した二次空気の壁面への付着性は低くなっている様子が確認される．SS 面では PS 面とは逆によどみ点位置が冷却孔から離れ，PS 面での冷却孔出口での主流流速は α=0°条件時よりも高くなるため，局所的な吹き出し比は低くなる．そのため冷却孔から噴き出す二次空気の付着性は高くなっており，フィルム効率分布が流れ方向，スパン方向に広がっている様子が確認できる．α=25°の場合，PS 面では β=-25°の位置によどみ点が移動する．従って，β=-25°の冷却孔から吹き出した二次空気は流れ方向よりもスパン方向の速度成分が大きくなりスパン方向へ

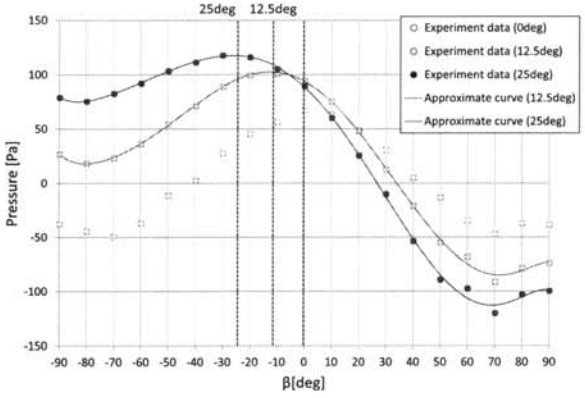


Fig. 4 Static pressure distribution around test model

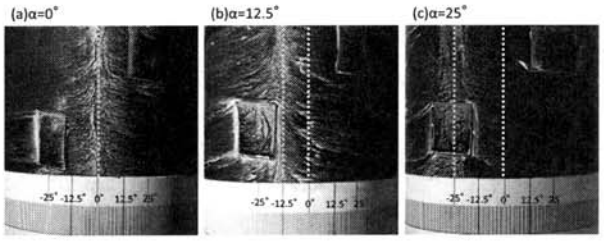


Fig. 5 Test model surface (oil flow measurement)

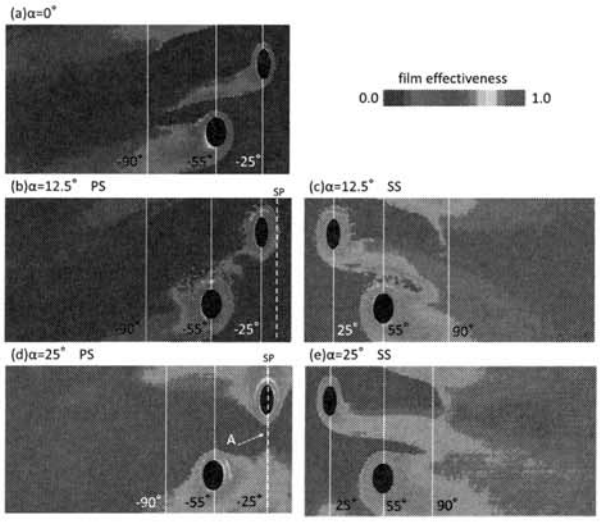


Fig. 6 Film effectiveness distribution for *BR*=1.0

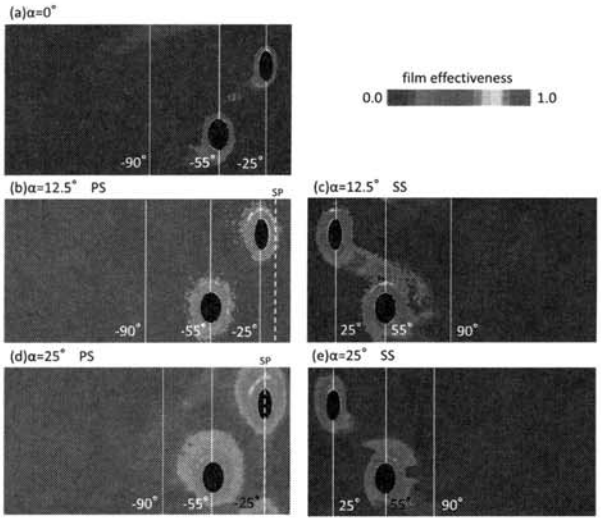


Fig. 7 Film effectiveness distribution for *BR*=2.0

の吹き出しとなる．また，β=-25°を境に二次空気が左右に分岐している様子が分かる．SS 面では PS 面の β=-25°の冷却孔から吹き出し，分岐したフィルム効率分布が β=0°の位置を超えて広がっている様子が観察される．さらに，SS 面下流側のフィルム効率は α=12.5° の SS 面のフィルム効率よりもわずかに高い値を示し，スパン方向へも二次空気が拡散している様子が分かる．

Fig. 7 には実験によって得られた *BR*=2.0 の場合でのフィルム効率分布を示す．α=0°の場合，*BR*=1.0 の結果と比較すると二次空気の運動量が高いために二次空気の壁面への付着性は低くなっており，フィルム効率分布はほとんど観察されなかった．α=12.5°の場合，PS 面冷却孔出口では *BR*=1.0 の場合と同様に局所的な吹き出し比が高くなるために二次空気の付着性は α=0°の場合よりも低下している様子が見られる．一方で SS 面では局所的な吹き出し比が低くなるために α=0°の場合よりも二次空

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

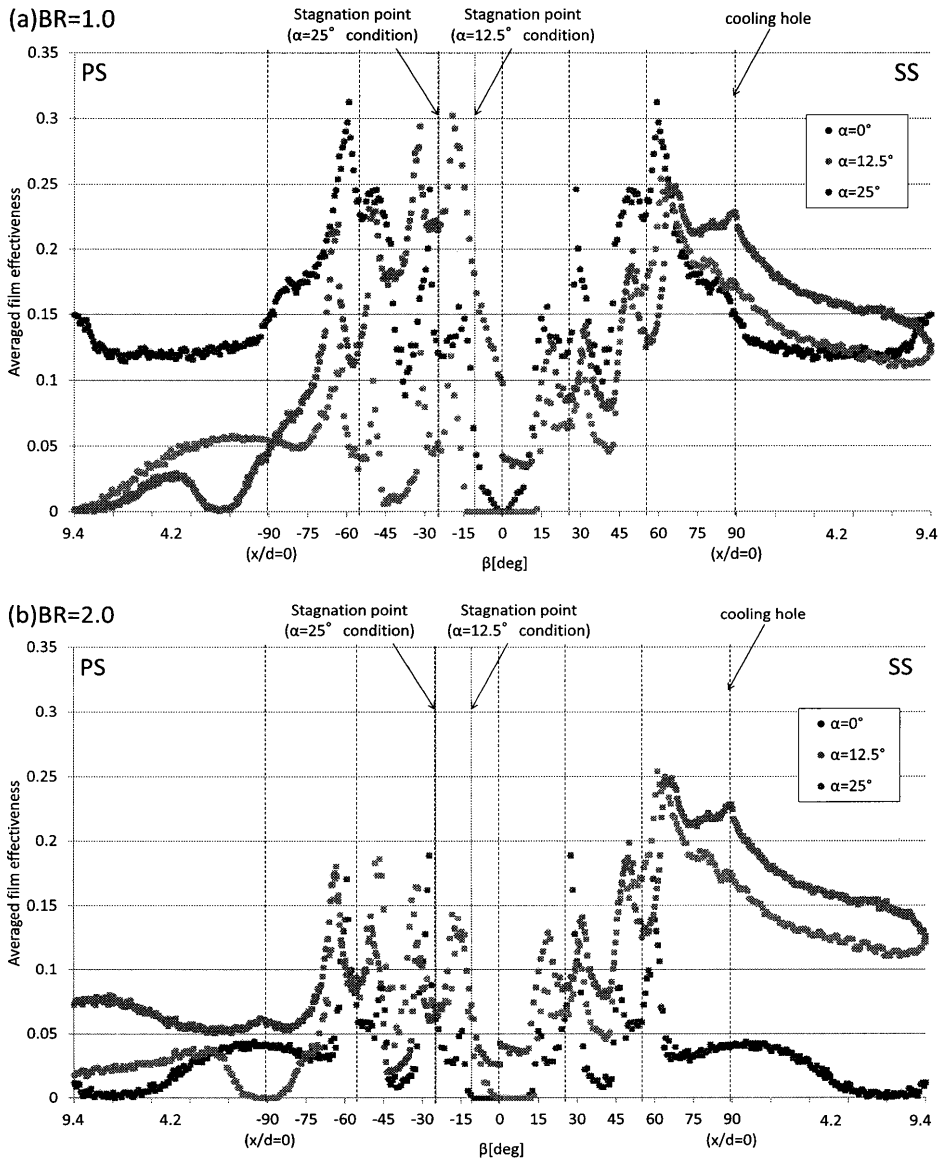


Fig. 8 Spanwise averaged film effectiveness : (a)*BR*=1.0 and (b)*BR*=2.0

気の付着性は下流領域で高くなる様子が分かる．α=25°のPS面ではよどみ点がβ=25°の冷却孔と重なるために二次空気はスパン方向に吹き出し，スパン方向全体が冷却されフィルム冷却のスロット効果 [2]が表れていた．*BR*=1.0 の場合と比較すると，*BR*=1.0 では β=-25°の冷却孔の下側に二次空気の付着していない領域(Fig. 6(d)A)が見られるが，*BR*=2.0 の場合では β=-25°の冷却孔の下側の領域でも二次空気の付着している様子が見られる．

Fig. 8(a)には実験によって得られた *BR*=1.0 でのスパン方向平均のフィルム効率を示す．スパン方向平均のフィルム効率算出の際には赤外線カメラで取得した熱画像内で冷却孔に重なる位置のデータは消去している．α=0°の場合は $0<\beta<90°$ のデータは取得していないため，$-90°<\beta<0°$の領域で取得したデータを β=0°を境に左右対称にプロットしている．α=12.5°の場合，PS 面では局所的な吹き出し比が増加したために二次空気の付着性は低くなり平均フィルム効率は全領域で減少した．α=25°の場合，PS 面では特に$-55°<\beta<0°$の領域において二次空気がスパン方向に吹き出すためにスパン方向平均フィルム効率は増加している様子が見られるが，下流側の領域においては平均フィルム効率は α=0°の場合よりも低下した．SS 面では局所的な吹き出し比が低くなり二次空気の付着性が高くなったために平均フィルム効率は α=0°の場合よりも全体的に高くなっている様子が分かる．

Fig. 8(b)には実験によって得られた *BR*=2.0 でのスパン方向平均のフィルム効率を示す．α=12.5°の場合 SS 面において局所的な吹き出し比の低下に伴い，スパン方向平均のフィルム効率が α=0°の場合よりも特に下流領域において高くなっている様子が観察される．α=25°の場合は *BR*=1.0 とは違い PS 面ではスパン方向平均のフィルム効率が α=0°の場合よりも高くなる様子が観察された．これは β=-25°からスパン方向に吹き出した二次空気がスロッ

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

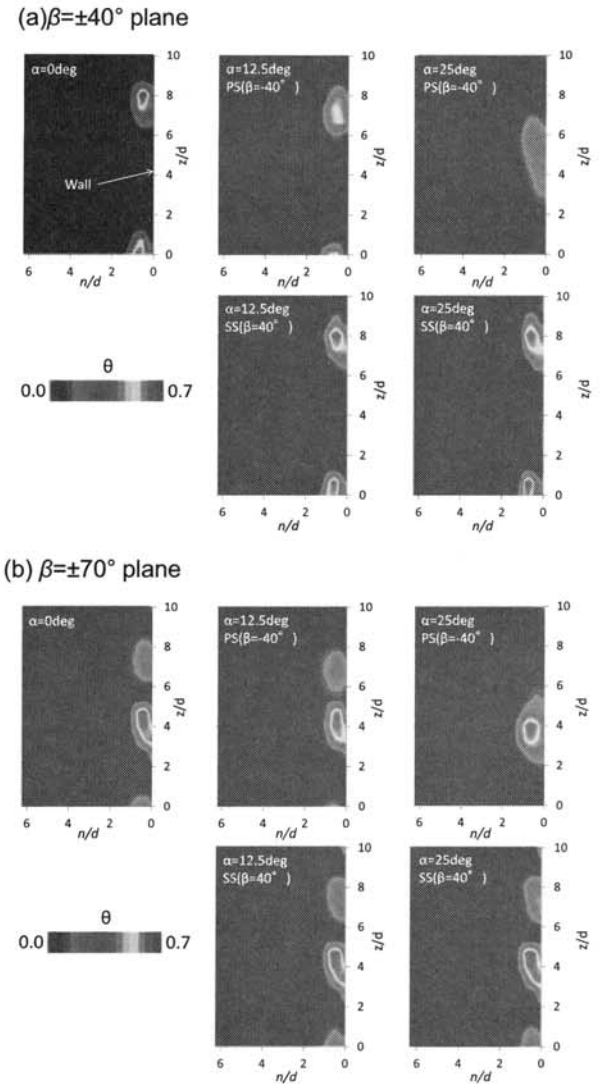


Fig. 9 Nondimensional temperature distribution for *BR*=1.0 (a)*β*=±40°plane and (b)*β*=±70°plane

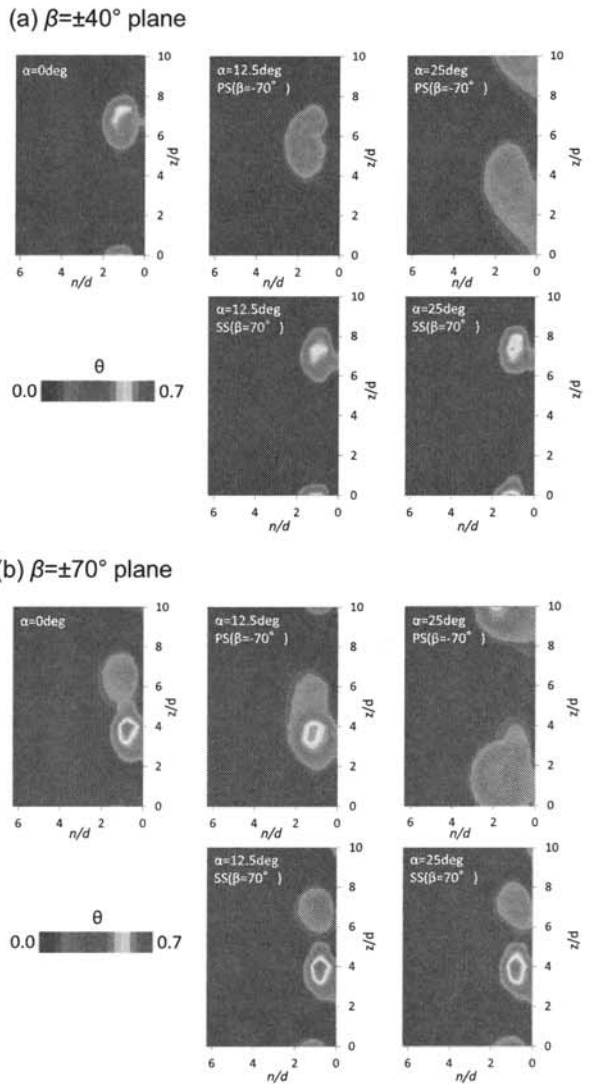


Fig. 10 Nondimensional temperature distribution for *BR*=2.0 (a)*β*=±40°plane and (b)*β*=±70°plane

トフィルム冷却の効果を表し，スパン方向に広い領域が冷却されるためである．さらにSS面では*BR*=1.0の場合と同様に *α*=12.5°の場合よりもスパン方向平均のフィルム効率は高くなる様子が観察された．

Fig. 9(a)には *BR*=1.0 での各よどみ点位置条件での *β*=±40°の計測面での空間温度場を示す．*β*=±40°の計測面においては *β*=±25°から吹き出した空気の温度場が観察される．PS 面で α=0°の場合と，各よどみ点位置での空間温度場を比較すると，PS 面では *α* の増加にしたがって空間温度場のコアの値は低くなるが次第にスパン方向へ温度場が拡散している様子が観察できる．一方で SS 面ではPS面と比べ明確な温度場の拡散は見られないが，*α* の増加とともに温度場が壁面に付着している様子が観察できる．Fig. 9(b) には *BR*=1.0 での各よどみ点位置条件での *β*=±70°の計測面での空間温度場を示す．β=±70°の計測面においては *β*=±55°から吹き出した空気の空間温度場が確認できる．PS 面においては *α* の増加にしたがって *β*=-25°，-55°から吹き出した空気の温度場が次第に近づき，*α*=25°時には両温度場が結合している様子が分かる．一方で SS 面においては温度場の様子にほとんど変化は見られなかった．

Fig. 10(a)には *BR*=2.0 での各よどみ点位置条件での *β*=±40°の計測面での空間温度場を示す．*BR*=2.0 の場合，冷却孔から噴き出す二次空気の運動量が大きいために温度場は壁面から離れている．*β*=±40°の計測面においてはPS 面では *BR*=1.0 と同様に *α* の増加とともに温度場がスパン方向へ拡散しているが，*BR*=2.0 では *BR*=1.0 の場合よりもスロットフィルム冷却の効果が表れているために温度場が広くスパン方向へ拡散している様子が分かる．SS 面においては顕著な温度場の変化が見られなかった．*β*=±70°の計測面においては，PS 面で α の増加とともに温度場が結合する様子が見られ，*α*=0°の条件よりもスパン方向へ広く温度場が分布している様子が分かる．一方で SS 面においては *α*=0°においては二次空気温度場がわず

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

かに結合していたが，α の増加に伴い温度場が離れスパン方向に拡散している様子が確認された．従って，よどみ点位置が移動した場合は温度場の拡散に伴い SS 面でのスパン方向平均フィルム効率くなったと考えられる

4．まとめ

インシデンス角のずれがガスタービン前縁フィルム冷却に及ぼす影響を調査した結果，以下の知見を得た．

- よどみ点の移動により前縁周りの速度場は非対称になり，各冷却孔出口での局所的な吹き出し比に変化が生じる．
- よどみ点に近い領域の冷却孔では局所的な吹き出し比が高くなり，二次空気の付着性は低下するが，よどみ点が冷却孔と重なる場合は特に高い吹き出し比において二次空気はスパン方向へ広く拡散しスロットフィルム冷却の効果が表れる．
- よどみ点かは離れた領域の冷却孔においては局所的な吹き出し比が低下するために二次空気の壁面への付着性は向上し，スパン方向平均のフィルム効率は高くなる．

謝辞

本研究を御支援いただいた（社）日本航空宇宙工業会(SJAC)殿に感謝いたします．

参 考 文 献

1) Funazaki, K., Kawabata, H., Takahashi, D., Okita, Y., “Experimental and Numerical Studies on Leading Edge Film Cooling Performance : Effects of Hole Exit Shape and Freestream Turbulence” ASME Turbo Expo2012, GT2012-68215, 2012
2) G, Wagner., P, Ott., G, Vogel., S, Naik., "Leading Edge Film Cooling and the Influence of Fan Shaped Holes at Design and Off-Design Conditions", ASME Turbo Expo2012, GT2007-27715, 2007

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 40 回日本ガスタービン学会定期講演会（釧路）講演論文集，2012.10

【研究報告】

B-5

ジャイロミル型風車のピッチコントロールによる起動性能向上に関する研究

*本郷　悠（拓大院），平野　孝典，藤本　一郎（拓大）

Study on Starting Performance Improvement of Gyromill Wind Turbines by Pitch Control

*Yu HONGO (M2 of Takushoku Univ.), Takanori HIRANO, Ichiro FUJIMOTO (Takushoku Univ.)

ABSTRACT

For the purpose of improvement in startup performance of four-blade gyromill wind turbine, a flow simulation by the vortex method was performed. Aerodynamic forces acting on each blade in stationary state were calculated with considering the setting angle of blade for each azimuth angle. From the aerodynamic forces, a rotating force of each blade was calculated in each azimuth angle, and the optimum setting angle of each blade for each azimuth angle was determined. It is confirmed that the starting performance is largely improved by pitch control so the setting angle of each blade as to be set the optimum setting angle for the azimuth angle.

Key words: Gyromill Wind Turbines, Starting Performance Improvement, Pitch Control, Numerical Simulation, Vortex Method

1．はじめに

地球温暖化の原因の一つは、化石燃料の燃焼による二酸化炭素（CO_2）、メタン（CH_4）、亜酸化窒素（N_2O）などの温室効果ガスの増加である。現在は世界中のエネルギ需要をまかなうために、化石燃料を使用する火力発電が大きな割合を占めている。[1] これまでは排出ガスを発生させない発電のために、発電能力が火力発電より高いと言われている「原発を推進しよう」と宣言する人々が多かった。

しかし、チェルノブイリやスリーマイルをはじめ、福島第一原発の事故が起こったため、原子力発電の危険性が問題視されている。そのため、自然エネルギを利用した発電が必要となると考えられる。自然エネルギには太陽光、地熱、水力、波力、風力などがある。現在は自然エネルギまたは再生可能なエネルギの研究開発・実用化への様々な取り組みが行われている。その内の一つ、風力発電は世界中で発電量の割合が高くなっている。その中で、低出力ではあるが、効率が高く、風向に左右されないという特徴を持った「ジャイロミル型風車」に着目する。

これまでに、垂直軸揚力型のジャイロミル型風車について、単独翼の静的空力特性を基にし、切り欠き翼の効果や、翼の取付角と風車の起動特性との関係について実験的研究を行っている。[2] また、渦法による数値シミュレーションにより、翼の取付角が風車の回転起動時の性能向上に大きな影響を及ぼすことを明らかにした。[3] さらに、風車起動時には翼の取付角を-60° 付近として抗力型風車として起動させ、風車回転開始後には取付角を 0° 付近とし、揚力型風車として回転させることで、起動性能及び風車回転効率が向上することが明らかになっている。[4] [5]

本研究では、数値解析手法の一つである渦法を用いて、特に回転起動性能向上に着目し、4 枚翼ジャイロミル型風車周りの流れのシミュレーションを行い、翼の方位角に対して最適な翼の取付角を求め、各翼のピッチコントロールによる起動性能向上の可能性について検証する。

2．基礎理論

2．1　渦法の基礎

渦法は、渦度輸送方程式を基礎にした数値計算手法であり、その数理的な基礎研究は既に発表され、整合性、収束性や安定性は解明されており、大規模な剥離を伴う物体や強い循環を持つ物体の後流など、渦の移流が支配的な流れ場において有効な数値解析法と考えられ適用されてきた。渦法

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

は、渦度場から速度場を求める際、Biot-Savart の式に基づき計算するラグランジアン渦法と Poisson 方程式を解いて求める Vortex-in-cell 法に大別される。渦法の特徴は、渦度輸送方程式を Euler 方程式と粘性拡散方程式に分離して解くことにある。渦度場と速度場は Biot-Savart の式によって関係付けられていることから、渦法では、Euler 方程式における対流項の計算が渦要素を移流させるだけで取り扱うことができるため、対流項に関する数値粘性の問題が生じないという優れた性質を含め、以下のような特徴を持つ。

(1) 対流項に関する数値粘性の問題がない。
(2) 空間格子を設けることなく渦度の集中する流れを自動的に追随する。
(3) 外部境界条件は自然に満足される。

このように渦法は、有限要素法や差分法に代表される格子系の解析手法に比べて優れた特徴を持つ。

2．2　基礎方程式

非圧縮性流れを対象とする渦法の基礎式は Navier-Strokes 方程式の回転から得られる渦度輸送方程式及び発散から得られる圧力 Poisson 方程式から成り立っている。

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} + (u \cdot grad)\omega = (\omega \cdot grad)u + \nu \nabla^2 \omega \quad (1)$$

$$\nabla^2 p = -\rho \cdot div(u \cdot grad\ u) \quad (2)$$

ここで u 及びωはそれぞれ速度ベクトル及びω=rot・u で定義される渦度ベクトルを表す。流れ場の速度 u があらかじめ求められていれば、流体の粘性、流れの非定常性に直接関わらず、圧力は(2)式で求めることができる。

3．解析方法

3．1　解析対象

本研究では NACA2415 型翼を供試翼とした。この翼は実際のジャイロミル型風車で使用されている翼型である。供試翼は 2 次元で、翼弦長は 30mm とした。また、渦法では物体表面を分割する必要があるが、本解析では翼表面を 103 枚のパネルに分割している。

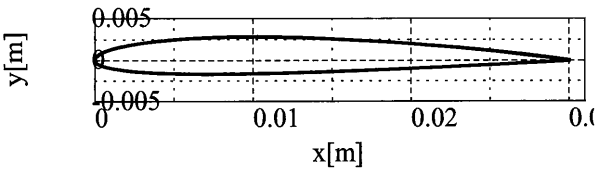


Fig. 1 NACA2415 Test Blade

Fig. 1 に供試翼の断面図、Fig. 2 に翼の取り付け位置及び本報で使用する記号を示す。方位角θは風車の回転角度を示し、取付角βは風車回転面の接線方向と翼弦方向のなす角度を表す。各翼を反時計回りに No. 1、No. 2、No. 3、No. 4 とする。

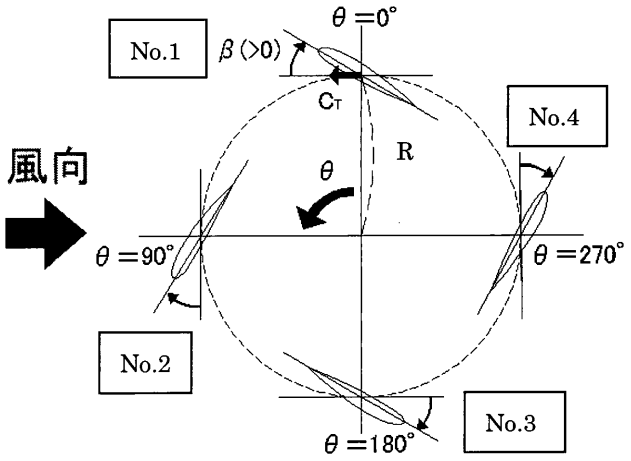


Fig. 2 Schematic of Wind Turbine

3．2　計算条件

本研究では、2 次元 4 枚翼のジャイロミル型風車を解析対象とした。静止状態から回転を開始するまでに風車翼に作用する空気力から方位角毎の最適取付角を求めるため、風車は静止状態(周速比λ=0)の条件で解析を行った。計算条件を Table 1 に示す。

Table 1 Analysis Conditions

主流速　U_∞	[m/s]	3.00E-1
代表長さ　D_0	[m]	3.00E-2
密度　ρ	[kg/m^3]	1.21
動粘性係数　ν	[m^2/s]	1.48E-5
レイノルズ数　Re	-	6.08E+2
取付角　β	[°]	30～-60 (10° 刻み)
方位角　θ	[°]	0～80 (10° 刻み)

4．解析結果及び考察

4．1　揚力係数と抗力係数

流体中を移動する物体に作用する流体力成分には揚力と抗力がある。揚力係数 C_L は、流れの中に置かれた物体が流体から受ける流体力のうち流れ方向と直角方向の成分である揚力の無次元数であり、(3)式で定義される。

$$C_L = \frac{L}{\frac{1}{2}\rho U_0^{\,2} S} \quad (3)$$

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.204, 2025/07/04.

また、抗力係数 C_D は流体力の流れ方向成分である抗力の無次元数であり、(4)式で定義される。

$$C_D = \frac{D}{\frac{1}{2}\rho U_0^2 S} \qquad (4)$$

ここで、L は揚力、D は抗力、$1/2\,\rho U_0^2$ は動圧、S は前面投影面積を表す。一例として、方位角 θ=0°、取付角 β=0° において翼 No.1 に作用する空力係数 (C_L 及び C_D) の時間履歴を Fig.3 に示す。

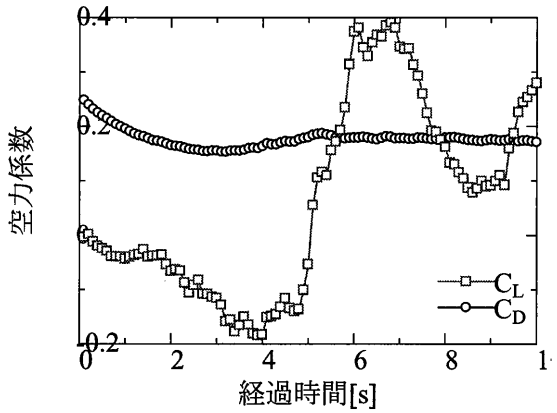


Fig.3 Time Variation of Aerodynamic Forces of Blade No.1 (β=0°, θ=0°)

この図より、経過時間 4[s]付近で揚力係数 C_L は最少となり、その後大きくプラスの値になることが分かる。その時の渦パターンを Fig.4 に示す。

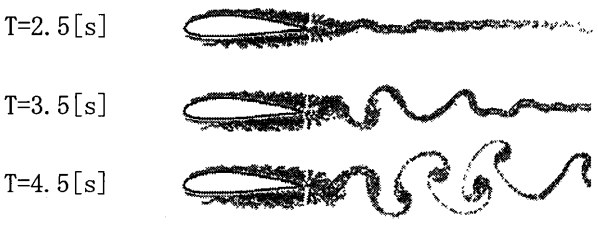


Fig.4 Flow Pattern of Blade No.1 (β=0°, θ=0°)

Fig.4 を見ると、経過時間 3.5[s]の時、翼の下流側にカルマン渦列が形成され始め、経過時間 4.5[s]の時に、完全にカルマン渦列を形成していることが分かる。Fig.3 及び Fig.4 より、カルマン渦列形成は空力係数に大きな影響を与えることが分かった。この後さらに時間が経過すると翼周りの流れは安定状態に入ると考えられる。

4．2 回転力係数

回転力係数 C_T は、翼に作用する回転方向の力を無次元化したものである。C_T の値が大きいほど風車の回転力は大きくなる。回転力係数 C_T、揚力係数 C_L 及び抗力係数 C_D の定義を Fig.5 に示す。ここで、C_T は反時計回りを正とする。

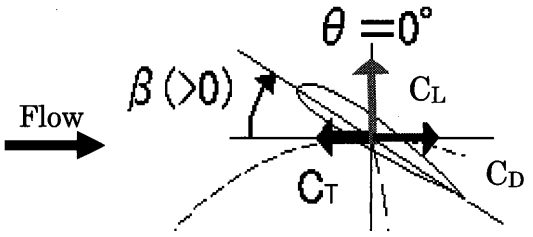


Fig.5 Schematic of Aerodynamic Forces

(5)式に、翼 No1 から翼 No4 までの各翼の回転力係数 C_T の計算式を示す。

$$\left.\begin{aligned} &\text{翼 No.1} \quad C_{T1} = -C_{D1}\cos\theta - C_{L1}\sin\theta \\ &\text{翼 No.2} \quad C_{T2} = +C_{D2}\sin\theta - C_{L2}\cos\theta \\ &\text{翼 No.3} \quad C_{T3} = +C_{D3}\cos\theta + C_{L3}\sin\theta \\ &\text{翼 No.4} \quad C_{T4} = -C_{D4}\sin\theta + C_{L4}\cos\theta \end{aligned}\right\} \qquad (5)$$

風車の回転力係数 C_T は、(6)式に示すように、C_{T1} から C_{T4} までを合計して求めた。

$$C_T = C_{T1} + C_{T2} + C_{T3} + C_{T4} \qquad (6)$$

Fig.6 に、(5)式で求めた各翼(翼 No.1～翼 No.4)及び、(6)式で求めた風車の回転力係数 C_T を示す。横軸は経過時間[s]、縦軸は回転力係数 C_T を示す。

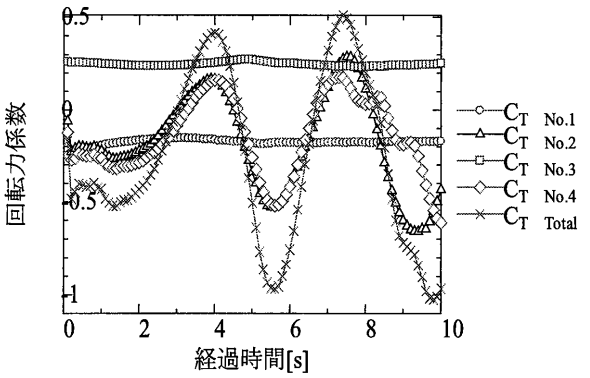


Fig.6 Time Variation of Rotational Force Coefficient (β=0°, θ=0°)

ここで、突然一様流が流れ始めた直後の風車の回転力係数 C_T を解析するため、経過時間 3[s]までの間の回転力係数 C_T に注目する。

Fig.7 は経過時間 3[s]間の回転力係数 C_T を示す。図を見てみると、翼 No.1 ではこの経過時間内は回転力係数 C_T はマイナスの値となっている。一方、

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

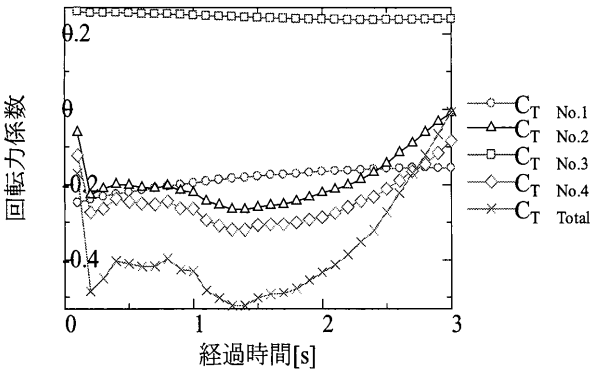


Fig.7 Time Variation of Rotational Force Coefficient for Elapsed time until 3[s] (β=0°, θ=0°)

翼 No.3 では、C_Tはプラスの値となっており、風車を回転させる力が発生することが分かる。また、経過時間 1.5[s]付近で、翼 No.2 及び翼 No.4 では C_Tは他の翼より大きなマイナスの値となっており、トータルの回転力係数 C_Tに大きな影響を与えることが分かった。その時の渦パターンを Fig.8 に示す。

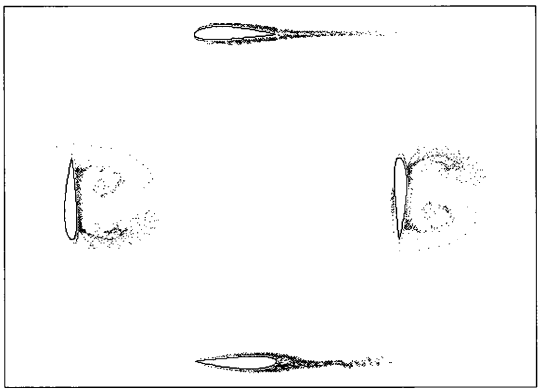


Fig.8 Flow Pattern at Elapsed Time 1.5[s] (β=0°, θ=0°)

Fig.8 は経過時間 1.5[s]、方位角 θ=0° 、取付角 β=0° における渦パターンを示す。翼周りの渦パターンを見てみると、翼 No.2 及び翼 No.4 にはカルマン渦列が形成し始めている。

次に、経過時間 3[s]間における、トータルの回転力係数 C_Tに及ぼす翼取付角 βの影響について検討する。

Fig.9 は方位角 θ=0° 、取付角 β=30° ～-60° の回転力係数 C_Tを示す。図を見ると、経過時間 1.5[s]付近で回転力係数 C_Tはほぼ最大となっており、その値を風が吹き始めた直後に発生する最大回転力係数として仮定する。その最大回転力係数の値を方位角 θ=0～80° について求めた結果を、取付角

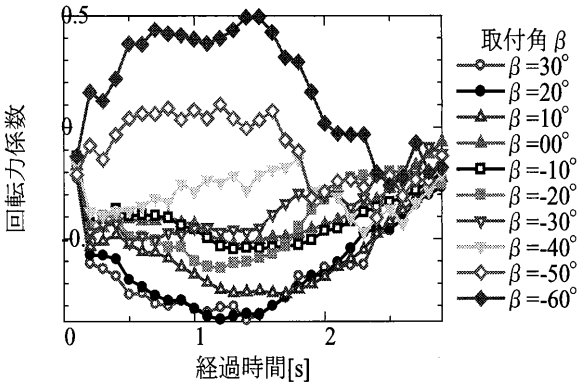


Fig.9 Effect of β on Rotational Force Coefficient (Elapsed time until 3[s])

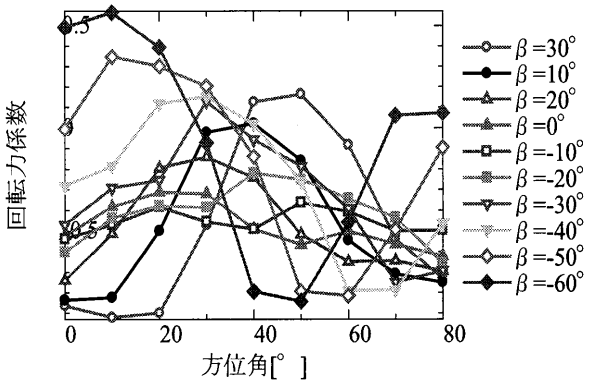


Fig.10 Rotational Force Coefficient for Azimuth Angle

β=30° ～-60° をパラメータとして Fig.10 に示す。

Fig.10 において、方位角 θ 毎に最大の回転力係数 C_Tが得られる取付角 βを最適取付角として求めた結果を Fig.11 に示す。つまり、Fig.11 は Fig.10 における C_Tの包絡線を示している。また、Table 2 に各方位角 θにおける最適取付角の値を示す。

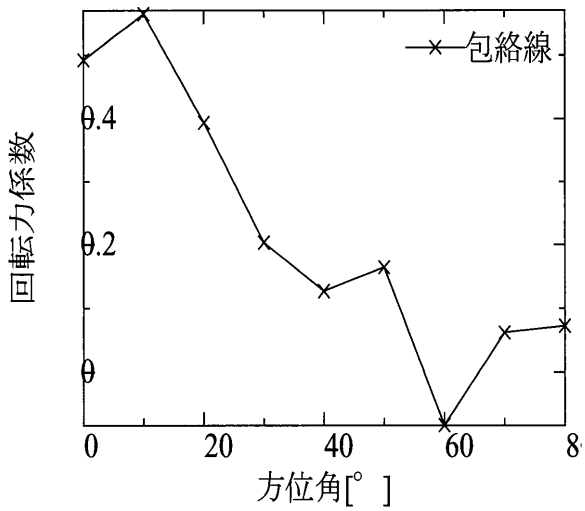


Fig.11 Envelope of Optimum Rotational Force Coefficient

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

Table 2 Optimum Setting Angle

θ [°]	最適取付角 β [°]
0	−60
10	−60
20	−60
30	−50
40	30
50	30
60	30
70	−60
80	−60

Table 2 に示すように、例えば方位角 θ =60° では最適取付角は 30° であるが、Fig. 11 を見ると回転力係数 C_T はマイナスになることが分かる。そのため、さらに起動特性の向上を図るために、方位角 θ 毎に各翼の最適取付角を求めた。その結果を Table 3 に示す。

Table 3 Optimum Setting Angle of Each Blade

方位角 θ [°]	最適取付角 β [°]			
	翼 No. 1	翼 No. 2	翼 No. 3	翼 No. 4
0	0	30	−50	−60
10	0	30	−40	−60
20	10	10	30	−50
30	20	−60	−30	−30
40	20	−60	30	−30
50	30	−60	−60	−20
60	30	−60	−60	−20
70	30	−60	−60	−10
80	30	−60	−60	0

この各翼の最適取付角を用いて回転力係数を求めた結果を Fig. 12 に示す。図中①(□記号)は方位角 θ 毎に全翼を同じ最適取付角に設定した場合、②(○記号)は方位角 θ 毎に各翼の最適取付角を設定した場合を示している。

図より、②の場合、つまり方位角 θ 毎に各翼の最適取付角を設定した場合、回転力係数 C_T は①の場合の 2 倍以上大きくなることが分かった。すなわち、翼毎にピッチコントロールを行うことにより、起動性能は格段に向上すると言える。

5. 結論

渦法を用いて、静止した 4 枚翼ジャイロミル型風車に突然一様流が流れる場合の風車周りの流れのシミュレーションを行い、翼取付角をパラメータとして、風車翼に作用する回転力を求め、方位角毎に最適取付角を求めた。全翼を同じ最適取付角に設定するより、方位角毎に各翼の最適取付角設定を行うほうが回転力は大きくなり、起動性能は大きく向上することが明らかになった。

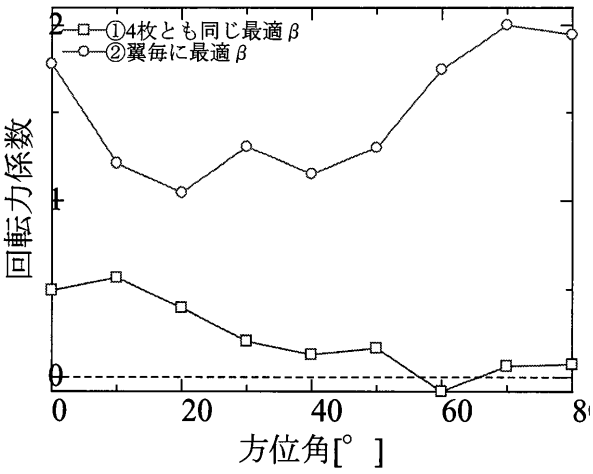


Fig. 12 Rotational Force Coefficient in Two Cases (① Case of Identical Optimum β for all blades, ② Case of Optimum β for each blade)

参考文献

(1) (財) 日本エネルギー経済研究所、アジア/世界エネルギーアウトルック 2007、第 399 回定例研究報告会 (2007)

(2) 江口正一、石井進、平本政明、野口常夫、平野孝典、田中英穂、風車用切欠き翼の空力特性に関する研究、ガスタービン学会第 33 回定期講演会講演論文集 (2005)、pp. 107-111

(3) 平野孝典、石井進、平本政明、田中英穂、藤本一郎、渦法による風車翼周りの流れの数値シミュレーション、ガスタービン学会第 34 回定期講演会講演論文集 (2006)、pp. 85-89

(4) 井上亮二 j、藤本一郎、平野孝典、平本政明、石井進、垂直軸型風車の空力特性に関する研究 (周速の影響)、第 36 回ガスタービン定期講演会講演論文集 (2008)、pp. 79-83

(5) カイリル アクマル ビン ナン、他 4 名、ジャイロミル型風車の非定常空力特性に関する実験的研究、第 39 回日本ガスタービン学会定期講演会講演論文集 (2011)、pp. 181-185

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 40 回日本ガスタービン学会定期講演会（釧路）講演論文集，2012.10

【研究報告】

B-6

出力 500W 級プロパン燃料超小型ガスタービン用燃焼器における振動燃焼の抑制と排ガス特性

*安部　裕志（首都大院）、桜井　毅司、湯浅　三郎（首都大）

Suppression of Combustion-Driven Oscillations and Emission Characteristics of Annular-type Combustor for Propane-fueled 500W-class Micro Gas Turbine

*ABE Hiroshi, SAKURAI Takashi and YUASA Saburo (TMU)

ABSTRACT

An annular-type propane-fueled combustor for a 500W-class micro gas turbine was developed. A lean-premixed combustion method was applied to realize low NOx emission, and the volume of combustion chamber is 60cm^3 with a space heating rate of 800MW/(m^3·MPa). The fuel injectors with a small fuel injection hole suppressed combustion-driven oscillations of the micro combustor due to an obstruction of the pressure fluctuation in the combustion chamber by raising the fuel supply pressure. Using the fuel injectors made the emission characteristics deteriorate because the fuel injection velocity was too fast to obtain a sufficient premixture between fuel and air in a small premixing chamber.

Key words: Micro Combustor, Micro Gas Turbine, Combustion-Driven Oscillations, Emission Characteristics

1. はじめに

2012 年 2 月、IHI は、世界初の携行型超小型ガスタービン発電機を開発し、自立発電の実証に成功したと発表した[1,2]。超小型ガスタービンは、二次電池や燃料電池と比べ、高出力密度・高エネルギー密度を両立できることから、小型モバイル電源や自立移動型ロボットの電源としての活躍が期待されている[3,4]。IHI と本学も参画した大学グループによって冒頭の超小型ガスタービンの開発は進められた。本研究室は、このガスタービンへの搭載を想定した超小型燃焼器の実験的開発を行っていた[5-8]。

燃料にはプロパンを選定した。プロパンはインフラが整備され手に入れやすく、常温・加圧下で液体であるため可搬性・高密度貯蔵に優れている。加えてその蒸気圧は常温で 8 気圧と十分に高いため、供給用ポンプを必要とせず、小型化に有利である。

これまで、本燃焼器で形成が確認された管状火炎の特徴を活かして設計した実機搭載型燃焼器を用いて実験を行ってきたが、加圧条件を模擬するために、燃焼器出口にタービン静翼を模擬したノズルを取り付けたところ、燃焼室出口面積の縮小に伴い、振動燃焼が発生し、火炎安定性が著しく悪化した[8]。振動燃焼の発生は、燃料インジェクターが燃焼室で発生した圧力変動の影響を受け、燃料流量が変動したためと推測した。この対策として、燃料供給圧を燃焼室圧に比べて十分に高くすることを目的に、噴出孔径を縮小した燃料インジェクターを導入し、燃料流量が燃焼室圧変動の影響を受けないようにした。その結果、振動燃焼が抑制でき、火炎安定性が改善することが明らかになった[9]。

しかし、その限界の噴出孔径の値やその孔径を決定する詳細な機構、さらには振動燃焼抑制時の排気ガス濃度は調べられていない。そこで本講演では、これまで計測されていなかった圧力変動と排気ガス濃度の計測を行い、インジェクター毎に振動燃焼抑制効果および燃焼状態を考察し、超小型ガスタービン用燃焼器に適したインジェクターに関して調査をしたので報告する。

2. 燃焼器および実験方法

実機搭載型燃焼器は燃焼室容積約 60 cm^3、燃焼負荷率 800 MW/(MPa·m^3)、定格条件は空気流量 12 g/s、圧力比 3、当量比 0.32 である。振動燃焼の問題を受け、外壁がステンレスである実機搭載型燃焼器では、加圧条件における燃焼器内部の観察

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

が不可能であった。そのため本研究では、燃焼器内部の観察ができるように、燃焼器外壁を石英ガラスで製作し、実機搭載型燃焼器の構造を模擬した改良型試験燃焼器を使用した。Fig.1 にその概要を示す。実機搭載型燃焼器同様、構造はアニュラー型、燃焼室容積は約 60 cm^3 である。中心軸には後述する絞り板から高さ 10 mm の位置に希釈空気孔（直径 2 mm × 16 個）を設け、燃焼室出口にはタービン静翼を模擬したノズルを取り付けている。実機の加圧条件を模擬した実験を行うために、ノズル出口に直径 5 mm の孔をあけたステンレス板を溶接し、燃焼室内部の圧力を高めた（～約 60 kPa 程度の昇圧が可能）。

実機搭載型燃焼器及び改良型試験燃焼器共に、燃焼方式は低NOx燃焼に有効な希薄予混合燃焼方式を採用している。ただし、逆火の危険性を取り除くため、燃焼室内部で混合を行う。プロパンと空気の可燃下限界は当量比 0.51 であり、この値以下である設計点（当量比 0.32）で火炎を安定化させることは予混合気ではできないため、可燃下限界より高い当量比で燃焼を行う予混合室(Fig.1-(α))と希釈空気孔を燃焼器に設けた [6]。

混合の促進のため、燃料と空気は予混合室接線方向に 4 ヶ所から同軸噴射した。接線方向に噴射することで燃焼室内に旋回流を形成させ、軸に沿ってその周りに生じる再循環領域によって保炎を図った。燃料インジェクターは噴出孔径が 1.0、0.4、0.2 mm の 3 種類を用いた。以後、これらインジェクターを噴出孔径で区別し、それぞれ d1.0、d0.4、d0.2-Injector と呼称する。

保炎効果と混合の一様性の増大を図るため、燃焼室内部に軸方向断面積を縮小する絞り板（Fig.1-(β)）を設置した。絞り板の大きさを絞り比｛1－（絞り板開口面積／予混合部断面積）｝と定義し、本燃焼器では過去に管状火炎が形成されやすかった絞り比 0.28 を用いた[6]。

Fig.2 に供給系ラインと実験機器を示す。燃焼器下方から流入した空気（$\dot{m}_a$）は、予混合室に噴射する一次空気と希釈空気に分配される。燃料と一次空気のみで算出した当量比を一次当量比（φ_p）、希釈空気も含めた全体空気で算出した当量比を全体当量比（φ_t）と定義した。

燃焼室予混合部や燃料インジェクター上流部、空気孔上流部に圧力計を設置し、燃焼室圧（P_{cc}）と燃料供給圧（P_{Inj}）、空気供給圧（P_{Air}）の圧力変動をそれぞれ計測した。排気ガス濃度計測には、直径 0.3 mm の微細オリフィスを有する石英ガラスプローブを用い、脱水した後、CO 濃度計（定電位電解法）、NOx 濃度計（化学発光法）、炭化水素計（水素炎イオン化法）で各成分を計測した。

実験は常温で行った。常温・大気圧における設計点は、実機稼働条件における圧力・温度条件と体積流量が一致するように定めた空気流量 6.0 g/s、一次当量比 0.6（全体当量比 0.32）とする。燃焼室出口面積を絞っているため、空気流量の増加と共に燃焼室圧は増加するが、設計点は常温・大気圧条件を使用した。着火は予混合室側面に挿入したスパークプラグで行う。

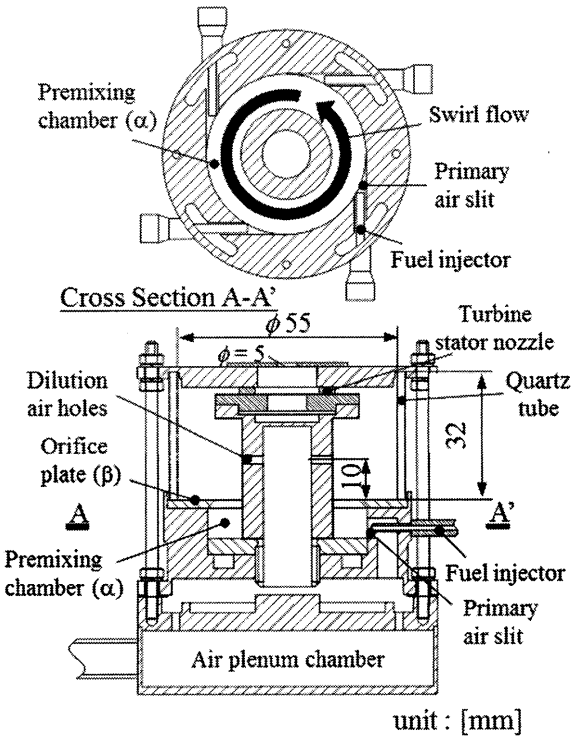


Fig.1 Schematic of the micro combustor

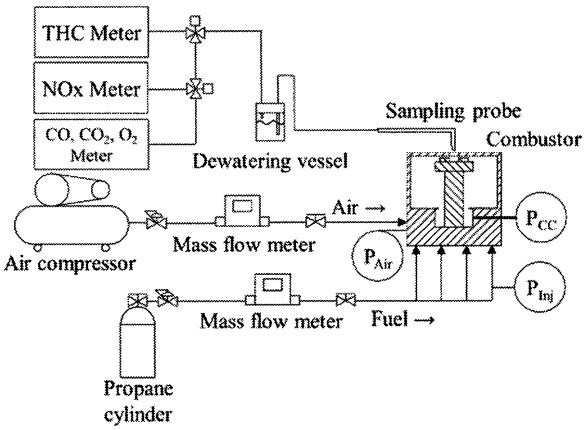


Fig.2 Fuel and air supplying systems and measuring devices

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

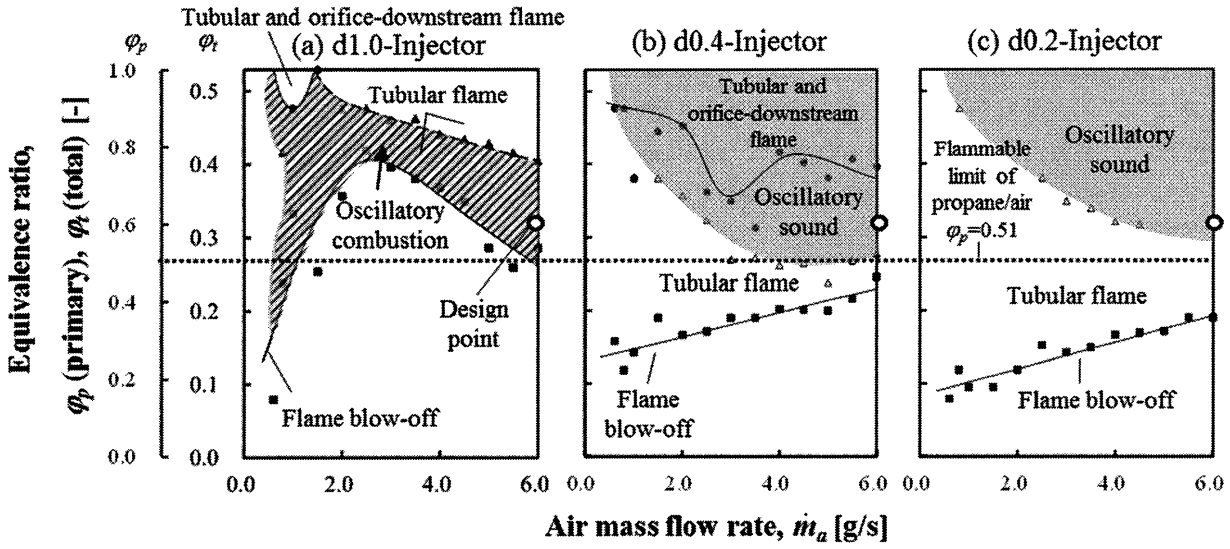


Fig.3 Flame stability limits of the combustor using (a) d1.0-Injector, (b) d0.4-Injector, (c) d0.2-Injector

3．実験結果および考察

3．1　火炎安定限界

インジェクター毎に計測した火炎安定限界をFig.3に示す。グラフの横軸に全体空気流量、縦軸は一次当量比と全体当量比を示している。火炎安定限界は、所定の空気流量において、当量比の高い条件で火炎を形成した後、徐々に燃料を絞っていったときに観察される火炎形状の遷移および吹き飛びの限界を計測した結果である。図中の白丸は設計点を表している。

Fig.3-(a)に示したd1.0-Injectorの場合は、図中に示した網掛けの領域において、管状火炎が予混合領域で細かく上下にばたつき、突発的に火炎が吹き飛んでしまう強い振動燃焼が発生した。空気流量1.0 g/s以上の条件では、一次当量比1.0～0.8にかけて振動燃焼が起こらない境界（図中の点線）があることを確認した。吹き飛び限界は空気流量の増加と共に高当量比側に移行し、空気流量2.0 g/s付近で一次当量比0.8を最大値に、当量比が低下した。

Fig.3-(b)に示したd0.4-InjectorとFig.3-(c)に示したd0.2-Injector共に、d1.0-Injectorで計測された火炎がばたつく振動燃焼は観察されず、設計点を含む広い範囲で安定した管状火炎が形成され、火炎安定性が大きく改善された。これらの吹き飛び限界は空気流量の増加に伴い、やや高当量比側に移行する傾向はあるものの、プロパンと空気の可燃下限界より低当量比側で生じており、設計点も満たしていることから、概ね良好であると言える。

d0.4-Injectorの場合は、図中の一次当量比0.9～0.7に示した実線付近を境に純粋な管状火炎から、予混合領域の上半部に形成される部分的な管状火炎から絞り部の下流に伸びる火炎へと遷移した（部分管状火炎と呼ぶ）。両インジェクター共に火炎安定性が改善された一方で、図中網掛けで示した領域で振動音を発するようになった。

3．2　圧力変動および周波数解析

設計点において、インジェクター毎に計測した燃焼室圧、燃料供給圧、空気供給圧の変化率のグラフをFig.4に示す。ここで、圧力変化率ΔPは、それぞれの実測値（$P_{mes,i}$）を平均値（$P_{ave,i}$）で無次元化した値であり、以下の式で表される。

$$\Delta P = \frac{P_{mes,i} - P_{ave,i}}{P_{ave,i}} \times 100\ [\%] \quad (i = CC, Inj, Air)$$

Fig.4-(a)に示したd1.0-Injectorの場合、各計測点で圧力変動が生じていることがわかる。それぞれの圧力波は、同じ周期かつ位相差を持って振動している。これら圧力変動に周波数解析を行った所、それぞれ共通して約260 Hzのピーク値を有していることが分かった。位相差を持って燃焼室圧と燃料及び空気供給圧が変動する傾向は、ロケットエンジンでいう“chugging”モードの振動燃焼と傾向が一致し、供給系が燃焼室圧の変動の影響を受けることに伴い、燃料及び空気の流量が変動することで振動が励起されていると考えられる[10]。

Fig.4-(b)に示したd0.4-InjectorとFig.4-(c)に示したd0.2-Injectorの場合、d1.0-Injectorと比べ、燃料

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

供給圧の変動が小さくなっているのがわかる。しかし、d0.4-Injector の場合、燃料供給圧の変動は完全には治まっておらず、燃焼室圧と空気供給圧は、d1.0-Injector と同様に明確な位相差を持って振動している。周波数解析の結果、燃料供給圧も含め燃焼室圧と空気供給圧共に約 240 Hz のピーク値を示した。噴出孔径を縮小して燃料供給圧を高め、燃焼室圧変動の影響に伴う燃料流量の変動を抑える目的で d0.4-Injector と d0.2-Injector を用いた。しかし、設計点条件を満たす燃料流量を流したとき、d0.2-Injector は燃料供給圧が約 270 kPa で燃焼室圧約 60 kPa に比べ十分に高かったたが、d0.4-Injector では約 80 kPa と十分に高いとは言えず、チョークまで至らなかった。その結果、d0.4-Injector では燃焼室圧変動の影響を燃料流量が受けて燃料流量の変動を生じ、振動燃焼を励起したと考えられる。

3．3　排気ガス濃度

設計当量比で計測した排気ガス濃度計測の結果を Fig.5 に示す。d1.0-Injector の場合は振動燃焼の影響で突発的に火炎が吹き飛んでしまうなど安定した燃焼が保てず、排気ガスの計測ができなかった。Fig.5-(a)には CO 濃度を示す。Fig.5-(b)に示す燃焼効率は、CO 濃度、未燃炭化水素濃度を元に算出した[11]。Fig.5-(c)には NOx 濃度を示している。

d0.4、d0.2-Injector 共に、空気流量の増加に伴い CO 濃度は増加し、NOx 濃度は低下する傾向を示した。Fig.5-(a)に示した CO 濃度では両インジェクター共に設計流量に近い 6.0 g/s 付近で 1000 ppm 以上の値を示した。Fig.5-(b)に示した燃焼効率のグラフを見ると、設計点において、d0.4-Injector は約 98 %に対し、d0.2-Injector は約 94 %を示した。一方、Fig.5-(c)に示した NOx 濃度は、d0.2-Injector の

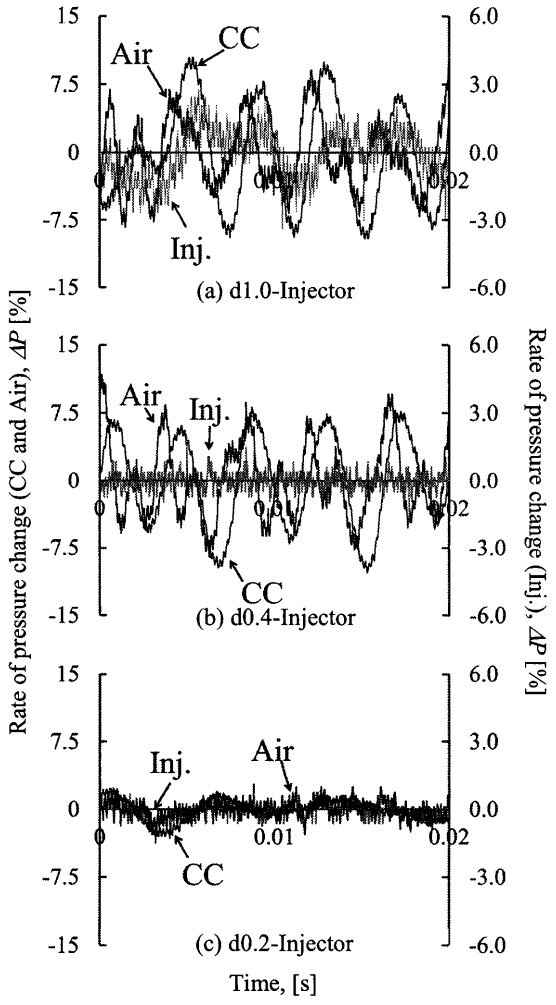


Fig.4 Pressure intensity variations of combustion chamber, fuel supply and air supply using (a) d1.0-Injector, (b) d0.4-Injector, and (c) d0.2-Injector at design point

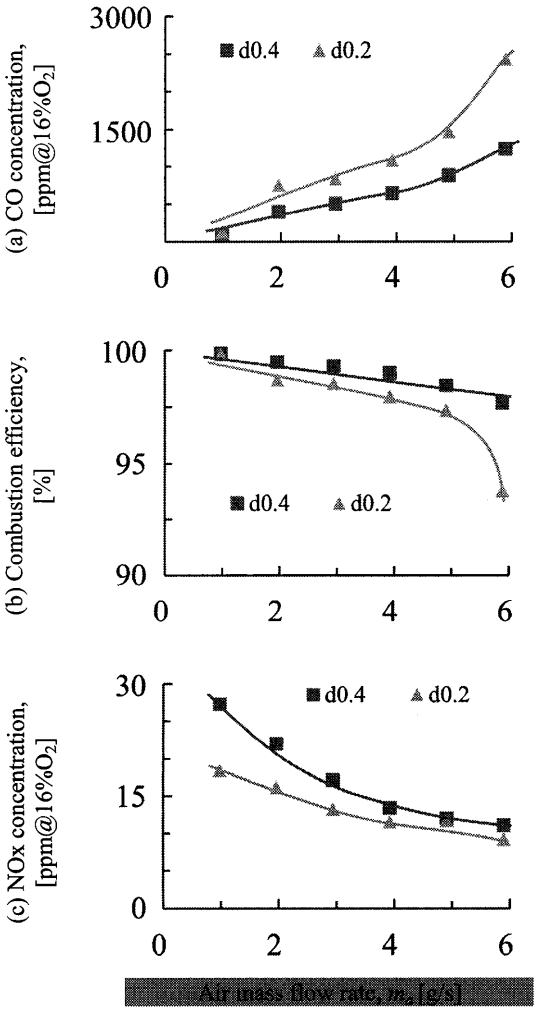


Fig.5 CO and NOx concentrations and combustion efficiency using d1.0, d0.4, and d0.2-Injector at $\varphi_p = 0.6$

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

方が値は低くなっている。これは、d0.2-Injectorの場合、燃焼効率が低いことから推測されるように、火炎温度が十分高くならなかったためと考えられる。

d0.4-Injector、d0.2-Injector共に振動燃焼を抑制できたが、排気ガス性能が悪い結果を示した。この理由として、2つのインジェクターの噴出流速の違いが挙げられる。設計点条件においてd1.0-Injectorの噴出流速は約18 m/sであるのに対し、d0.4-Injectorの噴出流速は約114 m/s、d0.2-Injectorではチョークしているため、音速の約253 m/sで噴出している。通常、流体間の速度差が大きくなるほど混合が促されるが、本燃焼器では燃焼室予混合室の容積が小さく、d0.4、d0.2-Injectorでは噴出速度が速すぎるために、十分に予混合する前に燃焼してしまい、さらに火炎が希釈空気によって一部消炎された可能性もあって、排気ガス性能が悪くなったと考えられる。

今後は、インジェクター毎に燃焼室内の火炎温度分布を計測し、燃焼状態改善に向けて希釈孔高さを変更するなどの対策を行う予定でいる。

4．まとめ

- d1.0-Injectorの場合、燃焼室と燃料及び空気供給系の圧力波が同一周期かつ位相差を持って連動するchuggingモードの振動燃焼を生じた。その周期は約260 Hzであった。
- d0.2-Injectorの場合、燃料供給圧を燃焼室圧に対して臨界圧以上に高めた結果、振動燃焼を抑制できた。
- d0.4-Injectorの場合、本燃焼器ではわずかな燃料供給圧の変動によってもchuggingモードの振動燃焼が発生した。
- 振動燃焼を低下あるいは抑制できたd0.4、d0.2-Injectorの場合、CO濃度と燃焼効率はそれぞれ、約1200 ppm、98 %、及び約2400 ppm、94 %であり、排気ガス性能が悪かった。
- d0.4及びd0.2-Injectorの排気ガス性能悪化は、燃料噴射速度増大に伴う予混合気形成時間の不足による部分予混合燃焼の結果である。

[参考文献]

1). 株式会社IHI HP プレスリリース 「世界初の携行型超小型ガスタービン発電機を開発」（2012/2/6）http://www.ihi.co.jp/ihi/press/2011/2012-2-16/index.htht

2). 日本経済新聞電子版 「IHI、超小型のガスタービン発電機のパッケージ開発」(2012/2/20), http://www.nikkei.com/article/DGXNASFK1703Z_X10C12A2000000/

3). 磯村浩介 「パワーMEMSの現状」， ターボ機械, Vol.32, No.2（2004）, pp.65-72.

4). 田中秀治 「MEMS 技術に基づくガスタービン発電」, 表面技術, Vol.55, No.3 (2004), pp.172-178.

5). 皆川和大, 湯浅三郎, 桜井毅司, 村山元英, 磯村浩介 「超小型ガスタービン用アニュラー型燃焼器の基礎燃焼特性」, 第34回ガスタービン学会定期講演会(2006), pp.221-225.

6). 桜井毅司, 湯浅三郎, 芳賀誠, 村山元英「出力数百W級超小型ガスタービン用アニュラー型プロパン燃焼器の燃焼特性」, 日本ガスタービン学会誌, Vol.38, No.6（2010）, pp.443-450.

7). 芳賀誠, 湯浅三郎, 桜井毅司, 村山元英「プロパンを燃料とする超小型ガスタービン用アニュラー型実機燃焼器の燃焼特性」, 第36回ガスタービン学会定期講演会(2008), pp.221-225.

8). 芳賀誠, 湯浅三郎, 桜井毅司 「プロパンを燃料とする超小型ガスタービン用アニュラー型実機燃焼器の着火特性」, 第37回ガスタービン学会定期講演会(2009), pp.111-114.

9). 安部裕志, 桜井毅司, 湯浅三郎 「プロパン燃料超小型ガスタービン用燃焼器の振動燃焼に関わる諸特性」, 第39回ガスタービン学会定期講演会(2011), pp.119-123

10). 辻廣 「燃焼現象論」, 機械の研究, 第29巻, 12号 (1977)

11). 桜井毅司, 芳賀誠, 湯浅三郎, 村山元英「出力数百W級超小型ガスタービン用プロパン燃焼器の開発」, 第13回動力・エネルギー技術シンポジウム講演論文集(2008), pp.411-414

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 40 回日本ガスタービン学会定期講演会（釧路）講演論文集，2012.10

【研究報告】 B−7

UMGT 用極超小型プロパン燃料燃焼器における排ガス特性

*石崎　恒平（首都大院），小野　洋平（首都大院），
桜井　毅司（首都大），湯浅　三郎（首都大）

Emission characteristics of Propane-fueled Ultra-micro Combustor for UMGT

* ISHIZAKI Kouhei (TMU),ONO Youhei (TMU),
SAKURAI Takashi (TMU) and YUASA Saburo (TMU)

ABSTRACT

To clarify the emission characteristics in the propane-fueled improved engineering-model ultra-micro combustor for UMGT, a prototype-model combustor was to observe the flame appearance and to measure the burned gas condition in detail. The flame stability limit showed the same tendency as that for the engineering-model combustor against the air mass flow rate and the equivalence ratio. For the air mass flow rate less than 0.08 g/s, the effect of heat loss on the flame stability was large, and large amount of unburned hydrocarbons was exhausted at the combustor exit. As the air mass flow rate increased, the heat loss effect became small but the CO emission increased due to short residence time. To decrease the CO emission without varying the residence time, platinum meshes were located between the multi-hole plate in the combustion chamber and the nozzle as catalyst. The result showed that the Pt meshes drastically reduced the CO emission and were effective to increase the combustion efficiency.

Key words: UMGT, Ultra-micro Combustor, Flat-flame, Propane

1. はじめに

超小型モバイル電子機器や無人航空機への搭載を目的とした動力源としてウルトラマイクロガスタービン（UMGT）の研究が進められている．UMGT とは既存の化学電池や開発中の燃料電池と比較しても高出力密度・高エネルギ密度を両立することを目標とした究極的な分散型動力源である．

本研究室では Flat-flame 燃焼方式を用いた UMGT 用水素及びプロパン燃料燃焼器について研究を行ってきた [1]．水素燃料では，設計点を満たす広範囲にわたって高燃焼効率・高燃焼負荷率を達成できることを実証しており，現在は実機搭載に向けて燃焼器サイズのコンパクト化や圧力損失・熱損失の低減を図ったより詳細な燃焼器構造の検討 [2]，更に昇圧・昇温条件での燃焼実験を行っている．プロパン燃料では，当初製作した実機型燃焼器は Flat-flame が形成されづらい燃焼室構造であった為，燃焼室内下流に多孔板を設置することで淀み流れ場を形成し，これにより設計点（空気流量 0.15g/s，当量比 0.55）において火炎を安定化させることが可能となった [3]．

UMGT の実用化に向けて解決すべき重要な技術的課題の一つとして，排ガス濃度の低減が挙げられる．UMGT は人体に近い位置で使用されることが想定される為，排ガス濃度の低減は必須である．

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

そこで上記燃焼器の排ガス濃度を計測したところ，NOx については設計点において 6.4ppm であり，低 NOx 燃焼器であった [4]．ところが CO については 1000ppm 以上の値が検出され，これに伴い燃焼効率も低く，その低減が不可欠であった．従ってプロパン燃料実機型燃焼器を実用化するには，NOx 濃度を維持したまま CO 濃度を低減し燃焼効率を向上させる必要がある．

ところで，高負荷な燃焼が必須である極超小型燃焼器では滞在時間が非常に短くなることが知られている [5]．従って CO_2 への酸化反応速度が遅い CO を燃焼反応によってその濃度を低減させることは本質的に難しくなる．その為燃焼反応を補い，CO 濃度の低減及び反応を完結させる対策として触媒の使用が挙げられる．本研究室で過去に，燃焼室中心部に軸のある初期の試験燃焼器において白金触媒を試験的に燃焼器出口ノズル部に担持させる実験を行なったところ，燃焼効率が改善することを確認した [6]．

ところが上記の実機型燃焼器においては，初期の試験燃焼器と形状が若干異なって中心軸を有せず，かつ実機搭載を想定した為金属壁が多用されていた．この為前述した高濃度の CO の発生が壁面への熱損失による消炎の影響か，滞在時間が短いことによる影響かの判断がつかなった．そこで，本研究において，中心軸のない実機型燃焼器の形状を模擬した改良型試験燃焼器を新たに製作するとともに，白金による触媒作用が及ぼす排ガス特性への影響を詳しく調べた．

2. 実験装置及び方法

2.1 改良型試験燃焼器

Fig.1 に改良型試験燃焼器の概略図を示す．燃焼室はインジェクタと多孔板に囲まれた直径 16.4 mm，高さ 4mm の空間で，燃焼室容積 885mm^3 である．この改良型試験燃焼器は実機型燃焼器を模擬した燃焼室構造である．石英を外壁に用いたことで燃焼室内の様子を観察することができ，加えて石英はステンレスよりも熱伝導率が低いので熱損失の影響を小さくすることが可能となった．予混合されたプロパンと空気はインジェクタを通過し，燃焼室内に Flat-flame を形成する．インジェクタには多孔質体アルミナセラミックス Al_2O_3(平均粒径:130μm，気孔率:45~50%) [7]を用いている．火炎に直接晒される多孔板の熱伝導率やそこに形成される流れ場の影響を調べる為に，実機型燃焼器と同じ HastelloyX と，形状はこれと同じで材質の異なり多孔質体でもある Al_2O_3(holes)板及び材質と流れ場が異なり外環に小孔が開いていない Al_2O_3 板を用いて実験を行った．HastelloyX の熱伝導率は 27.2W/m･K [8]，Al_2O_3 及び Al_2O_3(holes)はインジェクタと同じ材質を使用し熱伝導率は 5.8W/m･K [7]である．HastelloyX 及び Al_2O_3(holes)の外環の小孔径はφ1mm である．

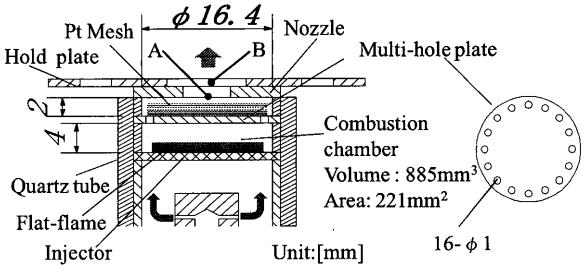


Fig.1 Schematic of the improved prototype-model ultra-micro combustor with multi-hole plate

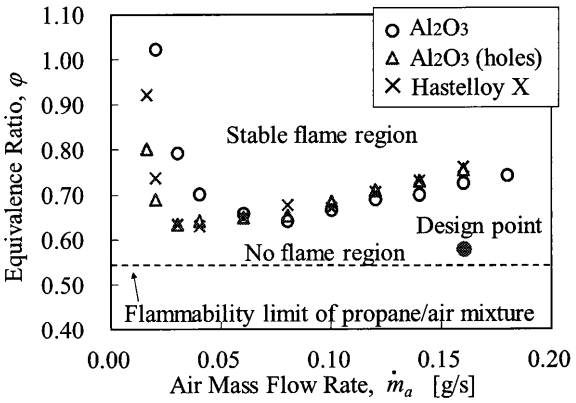


Fig.2 Flame stability limits of the improved prototype-model ultra-micro combustor

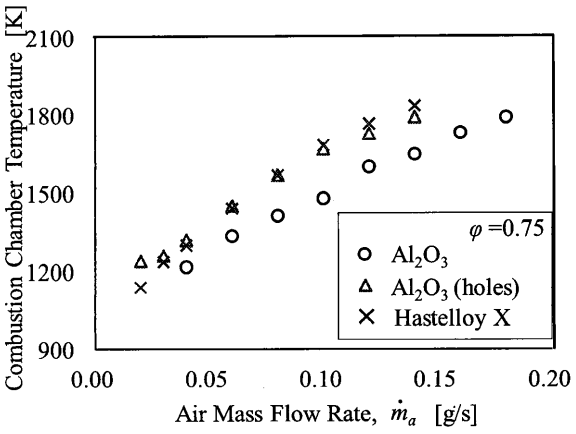


Fig.3 Temperatures in the combustion chamber

触媒反応を起こさせる白金はメッシュ状にして多層で用い，燃焼室下流のノズルとの間に設置した．多層にすることで燃焼室断面積(221mm^2)の 15 倍の接触表面積(3214mm^2)を得た．

本燃焼器の着火は，燃焼室内部に挿入した極細線のスパークプラグによって行った．

2.2 実験方法

全ての実験は常温，大気圧下で行った．本実験では火炎安定限界，燃焼室内温度，燃焼室出口 A 点における燃焼ガス温度を計測した．燃焼ガス組成は装置の都合上ノズル上 B 点で計測したが，残念ながら B 点においては若干の周囲空気流入が

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

あることがわかっている．温度計測には酸化ケイ素で被覆した素線径 0.1mm の R 型熱電対を用いた．燃焼室内温度は，外壁の石英にインジェクタ上高さ 3mm の位置に φ 0.3mm の横穴を開け，燃焼室中心に熱電対接合部を配置して計測した．燃焼ガス温度は，多孔板上 2mm の位置で計測をした．熱電対からの輻射及び熱伝導による熱損失の補正は行なっていない．燃焼効率は先端径 0.2mm の石英プローブを用いてノズル上 B 点における燃焼ガスを採集し，O_2・CO_2 ・CO 濃度計（テストー，testo 325XL）で計測した CO 濃度と，炭化水素濃度計（島津製作所，HCM-1B）で計測した未燃炭化水素(THC)濃度から求めた．NOx の計測には NOx 濃度計（アナテック・ヤナコ，ECL-77A）を使用した．

3. 実験結果及び考察

3.1 火炎安定限界・燃焼室内温度

Fig.2 に 3 種の多孔板(Al_2O_3，Al_2O_3(holes)，HastelloyX)での火炎安定限界の結果を，Fig.3 に燃焼室内温度の計測結果をそれぞれ示す．Al_2O_3 多孔板の火炎安定性は空気流量が 0.06g/s 以下の場合，他と比較して悪いが，空気流量が多くなるに従って火炎安定限界はそれらより拡がる．Flat-flame は一般的に当量比が一定の場合，空気流量が多くなると予混合気流速が速くなって燃焼速度と釣り合わなくなり，当量比を高くしなければ火炎は安定しなくなる．本実験では Al_2O_3 多孔板が多孔質体である為に，外環に大きな孔が開いている Al_2O_3(holes)多孔板や HastelloyX 多孔板に比べて半径方向の速度成分が大きくならないことで火炎伸張が抑制され，安定性が損なわれない為，当量比上昇の程度が小さかったと考えられる．

燃焼室内温度は Al_2O_3(holes)と HastelloyX の多孔板ではほぼ等しい値であり，Al_2O_3 多孔板と比較すると平均 200K 程度高かった．これは上記の通り Al_2O_3(holes)多孔板や HastelloyX 多孔板の場合は，火炎伸張の影響を受け Al_2O_3 多孔板に比べてインジェクタから離れ，熱電対のあるインジェクタ上 3mm の位置に主反応領域が近づいたことが原因と考えられる．

本燃焼器において多孔板が Al_2O_3(holes)と HastelloyX の場合，火炎安定性・燃焼室内温度は殆ど同じ値であったことから，燃焼室内に形成される火炎構造には，多孔板の材質の熱伝導率よりも多孔板の外環に小孔があることによる流れ場の影響の方が大きく影響することがわかった．

3.2 CO 濃度（白金メッシュ無し）

Fig.4 に各多孔板(Al_2O_3, Al_2O_3(holes), HastelloyX)での CO 濃度を，Fig.5 には Al_2O_3(holes)と HastelloyX の多孔板での未燃炭化水素濃度をそれぞれ示す．Al_2O_3 多孔板での未燃炭化水素の計測は装置の都合上現段階では行なえていない． Fig.6 には Al_2O_3(holes)多孔板での燃焼室内と燃焼室出口での温度を示す．

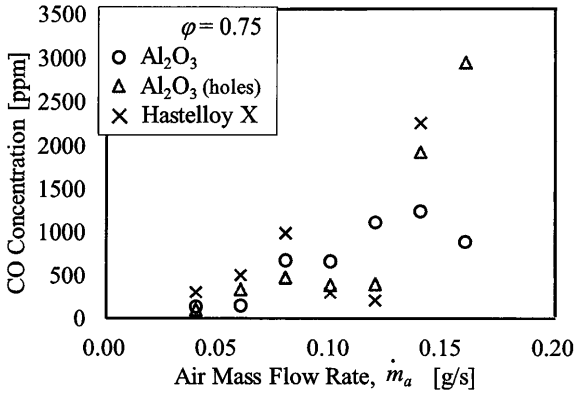


Fig.4 CO concentrations of the improved prototype-model combustors with Al_2O_3, Al_2O_3(holes), and HastelloyX plates

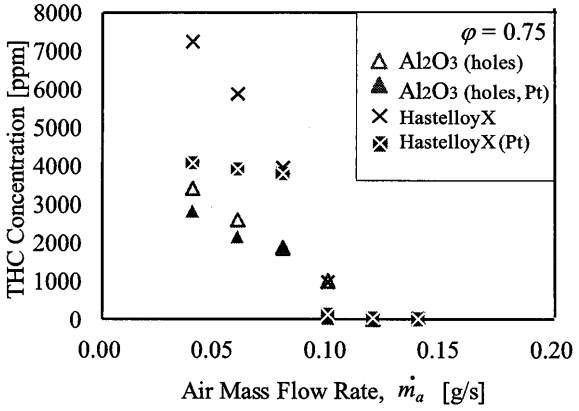


Fig.5 THC concentrations of the improved Prototype-model combustors with Al_2O_3 (holes), Al_2O_3(holes, Pt), HastelloyX and HastelloyX (Pt) plates

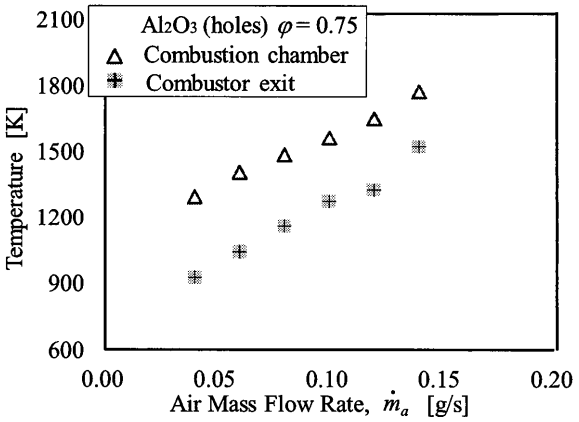


Fig.6 Temperatures in the combustion chamber and at the combustor exit with Al_2O_3(holes) plate

改良型試験燃焼器ではいずれの多孔板を用いた場合においても空気流量の増加に伴い CO 濃度は高くなった．しかし Fig.6 での燃焼室内及び出口温度では空気流量の増加に伴い単調に上昇している

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

が CO 濃度はそうではない．空気流量 0.08g/s 以下の場合，当量比が一定であるにも関わらず CO の濃度は相対的に少ないが，未燃炭化水素の濃度は非常に多い．これは空気流量が少ない場合，多い場合と比べ多孔板や壁面への熱損失の影響が大きく，その為燃焼室内温度が下がり燃焼反応が十分には進まなかったことが原因と考えられる [5]．空気流量 0.10g/s 以上の場合，燃焼室内温度は高くなり，未燃炭化水素濃度も少なく，反応が十分進行したことを示している．その結果，CO_2 への酸化反応速度が遅い CO が，空気流量の増加に伴い燃焼室内で反応が完結できなくなって急上昇した．

Fig.7 に多孔板が Al_2O_3(holes), HastelloyX での燃焼効率を示す．空気流量が 0.08g/s 以下では熱損失の影響が大きく燃焼反応が不十分であることから燃焼効率は低く，空気流量 0.10g/s 以上では燃焼反応が十分進行したことで燃焼効率も向上したことがわかる．

3.3 CO 濃度（白金メッシュ有り）

Fig.8 に白金設置後の各多孔板 (Al_2O_3, Al_2O_3(holes), HastelloyX)での CO 濃度を示す．燃焼室内の流れ場の違いによらず，いずれの多孔板を用いた場合においても白金を設置したことで CO 濃度は 70ppm 以下まで下がり，触媒反応によって CO_2 への酸化反応が助長されたことがわかる．

一方未燃炭化水素濃度は Fig.5 からわかるように，空気流量 0.08g/s 以下では白金設置後も依然高い値であり，空気流量 0.10g/s 以上では白金の有無に関わらず低い値を示していた．このことは未燃炭化水素においては触媒反応の効果が薄いことを示唆している．

Fig.7 の燃焼効率について，Al_2O_3(holes) と HastelloyX の多孔板に対して白金設置前と比較したところ，触媒反応によって CO 濃度が低減した為，燃焼効率は白金設置後の方が高くなっており，燃焼室下流のノズルとの間に白金を設置することは CO 濃度低減及び燃焼効率の向上に対して有用であると結論づけられる．

3.4 NOx 濃度

Fig.9 に多孔板が Al_2O_3(holes), HastelloyX での白金設置前後の NOx 濃度を示す．いずれの多孔板を使用した場合でも空気流量の増加に伴い NOx 濃度は増加しているが，20ppm 以下の低い値である．このことから当初の実機型燃焼器の課題であった“NOx 濃度を維持したまま CO 濃度の低減及び燃焼効率の更なる向上”は，この改良型試験燃焼器においては白金を燃焼室下流のノズルとの間に設置することで達成することができ，今後は実機型燃焼器においてこれに対する実証実験を行う計画である．

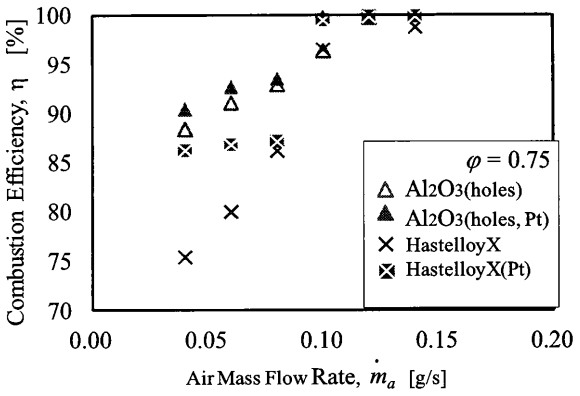


Fig.7 Combustion efficiencies of the improved prototype-model combustors with Al_2O_3(holes), Al_2O_3(holes, Pt), HastelloyX and HastelloyX (Pt) plates

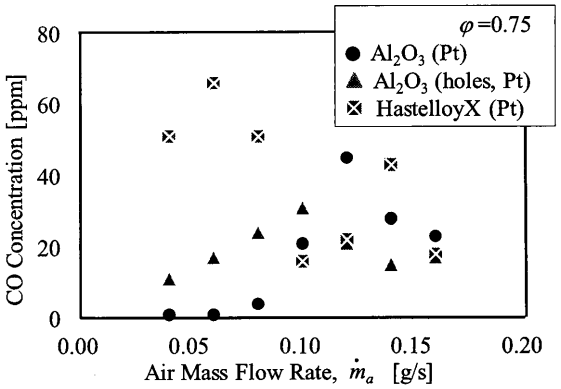


Fig.8 CO concentrations of the combustor with Al_2O_3(Pt), Al_2O_3(holes, Pt), and HastelloyX (Pt) plates

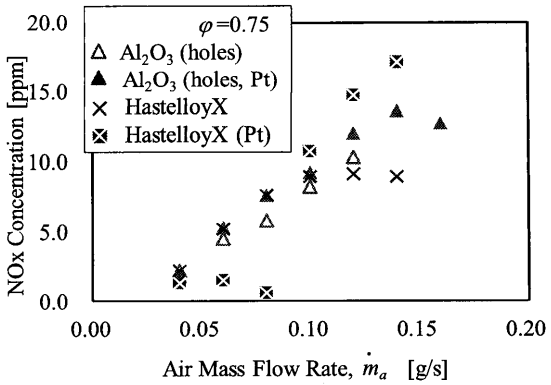


Fig.9 NOx concentrations of the combustor with Al_2O_3(holes), Al_2O_3(holes, Pt), HastelloyX and HastelloyX (Pt) plates

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

4. まとめ

Flat-flame 燃焼方式の UMGT 用実機型プロパン燃料極超小型燃焼器の開発に向けて，改良型試験燃焼器を製作し，排ガス特性を調べ，白金による触媒反応によって CO 濃度低減を試みた．得られた知見は以下の通りである．

- 改良型試験燃焼器（燃焼室：直径 16.4mm，高さ 4mm，容積 885mm^3）の燃焼室内に形成される火炎安定性には，多孔板の材質の熱伝導率よりも多孔板の外環に小孔があることによる流れ場の影響の方が大きい．
- 白金が無い場合,各多孔板(Al_2O_3, Al_2O_3(holes), HastelloyX)において，空気流量 0.08g/s 以下では熱損失が大きく燃焼反応が不十分な為，未燃炭化水素及び CO の濃度は高かった．空気流量 0.10g/s 以上では熱損失が相対的に少なくなって燃焼反応が十分進行したことで未燃炭化水素濃度は少なくなったが，反応時間が不足する為 CO 濃度は空気流量と伴に 1000ppm のオーダーまでの高い値を示した．
- 燃焼室下流とノズルとの間に白金を設置すると未燃炭化水素濃度の低下は小さかったが，CO の CO_2 への酸化反応は著しく促進され，70ppm 以下に低減し，燃焼効率の向上に繋がった．
- Al_2O_3(holes)と HastelloyX 多孔板での NOx 濃度は，白金の有無に関わらず 20ppm 以下と低い値であった．
- 白金触媒を燃焼器下流に設置することで低 NOx 濃度を維持したままでの CO 濃度の低減及び燃焼効率の更なる向上が計れた．

参考文献

1) YUASA, S., SAKURAI, T., SIMOTORI, S., WONG, S. F.,: *Issues for Developing Ultra-micro Combustors for UMGT: Heat Loss, Combustion Method and Fuel,* ISABE 2007-1167, 18th International Symposium on Airbreathing Engines (2007).
2) 笛田剛, 桜井毅司, 湯浅三郎: 排気スリット形状を改良した UMGT 用水素燃料極超小型燃焼器の諸特性，第 37 回ガスタービン定期講演会，(2010), pp215-218.
3) 桜井毅司，本田拓, 湯浅三郎：燃焼室形状を改良した UMGT 用実機型プロパン燃料超小型燃焼器の燃焼特性, 第 37 回ガスタービン定期講演会, (2009), pp43-46.
4) 小野洋平，桜井毅司，湯浅三郎：UMGT 用極超小型プロパン燃焼改良型燃焼器の燃焼特性の把握，第 38 回ガスタービン定期講演会, (2010), pp209-213.
5) 湯浅三郎，下鳥翔子，本田拓，桜井毅司，十河桜子：UMGT 用極超小型燃焼室内での高負荷燃焼に対する一考察, 日本燃焼学会誌, 51 巻 156 号, (2009), 142-148.
6) 本田拓，桜井毅司，湯浅三郎：UMGT 用プロパン燃料超小型燃焼器の燃焼特性の把握，第 46 回燃焼シンポジウム，(2008)，pp108-109.
7) 富士ケミカル，セラミック焼結多孔質体 [http://sub.fuji-chem.co.jp]，(2012/08/20)
8) HAYNES, HASTELLOY ®X ALLOY [http://www.haynesintl.com/pdf/h3009.pdf],(2012/08/20)

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 40 回日本ガスタービン学会定期講演会（釧路）講演論文集，2012.10

【研究報告】 B-8

低 NOx ステージング燃焼器における燃焼振動の火炎自発光画像解析

*金井洸太（早大院），立花繁，山本武，下平一雄，
吉田征二，鈴木和雄（JAXA），佐藤哲也（早大）

Flame Chemiluminescence Image Analysis of Combustion Oscillations in a Staging Fuel Combustor

*Kouta KANAI(Waseda University), Shigeru TACHIBANA,
Takeshi YAMAMOTO, Kazuo SHIMODAIRA, Seiji YOSHIDA,
Kazuo SUZUKI(JAXA) and Tetsuya SATO(Waseda University)

ABSTRACT

Investigation of combustion instability in a staging fuel combustor was conducted by measuring phase-resolved OH* chemiluminescence images. Two strong heat release regions, convective and immovable regions, were extracted from these images. Centroid positions of the convective regions and the sum of intensity for both regions were calculated. The centroid movement in convective region was along a line, and the fluctuations of intensity in both regions were almost in-phase to the fluctuation of pressure. Then the intensity profiles along the line were observed. By the result, two fluctuation modes were found. First mode is located stationary near the nozzle. Second mode has convective characteristic.

Key words: Combustion Instability, Gas Turbine Combustor, Chemiluminescence Imaging

1. はじめに

環境負荷低減のため，低 NOx ガスタービン燃焼器の開発が求められている。NOx 生成量は燃焼温度が上がるほど増加し，燃焼温度が最も高くなる化学量論比付近で最大となる。そのため，燃焼温度を低く抑えることで低 NOx 化を図る方法が考えられてきた。ジェットエンジン燃焼器では，希薄予混合や，RQL（Rich burn Quick mix Lean burn）などの燃焼方式が採用されてきた。RQL 燃焼器では，はじめに燃料過濃な状態で燃焼させ，その後急速に空気と混合させ希薄燃焼させることで燃焼温度を低く抑えている。しかしこの燃焼方式には，急速混合が不十分な場合に NOx が増加するという課題がある。一方で希薄予混合燃焼器では，低当量比燃焼によって燃焼温度を低く抑えることで低 NOx 性能を得ている。更なる NOx 低減のためには当量比を減らしてくことが有効であるが，燃焼振動が発生しやすくなるという問題がある。燃焼振動が発生すると強い圧力変動によってエンジンに損傷を与える可能性があるため，これを防止する必要がある。根本的に燃焼振動を抑えるためには，燃焼状態のどこに不安定となる原因があるのかを把握することが重要となる。

燃焼状態を解析する手段として，火炎自発光の画像解析がある。これは火炎中の OH*あるいは CH*といった電子的励起状態のラジカルが基底状態に遷移する際に発する光（自発光）強度を，高速度カメラを利用して計測し，その空間分布，時間変動を解析するというものである。自発光強度は火炎の発熱強度と強い相関があることから，自発光強度を発熱強度に関連付けた解析が行われる。これまでの研究では，燃焼振動の発生要因として，当量比変動と速度変動の２つに着目した実験を行い，変動の種類によって火炎自発光強度変動の様子が異なることが報告されている。Orawannukul 他 [1]は，予混合ガスタービンモデル燃焼器において，強制的に当量比変動を与える実験を行い，火炎自発光画像解析によって，火炎全体の自発光強度が周期的に変動する様子を捉えている。一方，Bunce 他 [2]は，当量比が変動しない条件下で，強制的に速度変動を与える実験を行い，強発光領域が，スワーラからの放出渦に付随して移流することを報告している。

燃焼振動は火炎の発熱変動と系の圧力変動との相互作用によって生じるため，自発光強度分布の変動と発熱変動を関連付けて解析することは，燃焼振動現象の理解に有用である。本研究では，JAXA において開発中の低 NOx ステージング燃焼器で発生した燃焼振動について，火炎自発光画像解析を適用した結果を報告する．

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

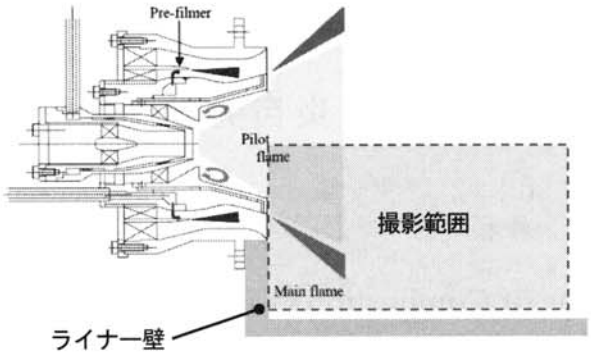


Fig. 1 ステージング燃料ノズルと撮影範囲

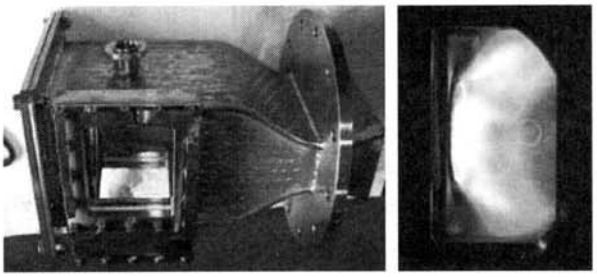


Fig. 2 可視化用燃焼器ライナー（左）と火炎写真（右）

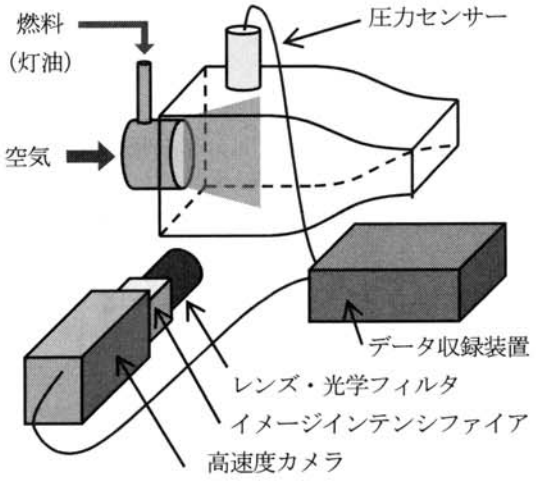


Fig. 3 計測システムの概要

Table 1 主要装置の型番

装置	メーカー・型番
圧力センサー	Vivrometer CP211
高速度カメラ	Photron FASTCAM-APX
イメージインテンシファイア	浜松ホトニクス C9548
UV レンズ	UV-Nikkor F/4.5 105mm
データ収録装置	小野測器 DS-2000
光学フィルタ	MELLES GRIOT

2. 自発光画像による燃焼振動の計測

2.1 ステージング燃焼器について

自発光画像解析の応用として，JAXA「クリーンエンジン技術の研究開発」で用いられた航空用ガスタービンのステージング燃焼器 [3]を対象として燃焼振動解析が行われている [4]。Fig. 1 に示すように，このステージング燃焼器では，ノズルの中心部に拡散燃焼のパイロット火炎領域が，外周に希薄予混合のメイン燃焼領域が位置するように設計されている。メイン燃料はオリフィスからプリフィルマーに向けて噴射され，その後二重スワーラによるせん断層を用いて微粒化・混合される。最新の設計と運転条件では燃焼振動は確認されていないが，開発の過程で燃焼振動の発生が確認されたケースがあった。そこで，Fig. 2 のような可視化用燃焼器にステージング燃料ノズルを取り付け，燃焼実験を行い，OH*自発光画像計測を行った。カメラの画角の制約から，火炎の下半分を計測範囲とした。（Fig. 1 中の撮影範囲，高さ約 40mm，幅約 50mm）

2.2 実験・計測の装置

実験は JAXA 高温高圧燃焼試験設備で行われた。圧力センサーを燃焼器ライナー上側の壁面（燃焼入り口から 23mm 後流の位置，受圧面は壁面から外側に 51mm の位置）に取り付けた。自発光画像計測のために，高速度カメラ，イメージインテンシファイア，UV レンズ，光学フィルタ（中心波長 307nm，半値幅 20nm の BPF）を用いた。高速度カメラ画像計測は，サイズ 512px×512px，解像度 0.11mm/px，撮影速度 5000fps の設定で行われ，8192 枚の連続した画像を取得した。撮影速度は振動周波数の約 10 倍である。また，フォトマルチプライヤーを用いて火炎全体からの OH*自発光強度変動も測定した。データ収録装置を用いて，センサーからの計測信号，計測開始のトリガー信号，高速度カメラ露光タイミング信号，I.I.のゲートタイミング信号を，81.92kHz のサンプリング周波数で同時収録した。主要装置の型番を Table 1 に示す。

2.3 実験結果の解析

圧力変動，及び，フォトマル計測による自発光強度変動の時系列信号のスペクトル解析により，550Hz 付近に急峻なピークが見られたことから，この周波数で燃焼振動が発生していることが確認された。このときの実験条件は入口圧力:636kPa，空気温度:663K，空気流量:351g/s であった。このときの燃焼器断面流束は約 14m/s となる。また，燃料には灯油を用いた。計測された圧力変動から 550Hz 近傍の振動成分のみをバンドパスフィルタにより抽出し，その波形を基準信号として OH*自発光画像を位相固

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

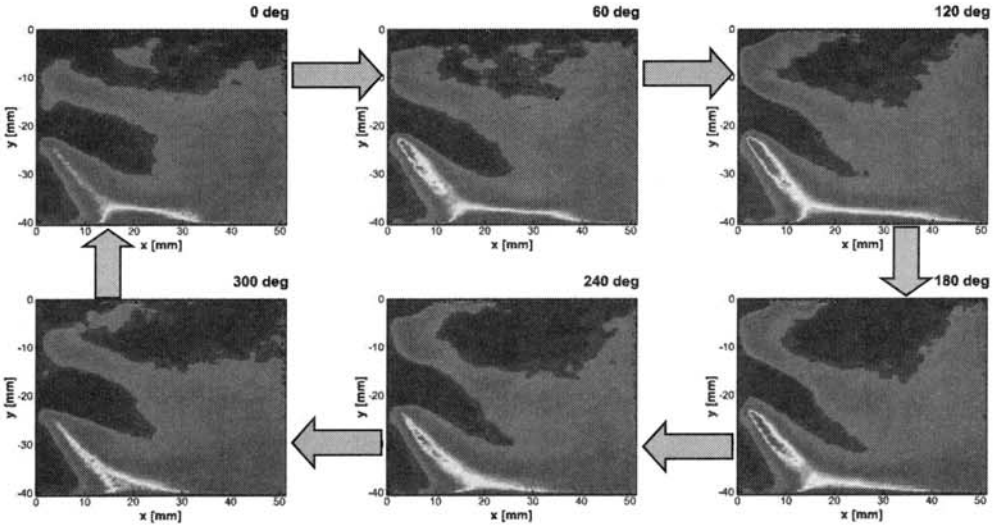


Fig. 4 火炎断面の自発光強度分布変動

定平均化した。

位相固定平均化とは，基準とする振動がある位相になった時に撮影された画像を，全撮影画像から検索し，平均化する手法である。ここでは，位相角 30 度おきに画像検索・平均化を行った。位相角ϕ_mの位相固定平均画像は，基準振動の位相ϕが$\phi_m - 15 < \phi < \phi_m + 15$となる範囲で撮影された画像を平均したものとなる。一周期について合計 12 枚の OH*自発光強度の位相固定平均分布を得た。なお、基準信号として用いている圧力変動は、実際の燃焼器内圧力変動に対して時間遅れがある。これは燃焼器壁面とセンサー受圧面の間に 51mm の距離があるためである。Fig.4 ではこの時間遅れは考慮せずに位相固定平均化を行っている。ただし，圧力変動と自発光強度変動との位相関係が重要な解析（例えばレイリーインデックスマップ）においては，遅れ時間推定値（約 85μs，位相角度 17 度に相当）を用いている。

位相固定平均分布において，ある座標における強度は，カメラから見て奥行き方向に自発光が積分された値である。そこで火炎中心断面内部の構造を調べるために，自発光強度が軸対称であると仮定してアーベル逆変換を行い，断面の強度分布を計算した。

Fig. 3 に，断面の強度分布が位相角によって変化する様子を示す。中心部にパイロット火炎，外側にメイン火炎が確認できる。メイン火炎には強い発光を示す領域が大別して 2 つ見られる。y=-20mm のノズル出口付近から強度の高い分布が移流する領域と壁面近傍の領域である。発光強度に着目すると，壁面近傍の発光強度が卓越しているように見える。アーベル逆変換の際に，矩形断面燃焼器における（実際は軸対称ではない）火炎を軸対称と仮定した影響で，壁面近傍では，発光強度が実際よりも高く計算されている可能性がある。従って，本研究で壁面近傍の発光分布を考察する際には，強度絶対値について議論することはせずに，強度の相対的な意味での時系列変化（位相情報）のみに着目している。

燃焼振動の発生に伴い，火炎の発熱が局所的に変動している様子が捉えられたが，それだけでは，どの部分の発熱変動が燃焼振動を駆動しているのかまでは分からない。これを調べるための一つの解析方法として，局所レイリーインデックスマップ$R(x,y)$というものがある[4]。

$$R(x,y) = \frac{1}{\tau}\int_0^{\tau} p'(t)\cdot I'_{OH^*Abel}(t,x,y)dt \qquad (1)$$

τは振動周期である。式(1)から，ある座標における発光強度変動（I'_{OH^*Abel}）と圧力変動（p'）の位相差が 90 度以内の場合，局所レイリーインデックスは正となる。そのときに，発熱変動が音響振動にエネルギーを与え，音響振動を駆動しうる。このことは，式(2)に示す音響エネルギーのバランス式によって説明出来る[5]。

$$\frac{dE}{dt} = S - (D + \nabla\cdot\boldsymbol{F}) \qquad (2)$$

$$S = \frac{1}{T}\int_0^T \frac{\gamma-1}{\rho_0 c^2} p'\dot{q}'dt \qquad (3)$$

Eは音響エネルギー密度，Sは生成項，Dは散逸項，$\nabla\cdot\boldsymbol{F}$は音響エネルギー流束である。式(2)から，生成項$S$が，系のダンピングに相当する項$(D + \nabla\cdot\boldsymbol{F})$よりも大きい場合に，音響エネルギーが増幅する（$dE/dt > 0$）ことがわかる。生成項$S$は駆動要因（Driving factor）とも呼ばれ，式(3)の形をしている。式(1)と式(3)の比較から分かるように，局所レイリーインデックスは生成項 S の発熱変動を発光強度変動で近似したものであり，駆動要因として働く領域を局所的に特定する。局所レイリーインデックスが正

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

を示す領域で必ず燃焼振動が発生するとは言えないが，少なくともそれが振動発生の必要条件であるということは言える。

本研究で局所レイリーインデックスを計算する際には，解析領域の大きさが圧力変動の波長に比べ十分短いことから，圧力の空間分布一様と仮定し時間のみの関数としている（式(1)参照）。なおここで用いた圧力変動には、センサーの時間遅れを考慮して補正を加え、実際の燃焼器内圧力変動を推定したものを用いている。計算結果を Fig. 5 に示す。ノズル出口近傍と壁側に局所レイリーインデックスが正となる領域が見られ，これは先述の火炎断面の自発光強度分布で見られた 2 つの強発光領域の位置に対応している。

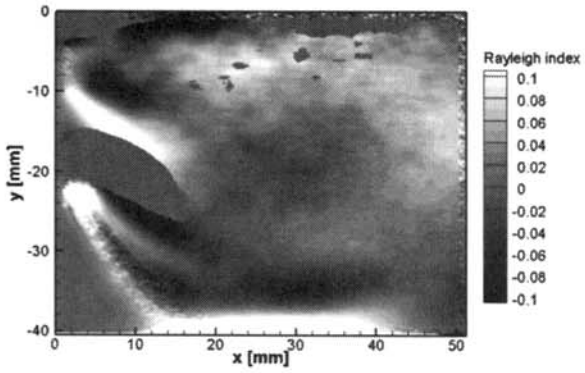


Fig. 5 局所レイリーインデックスマップ

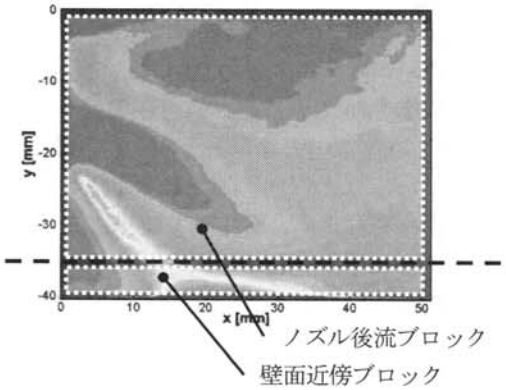


Fig. 6 二分割した解析対象範囲

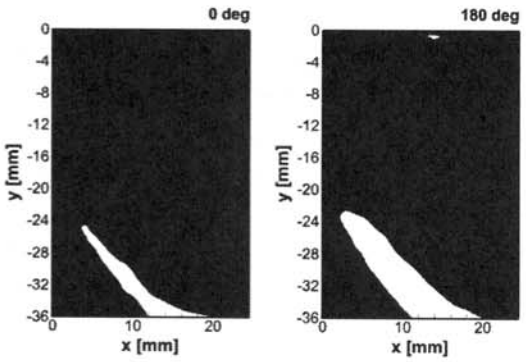


Fig. 7 ノズル後流ブロック内，強発光領域特定例

3. 強発光領域に着目した解析

火炎断面の自発光強度分布から，自発光強度の高い強発光領域は大きく二つの分布に分類できる。一つは燃料ノズルのメイン側流路から斜め下方に向かって帯状に広がる分布であり，もう一つは壁側近傍で壁面に沿って帯状に広がる分布である。局所レイリーインデックスマップの正領域の分布から，これらの強発光領域の強度変化による影響が燃焼振動に影響を与えていると考えられるので，両者の特徴を調べた。このために解析範囲を二つのブロックに切り分ける。前者の解析対象範囲を 0mm> y >-36mm として，これをノズル後流ブロックと呼び，後者の解析対象範囲を-36mm> y >-40mm として，壁面近傍ブロックと呼ぶ（Fig. 6 参照）。

各ブロック内において，位相ごとに強発光領域を特定し，領域の重心と，発光強度の積分値を調べた。強発光領域は，強度がある閾値以上となる領域を検索する方法で特定した。なお，領域を特定する前に自発光強度にノイズ除去処理を施している。重心（ $\overrightarrow{x_G}$ ）の計算は強度を I'_{OH^*Abel}，強発光領域を A として次式を用いた。

$$\overrightarrow{x_G} = \int_A I'_{OH^*Abel}\,\vec{x}\,dA \Big/ \int_A I'_{OH^*Abel}\,dA \qquad (4)$$

3.1 ノズル後流ブロックにおける強発光分布の挙動

位相角度が 0 度と 180 度の時に，ノズル後流ブロック内で強発光領域を特定した結果を Fig. 7 に示す。図中の白い部分が抽出された領域である。位相角 180 度の結果のように領域が 2 つ以上抽出された場合は，最も大きな領域のみを強発光領域とした。

特定された強発光領域について，重心位置の変化と，領域内の発光強度積分値の変化を調べた。各位相角度について計算された重心位置の変化を Fig. 8 中にプロットして示す。背景は時間平均した断面強度分布である。

重心位置は強発光領域の稜線に沿うように，ある直線上を移動している傾向があることが分かった。重心位置の変化が直線上にあるとして，最小二乗法を用いて直線の切片と傾きを求めた。Fig. 8 に，直線近似に基づいて決めた軸（ ℓ 軸 ）を示す。インジェクター面における切片は中心から約 22mm の位置であり，メイン燃料の混合気が出る位置より 1mm ほど内側であった。ℓ 軸とノズルとの位置関係を Fig. 9 に示す。なお，領域抽出に用いた閾値を±10%変化させても，直線の切片と傾きは大きく変わらないこ

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

とを確認している。

ℓ 軸の原点から重心位置までの距離の変動を Fig. 10 に示す。横軸は位相固定平均で用いた基準圧力の位相である。図中の圧力変動は、圧力センサーの時間遅れを考慮して補正を加えたものである。重心位置が振幅約 3mm で周期的に振動している様子がわかる。また，強発光領域内の発光強度積分値についても図中に示した。強度積分値の変動に着目すると，圧力変動に対する位相遅れが小さく，式(5)による相関（$Corr$）の計算結果も正となった。

$$Corr = \frac{1}{\tau}\int_0^{\tau} p'(t) I'_{Region}(t) dt \qquad (5)$$

ここで，$I'_{Region}(t)$は発光強度積分値の時間変化を表している。式(5)は，2.3 項で述べた式(2)の音響エネルギーバランス式における生成項に相当する。発光強度を発熱強度と言い換えると，強発光領域内の発熱変動は圧力変動とカップリングし，系にエネルギーを与える方向に働いていると言える。

3.2 壁面近傍ブロックにおける強発光分布の挙動

次に，壁側に存在し強度が変化している強発光領域について，同様の領域検索手法を用いて，その特徴を調べた。領域の強度積分値変化を Fig. 11 に示す。壁面近傍ブロックにおける強発光領域の発光強度積分値変動も，圧力変動に対して位相差が小さいことが分かる。式(5)による相関の計算結果は正となり，この領域内の発熱変動は系にエネルギーを与える方向に働いていることが分かる。

4. ノズル後流ブロックにおける ℓ 軸上の強度分布

前節の解析において，重心位置の変動振幅は約 3mm と小さい値であった。火炎断面の自発光強度変動（Fig. 4）を観察した際には，より大きな強度分布変動が見られることを考慮すると，重心位置変動だけでは発光分布の変化を十分に捉えられていないことが考えられた。そのため，ℓ 軸上の発光強度分布を位相ごとに調べた。結果を Fig. 12 に示す。

縦軸は ℓ 軸の座標，横軸は位相角を示している。ℓ=4mm～9mm の範囲では，位相角が 60 度から 240 度にかけて強い発光分布が見られる。これは Fig. 10 の強度積分値の推移と同様の変化である。この領域の発光強度は，空間位置不動のまま（定在的に）時間変動していると解釈できる。一方，ℓ=10mm，位相 90 度の位置から右斜め上方向に，発光が強く出ている帯が見られる。これは強発光部分が時間の経過に伴って，下流への移流を周期的に繰り返している

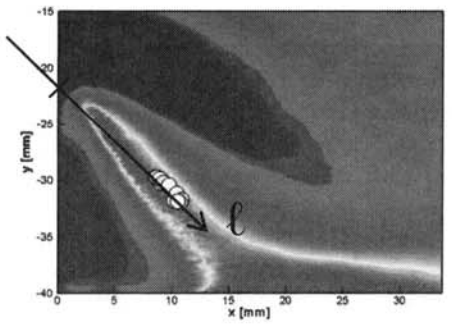


Fig. 8 重心位置（図中の○）の変化と直線近似による ℓ 軸

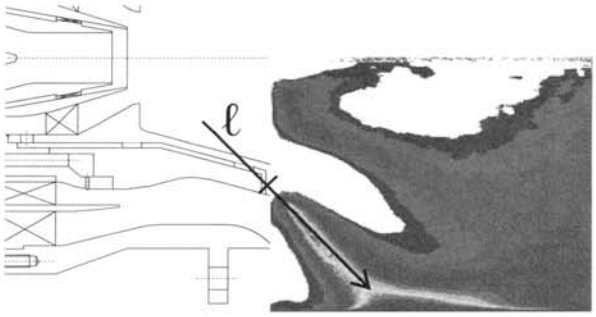


Fig. 9 ℓ 軸とノズルとの位置関係

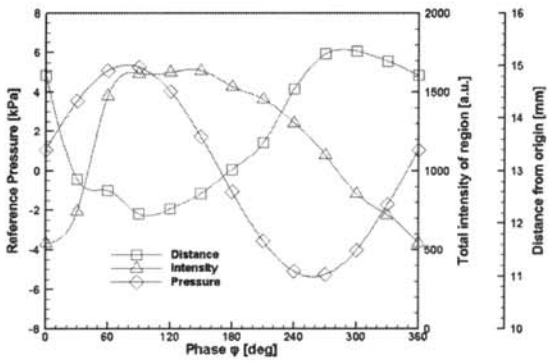


Fig. 10 ノズル後流ブロック内強発光領域の重心距離と発光強度積分値の周期的変化

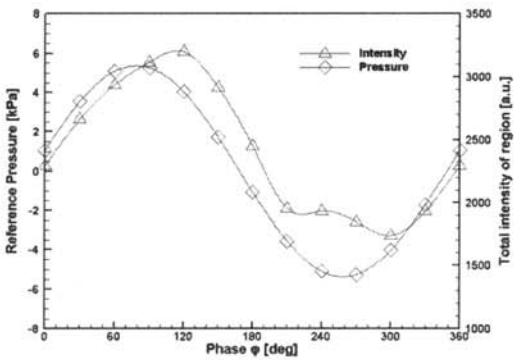


Fig. 11 壁面近傍ブロック内強発光領域の発光強度積分値の周期的変化

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

ことを意味している。これらの特徴から，ノズル後流ブロック内の強発光領域には，定在的なモードと移流するモードの 2 種類の変動モードが含まれていることが推定される。

Orawannukul ら [1]による調査では，予混合燃焼器に当量比変動を強制的に与えたときに火炎全体で自発光強度が変動した。一方 Bunce ら [2]により，混合気に強制的な速度変動を与えることで，局所的な強発光部が移流する様子が捉えられている。

一方，今回実験を行ったステージング燃焼器では，当量比と速度の両方が同時に変動していると考えられる。また，上記文献で用いられているシンプルな一重スワーラと異なり，多重スワーラ流れであることも考えると，単純に文献と同様の解析を適用することはできない。Fig. 12 で示された発光分布の変動には，当量比変動による応答と，速度変動による応答の両者が重ね合わさっていると推測され，それらの寄与の度合いをどのように抽出し分離するかが今後の計測と解析の課題である。

5. 結論

燃焼振動条件下のステージング燃焼器の自発光強度画像から，ノズル後流と壁面近傍 2 ヶ所のブロック内の強発光領域を抽出し，領域の重心位置変動と強度積分値の変動を調査した。ノズル後流ブロック内における強発光領域の重心位置は直線上で周期的に変動することが分かった。両ブロックに共通して，発光強度積分値の変動は圧力変動と位相が一致しており，両変動の相関も正となった。このことから，強発光領域内の発熱変動が燃焼振動にエネルギーを与える方向に働いていると推測出来る。

ノズル後流ブロックにおける強発光領域に着目し，強発光領域の重心が移動する線上で，発光強度分布の時間変化を調べた。それを図示することによって，発光強度変動には，定在的なモードと移流するモードの 2 つの発光変動モードがあることが分かった。これは重心位置変動や発光強度積分値の変動からは見られなかったものである。発光変動モードが生じるメカニズムを知るためには，当量比変動・速度変動，それぞれの影響を知ることが重要であり，それらの寄与度をどのように抽出して解析するかが今後の研究課題である。

参 考 文 献

1) Orawannukul, P。, Lee, G.L., Quay, B.D., Santavicca, D.A.: Fuel-forced flame response of a lean-premixed combustor, Proc. of ASME Turbo Expo 2011, GT2011-46022.
2) Bunce, N., Lee, G.L., Quay, B.D., Santavicca, D.A.: Mixture-forced flame transfer function measurements and mechanisms in a single-nozzle combustor at elevated pressure, Proc. of ASME Turbo Expo 2011, GT2011-46022.
3) Yamamoto T., Shimodaira K., Kurosawa Y., Matsuura K., Iino J., Yoshida S.: Research and development of staging fuel nozzle for aeroengine, Proc. of ASME Turbo Expo 2009, GT2009-59852.
4) Tachibana S., Yoshida S., Shimodaira K., Yamamoto T.: An experimental study of combustion instability in a staging fuel combustor, Proc. of Asian Joint Conference on Propulsion and Power 2012, AJCPP2012-043
5) Durox, D., Schuller, T., Noiray, N., Birbaud, A.L., Candel, S.: Rayleigh criterion and acoustic energy balance in unconfined self-sustained oscillating flames, Combustion and Flame Vol.156 (2009), pp.106-119

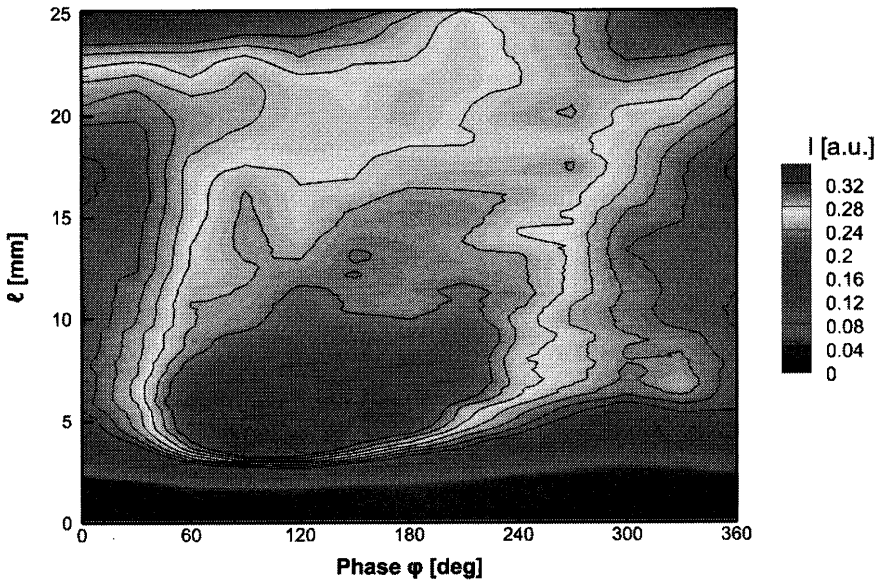


Fig. 12　ℓ 軸上の発光強度分布の周期的変化

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 40 回日本ガスタービン学会定期講演会（釧路）講演論文集，2012.10

【研究報告】 B-9

低 NOx 予混合二段燃焼器の高温高圧場における PIV 計測

*吉浦　安太郎（法政大学院），松浦　一哲，黒沢　要治，山田　秀志，下平　一雄，
山本　武（JAXA），林　茂（法政大学）

PIV measurement of flow field in a Two-Stage Premixed Combustor at high temperature and high pressure conditions

*Yasutaro YOSHIURA (Hosei Univ.), Kazuaki MATSUURA , Yoji KUROSAWA, Hideshi YAMADA, Kazuo SHIMODAIRA, Takeshi YAMAMOTO (JAXA), Shigeru HAYASHI (Hosei Univ.)

ABSTRACT

3-D PIV measurement was successfully applied for the study of the combusting and non-combusting flows in a square cross-sectional, single sector model combustor equipped with a coaxial burner on the combustor dome wall and a premixed nozzle on the liner wall. Fuel was staged between the pilot nozzle in the coaxial burner and the premixed nozzle to simulate the combustor operation at approach conditions of a small fan jet engine. Complex flow fields induced by the interactions between swirling flow of the coaxial burner and jet from the premixed nozzle under combusting and non-combusting conditions are discussed.

Key words: PIV, combusting flow, non-combusting flow, Premixed Combustor

1. 序論

宇宙航空研究開発機構では，「クリーンエンジン技術の研究開発」において，推力 40 kN クラス（圧力比 25.8）の小型エンジンを想定した低 NOx 燃焼器の研究開発を進めている．山本らは[1,2] 希薄ステージング技術の採用により，環状燃焼器の周方向 1/16 の部分を模擬したシングルセクタ（SS モデル）で，NOx 排出量を ICAO CAEP/4 の基準値より 77%の低減を達成し，また，3/16 を模擬したマルチセクタで 70%の低減を達成している．NOx 排出のさらなる低減と運転条件の広範囲にわたる他エミッションの削減との両立を実現するため，上記燃焼コンセプトにさらに予混合方式の Emission Control Fuel nozzle（以下 ECF）を付加した低 NOx 予混合二段燃焼器の研究開発を進めている．現状の低 NOx 予混合二段燃焼器（SS モデル）にて 82%の低減を達成しており，同時にスモーク，および CO 排出量も大幅に低減している．[2]

本研究では ECF からの予混合気噴流が，ステージングバーナからの既燃ガスとどのように接触・混合し，燃焼するかを調査するために，高温高圧条件下での PIV 計測を行い，燃焼性能向上のための指針を得ることを目的とする．

2. 試験概要及び条件

2.1 低 NOx 予混合二段燃焼器

本研究に使用した低 NOx 予混合二段燃焼器の概略図を Fig. 1（SS モデル）に示す． Fig. 1-a は排気性能を調査するための矩形燃焼器（断面 85 mm×85 mm）であり，一方 Fig. 1-b,c は可視化光学計測を行うため，側壁が石英ガラス窓で構成されている矩形光学燃焼器（断面 85 mm×85 mm）である．石英ガラスによる観測視野は 76 mm×76 mm である．14 mm および 40 mm のスペーサを用意し，これらスペーサを取り換えることで，燃焼器上流のステージングバーナの流れと ECF バーナの流れの干渉を観察できる燃焼器形態 A（Fig. 1-b）と，ECF バーナの燃焼器上流および下流双方を観察する燃焼器形態 B（Fig. 1-c）に組み換えた．その際 2 つの燃焼器で，ECF バーナから燃焼器下流の絞り位置が異なる．いずれの燃焼器も，ステージングノズルの燃料フィルマ先端から ECF バーナ中心軸までの距離は 50 mm である．ステージングノズルおよび ECF の詳細に関しては文献[2]を参照されたい．

2.2 試験条件

試験は JAXA 中圧燃焼試験設備を使用して行った．条件は入口圧力 0.8MPa，入口温度 609 K，燃焼器全圧損失率 4%，空気流量は 527 g/s である．温度と全圧損

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

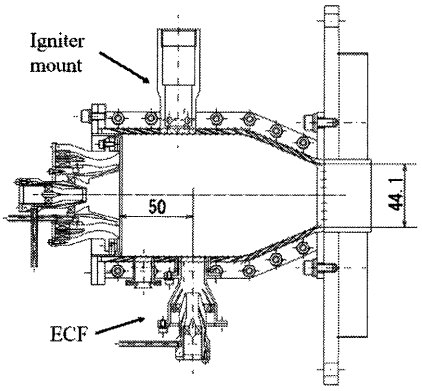


Fig. 1-a. Schematic Drawings of a Single Sector Combustor with an ECF nozzle for Emission Study.

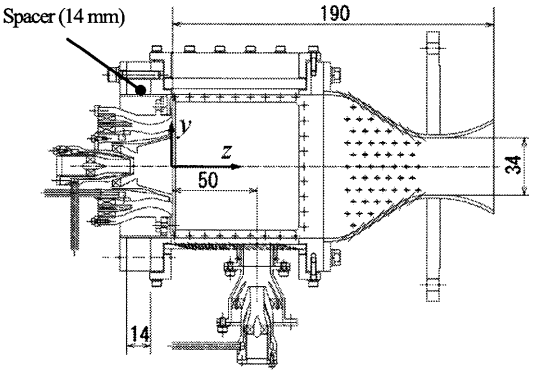


Fig. 1-b. Schematic Drawings of a Combustor with optical windows for PIV measurements: Configurations A.

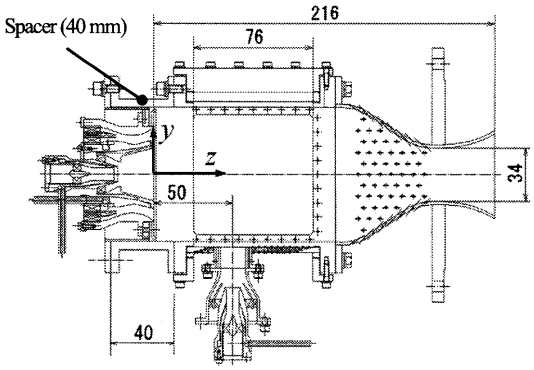


Fig. 1-c. Schematic Drawings of a Combustor with optical windows for PIV measurements: Configurations B.

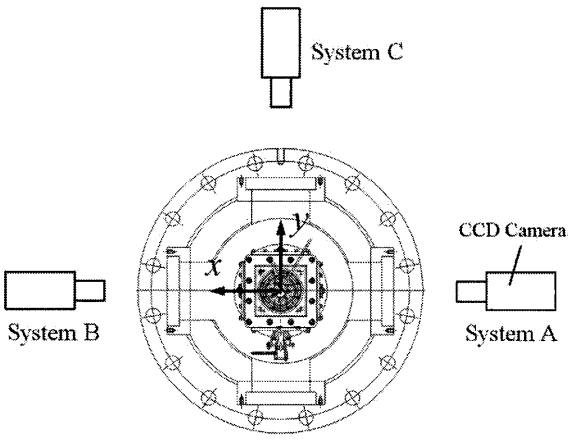


Fig. 2. CCD Camera positions relative to optical combustor in pressure casing.

失率は，想定エンジンの離着陸サイクルの内，着陸条件の状態を模擬している．入口圧力は設備の仕様の限界により，着陸条件の 1.0 MPa に対して若干低めである．燃料流量に関して，想定エンジンの着陸条件におけるステージングに合わせメインバーナは使用せず，ECF バーナとパイロットバーナ間の燃料流量配分を変化させて試験を行った．燃焼器の全体空燃比を 68 に保ちながら，ECF バーナへの燃料配分 S_E（ECF の燃料流量/（全燃料流量）×100 [%]を 36~64%の範囲で変化させた．

2. 3 計測装置

本研究では粒子画像流速測定法(Particle Image Velocimetry : PIV)を用いて，燃焼器内の流れを計測した．トレーサ粒子には多孔質シリカゲル（富士シリシア, SYLOPHOBIC 310P#100, 平均粒径 2.7 μm）を用いた．

PIV 計測において，ECF バーナからの噴霧の背後にレーザシート光がある場合には，レーザシート光によるトレーサ粒子からの散乱光が噴霧によって遮られてしまい，良好な画像が得られない．これを避けるために噴霧の両側に CCD カメラを設置し，双方から PIV 計測を行った．また，x 方向の速度成分を取得するため，レーザシート光を水平に導入し，沿直上からの PIV 計測を行った．今回行った 3 方向からの PIV 計測の計測装置を，それぞれシステム A, B, C と定義する．燃焼器上流から見た各システムの位置関係を示した図を Fig. 2 に示す．この図には座標の定義も併せて示しており，ステージングノズルの燃料フィルマ出口断面の中心部を x, y, z 座標の原点とする．

システム A はレーザシートを yz 断面に平行に入れ，$-x$ 方向から CCD カメラで撮影，システム B は同じレーザシートで $+x$ 方向から CCD カメラで撮影するものである．計測範囲は x = -36 mm から 4 mm おきトラバースし，（ただし，中心では x= -2, 2 mm も取得）計 21 断面のデータを取得した．システム C は，zx 断面に平行にレーザシートを入れ，CCD カメラで撮影した．計測範囲はトラバースを y 軸とした以外はシステム A, B と同一である．

光源にはシステム A, B に関し, Nd:YAG レーザ(New Wave Research, Gemini）の第 2 高調波（532nm）を用い，測定部におけるレーザシートの厚みおよび幅はそれぞれ約 2.5 mm,約 130mm,パルス間隔は 3μs である．また，システム C に関しては，セットアップの都合でシステム A, B と同一のレーザを利用することが困難であったため，同波長の Nd:YAG レーザ（New Wave Research, Solo PIV）を用い，測定部におけるレーザシートの厚みおよび幅はそれぞれ約 2.5 mm,約 130 mm とした．

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

PIV の各画像ペアの第 1 フレームの露光時間に対し，第 2 フレームが数十 ms オーダの比較的長時間の露光となることから，特に高圧燃焼場で問題となる輝炎の影響を抑えるためにメカニカルシャッターを採用した．しかし，シャッターの正常動作範囲内で使用しても輝炎の影響を抑えることができなかったため，シャッターの絞りを全開の約 1/7 の開度にすることで，シャッターの閉じる時間を短縮した．その際レーザシート散乱光が弱くなってしまうため，レーザの出力を上げて対処し，第 2 フレームの露光時間を 7ms にまで抑えている．

受光系はシステム間共通で，CCD カメラ（LaVision, Imager Pro X 4M, 2048×2048 pixel），カメラレンズ（Nikon, AF MICRO NIKKOR 105 mm 1:2.8D），接写リング（Nikon PK12），光学フィルタ（CVI Laser Optics F03-532.0-4-2.00），メカニカルシャッター（LaVision, Camera Shutter, Aperture: 40 mm）により構成されている．撮影視野は 93 mm×93 mm であり，Working distance は 692 mm である．計算処理を行う際の相関処理領域は，実平面上では 1.5×1.5 mm に相当する 32×32 pixel である．取得画像枚数は非燃焼場では 200 組 400 枚，燃焼場では 100 組 200 枚であり，これより平均流速を算出している．PIV 試験については，文献[2]において各エミッションのバランスから総合的に最良と思われるパイロット 36%，ECF64% の燃料配分を中心にデータを取得した．

観察・計測に関しては火炎の可視化，OH*自発光画像撮影，排気測定を行った．火炎の可視化は燃焼器の側面と上面からビデオ撮影（各フレームの露光時間 1/250 s）を行い，OH*自発光撮影には文献[3]と同様の光学系を用いて側面から露光時間 1/125～1/15 ms の画像を取得した．排気測定は文献[2]と同様のシステムを使用した．

3. 試験結果

3. 1 燃料配分が火炎に及ぼす影響

パイロットと ECF の燃料配分が火炎形状，燃焼反応領域，気流の流れ場に与える影響について議論する．排気測定結果については，文献[2]に記載されたものと同様であったため，本論文では議論しない．

3. 1. 1 火炎直接写真と OH*自発光写真による火炎構造

燃焼器形態 B を用いた場合の燃料配分の変化に対する火炎形状の変化の様子を捉えた火炎写真を Fig. 3 に，また，OH*自発光写真を Fig. 4 に示す．露光時間はそれぞれ 4 ms, 67 ms である．S_E = 36%において，パイロットバーナによる火炎が下流まで広がっており，Fig. 3 では ECF バーナの火炎は明瞭ではないが，Fig. 4 では火炎燃焼反応領域が確認できる．S_E を増やしていくと，ECF バーナからの火炎の浮き上がり位置が高くなるとともに，火炎基部が安定しなくなるが，これはパイロットバーナからの既燃ガスによる熱の補助が少なくなるため，着火遅れが生じ，燃焼反応が始まる位置がより貫通方向に移動することによるものと考えられる．また，S_E が大きくなるほど燃焼器上部壁面への火炎の衝突範囲が、より広範囲になっている様子が見られる．

3. 1. 2 PIV による流れ場計測結果

燃焼器形態 A を用い，パイロットと ECF の燃料配分を変化させた場合の x = 0 mm（垂直断面）における PIV 計測結果を Fig. 5 に，同図における y = -20 mm，20 mm 水平断面での y 方向速度分布を Fig. 6 に示す．ただし，本試験結果において，気流に混入したトレーサ粒子の散乱光以外に燃料液滴からの散乱光も含まれているため，燃料液滴が存在している領域での流れ場の解釈には注意が必要である．

Fig. 5 より S_E = 36%において，ステージングノズル

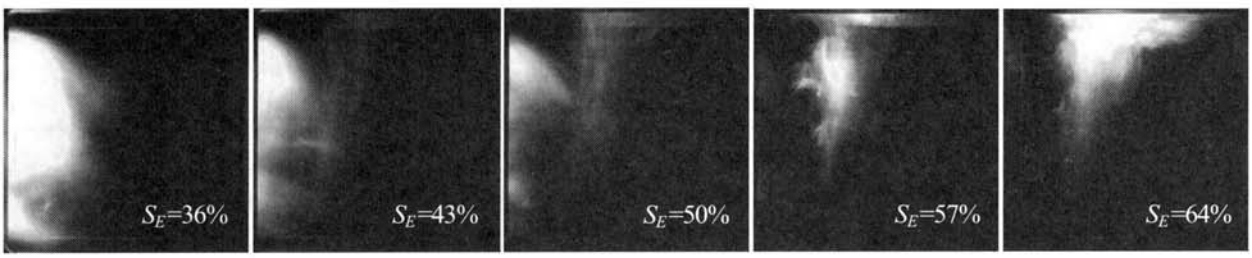


Fig. 3. Variation of direct flame images with S_E (exposure time; 4 ms).

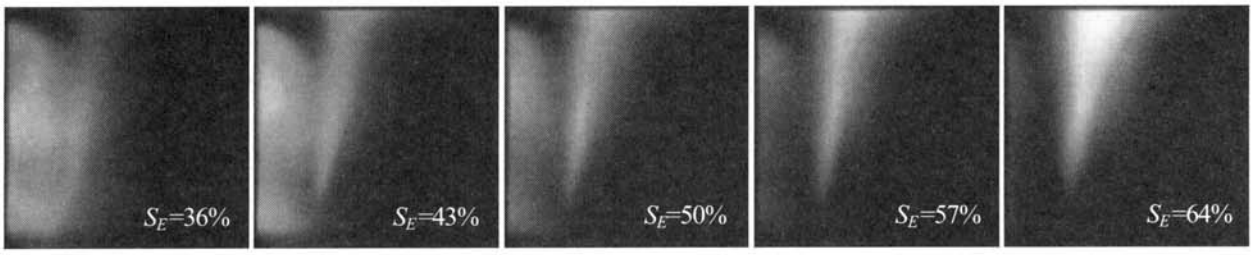


Fig. 4. Variation of OH chemiluminescence images with S_E (exposure time; 67 ms).

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

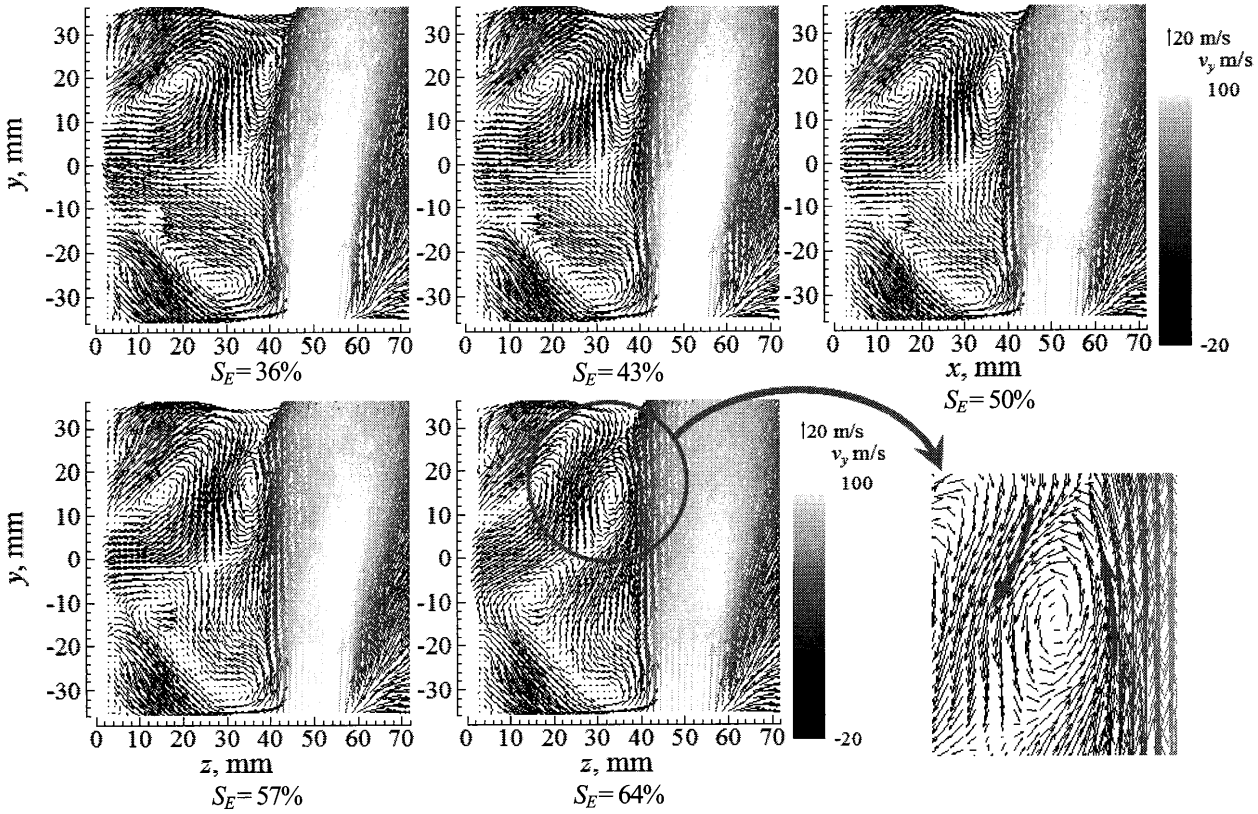


Fig. 5. Effects of S_E on combusting flow field.

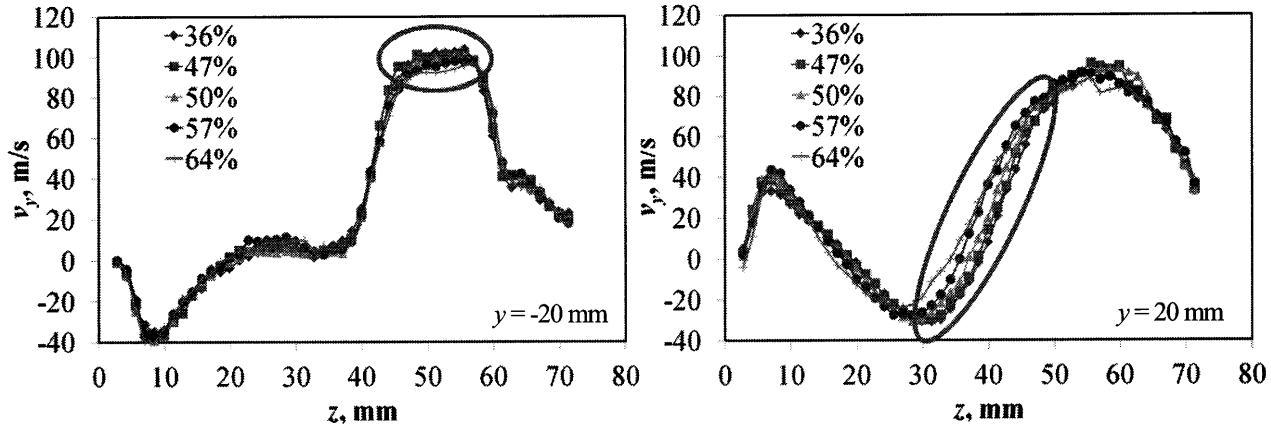


Fig. 6. Effects of S_E on profles of v_y on horizontal plane at y = +-20 mm.

からのメイン旋回流による再循環領域が形成され，ステージングノズル中心に向かって戻る軸対象の気流の様子が見られる．S_E が大きくなるに従い，下側の再循環領域による中心方向に戻る流れから，徐々にECFからの噴流に引き寄せられる流れになり，S_E = 64%では中心方向に戻らず，噴流と一体となった流れとなっている．また，図中の矢印に示すメイン旋回流の再循環領域による-y方向の流れと，噴流による+y方向の流れが互いに干渉し，反時計回りの渦が形成されていることが分かる．Fig. 6 より z = 30 ~ 50 mm の領域において，S_E が大きくなるに従い，y 方向の速度分布が上流に広がっていく様子が分かる．従ってこの渦は S_E が大きくなるにつれ，より上流に形成されることが分かり，メイン旋回流による再循環領域が上流に押し戻されている様子が Fig. 5 より見られる．

Fig. 6 より，z = 0 ~ 20 mm の範囲では軸対称の流れとみなすことができ，この領域ではメイン旋回流による流れが支配的である．y = -20 mm（ECF ノズル出口部より y 方向 26.5 mm）において，S_E が大きくなるに従い，ECF からの噴流のコア部における速度が低下していることが分かる．これは Fig. 4 より，S_E が小さいほど燃焼反応領域が ECF バーナ出口付近に存在し，燃焼することにより熱による膨張の影響で気流が加速しているものと考えられる．z 軸方向における速度分布の広がりは，S_E を変化させてもほぼ一定である．y = -20 mm と y = 20 mm を比較すると，y = 20 mm では噴流のコア部における速度が減衰しており，速度分布が半径方向に広がっていることが分かる．

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

3.2 非燃焼場と燃焼場の3次元PIV結果

3.2.1 燃焼器形態がECF噴流に与える影響

燃焼器形態A, Bを用いてzy断面での非燃焼場とS_E=64%での燃焼場のPIV計測結果をFig. 7に示す．非燃焼に関して，燃料を噴かずに気流のみのPIV計測を行った．なお，図中の黒い領域に関しては，観察窓ガラスにトレーサ粒子が付着したために計測できなかった領域である．まず非燃焼場でECFの噴流の倒れ角に着目すると，x=-12 mmにおいて，(A-1)は下流に噴流が倒れているのに対し，(B-1)では上流に倒れている．x= 0 mmにおいても(A-2)では下流に噴流が倒れているが，(B-2)はy方向に行くに従い上流に向かう流れと下流方向に向かう流れが確認でき，z軸方向に広がった流れとなっている．

次に，燃焼場ではx=-12 mmにおいて，(A-4)は噴流のコア部の速度が高い領域で沿直上方向の流れが確認できるが，z=60 mmより下流では下流に向かう流れが確認できる．(B-4)では上流に倒れており，z=60~75 mmの領域でも上流に向かう流れが確認できる．x = 0 mmにおいて，(A-5)はy方向に行くにつれ噴流が下流方向に広がっていく様子が確認できるが，(B-5)では沿直上向きの流れとなっている．また，メイン旋回流による再循環流れと噴流によって形成される渦は，(A-5)の方がより上流に見られた．x=12 mmおいて変化は見られない．

3.2.2 非燃焼場と燃焼場との比較

Fig. 7より，非燃焼場において，x=-12 mmでは噴流が見られるが，x=12 mmでは見られない．つまり-x方向に傾いた噴流であることが分かる．

燃焼場において，x方向に行くに従い噴流が下流に倒れている様子が分かる．(A-4), (A-5)ではメイン旋回流による再循環領域が確認できるが，(A-6)ではステージングノズル中心方向に戻らず，右下方向に流れる下降流となっている．これより，旋回流による再循環領域が偏心していると考えられる．また，燃焼場の方が非燃焼場よりも貫通方向速度が速く，噴流の倒れ角も浅いことが分かる．

燃焼器形態Aを用いてxy断面での非燃焼場とS_E=64%での燃焼場のPIV計測結果をFig. 8に示す．非燃焼場において，メイン旋回流の旋回中心渦が下流に行くに従って右上に移動していく様子が確認できる．同時にECFからの噴流もメイン旋回流を避けるように-x方向に倒れる流れ場となっている．噴流が見られるz=50 mmにて噴流は燃焼器上部壁面に衝突し，その後メイン旋回流に巻き込まれながら下降流となり，z=70 mmで噴流の下流側を回りこむ流れ場となっている．

次に燃焼場において，非燃焼場と同様，噴流を避けるようメイン旋回流の旋回中心渦が確認できる．z=40

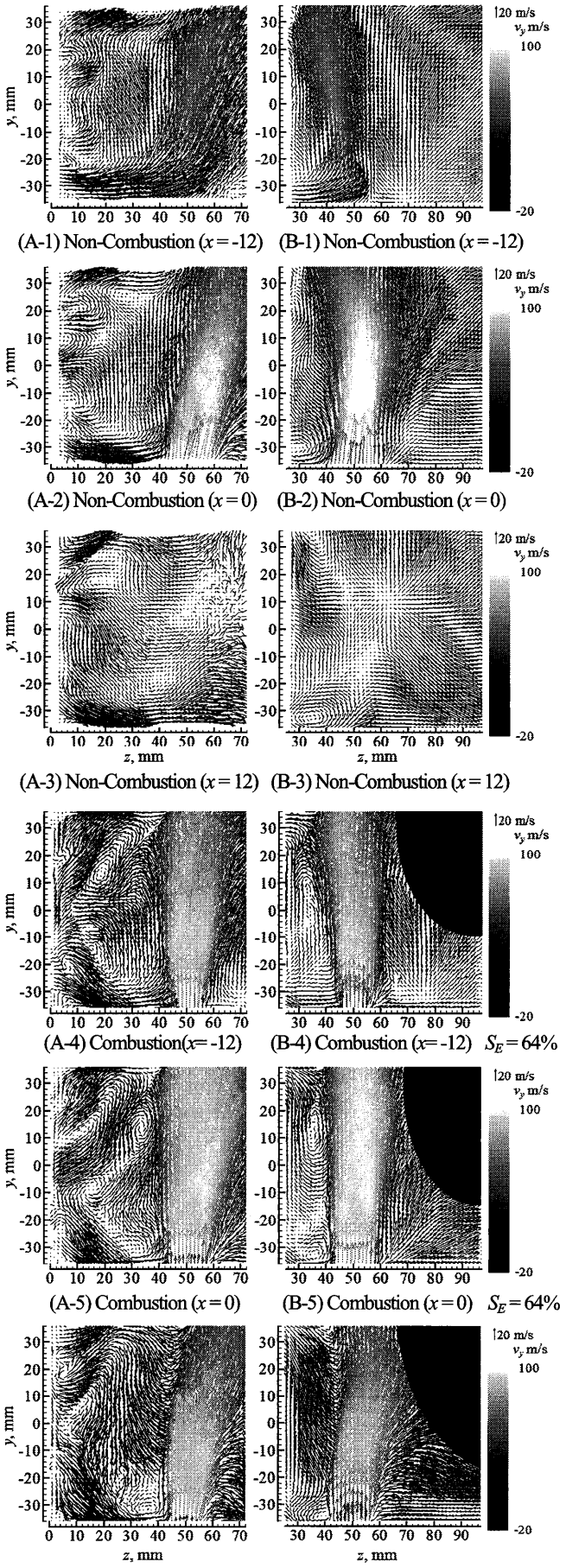


Fig. 7 Flow fields measured by PIV (zy cross-section).

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

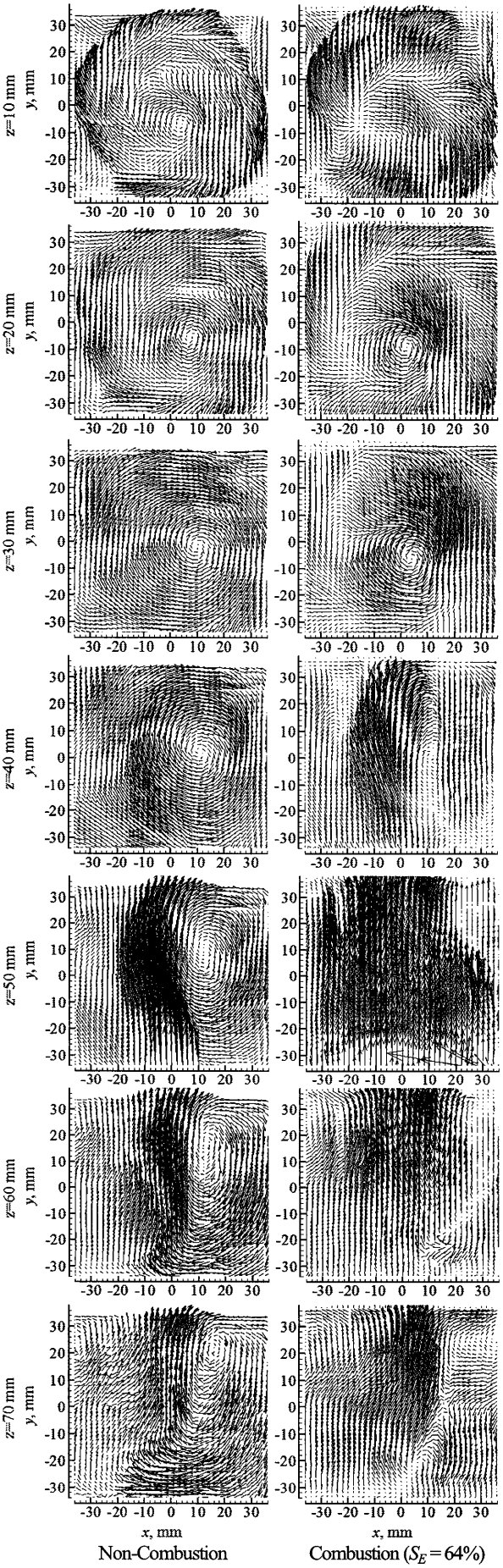


Fig. 8 Flow fields measured by PIV (*xy* cross-section).

mm から噴流が表れ，$z = 50$ mm では噴流が広域にわたり貫通方向に速い流れ場となり，メイン旋回流の影響は見られない．$z = 70$ mm の $z = 15$~36 mm の領域において，沿直下向きの下降流が見られるが，これは非燃焼場と同様，燃焼器上部壁面に衝突した噴流が，その後旋回流により誘導され，噴流の側面を回りこむ流れとなっている．

4. 結論

高温高圧場における 3 次元 PIV 計測により，低 NOx 予混合二段燃焼器における，ECF からの予混合気噴流がステージングバーナからの既燃ガスに及ぼす影響を調査した結果，以下の結論が得られた．

(1) 高温高圧条件下での PIV 計測に成功し，メイン旋回流と ECF からの噴流との干渉構造を明らかにできた．

(2) ECF への燃料配分を増やすに従い，燃焼反応領域が ECF から離れるとともに，ECF からの噴流の根元部での貫通方向流速が低下した．

(3) ECF への燃料配分を増やすに従い，ECF からの噴流によりメイン旋回流よる再循環領域が上流に移動し，再循環流れの一部が噴流に合流する流れとなった．

(4) 燃焼器形態による流れ場の変化について，非燃焼場と燃焼場で ECF から燃焼器下流の絞り位置までの距離が短くなると，噴流が下流に倒れるという傾向を示した．その傾向は x 軸正の領域よりも負の領域で明確に表れた．

(5) 非燃焼場と燃焼場で，ステージングノズルからのメイン旋回流が ECF からの噴流を避けながら下流に流れている．

5. 参考文献

[1] Yamamoto, T., Shimodaira, K., Kurosawa, Y., Matsuura, K., Iino, J., Yoshida, S.: Research and Development of Staging Fuel Nozzle for Aeroengine, Proceedings of ASME Turbo Expo 2011, GT2011-46133.

[2] Yamamoto, T., Shimodaira, K., Kurosawa, Y., Yoshida, S.: Combustion Characteristics of Fuel Staged combustor for Aeroengines at LTO Cycle Conditions, Proceedings of ASME Turbo Expo 2012, GT2011-46590.

[3] Suzuki, T., Yoshiura, Y., Ishikawa, T., Matsuura, K., Iino, J., Yamada, H., Hayashi, S., Yamamoto, K., 10th IGTC 2011

[4] M. ラッフェル, C. E. ヴィラート, J. コンペンハンス 著, 岡本孝司, 川橋正昭, 西尾茂 訳, 2000, PIVの基礎と応用ー粒子画像流速測定法, シュプリンガー・フェアラーク東京

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 40 回日本ガスタービン学会定期講演会（釧路）講演論文集，2012.10

【研究報告】 B-10

エクセルギー損失解析によるエネルギーシステムの性能向上に関する研究

*菊地紀子，金子憲一，辻川吉春（阪府大院）

Analysis of Energy Systems based on Endogenous and Exogenous Exergy Destruction

*Noriko KIKUCHI, Ken-ichi KANEKO and Yoshiharu TSUJIKAWA(Osaka Prefecture Univ.)

ABSTRACT

Exergy analysis provides useful information about the system optimization. Evaluating the exergy destruction within each system component helps us identify the sources of thermodynamic inefficiencies. Besides, splitting the exergy destruction into endogenous and exogenous parts enables us to clarify the source of the destruction more exactly. In this study, this advanced exergy analysis based on the concept of endogenous and exogenous destruction applied to Atmospheric Pressure Turbine system (APT) and revealed the potential for improvement and the interactions among the system components. APT is based on the inverted Brayton cycle in order to use high-temperature and atmospheric-pressure energy sources (for example, exhaust gas from a conventional gas turbine) directly.

Key Words: Exergy destruction, Endogenous exergy destruction, Exogenous exergy destruction, Atmospheric Pressure Turbine

1. 研究の背景・目的

現在の日本の電力はほとんどを火力発電，原子力発電に頼っている．しかし，火力発電においては環境問題や燃料の海外への依存、原子力発電においては廃棄物，安全性，等，依然問題視されており，近年，電力供給形態を大規模集中型から小規模分散型への移行するための研究開発が行われるようになってきた．本研究ではそのような次世代の小型分散型電源システムとして期待される常圧タービン(APT)において，エクセルギー損失を解析し，システム改善の方向性を示すことを目的としている．常圧タービン(APT)とは，本研究室で提案されたものであり，大気圧，高温のガスをタービン内に取り入れ，後方の圧縮機との間にある再生器と冷却器によって熱回収を行う「再生反転ブレイトンサイクル」による次世代の小型分散型電源システムである．[1)]

2. エクセルギー損失解析

2.1 エクセルギーとは

1950 年代にエクセルギーの概念が取り入れられた時，エネルギーの流れに対する評価量としてエクセルギーを用いると経済面での最適化の条件を明瞭に示すことができ，計算を簡単にすることができると期待されていた．しかし，1970 年代，コンピューターの発展に伴いエネルギーの複雑な収支計算も的確に行われるようになった．それでも今日，なおエクセルギーの考え方が用いられるのは，エクセルギーが「エネルギーシステムにおける損失の真の原因を示す」からである．エクセルギーとは「あるエネルギーから理論的・可逆的に取り出すことのできる最大の有用な力学的仕事量」と定義される．エクセルギーの損失は熱力学第 2 法則に関連して第 2 種損失とも呼ばれ，エクセルギーが有用な仕事に使われず放散したり消滅したりすることである．よって，省エネルギーを行うためには，エクセルギーの低減をできる限り小さくすることを考えなければならない．

システムの各要素に生じるエクセルギー損失は，要素それ自身で起こる損失(内生的なエクセルギー損失，endogenous exergy destruction)だけでなく，残りの他の要素の非能率(exogenous exergy destruction)によって引き起こされる．このように損失を内生的な部分と外生的な部分に分けることはエクセルギー解析における新たな試みである．本研究では常圧タービンサイクルにグラフ法を適用し，エクセルギー損失解析を行った結果について報告する．

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

2.2 エクセルギーの収支 [2)]

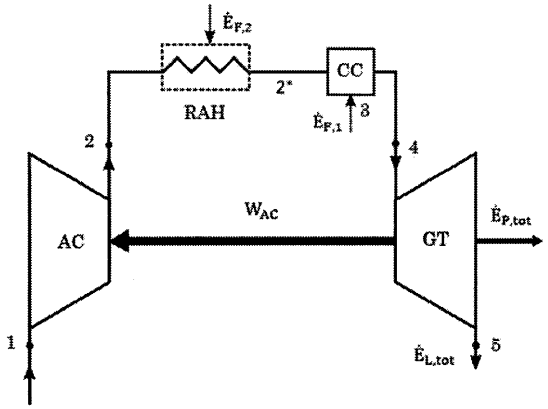


Fig.1 Simple Gas Turbine System

Fig.1 に示される単純なガスタービンサイクルのような，任意のエネルギー変換プラントのエクセルギー収支は，以下のように定義することができる．

$$\dot{E}_{F,tot} - \dot{E}_{P,tot} - \dot{E}_{L,tot} = \dot{E}_{D,tot} \quad (1)$$

上式で$\dot{E}_{F,tot} = \sum_{i=1}^{n} \dot{E}_{F,i}$，n はシステムに供給される入力（燃料の数）である．$\dot{E}_L$は$\dot{E}_D$ とは異なる．エクセルギー損失$\dot{E}_D$（exergy destruction）は不可逆性によるプロセス内部の損失を示すが，エクセルギー搬出 $\dot{E}_L$（exergy loss）は周囲の環境に流れ込むエクセルギーから成る．定常状態で，要素kにおけるエクセルギー収支は次のように書くことができる．

$$\dot{E}_{F,k} = \dot{E}_{P,k} + \dot{E}_{D,k} \quad (2)$$

ここで，すべてのエクセルギー収支に使用されたシステムの境界は参照環境の温度T_0にあると仮定されている．したがって，要素kに関連するエクセルギー搬出 $\dot{E}_L$はない．エクセルギー搬出はシステム全体で見た時に陽に現われる．エクセルギー効率εの定義式は，

$$\varepsilon = \frac{\text{出力エクセルギー}}{\text{入力エクセルギー}} = 1 - \frac{\text{エクセルギー損失}}{\text{入力エクセルギー}} \quad (3)$$

であるので，要素kにおけるエクセルギー効率 ε_kは，

$$\varepsilon_k = \frac{\dot{E}_{P,k}}{\dot{E}_{F,k}} = 1 - \frac{\dot{E}_{D,k}}{\dot{E}_{F,k}} \quad (4)$$

と書ける．

2.3 エクセルギー損失の分析

要素 k におけるエクセルギー損失は以下のように分割することができる．

$$\dot{E}_{D,k} = \dot{E}_{D,k}^{EN} + \dot{E}_{D,k}^{EX} \quad (5)$$

ここで，$\dot{E}_{D,k}^{EN}$は内生エクセルギー損失を表し，$\dot{E}_{D,k}^{EX}$は外生エクセルギー損失を表す．

あるシステムを対象とする時，要素内で起こるエクセルギー損失を減らすことでシステム内の各要素の効率が改善される場合がある．しかし，技術的な問題により損失の一部は避けられない場合が生じる．また，損失の一部は要素内だけでなくシステム内の他の要素による影響を受けているかもしれない．それゆえ，各要素での損失が要素内部で起こっているものなのか（内生的なエクセルギー損失（endogenous exergy destruction)），他の要素によるものなのか（外生的なエクセルギー損失（exogenous exergy destruction)），それらの割合を調べ，最もエクセルギー損失が高い要素だけでなく，他の要素を改善することがシステムの向上に有益であると考えられる． 内生的なエクセルギー損失は，他のすべての要素が理想的な条件で作動する場合に要素 k に生じる不可逆性のみが関係する．これに対し，外生的なエクセルギー損失は残りの要素に生じる不可逆性によって要素 k に引き起こされる損失のことである．

2.4 グラフ法を用いた解析

一定の出力$\dot{E}_{P,tot}$を生み出す任意の理想的なシステムにおいて，エクセルギー収支は以下のように書くことができる．

$$\dot{E}_{F,tot}^{ID} = \dot{E}_{P,tot} + \dot{E}_{L,tot}^{ID} \text{ または } \dot{E}_{P,tot} = \dot{E}_{F,tot}^{ID} - \dot{E}_{L,tot}^{ID} \quad (6)$$

もし，システム内の要素 k が不完全であるとすると式(6)は，

$$(\dot{E}_{F,tot}^{ID} + \Delta\dot{E}_{F,tot}^{k}) - (\dot{E}_{L,tot}^{ID} + \Delta\dot{E}_{L,tot}^{k}) = \dot{E}_{P,tot} + \dot{E}_{D,k} \quad (7)$$

となる．さらに，エクセルギー損失は要素 k 内でのみ起こるので，$\dot{E}_{D,k}$は要素 k の内生的なエクセルギー損失と等しくなる．特に，$\dot{E}_{D,k} = \dot{E}_{D,k}^{EN}$の時，式(7)は，

$$(\dot{E}_{F,tot}^{ID} + \Delta\dot{E}_{F,tot}^{k}) - (\dot{E}_{L,tot}^{ID} + \Delta\dot{E}_{L,tot}^{k}) = \dot{E}_{P,tot} + \dot{E}_{D,k}^{EN} \quad (8)$$

と書くことができる．

実際のシステムのように，エクセルギー損失がどの要素でも起こる時は次式が得られる．

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

$$(\dot{E}^{ID}_{F,tot} + \Delta\dot{E}^{RS}_{F,tot}) - (\dot{E}^{ID}_{L,tot} + \Delta\dot{E}^{RS}_{L,tot}) = \dot{E}_{P,tot} + \dot{E}^{EN}_{D,k} + \dot{E}_{D,others} \quad (9)$$

上式で，$\Delta\dot{E}^{RS}_{F,tot}$，$\Delta\dot{E}^{RS}_{L,tot}$ は損失によって生じる増加量を表す．もし，システム内の要素 k 以外の要素が理想的に作動するようになると $\dot{E}_{D,others}$ は 0 に近づき，エクセルギー効率 ε は 100%に近づく．この時，式(9)は，

$$\lim_{\dot{E}_{D,others}\to 0}\left[(\dot{E}^{ID}_{F,tot} + \Delta\dot{E}^{RS}_{F,tot}) - (\dot{E}^{ID}_{L,tot} + \Delta\dot{E}^{RS}_{L,tot})\right] \to \left[(\dot{E}^{ID}_{F,tot} + \Delta\dot{E}^{k}_{F,tot}) - (\dot{E}^{ID}_{L,tot} + \Delta\dot{E}^{k}_{L,tot})\right] \quad (10)$$

$$\lim_{\dot{E}_{D,others}\to 0} \dot{E}_{D,k} \to \dot{E}^{EN}_{D,k} \quad (11)$$

と考えられる．

なお，$(\dot{E}^{ID}_{F,tot} + \Delta\dot{E}^{RS}_{F,tot}) - (\dot{E}^{ID}_{L,tot} + \Delta\dot{E}^{RS}_{L,tot}) - \dot{E}_{P,tot}$ を縦軸に，$\dot{E}_{D,others}$ を横軸にプロットすると，横軸の値が 0 の時($\dot{E}_{D,others} = 0$)の縦軸の値が ε_k における $\dot{E}_{D,k}$ ということになる．内生エクセルギー損失は，要素 k のエクセルギー効率 ε_k による関数なので，ε_k は $\dot{E}_{D,others}$ が変わっても一定でなければならない．$\dot{E}_{D,others}$ が変化する時，Fig.2 のような直線が得られる．この一次従属性に関しては文献 2)の付録 A で証明されている．

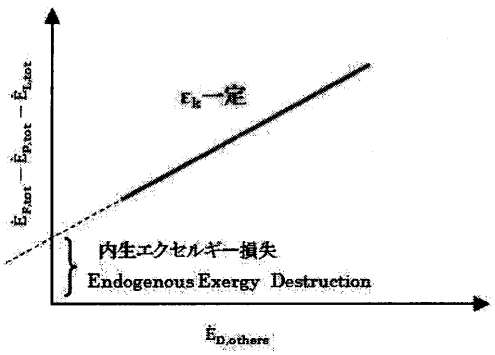


Fig.2 Graph method

Table 1 Equations of exergy values

	$\dot{E}_{F,k}$[MW]	$\dot{E}_{P,k}$ [MW]	$\dot{E}_{D,k}$ [MW]	ε_k [%]
CC	$\dot{E}_1$	$\dot{E}_2 - \dot{E}_0$	$\dot{E}_{F,k} - \dot{E}_{P,k}$	$\left(\frac{\dot{E}_{P,k}}{\dot{E}_{F,k}}\right) * 100$
GT	$\dot{E}_2 - \dot{E}_3$	W_{GT}		
HX	$\dot{E}_3 - \dot{E}_4$	$\dot{E}_7 - \dot{E}_6$		
C	W_C	$\dot{E}_5 - \dot{E}_4$		

3. 非再生常圧タービン(APT)への適用

Table 1 のような設定条件のもとで，解析を行う．これより，設計点の各値は Table 2 のようになる．(それぞれの要素に対するエクセルギーの定義は Table 3 に基づく)．

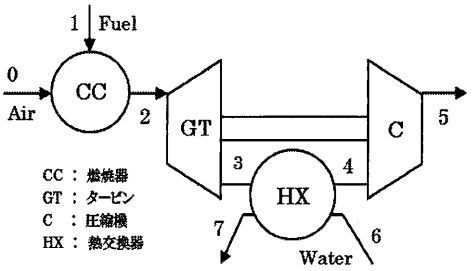


Fig.3 Atmospheric Pressure Turbine System

Table 2 Parameters of APT System

$\dot{W}_{net}$	200.00[kw]	η_{GT}	0.80
T_0	15.00[℃]	η_C	0.90
T_2	900[℃]	η_R	0.85
e_1	51.91[MW]	$\dot{m}_w$	1.10[kg/s]
$C_{p,C}$	1.26[kJ/kg.K]	R	0.31[kJ/kg.K]
$C_{p,GT}$	1.26[kJ/kg.K]	r	5.00

Table 3 Exergy of the complements

要素 k	$\dot{E}_{F,k}$[MW]	$\dot{E}_{P,k}$[MW]	$\dot{E}_{D,k}$[MW]	ε_k[%]
CC	3.415	2.220	1.195	65.00
GT	0.705	0.648	0.056	92.00
HX	0.341	0.254	0.087	74.37
C	0.448	0.428	0.021	95.37

以下，各要素について変化させた量と，T-s 線図を示す．

3.1 タービン (GT)

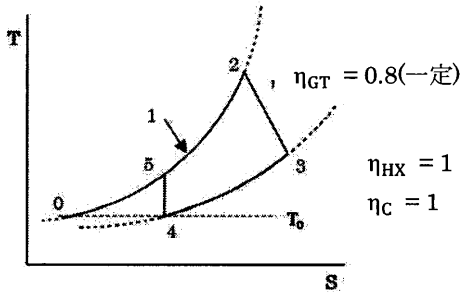


Fig. 4 T-s diagram in the case of analyzing the GT

タービンの内生エクセルギー損失を調べる条件は Fig.4 に示す通りである．

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

燃料流量$\dot{m}_f$を変えて解析を行って，Fig.5 のようなグラフが得られる．このグラフの漸近値が求める量である．以下，それぞれの要素において，同様にグラフを描き内生エクセルギー損失を求める．

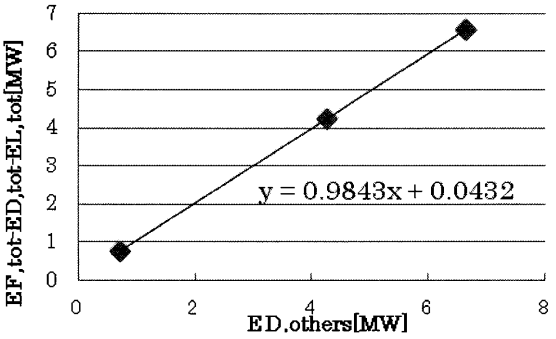


Fig. 5　Plot showing the result for the GT

3.2　圧縮機 (C)

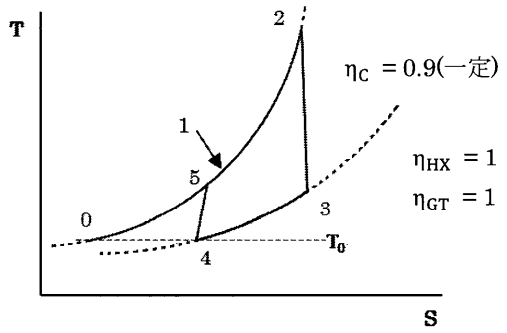


Fig. 6 T-s diagram in the case of analyzing the C

圧縮機の場合は，燃料流量$\dot{m}_f$を変数として使用している

3.3　熱交換器 (HX)

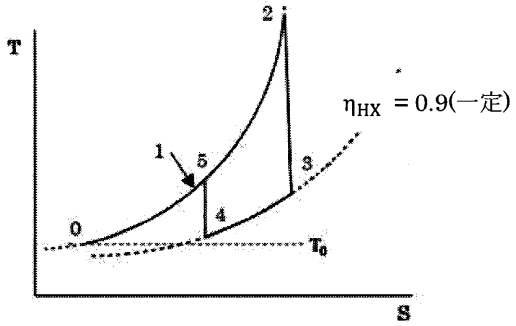


Fig. 7 T-s diagram in the case of analyzing the HX

熱交換器の場合も，燃料流量$\dot{m}_f$を変数として使用している

3.4　燃焼器 (CC)

燃焼器については，圧縮機のエクセルギー効率を一定にし，熱交換器，タービンの効率をともに 1 に固定した上で圧縮機の出口温度T_5を変えて損失の変化を調べた．燃料流量$\dot{m}_f$は変えなかった．

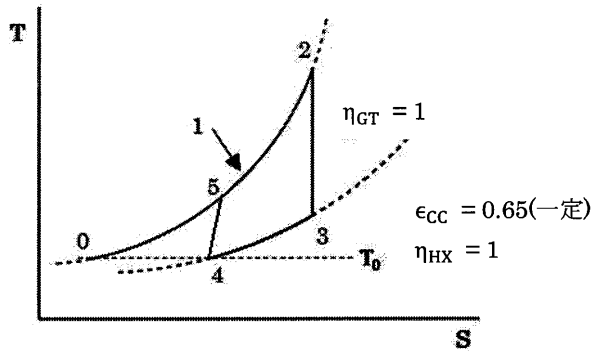


Fig. 8 T-s diagram in the case of analyzing the CC

3.5　エクセルギー分析結果

Table 4 Results of the analysis

要素 k	$\dot{E}^{EN}_{D,k}$[MW]	$\dot{E}^{EX}_{D,k}$[MW]
GT	0.043	0.014
C	0.017	0.004
HX	0.048	0.294
CC	0.577	0.618

それぞれの要素の内生エクセルギー損失と外生エクセルギー損失の内訳は Table 4 のようになった．Table 4 より，燃焼器(CC)の損失の割合が最も多く，全体の約 74%を占めた．燃焼器の場合，反応過程における化学エクセルギーの変化が大きい．そのため要素自身の改善には限界があるが，燃料を変えることによる効果が期待できる．次に損失が大きいは熱交換器であった．熱交換器の場合は外生的な損失が大きい．従って，他の要素の性能を上げることで損失を減らすことができる．

4　まとめ

本報では，単純常圧タービンを対象にしてエクセルギー解析の有効性を調べた．今後，再生式の APT についても同様に解析を行い，さらに，コスト等の経済的制約も考慮した研究を進めていく．

参 考 文 献

1) 辻川吉春：　常圧タービンサイクル（Inverted Brayton Cycle に基づいて），ガスタービン学会誌，Vol.37, No.3 (2009) pp.13-18.
2) Kelly, S. : Energy Systems Improvement based on Endogenous and Exogenous Exergy Destruction, PhD thesis.(2008). Technische Universitat Berlin, Germany.
3) T. Morosuk et al.,: Advanced Exergy Analysis for Chemically Reacting System, Int. J. of Thermodynamics, Vol.12, No.3,　(2009) pp. 105-111.

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 40 回日本ガスタービン学会定期講演会（釧路）講演論文集，2012.10

【研究報告】 B-11

常圧タービン(APT)を用いたバイオマスガス化ガスの高効率利用に関する研究

*大内一平，金子憲一，辻川吉春（阪府大院）

Highly Efficient Utilization of the Gasified Biomass Energy With Atmospheric Pressure Turbine (APT)

*Ippei OOUCHI, Ken-ichi KANEKO and Yoshiharu TSUJIKAWA (Osaka prefecture Univ.)

ABSTRACT

Biomass is a significant renewable energy source. The conversion of woody biomass into a combustible gas provides the opportunity to enhance the efficiency of biomass based power systems. It allows solid fuels to be used in high efficiency power generation processes. This paper discusses the energy efficient utilization of biomass by turbo machines under unpressurized conditions, working with inverted Brayton cycle in which turbine expansion, cooling by heat exchanger and draft by compressor are made in an open cycle mode. It is denoted as "atmospheric pressure turbine (APT)".

Key Words : APT(Atmospheric Pressure Turbine), Biomass, Distributed Energy System

1．はじめに

常圧タービンは反転ブレイトンサイクルという従来のブレイトンサイクルと異なる作動原理を持つ(Fig.1)．ブレイトンサイクルでは通常，圧縮→燃焼→膨張→冷却の順に動作するが，反転ブレイトンサイクルは燃焼→膨張(負圧)→冷却→圧縮(常圧)という順で動作するため，常圧で高温のガスを利用しやすいという特徴を持つ．そのため，バイオマスの常圧ガス化炉との組み合わせは，従来のガスタービンを使用した時に比べ，タールやチャーを除去する施設などが簡略化でき，発電効率そのものも上昇する [1]．本研究では，さらに冷却器で使用した冷却水を燃焼器に再利用することにより，仕事量の増加，また熱効率の向上を達成できるシステムを検討し，その性能解析を行った．

2．常圧タービン

常圧タービンの作動原理である，反転ブレイトンサイクル(Fig.2)は従来のブレイトンサイクルと同様に，再生や中間冷却をおこなうことでその効率は改善する．ただし，反転ブレイトンサイクルは負圧側に膨張するため，あまり大きな圧力比を設定することが難しく，中間冷却段数の増加は却って圧力損失を増すことになる．そのため，解析を行うにあたっては中間冷却の段数を一段としている．[2)-4)]

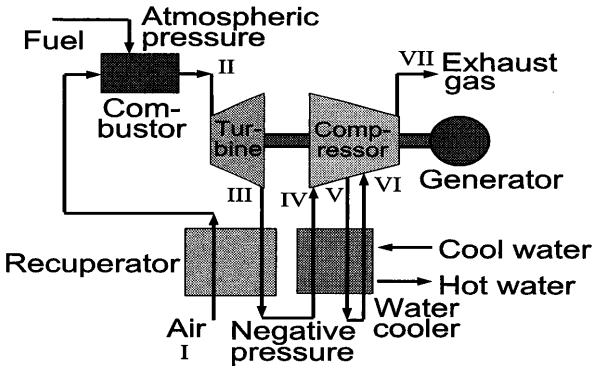


Fig.1 Atmospheric Pressure Turbine

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

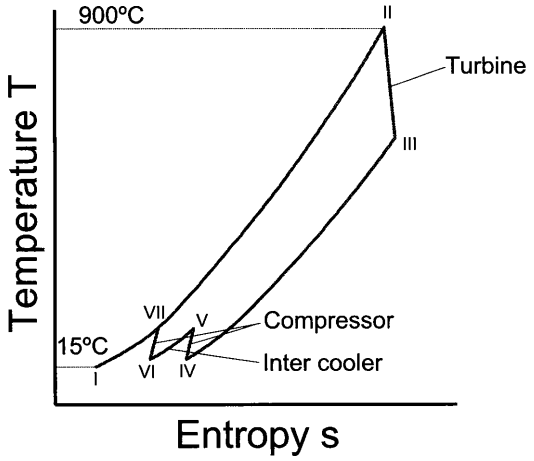


Fig.2 T-S Diagram of Inverted Brayton Cycle

3．バイオマス

一般的にはバイオマスはある一定量集積した動植物を起源とする有機性資源を指すが，本研究では特に，日本でも未利用のものが多い木質バイオマスに着目する．未利用な木質バイオマスとしては製作所での廃木材，人工林での間伐材，建築廃材などが上げられる．一般に木質バイオマスは比重が小さく，輸送コストが高いため，価格と輸送コストの釣り合いから近隣での需要がなければ焼却処分されてしまう．特に製材所での廃材などは小規模では蒸気発電システムを導入しても経済的なコストが見合わないことから，地域での需要があってもそのまま焼却処分されることが多い．そのため，本研究で着目しているような小規模分散型で高効率な地域完結の利用システムの開発が急務となっている．

4．常圧バイオマスガス化炉

バイオマスのガス化炉はいわゆる不完全燃焼であり，完全燃焼に必要な酸素に対して，どの程度酸素を供給するかにより，発生するガスの組成および発熱量は大きく変わる．完全燃焼に必要な酸素量に対する酸素の流入を A，酸素比を n，含水率を w，木質バイオマスの組成を $C_nH_mO_l$ として，バイオマスのガス化反応を以下のように表した．

$$C_nH_mO_l + A_nO_2 + A_n\frac{0.79}{0.21}N_2 + wH_2O$$
$$\rightarrow X_{CO}CO + X_{H2}H_2 + X_{CH4}CH_4 + X_{CO2}CO_2$$
$$+X_{H2O}H_2O + X_{O2}O_2 + X_{N2}N_2 \quad \cdots(1)$$

ただし空気組成を O_2=21%，N_2=79%とし，タールやチャーの発生がないものと仮定した．ガス化炉内温度，ガス組成におよぼす酸素比の影響をそれぞれ Fig3，4 に示す．

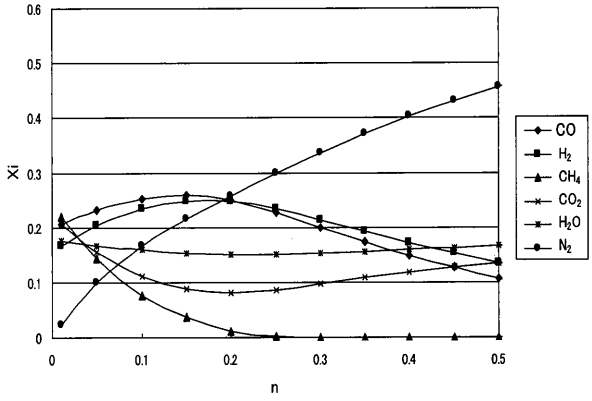


Fig.3 Dependence of Gas Composition on Oxygen Ratio

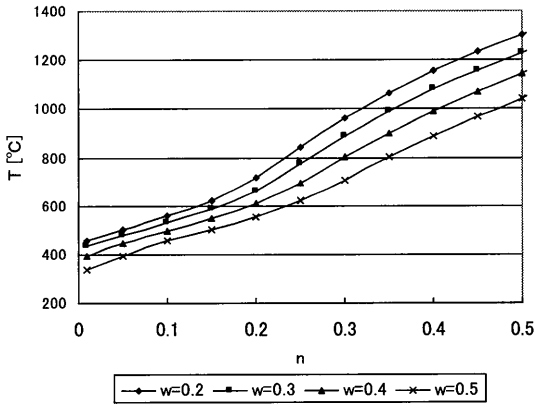


Fig.4 Effect of Oxygen Ratio on Gasifier Outlet Temperature

Fig.3 よりある一定の酸素比を超えると，可燃成分である CO，H_2，CH_4 などの割合が減少する一方，CO_2 や H_2O などの酸化物は増加する傾向にあることがわかる．またガス化に関与しない N_2 は酸素比を増すことで線形的に増えていく．

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

Fig.4 より，木質系バイオマスは 800℃以下でガス化すると，タールやチャーなどの発生が認められることから，含水率が 0.3 程度の時には酸素比を 0.26 以上に設定しなければならない事が分かる．またタービン入口温度を 900℃に設定した時，炉内温度がこの温度を超えてはならないため，酸素比は 0.31 が上限となる．

5．燃焼器

燃焼器に冷却水を再利用することにより，熱効率の向上を試みる．燃焼器に流入する空気量を一定とし，バイオマスガス化ガスと冷却水の量を変数とした時の反応について考える．完全燃焼に必要な酸素の流入量をA_0，酸素比をλ，バイオマスの流量に対する冷却水の流入量比をαとする．以下に燃焼器での反応式を示す．

$$X_{CO}CO + X_{H2}H_2 + X_{CH4}CH_4 + X_{CO2}CO_2 + X_{H2o}H_2O + X_{N2}N_2 + A_0\lambda O_2 + A_0\lambda\frac{0.79}{0.21}N_2 + \frac{\alpha}{18}H_2O \rightarrow Y_{CO2}CO_2 + Y_{H2O}H_2O + Y_{O2}O_2 + Y_{N2}N_2 \quad \cdots(2)$$

6．性能解析

このシステムにおける出力，発電効率を以下のように定義した．

$$\dot{W} = \dot{W}_T - \dot{W}_C \quad \cdots(3)$$

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_T - \dot{W}_C}{\dot{m}_f \cdot LHV} \quad \cdots(4)$$

ここで，$\dot{W}_T$はタービン出力[kW]，$\dot{W}_C$は圧縮機入力[kW]，$\dot{m}_f$はバイオマス流入量[kg/sec]，LHV はバイオマスの低位発熱量[kJ/kg]を表す．

7．システムの解析結果と考察

Table 1 の解析条件により，バイオマスガス化コージェネレーションシステムの性能解析を行った．Fig.5，Fig.6 より，冷却水をガス化炉，燃焼器で利用する場合，出力あるいは発電効率を最適にするαが存在することが分かった．Table 1 の条件の場合，α=0.51 が最適値となっている．冷却水を燃焼器で再利用することにより，エクセルギーの再生産が実現され，出力，発電効率ともに改善されたものと考えられる．しかし，冷却水を一定量以上利用すると逆に，出力，発電効率ともに低下している．これは冷却水を利用することにより，燃焼器への必要空気量が減るため全体の出力が低下するためだと考えられる．冷却水の利用と燃焼器に流入する空気流量の関係を Fig. 7 に示す．この図より，冷却水の流量が増すと，燃焼器に流入する空気量が単調に減少していることが分かる．最後にこのシステムの性能解析結果の一例（システムのマスヒートバランス）を Fig. 8 に示す．

Table 1　Analytical Conditions

Turbine Inlet Temperature (℃)	900
Turbine Pressure Ratio	3
Compressor Adiabatic Efficiency	0.78
Turbine Adiabatic Efficiency	0.85
Temperature Efficiency of Heat Exchanger	0.8
Cooler Temperature Efficiency	0.9
Oxygen Ratio	0.356
Cooling Water Temperature (℃)	15

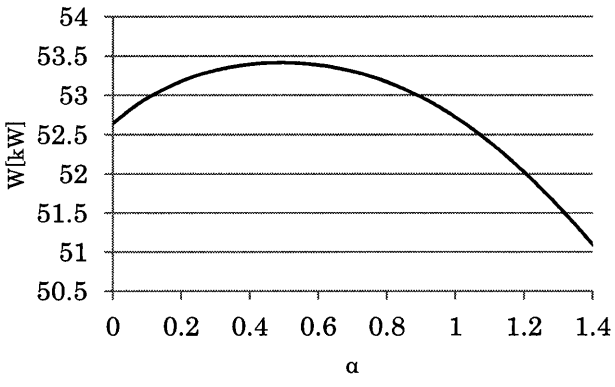


Fig. 5 Output versus Flow Rate Ratio between Cooling Water and Biomass

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

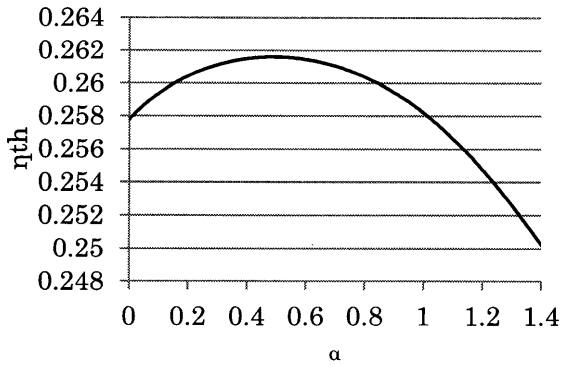


Fig .6 Thermal Efficiency versus Flow Rate Ratio between Cooling Water and Biomass

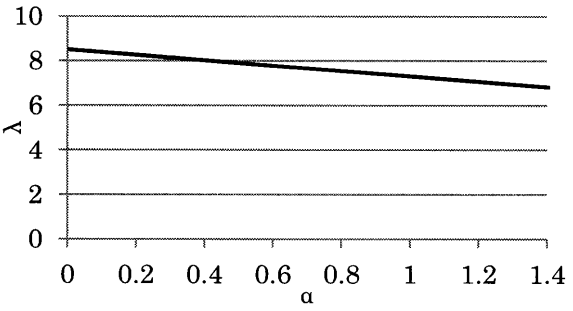


Fig .7 Oxygen Ratio versus Flow Rate Ratio between Cooling Water and Biomass

8．まとめ

バイオマス常圧ガス化炉と APT を組み合わせることにより，発電効率 26%以上のシステムを実現することができる．冷却水流量を変えることにより，出力，発電効率ともに変化するが，最適値が存在することがわかった．バイオマスガス化炉の温度が 800℃の時，α=0.51 が最適値である．

参 考 文 献

1) 村岡信嘉ほか，常圧タービンによるバイオマスガス化ガスの有効利用，第 28 回水素エネルギー協会大会(2008).

2) Fujii, S., et al.: Mirror Gas Turbines: A Newly Proposed Method of Exhaust Heat Recovery, ASME Journal of Eng. for Gas Turbines and Power, Vol. 123 (2001) pp. 481-486.

3) Tsujikawa, Y., et al.: Conceptual Recovery of Exhaust Heat from a Conventional Gas Turbine by an Inter-cooled Inverted Brayton Cycle, ASME Paper No. 99-GT-378 (1999).

4) Tsujikawa, Y., et al.: JSME Int. Journal, Vol. 47, No. 2 (2004) pp. 256-260.

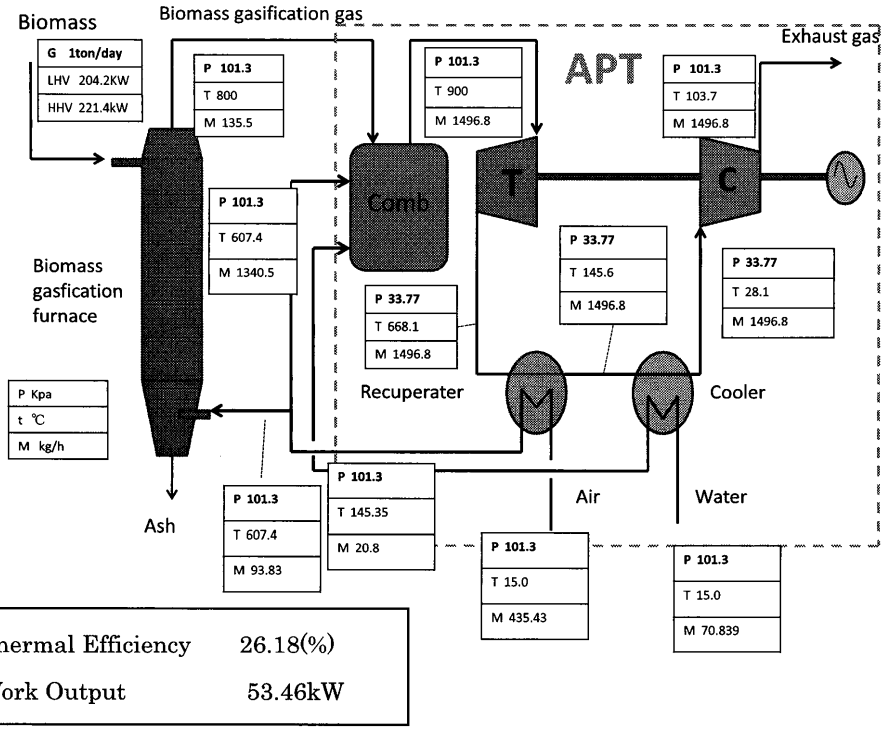


Fig. 8 Simulation Results of Biomass Gasifier—APT Hybrid System

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 40 回日本ガスタービン学会定期講演会（釧路）講演論文集，2012.10

【研究報告】 B-12

バーチャルジェットエンジンの高精度化

*秋山　直輝（東京農工大学），福山　佳孝（宇宙航空研究開発機構）

Development of the Advanced Virtual Jet Engine

*Naoki AKIYAMA(TUAT), Yoshitaka FUKUYAMA(Japan Aerospace Exploration Agency)

ABSTRACT

Recent years, CO2 and NOx emission and noise from aero engines need to be reduced. So the new engine system is needed to satisfy those demands. The performance is needed to evaluate after making the real new engine or its components. But it takes much cost to do that. If the performance evaluation of the new engines is performed by the analysis, the number of making real engine components is reduced and the costs are reduced too. There is the Virtual Jet Engine (VJE) as one of the analysis tool. But in some flight conditions the VJE cannot analyze condition of the engine exactly. In this study, to improve the VJE, The Constant Gain Extended Kalman Filter (CGEKF) is integrated into the VJE. Integrating the CGEKF into the VJE was achieved and made the VJE a precise analysis tool more than the standard VJE.

Key words: Aero-engine, Virtual Jet Engine, Constant Gain Extended Kalman Filter

1．緒　言

環境に対する取り組みは航空機エンジンの開発でも行われる．航空機エンジンでは，CO_2 と NOx の排出，騒音が主な規制対象となっている(1)．環境に適用した新エンジンを開発する際，エンジン内部の圧縮機，タービンといった構成要素の構造や材料を変更する場合がある．構成要素ごとまたはエンジン全体を実際に作り，その性能評価を行う必要がある(2)．しかし，実際の構成要素やエンジン全体を組み立てるのは開発コストがかさむ．そこで，解析ツールを用いることで，新技術を取り入れた新エンジンの性能評価ができれば，実際に構成要素やエンジン全体を作る回数が減り，コストを抑えることができる．しかし，解析ツールの精度が高くなければ，新エンジンの性能を正しく評価することはできない．性能を正しく評価するために，解析ツールの高精度化が必要である．また，高精度化することで，実機エンジンの個々の性能差，運用による劣化，燃料消費率(sfc)等もわかるようになり，新エンジン開発の資料となるだろう．

エンジン解析ツールの一つにバーチャルジェットエンジン(VJE : Virtual Jet Engine)がある．VJE を用いることで，新エンジンの性能評価ができそうである．しかし，問題点もある．**Fig. 1** は，VJE を用いた既存するエンジンについてのあるフライトコンディションでの低圧圧縮機出口圧力の解析結果を示している．点線が実際のフライトの値，○印が解析結果を示している．Fig. 1 を見てわかるように，○印が点線に一致しておらず，実際のエンジンの運転状態を再現できていない．約 7.9%の誤差がある．現状のままで新しく作るエンジンの模擬フライトをしても，信頼できる解析結果が得られたのか疑問が残る．これについては，マップを導入し，解析対象となるエンジン特性を適切に示すよう，マップのスケーリングを行う必要がある．

よって，前述したエンジン開発の背景を踏まえ，VJE の解析精度の高精度化を目的とする．高精度化を実現するために，VJE に，オンライン性能同定技術の一つである一定ゲイン拡張カルマンフィルタ(Constant Gain Extended Kalman Filter : CGEKF)を適用する．

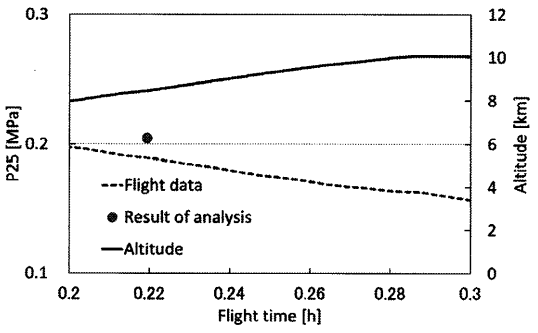


Fig. 1 Result of analysis at P25 by the standard VJE

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

2．VJE とは

VJE は航空エンジンやガスタービンのシステム設計・シミュレーションツールである[3]．**Fig.2** のように，VJE は基本的にモジュール単位，でエンジンの構成要素を定義し，これらを結合してエンジン全体を表現する．Fig.2 は 2 軸ターボファンエンジンの一例である．この場合で，17 のモジュール，それらに必要な 30 近いパラメータが必要である．回転数が異なる別の回転軸を定義する事ができるので，Fig.2 の場合，FAN や LPC と LPT を同じ一つの軸につなぎ，LPC の出口とコアエンジンの HPC の入口，HPT の出口と LPT の入口をつなぐことでエンジン全体を表現している．表現されたエンジン全体をもとに，VJE が実行する主な計算は，エンジンの熱と，空気・燃料・燃焼ガス等の流量と一部の部分の運動量のバランス計算である．

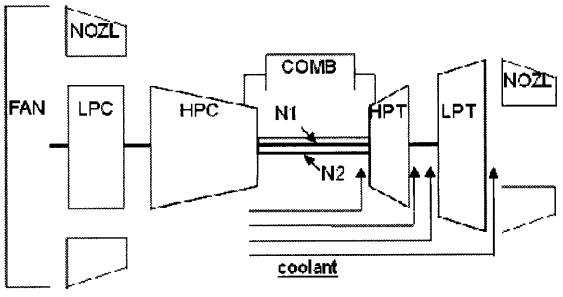
次に，解析システムの概要を説明する．

2.1 設計計算

設計計算では，設計仕様に基づいて機械の各部の大きさや各回転軸の回転数，空気や燃料の流量を決定する．設計では必要な寿命を持たせるための設計制限や設計標準が必要となる．しかし，これらは，一般に公開されていない．VJE では，実機エンジンのセルデータとフライトデータから，概算の制限値を集め，データとして保有している．これらのデータを使い，エンジンに新技術を投入した効果等をある程度の精度で評価する事は可能である．

2.2 性能計算

性能計算では，設計計算でエンジンの形等が決められたエンジンを別の条件で動かす場合を対象とする．航空機エンジンは広い範囲で作動するので，広範囲で精度良くエンジンの内部状態を推定する必要がある．しかし，幅広いエンジンの作動範囲を考えると，その範囲でエンジンを構成するモジュールの性能等の変化を知ることは VJE 単独では不可能である．



N1: Low-spool N2:High-spool FAN:Fan LPC:Low pressure compressor HPC:High pressure compressor COMB:Combustor HPT:High pressure turbine LPT:Low pressure turbine NOZL:Nozzle coolant:Coolant

Fig. 2 Schematic of engine-model in VJE

3．CGEKF とは

CGEKF とはこのオンライン性能同定技術を用いた手段の一つである．その概要を **Fig.3** に示す．実際のエンジンから計測される圧縮機やタービンといったエンジン構成要素の温度や圧力の情報から，現在のエンジンの推力等の計測ができないパラメータを推定し，これにより実機エンジンの経年変化や FOD(Foreign Object Damage)等による性能変化，もともと持っている製造上の性能差があっても作動条件に応じて適切な制御を行うことができる[4]．

解析システムについて説明する．基本的には VJE と同様にモジュール単位でエンジンの構成要素を定義し，これらを結合する事でエンジン全体を表現する．違う点は構成要素間に容積要素が入ることである．圧縮機，タービンなどの各要素間に容積要素を持つ要素間容積法であり，各エンジン要素のマップと呼ばれる特性線図を用意し，ガステーブル等の多変数関数を多用して計算時間を短縮し，条件分岐や計算ループを排除した直進的コーディングとしている．これは，CGEKF を制御に用いるため，実時間よりも早く計算をしなければならないためである．CGEKF は上記のように構成された非線形シミュレーションとカルマンフィルタゲインから構成されている．CGEKF は性能差によってこのモデルを改訂している．実機からのセンサ計測値とエンジンモデル内部のその計測点に対応する計算結果の差を取り，予め導出してあるカルマンゲインと掛け合わせ，チューニング状態変数を取得し，各エンジン構成要素のマップをチューニングすることで性能差に応じてモデルを改訂する．

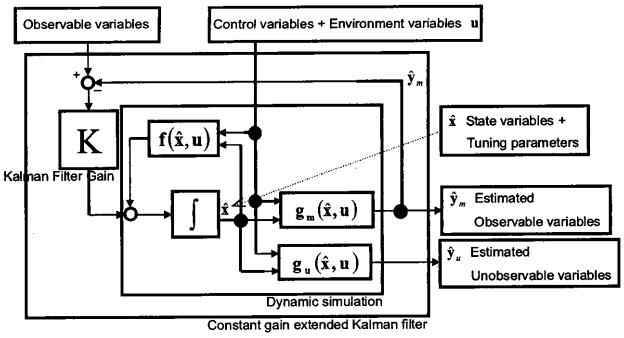


Fig.3 Concept of CGEKF

4．オンライン性能同定技術適用型 VJE とは

エンジンの性能パラメータの中にポリトロープ効率，仕事係数がある．実際のエンジンではフライト条件やテストセル条件によって，これらの性能パラメータは時々刻々と変化していると考えら

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

れる．そこで，CGEKF を用いることで，各圧縮機系の仕事係数とポリトロープ効率の推定値を得て，得られた値を使い VJE で解析を行う．

オンライン性能同定技術である CGEKF を VJE に適用する方法は次のとおりである．フライト条件やテストセル条件ごとに，圧縮機系のポリトロープ効率と仕事係数を温度・圧力・回転数等の計測値より CGEKF で推定し，VJE の性能計算で推定結果を適用する．ポリトロープ効率は式(1)により定義される．ポリトロープ効率とは，理想的な変化と実際の変化の仕事の比を表したものである．これにより，圧縮機がどれだけ無駄なく圧縮機としての仕事を果たせるかという重要な指標となる．

$$\eta_c = \frac{dw_i}{dw} \tag{1}$$

仕事係数は式(2)により定義される．仕事係数とは，圧縮機系の構成要素で，どれくらいの回転数のときに，入口の全エンタルピに対する出口全エンタルピ差，つまり，圧縮仕事がどれくらいになるのかを決定する重要なパラメータである．

$$-K = \frac{\Delta H}{N^2} = \frac{H_o - H_i}{N^2} \tag{2}$$

5．モデルエンジンの設定

解析対象とするエンジンに PW4000 を使用した．このエンジンは 2 軸ターボファンエンジンである．このエンジンでは以下の計測量が揃っている．軸回転数(N1,N2)，燃料流量(WF)，低圧圧縮機出口(P25,T25)，燃焼器入口(P3,T3)，低圧タービン出口(P49,T49)，これに加え，テストセルデータには，スラスト(T)がある．

これらの値と公表情報[5]等を用いて，エンジン定格運転を模擬し，ファン・圧縮機圧力比，燃焼器出口温度，タービンの反動度と冷却空気量等を設定する．その他の設計パラメータについては，セル条件で運転した場合の性能を解析し計測データと比較することを繰り返し行うことで決定する．**Fig.4** に PW4000 エンジン 3 台のスラスト比に対する解析と計測値の比，あるいは，差を示す．本データでは定格のおおよそ 50%～100%の範囲となっている．Fig.4 より，セル条件での解析結果と計測データが必ずしも一致しているとは言えないが，PW4000 の計測箇所は上記に示したものしかなく，また，オンライン性能同定技術適用型 VJE ではエンジンの運転状態によって性能を変化させることができるため，これ以上の一致を目指す必要はないだろう．設計ではエンジンの大きさや性能同定ができないパラメータが決まっていれば十分であろう．

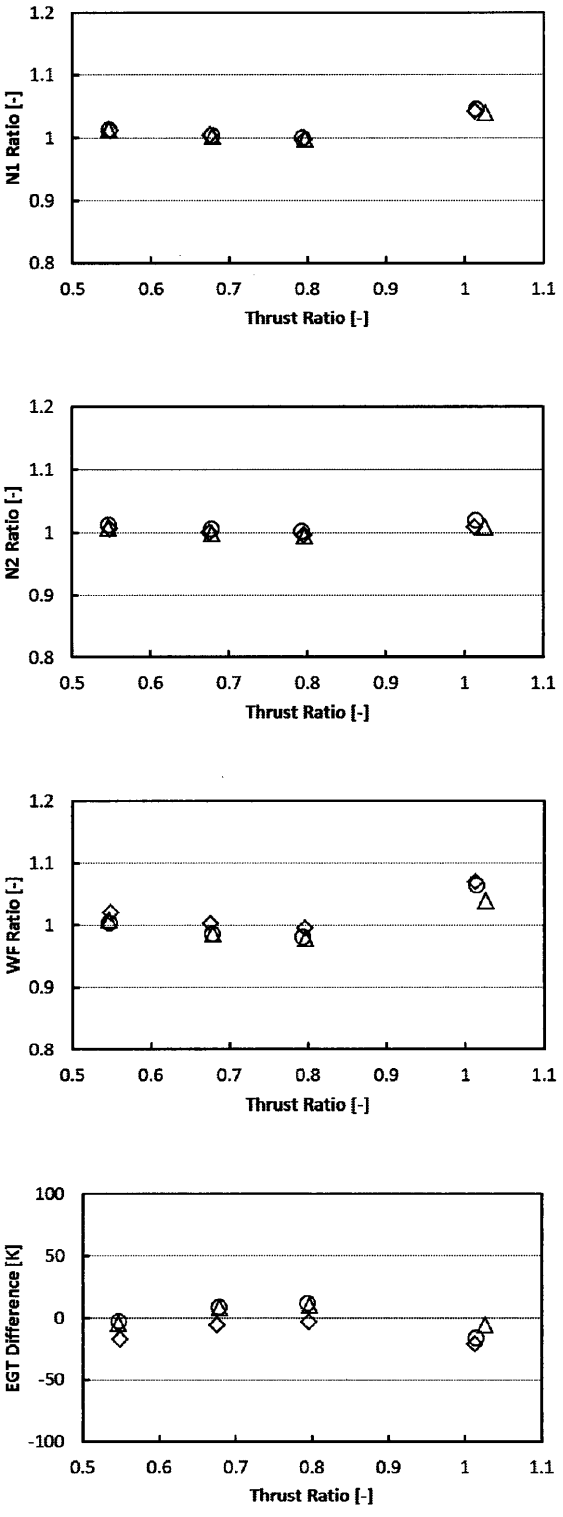
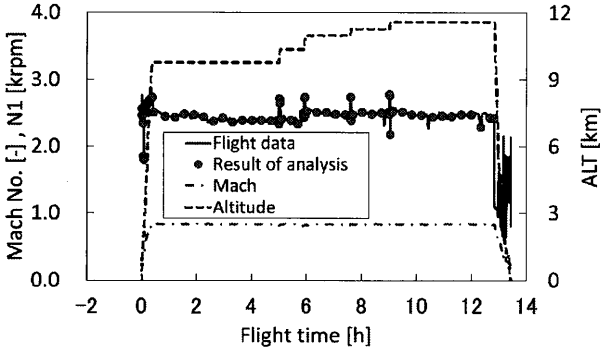
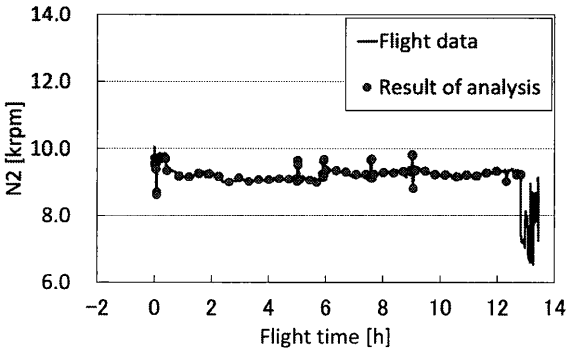
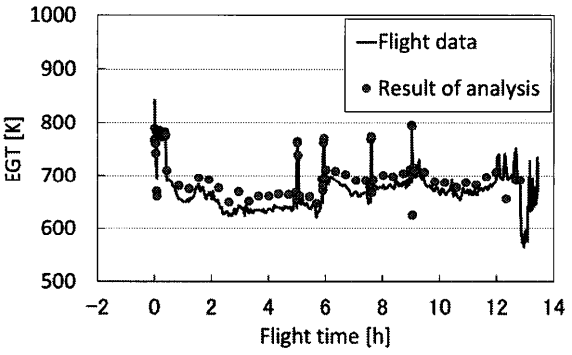


Fig.4 Comparison of VJE and Cell Measurements

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.







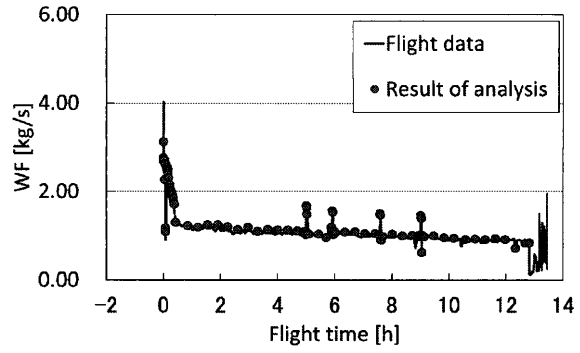
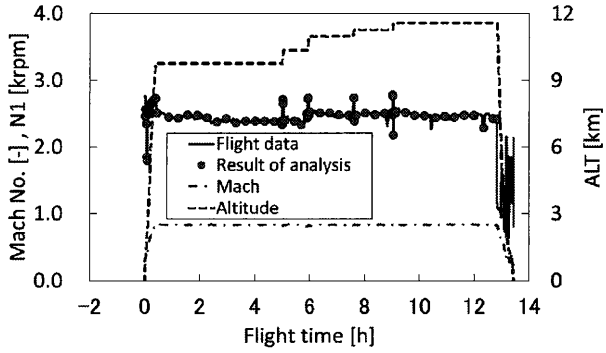
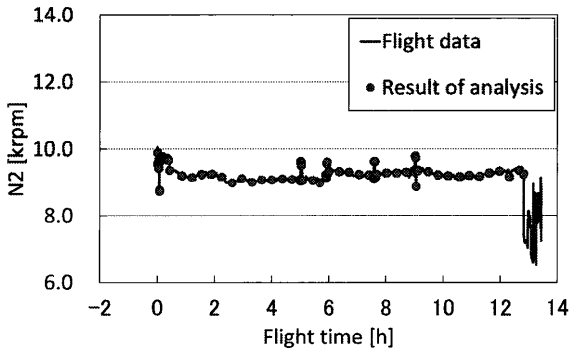
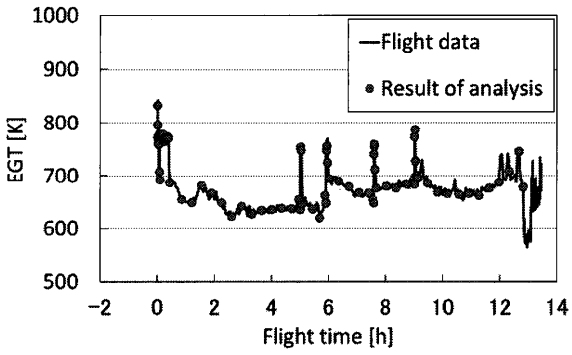


Fig.5 Comparison of VJE and Flight-data (standard VJE)







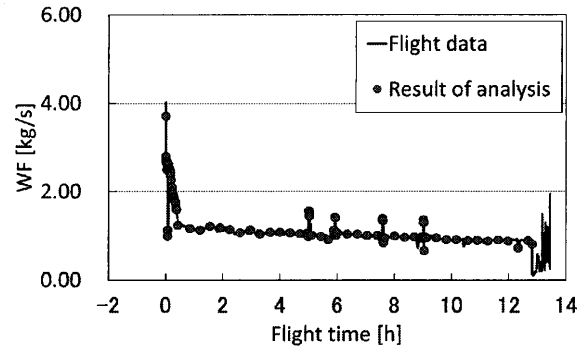


Fig.6 Comparison of VJE and Flight-data (VJE with CGEKF)

6．フライトシミュレーション

設計したエンジンモデルを使い，実際のフライトデータに対する通常の VJE とオンライン性能同定技術適用型 VJE の解析結果を比較する．

6.1 解析方法，解析対象

本解析で比較するフライトデータは，Pratt & Whitney 社製エンジンの国際線の例である．このデータから，気圧高度，補正対気速度，軸回転数，燃料流量(WF)，低圧圧縮機出口(P25,T25)，燃焼器入口(P3,T3)，低圧タービン出口(P49,T49)がわかるので，これらの情報をもとに性能同定を行う．そして，エンジン入口条件を実際のフライトと同じ

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

にして性能計算を行う．

6.2 解析結果・考察

Fig.5 に通常の VJE の結果，**Fig.6** にオンライン性能同定技術適用型 VJE の結果をそれぞれ示す．Fig.5，Fig.6 中の(A)が運行状況変化，(B)が高圧軸回転数 N2，(C)がエンジン出口温度 EGT，(D)が燃料消費量 WF の比較したものそれぞれを示し，(B) ~ (D)においては，実線がフライトデータを，○印が解析結果を示している．Fig.5 では，全体的に N2，WF をよく再現できている．しかし EGT の解析結果は，フライトデータと大きく異なっていることがわかる．Flight time が 0～0.2h であるフライト初期の高負荷時においては，フライトデータと一致する結果となっているが，クルーズにおける低負荷時には全体としてフライトデータよりも高い温度結果となっている．これは，VJE が高負荷モデルを採用していることに起因すると考えられる．一方，性能同定技術を適当した VJE では，高負荷・低負荷時とも，解析結果は，ほぼフライトデータと一致している．

性能同定技術により，ファン，低圧圧縮機，高圧圧縮機の性能パラメータを推定している．**Fig.7** に高圧圧縮機のポリトロープ効率の変化を，**Fig.8** に仕事係数の変化を設計点との比で示す．実線で示されているのが気圧高度，△印・○印で示されているのが解析結果である．エンジン運転中，これらの値が一定でないことがわかる．特に，気圧高度が大きく変化しているとき，エンジンの運転状態も大きく変動していると考えられるので，性能パラメータも大きく変動している．このことから，エンジンの運転状態が変化している場合の解析において，性能パラメータを変化させることの有用性が確認できる．もちろん，この解析結果の数値は計測できないので，正しい値か確認することはできないが，少なくとも，運転状態が変わると性能パラメータも変化するということは推定できる．なお，通常の VJE では，これらの値は常に一定であり，設計計算で用いる値や設計計算で得られる値となっている．よって，性能同定技術を導入することで，高負荷・低負荷であっても，エンジンの運転状態に合わせて性能を変化させることができ，VJE の解析精度向上につながっていると考えられる．

Fig.9 には，通常の VJE と性能同定適用型 VJE との sfc の変化を比較したものを示す．0.85 ~ 12h 間では平均して 4.56%の誤差がある．フライトでは推力を計測することが不可能なため，推力のフライトデータはなく，実際の sfc を求めることは不可能であるが，現在，sfc をさらに 15 %程度下げるための研究が行われている中[6]，エンジン性能を評価する上で，この差は大きいと考えられる．

7．結　言

本結果より，フライトデータからエンジンの性能同定をし，同定された性能パラメータを適用することで VJE の高精度化に成功した．これにより，エンジンの計測できない場所，例えば，タービン入口温度等や飛行中に計測できない推力等のより高度な推定も可能となるだろう．既存のエンジンの性能を正確に把握することは新エンジンの開発に対して重要な資料となる．既存のエンジンの性能を把握できなければ，目指す新エンジンに要求される性能目標がわからない．

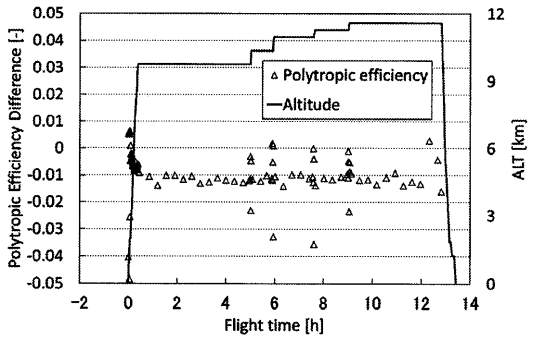


Fig.7 Result of Polytropic efficiency difference in HPC

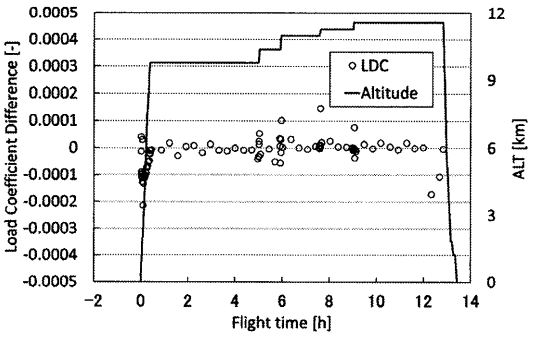


Fig.8 Result of Load coefficient difference in HPC

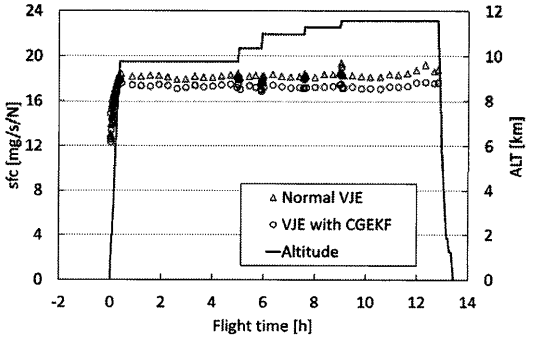


Fig.9 Result of sfc (standard VJE and VJE applied CGEKF)

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

8．新エンジンの開発の試み

冒頭で，新しいエンジンの開発について触れた．新しいエンジンを開発する場合は，当然，このエンジンの計測データは存在しない．その場合，オンライン性能同定技術を適用した VJE を直接用いて解析を行うことができない．なぜならば，これは計測データをもとに性能を推定しているためである．しかし，新エンジンの開発では既存の圧縮機やタービンをもとに行われるであろう．そこで，このオンライン性能同定型 VJE を使って，様々な条件で既存のエンジンを解析し，その性能変化をデータベース化し，これに基づいて新エンジンの性能解析を行えば，より高精度な解析ができると期待できる．

参 考 文 献

1) Rolls-Royce plc: The Jet Engine, (社) 日本航空技術協会，第 1 版 (2011) pp.54-69.
2) 佐伯裕志，松下政裕，福山佳孝，吉田豊明，横川忠晴，原田広史：1700℃級仮想タービンの構築，第 32 回ガスタービン定期講演会講演論文集 (2004) pp.253-258.
3) 福山佳孝，松下政裕，横川忠晴，原田広史：バーチャルジェットエンジンの開発，第33回ガスタービン定期講演会講演論文集 (2005) pp.131-136.
4) 田頭剛，水野拓哉，髙將治，杉山七契：1 軸ターボジェットエンジンのオンライン性能推定試験 (2008).
5) Bill Gunston: Jane's AERO-ENGINES, Jane's Information Group Ltd., Issue Three (1998).
6) 二村尚夫，林茂：クリーンエンジン技術プロジェクトの概要，日本航空宇宙学会誌，vol.56 ，No.658 (2008) pp.287-290.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 40 回日本ガスタービン学会定期講演会（釧路）講演論文集，2012.10

【研究報告】

B-13

SiC/SiC 複合材料部材表面に適用するための高温熱輻射反射機能耐環境コーティングの基本設計

*山添　正裕（東京大学），香川　豊（東京大学），
垣澤　英樹（東京大学），北岡　諭（ファインセラミックスセンター）

Design of High Temperature Thermal Radiation Energy Reflection Coatings for SiC/SiC Components

*Masahiro YAMAZOE (The Univ. of Tokyo), Yutaka KAGAWA (The Univ. of Tokyo),
Hideki KAKISAWA (The Univ. of Tokyo), and Satoshi KITAOKA (Japan Fine Ceramics Center)

ABSTRACT

Design procedure for high efficiency thermal radiation energy reflection coatings for SiC/SiC composites has been carried out. In the present study, attention has been focused for application of fiber unit surface morphology of SiC/SiC composite. Effects of the surface morphology on the reflectance are theoretically obtained and the set of results are discussed in terms of thermal radiation energy control coatings. Merits of the present coating for future environmental barrier coatings are also discussed.

Key words: Environmental Barrier Coatings (EBCs), Thermal Radiation, Thermal Energy, Reflection, Ceramic Multilayer, SiC/SiC

1．研究の背景と目的

SiC繊維強化SiCマトリックス複合材料（以下、SiC/SiCと記述する）は、低密度（2~2.5g/cm^3）かつ、高温で金属材料では得られない優れた力学特性を持つためにガスタービン用材料としての応用が期待されている。SiC/SiCの実使条件においては耐環境コーティング(EBCs: Environmental Barrier Coatings)の適用が不可欠であると考えられている。これまでのEBCsには、耐環境性と低熱伝導性の観点から、BSASやムライト系材料が検討されてきた。

SiC/SiC の適用環境下は高温であるため熱輻射の影響が極めて大きくなる。この影響は絶対温度 T の 4 乗に比例して大きくなる。上述の EBCs や熱遮蔽コーティング(TBCs)に用いられる酸化物系セラミックスは可視～近赤外領域の波長の電磁波(光)に対して透明であり、輻射による熱エネルギーはコーティング層を透過し基材を加熱することになる。この影響は絶対温度の 4 乗に比例して大きくなる。輻射による熱エネルギーの流入を防ぐことができるコーティングが存在すれば、コーティングされている部材自体の温度を低下させることや冷却を少なくすることが可能になる。

現在までに、工業的な利用を視野に入れて 1000℃以上の温度領域で熱輻射を反射させることに関しては、フォトニックバンドギャップを利用する方法や、高い輻射率をもつ材料を表面にコーティングし、放射冷却効果を高める方法などの研究例が報告されている。

この中で、屈折率差の大きな二種類の酸化物系セラミックスを周期的に積層させたコーティング（一次元フォトニック結晶）は、熱輻射反射や低熱伝導といった機能をもたせることができる。例えばAl_2O_3とTiO_2からなる 13 層の多層コーティングを平面上に設けた場合、これらの相が反応しなければ 2000°Cの黒体輻射に相当する波長分布・等方的に入射する熱輻射に対して、最大 30~40%の熱輻射エネルギー反射率を得られることが計算から予想される。従って、EBCsに熱輻射反射機能を付与することが極めて有効であると考えられる。

しかし、現在までに行われた研究[1)]では基本的に平面状の積層構造を利用しており、平面状に設けられた多層コーティング構造では、高い反射率を示す波長域・入射角は限られてしまい、広い波長分布・入射角分布をもつ熱輻射に対しては十分に対応できないという問題がある。

本研究では、さらに高い熱輻射反射機能を得るために、周期的な凹凸構造をなす SiC/SiC 表面上に設けられた一様な多層コーティングを考え、SiC/SiC 表面の SiC 繊維による凹凸構造によって生じる散乱効果を利用して、50%以上の高い熱輻射エネルギー反射率をもつような酸化物セラミックス多層コーティングの設計を試みることを目的とした。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

2．解析モデル及び理論

SiC/SiC 表面は、SiC 繊維による凹凸構造をなしている。今回のコーティングでは、この凹凸を積極的に利用することを考えた。その凹凸を式(1)のように、二次元の正弦波で近似したモデルを考える。

$$z = h\sin\left(\frac{2\pi}{\Lambda}x\right) \tag{1}$$

SiC繊維の半径をR_fとする。SiC/SiC表面上には円筒形のSiC繊維が隙間無く敷き詰められていると考えると、$h \approx R_f/2$、$\Lambda \approx 2R_f$となる。R_fが 5μmから 500μmの範囲と仮定し、平面の場合と比較して熱輻射反射率がどのように変化するかを求めた。

波長λ、入射角θ_1、単位面積単位時間あたりのエネルギー$I_0(\lambda, \theta_1)$で入射する熱輻射を考える。入射した熱輻射は、様々な方向に散乱される。$I_0(\lambda, \theta_1)$で入射した熱輻射に対し、散乱角θ_2で散乱された熱輻射の、単位面積単位時間あたりのエネルギーを$I_1(\lambda, \theta_1, \theta_2)$とする(Fig. 1)。

散乱光の定量的な考察には、数学的取り扱いが比較的容易なKirchhoff近似を用いた。まず、反射率は、平面上における反射率$R(\lambda, \theta_1)$と凹凸による散乱係数$\rho(\lambda, \theta_1, \theta_2)$の積で表されると仮定する。

$$I_1(\lambda,\theta_1,\theta_2) = \rho(\lambda,\theta_1,\theta_2)R(\lambda,\theta_1)I_0(\lambda,\theta_1) \tag{2}$$

ここで、$\lambda, \theta_1, \theta_2$および$\Lambda$は式(3)で関係付けられる。

$$\sin\theta_{2m} = \sin\theta_1 - m\frac{\lambda}{\Lambda} \quad (m=0, \pm1, \pm2, \cdots) \tag{3}$$

さらに、ρは$\lambda, \theta_1, \theta_2, h, \Lambda$を用い、式(4)で表される。

$$\rho^{\pm}(\lambda,\theta_1,\theta_{2m}) = \pm\frac{1+\cos(\theta_1+\theta_{2m})}{\cos\theta_1(\cos\theta_1+\cos\theta_{2m})}(-i)^m J_m(S) \tag{4}$$

ただし、$S = 2\pi h(\cos\theta_1 + \cos\theta_{2m})/\lambda$ である。ここで、$J_m(S)$はBessel関数であり、

$$J_m(x) = \sum_{\nu=0}^{\infty}\frac{(-1)^\nu}{\nu!\Gamma(m+\nu+1)}\left(\frac{x}{2}\right)^{m+2\nu} \tag{5}$$

と表される。

以上の解析方法から、SiC/SiC 表面上の凹凸による散乱の効果を求めた。

3．解析結果

SiC/SiC表面上の凹凸を変えた場合でθ_1=45°、λ=2.27μm（2000°Cの黒体輻射スペクトルのピークに相当）の場合、入射する熱輻射が散乱される強度と方向を求めた例をFig. 2 に示す。R_fを 5μmから 500 μmまで変化させたとき、散乱方向についてはR_fによらず-75°~75°の範囲でほぼ無指向に散乱されることが分かった。これらの結果について輻射熱エネルギー反射コーティングという観点から考察を行った。

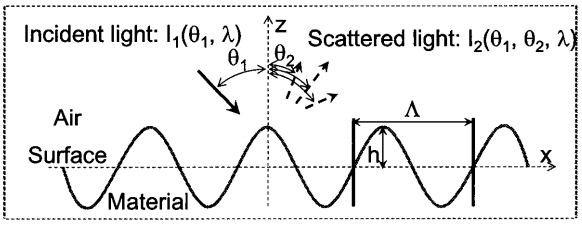
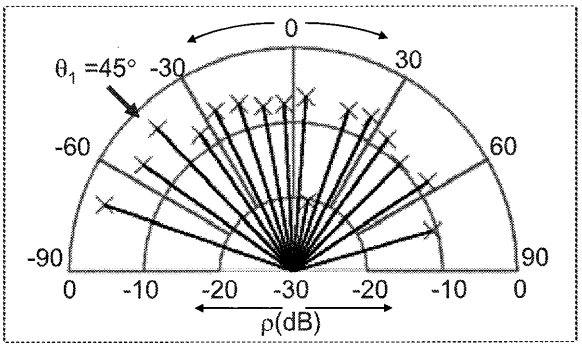


Fig. 1　SiC/SiC 表面凹凸による散乱の様子



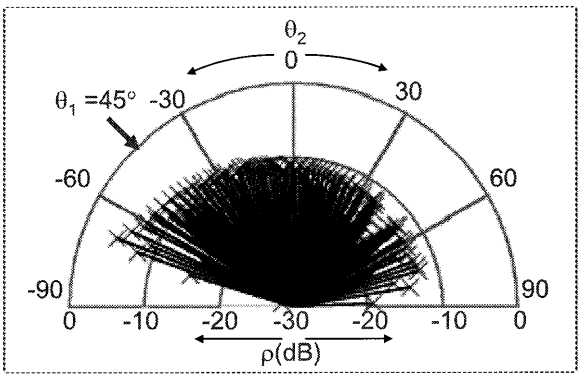


Fig. 2　SiC/SiC 表面凹凸が熱輻射反射方向に及ぼす影響（上：R_f=5μm、下：R_f=500 μm）

4．結論

繊維や織物構造表面の凹凸構造を利用した多層積層構造の大きさにより輻射熱反射機能を向上させることができる可能性が計算結果より示された。平板状の積層構造に比較して、特に、凹凸を利用した積層構造では熱輻射反射機能に与える影響は大きいことが明らかになった。

本研究の一部は JST-ALCA プロジェクトの補助を受けて行われたものである。

参 考 文 献

1) Naganuma T., Kagawa Y.: Temperature dependence of thermal energy reflection in layered oxide ceramic for thermal energy window coating, Acta Mater. 52 (2004), 5645-5653

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 40 回日本ガスタービン学会定期講演会（釧路）講演論文集，2012.10

【研究報告】 B-14

Ni 基単結晶超合金部品のリサイクル法の開発

*小林　敏治，横川　忠晴，原田　広史，小泉　裕，坂本　正雄，大澤　真人（物材機構）

A cost effective recycle procedure for Ni-base single crystal superalloy components

*Toshiharu KOBAYASHI, Tadaharu YOKOKAWA, Hiroshi HARADA,
Yutaka KOIZUMI, Masao SAKAMOTO, Makoto OSAWA (NIMS)

ABSTRACT

A cost effective "direct" recycle procedure for gas-turbine HPT parts, ie, blades and vanes, made of single crystal Ni-base superalloys will be proposed. In this method, no complex chemical process will be utilized to refine the alloys back to their alloying elements. This enables us to recycle the single crystal components in lowest cost and all alloying elements will be recycled without loss during the recycle process. The method was developed based on the special characteristics of single crystal alloys; no impurity segregation/third phase precipitation on the grain boundary. This characteristics result in low sensitivity of single crystal superalloys strength against impurities, enables us to recycle them directly. The authors believe that life time cost for single crystal parts will be drastically reduced by this technology, and single crystal superalloys became more environment friendly material than conventionally casted/directionally solidified ones in terms of recyclability as well as its applicability to higher efficiency gas-turbines.

Key words: direct recycle, Ni-base superalloy, single crystal, cost effective, environment friendly

1．はじめに

二酸化炭素排出量の削減、エネルギー資源の利用効率向上が、地球環境の保全および文明社会の維持のために必須となっている。現在、再生可能エネルギー開発の進展と共に、化石燃料では石炭、在来型石油・天然ガスから非在来型石油・天然ガスへの移行が進行しており、今後はこれらの適度なエネルギーミックスによる推移が予測されている。特に天然ガス/タイトガス（シェールガス）の重要性が向上してきており、これらを用いたコンバインドサイクル発電の高効率化がエネルギーの効率的利用という観点から重要となる。航空産業においても、燃料コストの低減が重要課題となっており、ジェットエンジンの高効率化による低燃費化が強く求められている。

コンバインドサイクル発電やジェットエンジンの高効率化のためには、優れた超高温部材の開発が不可欠であり[1)]、例えばHPT翼材としては、第４世代[2)]、第５世代[3)]、第６世代[4)]といった高性能単結晶超合金が開発されている。発電用に先行して最新技術が投入されるジェットエンジンにおいては、これら高性能単結晶超合金が一部実用段階に入っているが、発電用まで含めてより広範に普及させるためには、これら高性能単結晶超合金の使用コストをいかにして低減させるかがきわめて重要である。

単結晶超合金ガスタービン翼材のライフタイムコスト削減のための技術として、寿命延長のための再生熱処理が既に提案されている。[5)] しかしながら、使用途中の検査で、修理不能のため継続使用不可と判断された部品（スクラップ部品）については、高コストな化学的手法により構成元素を分離精製することにより一部の元素のみが再利用されている[6)]にすぎず、希少な添加元素が十分にリサイクルされているとは言い難い状況にある。

本研究では、これらスクラップ部品にも適用可能な、単結晶超合金部品に有効な新しいリサイクル技術を提案する。この技術により、高性能単結晶

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

超合金をガスタービンに導入する際のライフタイムコストの大幅な低減、高価な希少元素が確実にリサイクルされることによる原料の安定供給と価格安定化が可能となる。本研究は、これらの効果によって高性能単結晶超合金の実用化促進、エネルギーの高効率利用を可能とすることを目的として行われた。

2．実験方法

2.1　リサイクル材作成

リサイクル試験は、実際にジェットエンジンで使用された後スクラップとなったHPT第一段動翼（PWA 1484材）を用いて行われた。当該動翼には、溶射による金属ボンドコーティングとEBPVDによるセラミック熱遮蔽コーティングが施されており、使用されたスクラップ動翼の大半は、チップ部が修理不能と判断され廃棄されたものであった。動翼の状態から判断して、入手時には既に油分等の汚れ除去のための洗浄が施されていた可能性が高い。

使用済み動翼は、溶解用るつぼに入るよう半分に切断したのち、軽く水洗のみを行い、セラミックコーティングが付着したままの状態で、リサイクル試験のための溶解原料として使用した。

溶解鋳造は、物質・材料研究機構の一方向凝固炉を用い、高周波加熱により上記溶解原料を（セラミックコーティング付着のまま）溶解し、単結晶丸棒用鋳型に注湯したのち200mm/hの速度で引き抜くことにより行なった。セラミックコーティングは注湯後の溶解用るつぼに残留していた。

鋳造された丸棒は、表面エッチングにより全数が単結晶になっていることが確認された。単結晶丸棒は熱処理として、1315℃4時間の溶体化処理後急冷、1080℃4時間の一次時効処理後急冷、引き続き704℃24時間二次時効後急冷を行い、以後の特性試験のための供試材とした（以後、リサイクル材と呼ぶ）。

比較材として、PWA 1484材の正規メルティングストックを溶解原料として、リサイクル材と同条件で単結晶丸棒鋳造、熱処理を行なったものを作製、使用した（以後、正規材と呼ぶ）。

2.2　化学組成分析

リサイクルによる合金組成の変化を調べるため、リサイクル材および正規材の化学組成分析を行なった。分析は、Co, Cr, Mo, W, Al, Ta, Hf, Re, Zr, S, P, C, Fe, Pb, Si, Oに対して行なった。

2.3　高温強度試験

リサイクル材と正規材の高温強度を比較することを目的として、直径4mm平行部長さ20mmのつば付き試験片を用いて400℃での高温引っ張り試験および800℃/735MPa、1100℃/137MPaにおけるクリープ試験を行なった。1100℃/137MPaクリープ試験については、非接触式クリープ試験機を用いて測定を行った。

3．結果と考察

合金組成の分析結果を、合金元素についてTable 1に、不純物元素についてTable 2に示す。リサイクル材では溶解時に金属ボンドコート部分等も一緒に溶融し混合されているため、正規材と少し異なった合金組成になっていると考えられる。典型的なNiCoCrAlY（Ni-23Co-17Cr-12.5Al-0.5Y）の金属ボンドコーティングが施されていたと仮定すると、リサイクル材におけるCoとCrの増加傾向、その他の添加元素の減少傾向が合理的に説明される。Alの減少傾向については、リサイクルの為の溶解時における蒸発が原因である可能性が高い。

リサイクル材においては、微量不純物元素が多少増加していた。これは、エンジン運用中に動翼表面、内部空冷孔に環境よりの付着物があるため、この付着物がエンジン運用中にコーティング、合金基材に拡散したか、リサイクルのための溶解時に混入したものと推察される。

Table 1 Chemical composition of alloying elements (wt.%).

不純物元素	Zr	S	P	C
正規材	＜50	＜2	＜20	＜10
リサイクル材	2000	10	20	120

不純物元素	Fe	Pb	Si	O
正規材	700	0.3	600	9
リサイクル材	800	＜0.5	400	10

Table 2 Chemical composition of impurities (ppm).

合金元素	Co	Cr	Mo	W
正規材	9.92	4.69	1.83	6.06
リサイクル材	10.09	5.03	1.83	5.79

合金元素	Al	Ta	Hf	Re
正規材	5.52	9.16	0.15	2.96
リサイクル材	5.41	8.77	0.13	2.89

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

高温引っ張り試験の結果を Table 3 に示す。本試験条件においては、リサイクル材は正規材とほぼ同等の高温強度を示し、破断伸び・絞りに関しては、正規材より優れていた。

Table 3　Mechanical strength at 400℃

	0.2% YS (N/mm^2)	UTS (N/mm^2)	伸び (%)	絞り (%)
正規材	1038	1042	2	7.6
リサイクル材	1052	1056	8.7	11.2

高温クリープ試験の結果を Fig. 1 および Fig. 2 に示す。800℃/735MPa では、リサイクル材は正規材よりもやや高い強度を示した。1100℃/137MPa では、リサイクル材は正規材の半分程度のクリープ破断寿命となったものの、第 1 世代超合金 PWA 1480（同一クリープ条件で、破断寿命 17 時間程度）よりも優れる、実用的なクリープ強度を有していた。

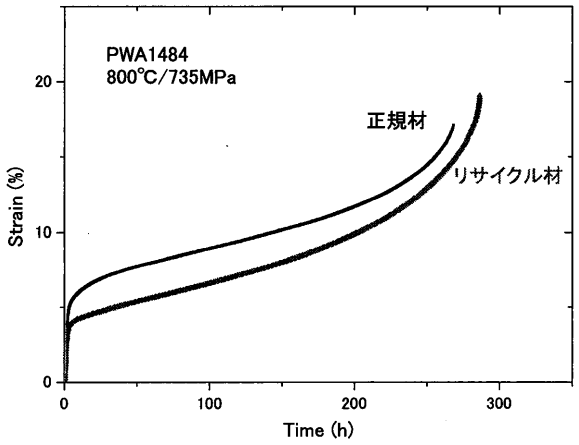


Fig. 1 Creep curve at 800℃735MPa

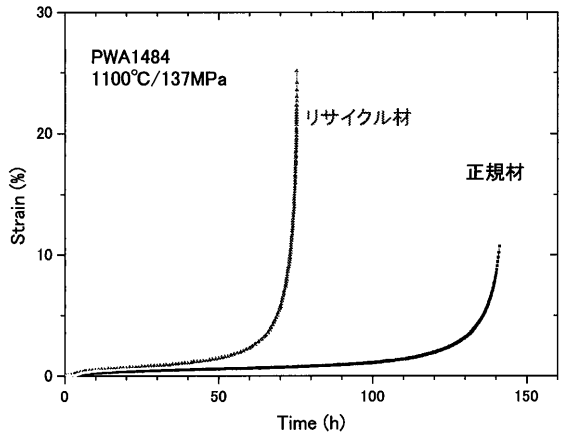


Fig. 2 Creep curve at 1100℃137MPa

これまで、本研究で試みられたようなスクラップ部品の直接溶解によるリサイクルは行われず、部品を一旦再精製して構成元素を取り出すことによるリサイクルが一部行われてきたに過ぎない。[6] 直接溶解によるリサイクルが行われてこなかったのは、直接溶解によるリサイクルでは不純物元素の影響で合金強度が確保できないと考えられていたためである。実際、リサイクル材では、Table 2 に示されているように、合金強度を損なうと考えられている不純物元素が増加している。それにもかかわらず、リサイクル材の 400℃における引っ張り強度および 800℃/735MPa クリープ強度が正規材と同等以上であったことは特筆に値する。

このような強度が維持できたのは、単結晶超合金の場合には結晶粒界が存在しないため、普通鋳造/一方向凝固超合金で問題となる「結晶粒界への不純物元素の偏析を原因とする合金強度の低下」が原理的に起こらないためと考えられる。これらの結果は、単結晶超合金部品の直接溶解によるリサイクルが技術的に十分可能であることを示している。

1100℃/137MPa クリープにおけるリサイクル材の強度低下メカニズムと強度回復の方法などについては、さらなる研究が必要である。

3．結論

本研究により、単結晶超合金部品の直接溶解によるリサイクルが技術的に十分可能であることが示された。

単結晶超合金 PWA 1484 製のスクラップ部品を用いて、直接溶解によるリサイクルを試みた。リサイクル材は、400℃引張り試験、800℃/735MPa クリープ試験で、正規インゴットより鋳造した比較材とほぼ同等の強度を示した。1100℃/137MPa クリープ破断寿命は、正規インゴットより鋳造した比較材の半分程度であったが、第 1 世代単結晶超合金 PWA 1480 よりも優れる、実用的なクリープ強度を有していた。今後、1100℃/137MPa のような高温低応力側での強度低下メカニズムおよび強度回復技術について、研究を進める計画である。

参考文献

1）原田広史，川岸京子，谷月峰，横川忠晴，藤岡順三：ガスタービン用高温部材の開発と実用化戦略—CO2 排出 25%削減への貢献をめざして—（特集：ガスタービン高温化対応最新技術動向　その 1：発電用），日本ガスタービン学会誌，Vol. 38，No. 2（2010）pp71-77

2）小泉裕，張建新，小林敏治，横川忠晴，原田広史，青

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.204, 2025/07/04.

木祥宏，荒井幹也：白金族ルテニウムを含む次世代Ni 基単結晶超合金の開発，日本金属学会誌　第 67 巻　第 9 号　(2003) pp468-471
3) 佐藤彰洋，原田広史，小林敏治，村雲岳郎，張建新，横川忠晴：日本金属学会誌　第 70 巻　第 2 号 (2006) pp196-199
4) K. Kawagishi, A.C. Yeh, T. Yokokawa, T. Kobayashi, Y. Koizumi, H. Harada: DEVELOPMENT OF AN OXIDATION-RESISTANT HIGH-STRENGTH SIXTHGENERATION SINGLE-CRYSTAL SUPERALLOY TMS-238, Proc. of the 12th International Symposium of Superalloys (2012) in press.
5) 小泉裕，中澤静夫，原田広史，田中千秋：単結晶材料の再熱処理による余寿命延長方法，特許第 3069580 号 (1995)
6) クリニッツ　ウルリヒ，オルプリツヒ　アルミン：超合金を分解させてそれから金属成分を回収する方法，特表平 10-508657 (1995)

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第４０回日本ガスタービン学会定期講演会（釧路）講演論文集，2012.10

【研究報告】 B-15

Ni基超合金 *Inconel® Alloy 706*のクリープおよびクリープ疲労特性に及ぼす環境およびショットピーニングの影響

*吉岡洋明，齊藤大蔵，角谷利恵，石橋和利，伊藤勝康（東芝）
小林大輔，伊藤明洋，宮部正道，鍵谷幸生（中電）

* Yomei Yoshioka, Daizo Saito, Rie Sumiya and Kazutoshi Ishibashi(Toshiba),
Daisuke Kobayashi, Akihiro Ito, Masamichi Miyabe, Yukio Kagiya(CEPCO)

ABSTRACT

Fleet leader machines with non-shot-peened discs made of *Inconel® alloy 706* were experienced to have cracks in the first stage gas turbine wheels. These were inter-granular cracking and observed to be highly stressed locations with less potential for oxidation, which is thought to be quasi-brittle inter-granular cracking due to stress induced atmospheric oxygen penetration, so called, hold-time cracking. To recognize this phenomenon, creep and creep-fatigue tests with smooth and notched specimens were conducted at 600 and 650°C in air and vacuum and confirmed the environmental effects on those lives and fracture modes. Temperature dependency of this phenomenon was also evaluated by the atmospheric creep tests and found it occurred relatively low temperature below 700°C. Effect of shot peening which was one of the countermeasures for this phenomenon was evaluated and confirmed to extend the creep-fatigue life.

Key words: Turbine, wheel, hold-time cracking, fatigue, creep, shot-peening, *Inconel® alloy 706*

1．はじめに

Ni基超合金*Inconel® 706*を用いた1300℃級ガスタービンの初段ディスクは，2003年の劣化損傷事象発生以来調査を行った結果，他のプラントでも同様な損傷が認められた。このため，ショットピーニング等，種々の対策が検討され，現在では技術的に解決を見るに至っている[1)]。

この問題は，調査の結果ホイール材の粒界酸化の応力加速により生じる粒界脆化現象（ホールドタイムクラッキング）に起因すると考えられている。しかし，この事象の本合金における検証結果に関しては必ずしも明らかとはなっていない。

Ni基合金の高温における低速き裂進展挙動に関する付加荷重と酸素の効果については，これまでにも特に低サイクル疲労の分野で多くの研究が行われている。代表的なものとしてChangらの*Inconel® 718*における研究が挙げられる[2)]。ここでは，き裂進展速度は500℃以下あるいは真空下では時間依存性を示さず，き裂は粒内をPlastic-branching機構に基づきstriationを伴い進展するが，大気中のき裂進展速度は，温度と共に，また，1サイクルの時間が長くなるに従い速くなる。すなわち，き裂進展は次第に時間依存性を示し，平滑な粒界剥離の形態を呈するようになることを報告している。Andrieuらも，*Inconel® 718*において，650℃で酸素分圧を10Paから10^{-1}Paに減圧することで3桁き裂成長速度が遅くなること，また，き裂進展経路は粒界から粒内へと変化することを報告している[3)]。

一方，Ni基合金の高温疲労強度への酸素脆性の影響に関してはMcMahon等により古くから多くの研究がなされており[4)~7)]，動的な引張り荷重だけでなく静的な荷重においてもその影響は確認されている。

このホールドタイムクラッキングのメカニズムに関してはいくつかの理論が提唱されている。Liu等は，Ni-23Al+B+Hf合金の600℃の引張延性が，10^{-1}Paから10^{-2}Paでは20%であるのに対して，133Paでは0%となることを確認し[8)]，この効果はき裂先端の高応力場と高温および酸素吸着の複合効果に起因するとし，この酸素の効果をDynamic Embrittlementと命名している[9)]。先に述べたAndrieu等もき裂先端の結晶粒界上でのNi酸化物の原子イオンレベルの成長によるボイド形成に起因するとしており，McMahon等も含め同様の考えに至っている。これに対して，Miller, Simmon, Liu等は650℃における*Inconel® 718*のき裂進展速度の増加はき裂先端部における脆弱なNb酸化物

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

の形成に起因する 応力加速粒界酸化（SAGBO）によるとする見解を主張しているが[10]，Nb を含まない材料における評価でもこの現象が認められており，少なくともこの温度域までは前者の主張が主流をなしているものと思われる。

以上に述べた研究は主として *Inconel® 718* に対し，温度も比較的高い 650℃以上で，しかも，疲労予き裂を入れた試験片を用いた非常に高い応力集中下において行われた評価である。ここでは，この現象が，実機と同一材料である *Inconel® 706* 材においても生じるものなのかを大気中と真空中のクリープおよびクリープ疲労試験を用いて行い評価した。合わせて，この現象の発現する温度及び対策として施しているショットピーニングの効果に関しても評価を行ったので報告する。

2． 供試材および試験方法

2.1 供試材

供試材は，Ni-Fe 基超合金 *Inconel® 706* 製のディスク材を用いた。本ディスク材の分析結果を表 1 に示す。各種評価試験の試験片はディスクの外周側より半径方向に採取した。

なお，ホイールは外周部から中心部まで均質であり，組織的，機械的性質上の特筆すべき違いは認められていない。代表的な室温と 600℃における引張性質を表 2 に示す。

Table 1 Chemistry of test material

Ni	Cr	Fe	Nb	Ti	Al	C
41.37	16.37	Bal.	2.9	1.66	.20	.015

Table 2. Tensile properties of *Inconel® alloy 706* at room temperature and 600°C

Temp. (°C)	.2% proof stress (MPa)	Tensile strength (MPa)	Elongation .(%)	R.A. (%)
RT	962	1265	18.2	28.1
600	842	1062	20.8	50.4

2.1 試験方法

平滑試験片および切欠試験片を用い，各々大気中と真空中(10^{-3}Pa)で 600℃/750MPa の試験条件下でクリープ破断試験を行った。また，この現象の温度依存性を見るため，500～750℃におけるクリープ試験を破断時間が約 1000 時間になる応力設定で行った。試験片形状は，平行部の径は 6mm，長さは 30mm であり，大気中は単式クリープ試験機を，真空中は荷重容量 10ton の電気油圧サーボ式疲労試験（島津 EHF-EA10）を用い行った。

低サイクル疲労試験は，当初真空クリープ試験機と同一の試験機を用い，クリープ破断試験と同一試験条件下で，保持時間は 1min.と 10min.で行った。しかし，前者は 22,250 cycles，後者は 1,084 cycles までの試験で変形の兆候すら認められなかったことから，試験温度を 650℃まで上げ，応力 700MPa，保持時間 10min.で試験を行った。ここでは，この対策として行われているショットピーニングの効果についても，試験片に実機施工と同一処理条件で行い，評価に供した。

破断試験片の破面および破断面の組織観察は，電解放出電子銃を搭載した走査電子顕微鏡（FE-SEM, FEI XL30/SFEG）を用いて行った。なお，粒界酸化の観察は，反射電子像による探索を行った後，エネルギー分散型 X 線分光器（EDS, EDAX Genesis）にて酸素の確認を行った。

3． 試験結果と考察

3.1 クリープ破断試験による確認

600℃/750MPa の条件で行った平滑材および切欠き材の大気および真空中でのクリープ破断試験結果を図 1 に示す。平滑材では，真空中の破断時間は，大気中の 732.8 時間に対して 868 時間と若干長い結果となったが，有意差があるといえるまでの差は認められなかった。なお，切欠き材の結果は，大気中および真空中とも極端な切欠き強化を示しており，大気の影響による粒界脆化による切欠き弱化は認められなかった。このため，クリープ破断寿命からホールドタイムクラッキングの現象を確認することはできなかった。

しかし，大気中および真空中でのクリープ破断後の外観観察結果には大きな違いが認められた。真空中では引張り軸に 45° 方向の破断が生じ，

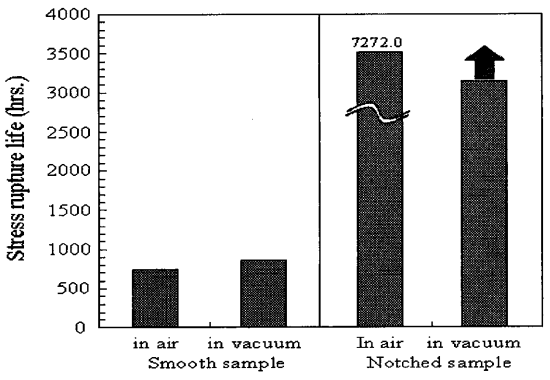


Fig. 1. Smooth and notch rupture test results under the condition of 600°C/750MPa in both air and vacuum

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

破断部近傍には多数の表面き裂が認められたのに対し，大気中では表面き裂はほとんど認められず，外部にくびれが生じることもなく引張り軸にほぼ垂直に破壊する平坦破壊を起こしていた。図２および３にその破面および破断面の観察結果を示す。大気中の試験では破面中３箇所に円形状の平坦な破面が認められており，試験片外周との接点が起点となって内部に放射線状にき裂が進展し，最後は剪断的に破壊していた。これに対して真空中では，表面き裂は多数発生したが内部への進展は認められなかった。試験片内部では，剪断方向の結晶粒界上に多数のクリープボイドの発生が認められており，これらが連結しき裂となり，最終的に表層き裂と連結し破断に至っていた。切欠き材に関しては，真空中，大気中のいずれの試験においても切欠き強化を示した。大気試験は破断するまで行ったが，平滑材の約 10 倍の破断寿命を有していた。破断面の観察結果，破断部近傍にはクリープボイドが均一に分散し発生しており，切欠き底に生じた３軸応力状態の影響が顕著に認められていた。このため，当初切欠き底に生じる応力集中により応力誘起型の粒界酸化が生じ，切欠き強化が弱化に転じることを予測したが，そのような現象は認められなかった。

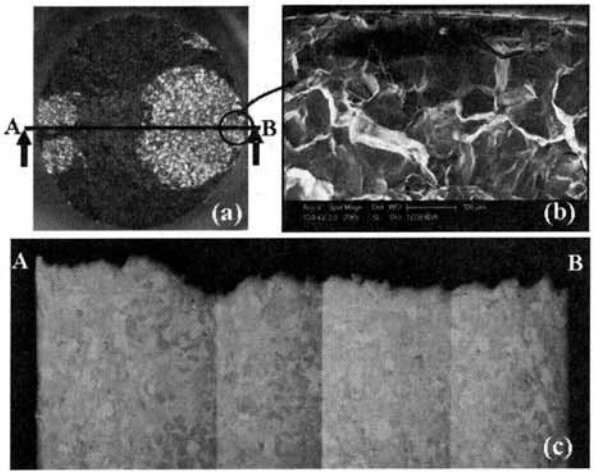


Fig.2 The fracture appearance of smooth sample crept in air under 600°C/750MPa. (a) View points of fracture surface, (b) Initiation at surface (by SEM), (c) Cross-sectional microstructures

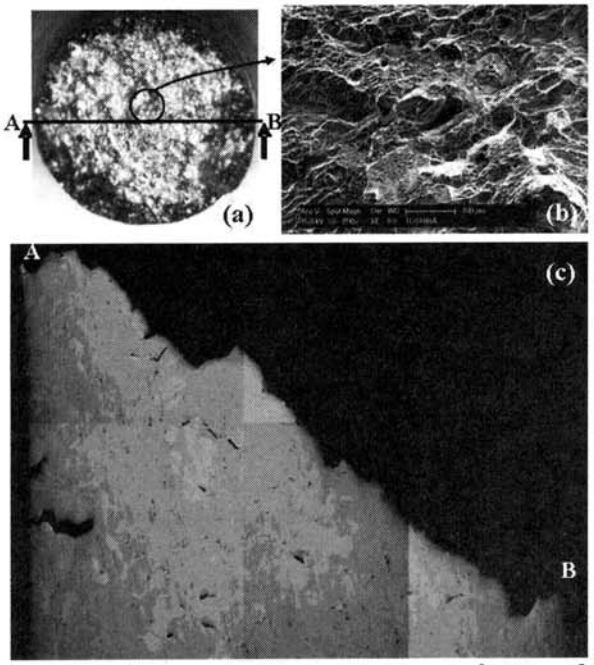


Fig.3 The fracture appearance of smooth sample crept in vacuum under 600°C/750MPa. (a) View points of fracture surface, (b) Initiation at surface (by SEM), (c) Cross-sectional microstructures

なお，表面き裂および表面に露呈した結晶粒界の粒界酸化の有無については，SEM の反射電子像および EDS 分析による調査を行ったが，き裂が発生した粒界では，き裂面だけでなくき裂先端部においてもき裂に先行する形で粒界酸化が認められていた。

以上，大気試験では平滑と切欠きのいずれの試験材においても表面き裂が応力軸に垂直に内部に進展し破壊に至っており，真空中での試験における内部のクリープボイドの連結による破壊とは異なる現象が認められた。破壊形態および断面の組織観察結果に見る限り，ホールドタイムクラッキング現象の発現の可能性が示唆されていた。

3.2 クリープの破壊形態に及ぼす温度の影響

このクリープの破壊形態の温度依存性を評価することでホールドタイムクラックキング現象の発現する温度域の評価を行った。試験結果を図４に示す。試験温度の上昇と共に延性の改善が認められ，750℃ではネッキングも認められた。しかし，

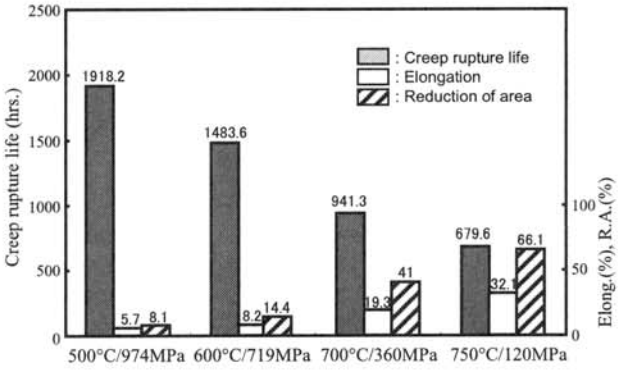
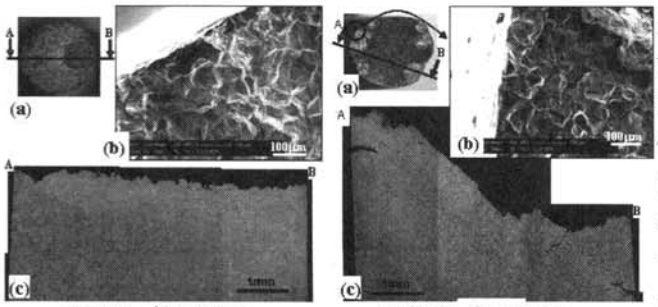
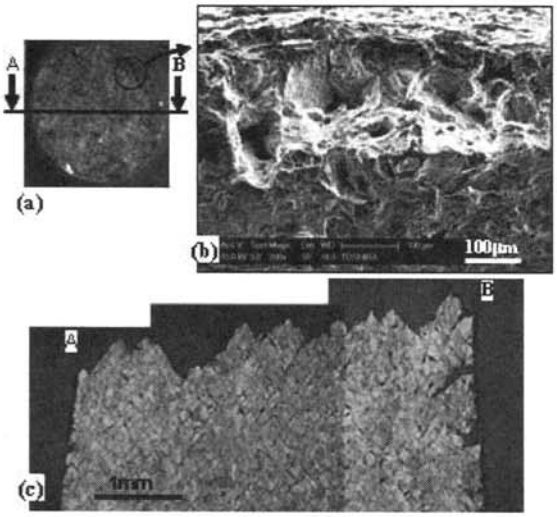


Fig.4 Creep rupture test results at four different test temperatures from 500 to 750°C in air

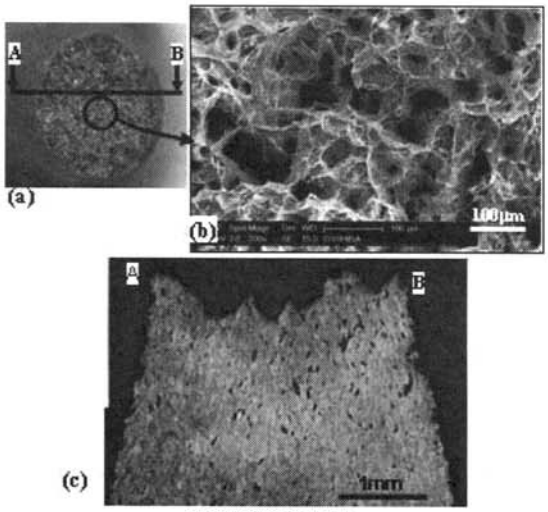
Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.



500°C／974MPa　　600°C／719MPa



700°C/360MPa



750°C/200MPa

Fig.5 The fracture appearances crept in air at four different test temperatures between 500 and 750°C. (a) View points of the fracture surface, (b) Crack initiation site (by SEM), (c) Cross-sectional microstructure (A-B section)

伸び･絞りの値は 600℃までは低く，500℃の破断試験材では表面き裂や塑性変形はほとんど認められなかった。図 5 に破断試験片の断面観察結果を示す。500℃と 600℃では円形状の平坦な破断部が認められその数は，500℃では一箇所であったのに対して，600℃の方では複数個認められ，連結する傾向が認められた。これらの領域では，き裂は表面で初生し粒界を伝播し破壊しており，クリープボイド等は認められなかった。これに対して 700℃では円周部の約半分の領域で表面き裂が認められたが内部には進展しておらず，内部で形成したクリープボイドの連結・粗大化により破壊が生じていた。なお，750℃では 700℃で認められたような表面き裂は認められず，破面上クリープボイドの連結・粗大化のみが認められた。

なお，本試験材を用いた粒界酸化の評価も，3.1 項と同様に行った。その結果，いずれの温度においても粒界酸化は認められるが，700℃以上でも顕著な粒界の選択酸化による楔状の酸化物の形成は認められなかった。

3.2　台形波応力付加試験による確認

650℃において 700MPa で 10 分保持の台形波で行った低サイクル疲労試験結果を図 6 に示す。今回の試験は，破損繰り返し数において，平滑試験片では大気中で 6 回に対して真空中では 17 回，切欠き試験片では，大気中の 15 回に対して真空中では 226 回と，かなり加速条件下での評価とはなっているが，大気試験と真空試験で優位差が認められた。特に，切欠き試験片において，真空中では明確な切欠き強化が認められたのに対して大気中では明確には認められておらず，大気試験による環境脆化の影響を確認することができた。

なお，破断試験片の外観観察では，試験温度が 50℃高いこともあり，クリープ試験とは異なり塑性変形が大気中においても認められており，真空中ではネッキングも生じていた。破面および破断面の観察結果を図 7 および 8 に示す。大気中では 3 箇所で円形の平坦破面が認められ表面き裂の内部への進展が認められたのに対して，真空中ではネッキングが生じており，試験片中央で 3 軸応力状態が発生し，クリープボイドの形成と連結による内部よりの破壊が生じていた。この破壊形態は切欠き試験片でも同様であり，大気中とは大きな違いが認められた。

これらの結果から，粒界酸化の応力加速現象に起因する脆性的な破壊現象であるホールドタイムクラッキング現象を，本材料の本試験条件下で確認することができたと言える。

3.3 ショットピーニングの効果

Fig.6 に，ショットピーニング材の低サイクル疲労試験結果を，無垢材の結果と共に示す。疲労寿

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.204, 2025/07/04.

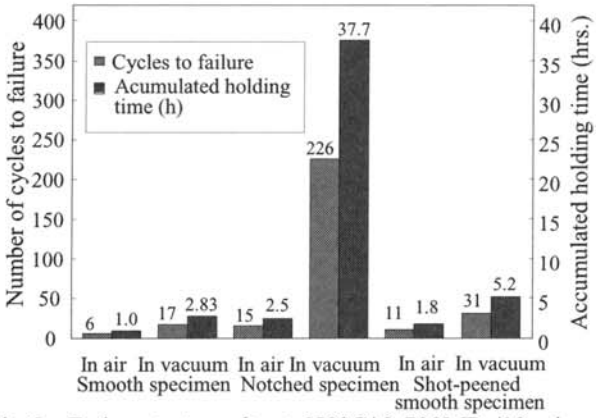
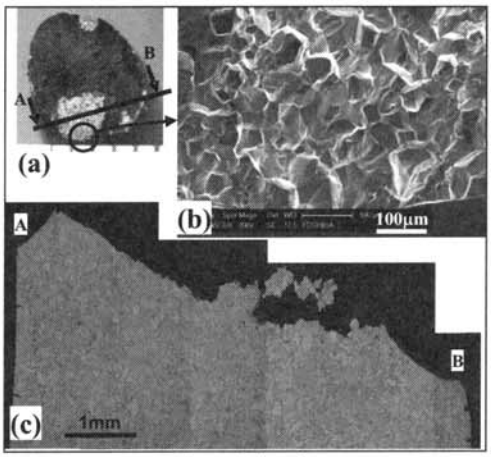
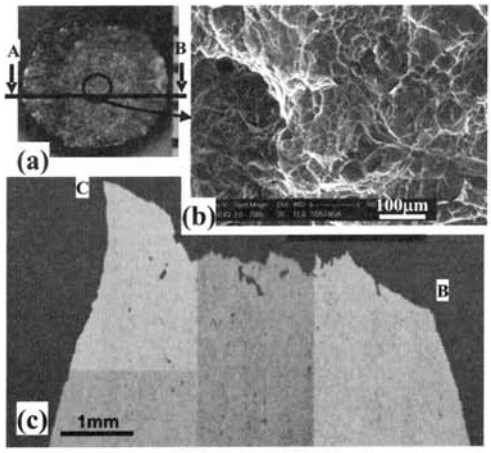


Fig.6 Fatigue test results at 650°C/ 0-700MPa/10 min. in air and vacuum by using smooth specimens with and without shot peening and notched specimens

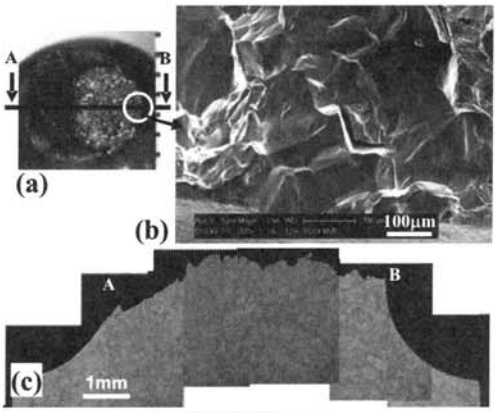


Smooth/in air

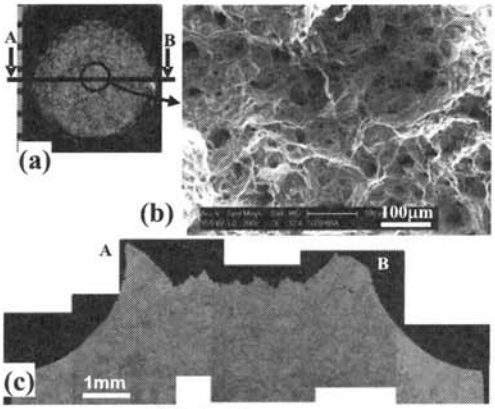


Smooth/in vacuum

Fig.7 The fracture appearance of the smooth specimen fatigue-tested in air at 600°C/0-750 MPa/10min. (a) View points of fracture surface, (b) Crack initiation site (by SEM), (c) Cross-sectional microstructure (A-B section)



Notched/in air



Notched/in vacuum

Fig.8 The fracture appearance of the notched specimen fatigue-tested in air at 600°C/0-750 MPa/10min. (a) View points of fracture surface, (b) Crack initiation site (by SEM), (c) Cross-sectional microstructure (A-B section)

命の改善効果が大気中試験において若干ではあるが認められた．しかし，真空中で行った試験にても同程度の改善効果が認められていることから，応力誘起粒界酸化の抑制に効果があったというよりは，ピーニングによる表面への圧縮残留応力付与による表層部の一時的な応力低下によるものと考えられる。

4．まとめ

実機の事象がホールドタイムクラッキングであることを確認するため，真空中との比較の元に大気中における平滑および切欠き試験片を用いたクリープおよびクリープ疲労試験を実施し以下の結論を得た。

1） 平滑クリープ試験の結果では，大気中と真空中で破断寿命における有意差は認められず，また，いずれの環境下でも切欠きは強化に寄

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

与し，応力集中部での粒界酸化の加速による寿命低下は認められなかった。しかし，破壊は大気中では表面き裂の内部への進展による平坦破壊が支配的であるのに対し，真空中では内部のクリープボイドの形成・連結が支配的であり，また，き裂先端の粒界には，き裂を先導するように粒界酸化も認められていることから，ホールドタイムクラッキング現象を示唆する結果を得ることができた。

2）大気中平滑クリープ試験で認められた平坦破壊は，700℃以上の温度では認められなかった。

3）650℃における 10 分間の保持付低サイクル疲労試験において，平滑・切欠きいずれの試験材においても大気中と真空中で破壊形態のみでなく破損寿命上も有意差が認められ，応力誘起粒界酸化によりき裂が初生・進展するホールドタイムクラッキング現象を確認することができた。

4）650℃における 10 分間の保持付低サイクル疲労試験において，ショットピーニングの効果を評価したが，寿命延伸効果は認められたもののホールドタイムクラッキング現象の抑止効果は認められなかった。

なお，本論文掲載の商品の名称は，それぞれ各社が商標として使用している場合があります．

参 考 文 献

1) TIL 1539-2, 1540-2.
2) Chang, K.M., Henry, M.F., Benz, M.G., 1990, "Metallurgical Control of Fatigue Crack Propagation in Superalloys," JOM, Vol. 42, pp.29-35.
3) Andrieu, E., Hochstetter, G., Molins, R., and Pineau, A., 1994, "OXIDATION MECHANISMS IN RELATION TO HIGH TEMPERATURE FATIGUE CRACK GROWTH PROPER-TIES OF ALLOY 718," Proceedings, Superalloys 718, 625, 706 and Various Derivatives., TMS, pp.619-631.
4) McMahon, Jr., C.J. , 1974, "On the mechanism of premature in-service failure of nickel-base superalloy gas turbine blades," Mater. Sci. Engng., 13, pp.295-297.
5) Sadananda, K., and Shahinian, P., 1983, "Creep Crack Grawth Behavior of Several Structural Alloys," Met. Trans., Vol.14A, pp.1467-1480.
6) Krupp U., Wagenhuber P.E.G, Kane W.M., McMahon, Jr. C.J., "Improving resistance to dynamic embrittlement and inter-granular oxidation of nickel based superalloys by grain boundary engineering type processing," Material Science Tec., 2005, 21,11, pp.1247-1254.
7) Pfaendtner, J.A., McMahon, Jr., C.J., "OXYGEN-INDUCED INTERGRANULAR CRACKING OF A Ni-BASE ALLOY AT ELEVATED TEMPERATURES-AN EXAMPLE OF DYNAMIC EMBRITTLEMENT," Acta Meter., 2001, 49, pp.3369-3377.
8) Takeyama M. and Liu C.T., "Elevated-temperature environ-mental embrittlement and alloy design of L12 ordered inter-metallics," Mater. Sci. Engng, 1992, A153, pp.538-547.
9) Liu C.T. and White C.L., "DYNAMIC EMBRITTLEMENT OF BORON-DOPED Ni3Al ALLOYS AT 600°C," Acta Mater., 1987, 35, pp.643-649.
10) Miller C.F., Simmons G.W. and Wei R.P., "MECHANISM FOR OXYGEN ENHANCED CRACK GROWTH IN IN-CONEL 718," Scripta Mater., 2001, 44, pp.2405-2410.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 40 回日本ガスタービン学会定期講演会（釧路）講演論文集，2012.10

【研究報告】

B-16

主流の乱れによる対向衝突噴流混合への影響

*長尾　隆央（IHI），松野　伸介（IHI），林　光一（青山学院大学）

The effect of main stream turbulence on fluid mixing of opposed jet flows

*Takahisa Nagao(IHI), Shinsuke Matsuno(IHI) and A.Koichi Hayashi(Aoyama Gakuin Univ.)

ABSTRACT

The opposed jets flow is measured and its CFD simulation is performed to study the flow behavior in a gas turbine combustor. The jets are oppositely flowed into a rectangular duct. In order to understand the whole combustor flow field it is necessary to study air jet dilution effects which are typically arranged by opposed jets. The average Reynolds number is 2×10^4, based on jet diameter and jet velocity. Velocity distribution and turbulent intensity are simulated by a large-eddy simulation. The simulation was carried out to discuss the effect of turbulence in the mainstream. In this study, the turbulence grid was used to make turbulent.

Key words: gas turbine, combustor, opposed jets, mixing, LES

1．はじめに

ガスタービンエンジンの効率を上げるために，燃焼器温度は年々上昇している．また，重量を低減するために小型化を行うことも重要となっている．しかし，高温化・小型化は燃焼によって生成する高温ガスの温度が上がり，混合する距離が短くなることを意味するため，燃焼器出口での温度分布を悪化させる要因となる．もし出口温度分布に高温のホットスポットが存在する場合，タービンの寿命に大きな影響を与えることが懸念されるため，温度分布は十分に一様であることが望ましい．

図 1 に一般的な RQL（Rich-burn Quick-quench Lean-burn, 過濃燃焼-急速混合-希薄燃焼）燃焼器 [1]の断面図を示す．実際の形状は，この断面をガスタービン軸で回転させた環状の形状となっている．過濃燃焼領域では，ノズルから噴射された燃料がスワール保炎器で空気と混合して燃焼する．その直後，希釈空気が流入して急速に混合し，残りの燃料を燃焼させる．RQL 燃焼器の温度分布は，希釈空気によって調整されるため，その流動を把握しておくことは重要である．

このような燃焼器における希釈空気の噴流による混合の研究は古くから Holemann らによってなされており，矩形断面や円形断面のダクトにおいて，孔形状，孔径 D，孔間隔 S，高さ H，ジェットと主流の運動量流束比 (momentum flux ratio)J を変えた場合の混合状態が整理されている [2)3)]．運動量流束比 J は次の式で表される．

$$J = \frac{\rho_j u_j^2}{\rho_g u_g^2} \qquad (1)$$

ここで ρ：密度，u：流速，添字 j：噴流，添字 g：主流．

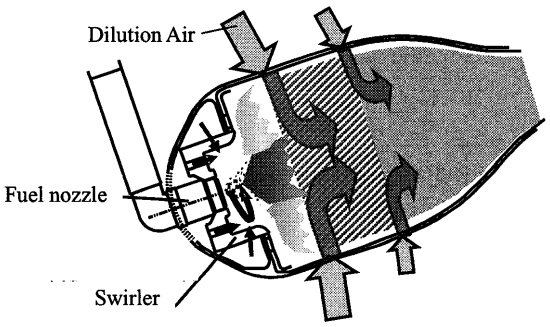


Fig. 1 A jet engine combustor

しかし，上記の燃焼器内流れの研究の多くは時間平均の流れによって議論され，噴流の非定常的な挙動を詳細に見ている論文は少ない．

一般的に，対向噴流は衝突面が不安定となることが知られており，牧・小川らによる対向噴流の衝突面の安定性に関する研究 [4)]によると衝突面位置は不安定であり，特定の位置に固定されることはないことが報告されている．また，山本・野本らによる衝突噴流の発振に関する研究 [5)]などによると，2 次元噴流や矩形断面噴流は必ずしも衝突面が安定せず，互いにすれ違う発振現象を引き起こすことがあるが，円形噴流では発振は起こらないという現象が報告されている．ただし，Kaddah, Fletcher らによると，ガスタービン燃焼器の希釈空気は主流に垂直ではなく，一定の角度を持って流入すること [1)6)7)]が知られており，その角度が変動する場合にも円形噴流が安定かどうかは示されていない．また，これらの研究におい

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

ても，衝突面における不安定性などが大局的な混合に与える影響までは考察されていない．

一方，Hussain による乱流せん断層流れの研究 [8]，Andreopoulos らによる主流に垂直に噴出される噴流の研究 [9]などの基礎的な研究では噴流と主流の混合層の様子が詳細に考察されている．同様に，対向衝突噴流において衝突面の非定常な挙動を考慮した混合現象を調査することは，燃焼器内部の流体現象を明らかにするうえで重要と考えられる．

そこで本研究では，矩形断面ダクトに対向衝突噴流を導入した流れ場を構築し，燃焼器における流れを調べることを目的とする．今回の報告では，内部流動・混合の詳細な考察を行う．流れ場は単純化のため希釈孔 1 対のみを取り出し，スワール保炎器による旋回流（主流）を省略し，環状形状を矩形管へと変更した．また，燃焼は考慮しない．多くの実験は常温常圧の空気で行われており，実際の燃焼器の主流と希釈空気の密度差とは異なる．しかし，ジェットと主流の運動量比を考慮すれば流れ場は再現可能であるとされている [2]．

2．対象形状

図 2 に示される形状を対象とする．前述のとおり，矩形ダクトに対向衝突噴流が流入する流れ場となっている．右端は大気開放となっている．

通常，希釈空気は燃焼器壁面に開けられた円形の穴（希釈孔）から流入する噴流である．希釈孔の配置としては，噴流同士が互いに衝突するもの（対向配置）と，衝突しないもの（交互配置）の 2 種類があるが，今回はより一般的な対向配置を考慮する．

乱流格子は噴流の上流に設置される．

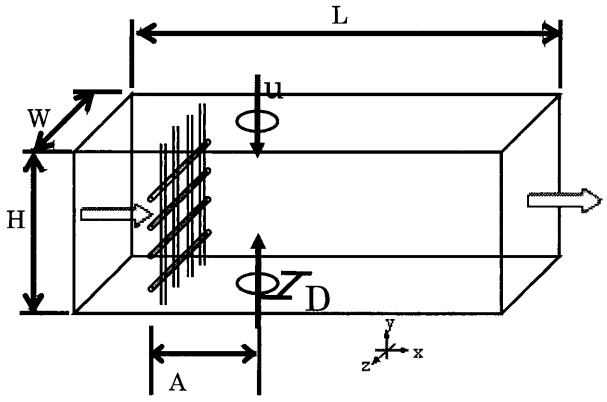


Fig.2 Outline of flow passage
(D=20, L=590, W=100, H=100, A=100)

3．数値解析手法

数値解析にはアドバンスソフト株式会社の FrontFlow Red 4.1 を使用した．形状モデルは実験と同じものを用いている．支配方程式には Navier-Stokes を用い，乱流モデルには LES Dynamic Smagorinsky モデル(FrontFlow)を用いた．最小格子幅は 0.2mm，ダクト内の平均格子幅は 2mm である．格子点数は約 300 万点となった．

Table 1 Numerical method and mesh condition

CFD Code	Advanced/Frontflow/Red 4.1
Equation	Navier-Stokes
Fluid	Incompressible Perfect Gas
Turbulent	dynamic Smagorinsky LES
Jet Inlet	Random Perturbations
Wall	spalding law
Cell	Unstructured
Discretization	blended 2nd order central with 1st order upwind（8：2）
Parallelization	region splitting, 64 CPUs
Number of Cells	3 Million
Min. Δx	0.2mm
Ave. Δx	2mm

4．解析ケース・途中結果

Re=2.0×10^4, D=20, L=590, W=100, H=100 の条件とした．噴流流速一定で運動量比 J と主流の乱流条件を変えて解析を行う．解析ケースを表 2 に示す．

図 3 に運動量比に対する未混合度 Us の影響，図 4，5 に Case1,2 の速度絶対値分布，主流濃度分布を示す．未混合度 Us は以下の式で表される．

$$U_s = C_{rms} / C_{avg} \quad (2)$$

$$C_{avg} = (wj/wm)/(1+wj/wm) \quad (3)$$

$$C_{rms} = \sqrt{\frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n}\left(\overline{C_i} - C_{avg}\right)^2} \quad (4)$$

ここで，wj は噴流の質量流量，wm は主流の質量流量，n は断面中の格子点数，C_1 は格子点における値である．C_{avg} は完全に混合した場合の濃度，C_{rms} は濃度分布の RMS である．

図 3 のように乱流格子を導入しない場合，運動量比 J が大きいほうが時間平均した未混合度 Us は大きくなる．

図 4，5 のように乱流格子を導入した場合に，未混合度の傾向がどうなるか検討を行う．

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

Table 2

	momentum flux ratio	Inlet of Mainstream
case	J	
1	9	Uniform
2	9	Turbulence Grid1
3	9	Turbulence Grid2
4	4	Uniform
5	4	Turbulence Grid1
6	4	Turbulence Grid2

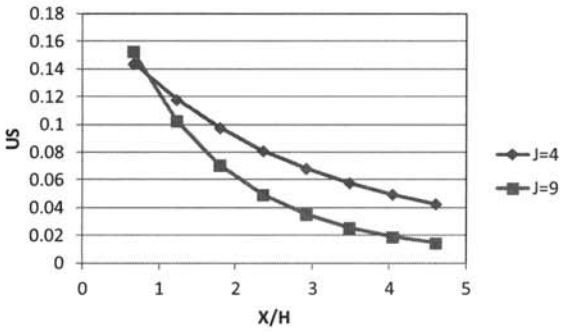
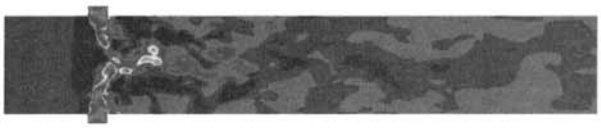


Fig.3 Effect of momentum flux ratio on Unmixedness (without Turbulent Grid)

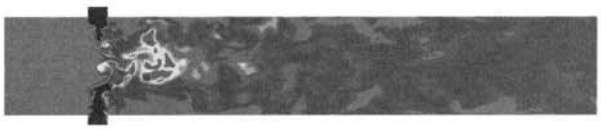


(a) Uniform inlet velocity (Case 1)

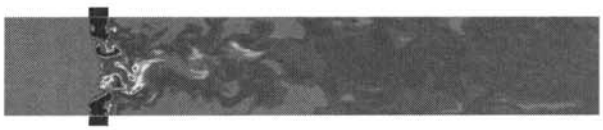


(b) with Turbulent Grid 1 (Case 2)

Fig.4 Instantaneous distribution of Velocity Magnitude



(a) Uniform inlet velocity (Case 1)



(b) with Turbulent Grid 1 (Case 2)

Fig.5 Instantaneous distribution of Mass Fraction

参 考 文 献

1) A.H. Lefebvre and D.R. Ballal, CRC Press, "Gas Turbine Combustion", Third Edition, 2010
2) Holdeman, J. D., and Walker, R. R., and Kors, D. L., "Mixing of Multiple Dilution Jets with a Hot Primary Airstream for Gas Turbine Combustors", AIAA Paper 73-1249, 1973.
3) Holdeman, J. D., and Walker, R. R., and Kors, D. L., "Mixing of a Row of Jets with a Confined Crossflow", AIAA Journal, Vol. 15, No. 2, pp.243-9,1977.
4) 牧 博司, 小川 信夫, "対向乱流噴流の研究 (衝突面の位置に影響を与える因子)", 日本機械学会論文集 (B 編), 53 巻 485 号 (昭 62-1)
5) 山本 圭治郎, 野本 明, "同軸対向衝突噴流の発振現象", 油圧と空気圧, 6 巻 2 号, PAGE.68-77, 1975
6) Kaddah, K. S., "Discharge Coefficients and Jet Deflection Angles for Combustor Liner Air Entry Holes", College of Aeronautics MSc thesis, Cranfied, UK, 1964.
7) Fletcher, R. S., and Bastress, E. K., "The Design and Performance of Gas Turbine Combustion Chambers", Northern Research and Engineering Corporation, NREC Report 1082, 1964.
8) A.K.M.FAZLE HUSSAIN, "Coherent structures and turbulence", Journal of Fluid Mechanics, 173 : pp 303-356, 1986.
9) J. Andreopoulos, "On the structure of jets in a crossflow", Journal of Fluid Mechanics, vol. 157, pp. 163-197, 1985.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 40 回日本ガスタービン学会定期講演会（釧路）講演論文集，2012.10

【研究報告】

B-17

Mass Flow Liner に関する基礎研究

*和田　恵（サイエンス・サービス）、石井　達哉（JAXA）、
新宅　啓志（電通大）、川崎　雄介（電通大）、森本　純平（キャンパスクリエイト）

Experimental Investigation of a Mass Flow Liner

*Kei WADA (Science Service), Tatsuya ISHII (JAXA), Satoshi SHINTAKU (UEC),
Yusuke KAWASAKI (UEC), Junpei MORIMOTO(Campus Create)

Abstract

This paper describes the investigation of the acoustic absorption using a Mass Flow Liner. A Mass Flow Liner is a sort of the absorption liners taking advantage of the research for the interaction of sound waves with fine-scale jets. In this study, six perforated plates were tested using a Mass Flow Liner with and without fine-scale jets. The result of experiments shows that the absorption coefficient has the highest peak on the optimal Mach number. The analysis of integration of absorption coefficient, over the wide frequency range, indicates that the fine-scale jets have the effect of enhancing the absorption, compared with the case of no flow.

Key words: Gas turbine engine combustor , Absorption coefficient, Perforated plate, Mach number

1．はじめに

高バイパス比ターボファンジェットエンジンの開発に代表される航空機騒音抑制技術は著しく発達してきている。その中でファンやジェットの低騒音化にともないエンジンの燃焼に起因するコア騒音の軽減が課題となりつつある[1)2)]。エンジンコアの中でも燃焼器は数100Hzの中低周波数帯に特性を有し[3)]、その振幅が大きいため低減策が講じられてきた。燃焼器壁面に設けられた冷却孔から導入される二次空気と燃焼音とを干渉させる吸音機構からおのずと燃焼器内部の振動抑制につながるとされている（Fig. 1）。しかし近年、航空機への希薄燃料の採用のために燃焼器壁面からの冷却空気量が減少する傾向にあり、内部振動の増大が懸念されている。そこで供給空気量が少ない微小マッハ数の条件下でより高い吸音性能が求められている。

本研究では燃焼器壁面に設けられた小孔群から噴出するジェットと燃焼による音波との干渉を Mass Flow Liner（以下 MFL）を使用して実験的に調べた。MFL は垂直入射管形状の吸音装置で、多孔構造をもつ試験部位に空気を供給して噴流を発生させ、管内に入射された音波と干渉させて吸音特性を計測する装置である。関連する先行研究では Heuwinkel らが噴流の効果から吸音性能が上昇することを報告している[4)]。吸音性能を向上させる試みとして、噴流のないヘルムホルツ共鳴管の口径部への加工により吸音率が上昇した Tang の実験報告[5)]があり、また著者らは MFL においても噴流の流出する小孔の形状加工が吸音性能を向上させる実験を行っている[6)7)]。本稿では実験結果を踏まえて微小マッハ数における MFL を使用した吸音特性を定量的に考察した結果を述べる。



Fig. 1 Turbine Engine Combustors

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

2．実験装置および方法

2.1 Mass Flow Liner

実験装置の外観を Fig.2 に、概念図を Fig.3 に示す。実験装置は直径 100mm、長さ 2m の一様な垂直入射管で、一端に多孔構造をもつ供試体（金属円板に小孔群をあけた多孔板）を内部に介在させた空気背後層により閉管部を設け、他端には矩形空室を介した音響スピーカーを配置した。適用される周波数範囲はスピーカー特性から下限周波数が 100Hz、管内励起モードを考慮して上限周波数が 1980Hz と設定した。計測系統は 1/4 インチ pressure 型マイクロホン（G.R.A.S.社製 BP40）を供試体からそれぞれ 150mm、220mm の位置に配列し、マイクロホンの受圧面が円管の内部表面の高さに揃うよう取りつけ、マイクロホンに増幅器（B&K 社製 NEXUS）を介在させて計測器（TEAC 社製 LX-110）をつないだ。空気背後層 L は閉管部を交換することで高さを 50mm と 100mm とに可変でき、空気圧縮機から加圧空気が供給される構造となっている。供給された空気が供試体を通過すると噴流が発生する。空気供給量は調節バルブ付流量計により、毎分 0 から 100 リットルの範囲で調節することができる。マッハ数 M の算出のため、供試体前後の差圧を計測する微差圧計（最大計測範囲 5kPa）を設置した。音響スピーカーには信号発生器（東洋テクニカ社製 OR35）から純音信号を入れ、円管内部を供試体方向に伝搬する入射音波を発生させる。実際の試験ではこの音波を多孔板表面からの噴流と干渉させた。空気背後層は着脱可能な構造になっており、供試体は試験ごとに交換することが可能である。

2.2 供試体の構造

供試体は直径 100mm、板厚 3mm の金属製円板で、直径 1mm の小孔を一様な間隔で千鳥格子状に空けた（Fig. 4）。供試体は空気背後層との接合部のフランジ内部に間隙のないように設置させ、孔数、断面形状の異なる 6 種類の多孔板を用意した（Table 1）。断面形状として、小孔断面が直管型の形状（Fig.4 右上）、および片面のみ 90 度角で円錐状に加工をした形状（Fig.4 右下）を製作し、断面形状による吸音特性の変化を比較検討できるようにした。

2.3 マッハ数

本実験では微小マッハ数の条件下で吸音特性を調べた。いま MFL の管内部は等エントロピー過程とみなせるので、空気背後層内の圧力を P、音源スピーカー側の管内圧力を P_0、マッハ数を M とするとき、圧力比とマッハ数の関係式[8]より、

$$M=\sqrt{\frac{2}{\gamma-1}\left\{\left(\frac{P}{P_0}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}-1\right\}} \qquad (1)$$

ここに、γ は比熱比である。

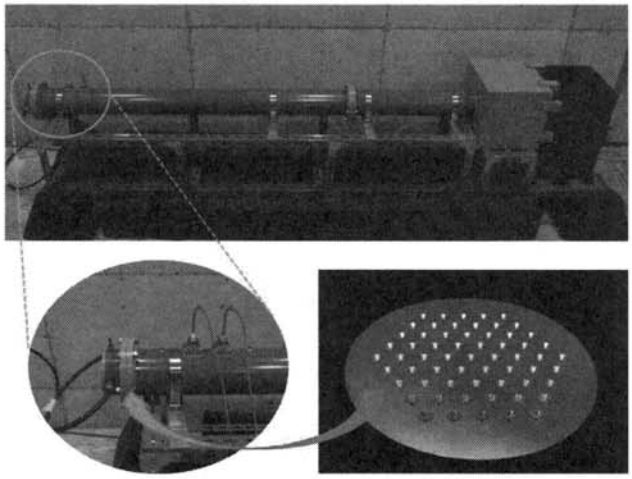


Fig. 2 Mass Flow Liner
Top: Full picture of MFL, Bottom left: Cavity depth,
Bottom right: Perforated Plate

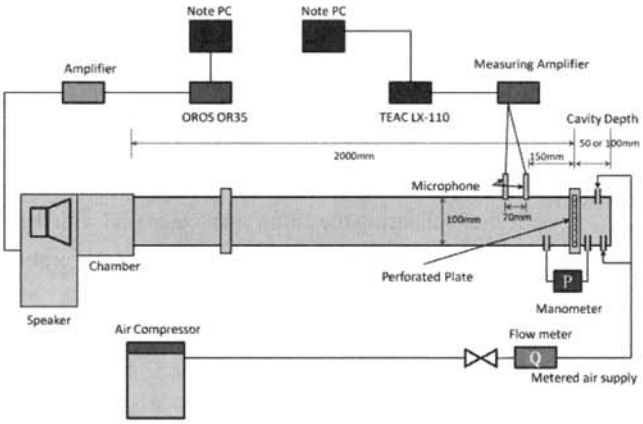


Fig. 3 Conceptual diagram of Mass Flow Liner

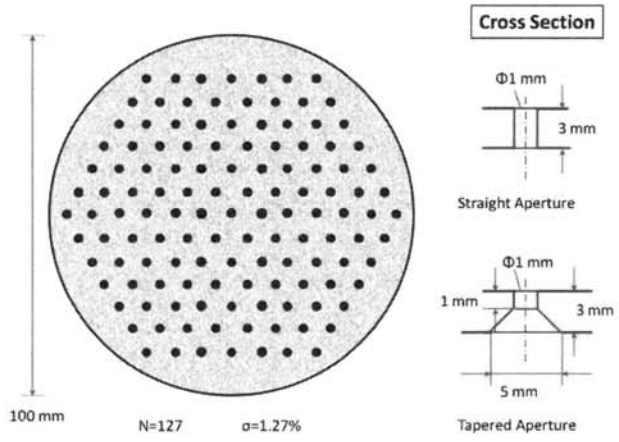


Fig. 4 Perforated Plate

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

2.4 実験方法

本実験では噴流と音波の干渉による吸音特性を調査した。空気圧縮機から MFL の空気背後層側に加圧空気が供給されると供試体表面から噴流が発生する。他端の音源から音波を垂直入射し、噴流と音波とを干渉させた。供給空気の流量設定はゼロおよび毎分 3 から 90 リットルとした。マッハ数の数値が 0.01 以下となる微小領域を含む毎分 10 リットルまでを 1 リットル間隔で、毎分 30 リットルまでを 3 リットル間隔で、それ以外は毎分 10 リットル間隔の設定で計測をした。試験ケースは、供試体 6 種類（T_1～T_6）、空気背後層 2 種類（50mm と 100mm）の 12 パターンについて計測を行った。入射音波の設定については計測周波数帯域を 100 から 1600Hz とし、孔径、板厚、空気背後層から吸音率が極大となるヘルムホルツ共鳴周波数を予め算出しておき、極大値周辺の周波数帯域を 25Hz 間隔、その他の周波数帯域は 100Hz 間隔で計測をした。吸音率の算出には伝達関数法を用いた[9]。

2.5 吸音率の積算値

供試体の小孔断面形状の加工効果を総体的に比較するために、吸音率の積算値 A を以下のとおり定義する。

$$A = \frac{\sum_i (P_{out,i})^2}{n} \qquad (2)$$

(i = 100, 110, 120・・・・1600)

ここに、n は数列 i の項数、$P_{out,i}$ は出力音圧の測定値である。

3．実験結果および考察

3.1 吸音率とマッハ数の相関

小孔を通過する噴流の有無による音波の吸音特性には、噴流により吸音率が上昇する傾向があり、ヘルムホルツ共鳴との比較から広い周波数帯域で吸音効果があることがわかっている[6]。さらに Bechert は噴流の流出ノズルモデルにおいて最適マッハ数の存在を示唆している[10]。これらを踏まえて、本研究ではマッハ数をパラメータとして吸音特性を調べた。供試体の多孔構造を噴流の流出ノズルとし、小孔直径 d と垂直入射管直径 D の比 d/D をノズル収縮比 α と定義すると、吸音率が最大となるときの最適マッハ数 M_{opt} は、

$$M_{opt} \fallingdotseq \alpha^2 \qquad (3)$$

で求められる。T_5、T_6 の供試体における吸音率の極大値と対応するマッハ数を取りだして、その相関関係を Fig. 5 に示した。空気背後層 L や供試体の小孔断面形状に依存することなく、吸音率は最適マッハ数周辺でピークを形成した。ここで小孔断面形状に円錐空洞加工をした供試体 T_6 に注目し、最適マッハ数での吸音率周波数特性と、噴流の無いヘルムホルツ共鳴近傍（$M = 0$）での吸音率周波数特性を比較すると、最適マッハ数の結果の方が全周波数帯域でより高い吸音性能を示していることがわかる（Fig. 6）。同様の傾向は T_4 でも現れた。これらの実験結果は Bechert のモデルを裏づける結果と考えられる。

Table 1 Geometric Parameters of the Perforated Plate

Plate	cross section of aperture	N	σ(%)
T_1	straight	37	0.37
T_2	tapered		
T_3	straight	61	0.61
T_4	tapered		
T_5	straight	127	1.27
T_6	tapered		

N: number of apertures, σ: open area ratio

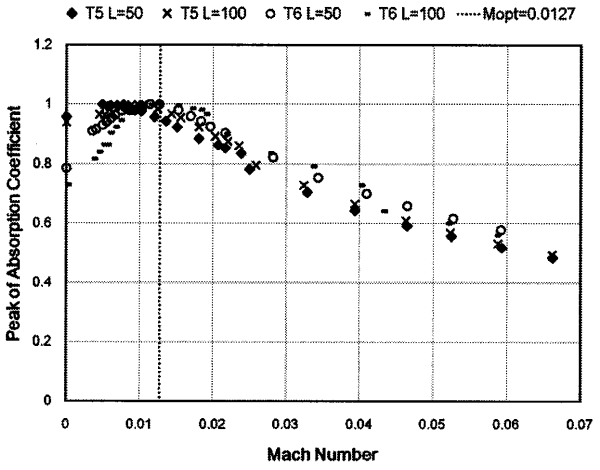


Fig. 5 Peak of Absorption Coefficient of plate T_5 and T_6
M_{opt}: optimal value of Mach number, L: length of cavity depth

3.2 小孔断面形状による吸音特性の変化

小孔の断面形状に円錐状空洞を設ける加工をすると、直管型の断面形状の多孔板に比べて、さらに吸音率が広帯域で増大する。一方で供試体の種類によってはピーク周波数周辺での噴流の有無によって、吸音率が逆転する現象も現れた（Fig. 7 の 250 から 425Hz の周波数帯）。そこで計測した全周波数帯で(2)式に基づいて、吸音率を積算して総体的に評価をした（Fig. 8）。この評価結果から小孔断面形状について積算値を比較すると、噴流によって $M = 0$ の場合（A_0）より吸音効果は高くなる。さらに、円錐空洞加工型供試体（T_6）の方が直管型（T_5）に比べて吸音性能が上昇していることがわかった。これ

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

は他の T_1 と T_2 や、T_3 と T_4 の比較検討でも同様の傾向が現れた。MFL の吸音現象は、噴流が小孔を通過すると流路抵抗が発生して入射音波が熱に変換されるエネルギー減衰効果に起因していると考えられるが、断面形状の加工により小孔を通過する流量が増大し、減衰効果が上昇していると推察される。このことから開孔率やマッハ数に加えて、小孔断面形状が吸音性能を向上させるための有効なパラメータとなることが示唆される。

4．まとめ

噴流による吸音特性について MFL を使用して実験的に調べた。以下にその結果をまとめる。

(1) 最適マッハ数周辺で吸音率は最大になる。
(2) 吸音率の積算値比較では、ヘルムホルツ共鳴近傍の周波数帯域を含め、噴流の効果により吸音率は上昇する。
(3) 小孔の断面形状加工により総体的に吸音率が向上することが吸音率の積算値から認められた。

5．謝辞

本論文の執筆にあたっては、宇宙航空研究開発機構の生沼秀司氏に実験に関して多大なるご助言をいただいた。この場を借りて感謝の意を申し上げる。

参 考 文 献

1) Stone, J. R., Krejsa, E. A., Clark, B. J.: The Practical Importance of Core/Combustion Noise in Turbofan Engines, ISABE-2003-1046 (2003).
2) Miles, J. H.: Procedure for Separating Noise Sources in Measurements of Turbofan Engine Core Noise, AIAA 2006-2580 (2006).
3) Astley, R. J.: Propulsion System Noise: Turbomachinery, *Encyclopedia of Aerospace of Engineering*, Vol.6, John Wiley & Sons, Ltd., (2010) pp.3510-3520.
4) Heuwinkel, C., Enghardt, L., Röhle, I.: Experimental investigation of the acoustic damping of perforated liners with bias flow, AIAA 2007-3525 (2007).
5) Tang, S. K.: On Helmholtz Resonators with Tapered Necks, J. of Sound and Vibration, Vol. 279 (2005) pp. 1085-1096.
6) 和田他: 多孔板に形成した噴流による吸音特性の変化, 日本音響学会 2012 春季研究発表会, 1-8-20 (2012) pp. 1109-1110.
7) 和田他: 微小噴流と干渉する音波の吸音特性, 環境工学総合シンポジウム 2012, 122 (2012) pp. 89-92.
8) Liepmann, H. W., Roshko, A.: Elements of Gas Dynamics, Dover Books on Aeronautical Engineering (2001).
9) JIS A 1405-2 (2007).
10) Bechert, D.W.: Sound Absorption caused by vorticity shedding, demonstrated with a jet flow", J. of Sound and Vibration, Vol. 70, No.3 (1980) pp. 209-229.

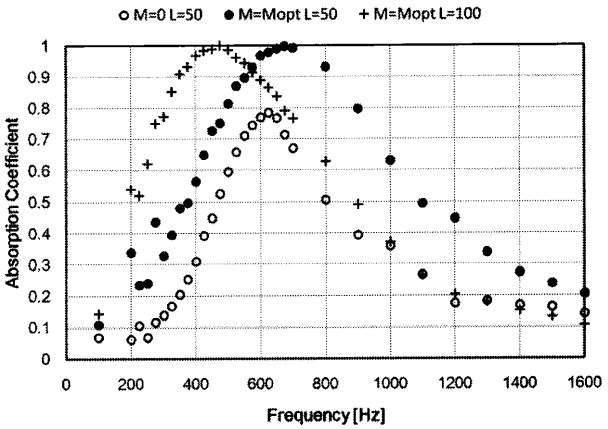


Fig. 6 Absorption Coefficient of the plate T_6
M: Mach number, L: length of cavity depth,
M_{opt}: optimal value of Mach number

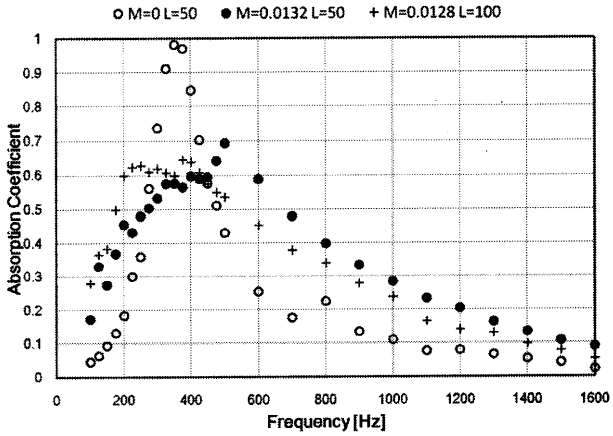


Fig. 7 Absorption Coefficient of the plate T_2
M: Mach number, L: length of cavity depth

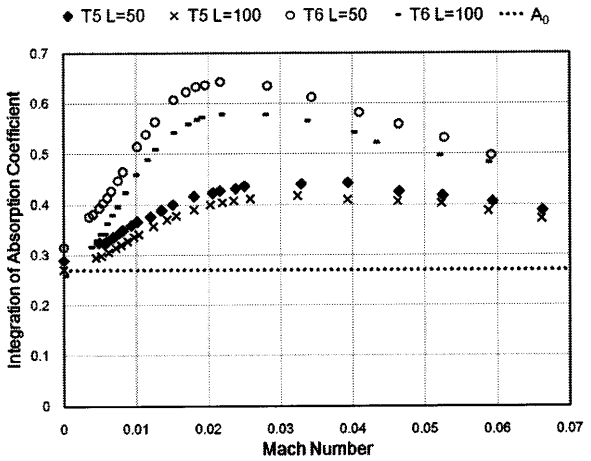


Fig. 8 Integration of Absorption Coefficient of plate T_5 and T_6
A_0: Integration of absorption coefficient in $M = 0$

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 40 回日本ガスタービン学会定期講演会（釧路）講演論文集，2012.10

【研究報告】

B-18

レーザー誘起プラズマ分光分析（LIPS）による高圧燃焼ガスの局所当量比計測

*福本　敦（早大院），吉田　征二（JAXA），Laurent　Zimmer（CNRS - Ecole Centrale Paris），
立花　繁，鈴木　和雄（JAXA），佐藤　哲也（早大）

Local Equivalence Ratio Measurements of High-Pressure Combustion Gas by Laser Induced Plasma Spectroscopy (LIPS)

*Atsushi FUKUMOTO (Graduate School, Waseda Univ.), Seiji YOSHIDA (JAXA),
Laurent ZIMMER (CNRS - Ecole Centrale Paris), Shigeru TACHIBANA,
Kazuo SUZUKI (JAXA), and Tetsuya SATO (Waseda Univ.)

ABSTRACT

Laser Induced Plasma Spectroscopy (LIPS) is a technique aiming at measuring local equivalence ratio inside gas turbine combustors without disturbing the combustion fields. In this study, pulses of Nd:YAG laser concentrated with lenses are applied to well controlled mixtures of gases at the pressure of 1.5 MPa to obtain plasma spectra. Then, two types of estimation methods for getting equivalence ratio are examined. One is the peak area ratio method in which ratios between particular atomic emissions in the plasma spectra are used. The other is the correlation method where correlation coefficients between the objective and the database spectra are used. Finally, these methods are applied to the measurement of 2.5 MPa combustion gas. The results showed that equivalence ratio of gaseous mixtures and combustion gas at high pressure can be measured by LIPS, and that for improving accuracy further, it is required to take into account the effect of oxygen quenching.

Key words: LIPS, Equivalence ratio, Measurement techniques

1．はじめに

燃焼器における燃料と空気の混合状態は，内燃機関の熱効率のみならず，近年地球環境保全の観点から問題となっている窒素酸化物（NOx）や粒子状有害物質（PM）の生成に大きく影響する。現在，ガスタービン燃焼器内の局所当量比の測定は，サンプルプローブを用いて燃焼ガスを取り出し，これをガス分析する方法が主流であるが，この方法にはプローブの挿入が燃焼場に影響を及ぼす点や，時間的な変動の計測が困難な点，高圧場の局所計測に用いる場合に，気密を保つ構造にする必要から計測点の自由度が制限される点などの欠点がある。このような欠点を克服するために，高い時間・空間分解能を持ち，燃焼場を乱さない当量比測定法が求められている。

このような背景のもと，非接触の光学計測法として，気体にレーザーを照射した際に発生するプラズマの発光スペクトル情報を用いるレーザー誘起プラズマ分光分析法（LIPS）の研究が進められている[1)]。LIPS は，気体中のごく微小な空間に集光したレーザー光でエネルギーを与えることによって気体分子を励起させ，電離したプラズマ状態にし，それが元の状態に戻る時に原子の種類ごとに特定の波長の電磁波を発するという量子力学に基づく性質を使って，定量的な測定を行うものであり，1980 年代以降，燃焼ガスの分析へ応用が模索されている。燃焼の反応過程は種々の中間生成物が介在する多くの素反応を経るが，LIPS による測定では，レーザー照射により各分子はプラズマ化して原子レベルまで分離，励起するので，レーザーが集光される検査対象空間の気体の状態が，燃焼反応のどの過程にあるかにかかわらず，その空間における原子の存在比に応じたプラズマスペクトルを得ることができる。

本研究では，高圧場にも対応し，かつ時間・空間分解能が高い，LIPS による当量比測定手法の構築を目的としている。圧力 1.5MPa の当量比既知の不燃性混合ガス（校正用ガス）に LIPS 法を適用し，そのプラズマスペクトル分布をデータベースとして，未知の混合ガスの当量比を算出する 2 つの方法を構築した。ひとつは，スペクトル中において特定の原子に対応するピークの面積比を用いる，従来から使われている手法である。もうひとつは，計測スペクトルとデータベーススペクトルの間の相関を用いる手法である。はじめに，既知の当量比を持つガスを計測対象として単発ごとの LIPS 計測を行い，2 つの手法による結果の比較を行う。その上で，ガスサンプルによって取得した実際の燃焼ガスに対して LIPS 計測を適用し，当量比解析を行う。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

2．実験の概要

本研究では主に 2 つの実験を行った。ひとつは，0 から 0.5 まで 0.05 刻みの既知の当量比を持つ 1.5MPa の不燃性混合ガス（以下，キャリブレーションガスと呼ぶ）について LIPS 計測を行うキャリブレーション実験である（Fig.1）。この実験データを用いて 2 つの当量比算出手法を構築する。

もう一方は，JAXA 高温高圧燃焼試験設備でのジェットエンジン燃焼器要素試験（燃料：灯油）における燃焼器出口ガスサンプルによる実際の高圧燃焼ガス（圧力 2.5MPa，ガス分析による当量比 0.0，0.1，0.2，0.3）について LIPS 計測を行うものである（Fig.2）。燃焼ガスは燃焼器からプローブで取り出し測容器に封入した。この際，測定対象空間に存在する原子の数密度を，1.5MPa，常温で行ったキャリブレーションガスの計測時と一致させるため，温度を約 500K に保った。

2.1 実験装置

本実験に用いた光学系の配置を Fig.3 に示す。高圧場での光学的な測定を行うため，キャリブレーションガスおよび燃焼ガスを入れる計測容器(11)は，三方に円形の石英ガラス窓が付いたものを用いた。計測容器は，一辺約 200mm の立方体を直径約 60mm の円柱で各側面から垂直にくり貫いた形状をしており，内容積約 2ℓ，内部には撹拌用ファン，側面には石英ガラス窓，気体導入・放出用の各パイプや圧力計，熱電対が取り付けられている。

Nd:YAG パルスレーザー光（波長λ=1064nm，ビーム径 6mm）は，(3)のビームエキスパンダーによりビーム径を拡げられたのち，鏡筒に入った 4 枚のレンズを経て計測容器内中央部の一点に集光されてプラズマを発生させる。計測容器直前のレンズ面(8)におけるレーザー光の直径は約 60mm であり，そこから 500mm 程先の一点に集光する配置となっている。この配置にした理由は，将来的にジェットエンジン燃焼器要素試験において観測窓から離れた燃焼位置を測定することを念頭に置き，ブレイクダウンを起こすエネルギー密度を上回る領域を小さくするために可能な限り大きな集光角を取りつつ，レンズから離れた位置にプラズマを発生させるためである。

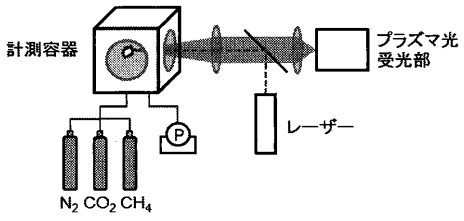


Fig.1 Schematic of Calibration Experiment

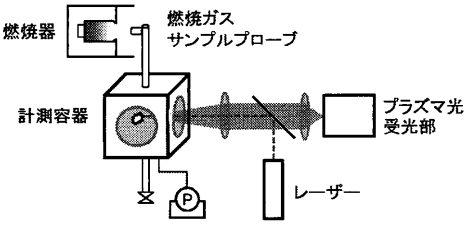
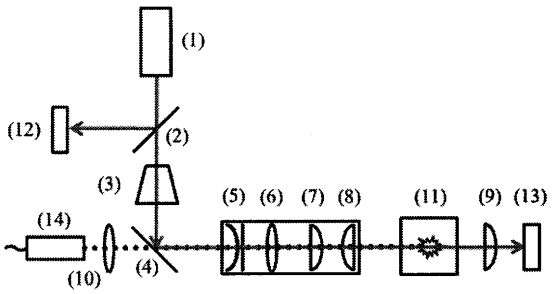


Fig.2 Schematic of Combustion Gas Measurement



(1) Nd:YAG laser
(2) Beam sampler
(3) Beam expander
(4) Mirror for 1064nm
(5) Concave lens, f=-75mm
(6) Biconvex lens, f=171mm
(7) Objective lens, f=510mm
(8) Objective lens, f=510mm
(9) Convex lens
(10) Achromatic lens
(11) High-pressure cell with quartz windows
(12) Energy meter 1
(13) Energy meter 2
(14) Plasma light receiver (to spectrometer)

Fig.3 Optical Setup

プラズマ光を観測して光ファイバーにより分光計に送るための受光部(14)は，レーザーの光軸に合わせて配置し，プラズマの生成位置が軸方向にずれても計測に影響がでないようにした。また，本光学系のように送光路と受光路を共用することで観測窓が 1 か所ですむという利点もある。分光計のディテクタには 1024 個の受光素子があり，各受光素子で測定する中心波長をλ_i，測定した発光強度を Ii とする。ここで i（i=1~1024）は受光素子の番号である。測定では，一つの条件につきパルスレーザー（パルス幅約 9ns，7.5Hz で約 25 秒間）180 発前後のプラズマスペクトルを取得した。また，プラズマ生成に使われたエネルギーE_pは次のように求めた。

$$E_{n2} = f(E_{n1}) \tag{1}$$

$$E_p = f(E_{p1}) - E_{p2} \tag{2}$$

まず，プラズマ発生点より上流側（添え字 n）のエネルギーメータ 1 の値 E_{n1} とエネルギーメータ 2 の値 E_{n2} の関係（式(1)）を事前に調べておく。そして，プラズマ発生時（添え字 p）のエネルギーメータ 1 の値 E_{p1} からレーザーの全エネルギーE_{n2} を推算し，そこから式(2)のようにプラズマ発生点下流側のエネルギーメータ 2 の値 E_{p2} を引くことで，プラズマ生成に使われたエネルギー E_p を算出することができる。

本実験に用いた主な実験装置を Table 1 に示す。分光計内には 4 種類の回折格子があり，今回は刻線密度が 150 本/mm のものを用いた。また，分光計のスリット幅は 20μm とした。圧力計は，5MPa までの絶対圧をフルスケールの±0.1%の精度で測定することができる。

レーザーや分光計の動作タイミングの調整は，各機器固有の遅れ時間を考慮したうえで，ディレイジェネレータにより行ったほか，各機器の設定や制御，測定には LabVIEW を用いた。また，計測したプラズマスペクトル上のピークがどの原子に由来するものであるかを調べる際には，NIST Atomic Spectra Database[2] を利用した。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

Table 1　Experimental Devices

装置名	製造元	型番
Nd:YAG レーザー	Quantel	CFR200
分光計	ORIEL	MS257
ディテクタ	ANDOR	DH534-18F-03
エネルギーメータ	OPHIR	PE50BB-DIF
ディレイジェネレータ	Stanford Research Systems	DG645
圧力計	大倉電気	PT3011R10A10Z
ガス分析装置	HORIBA	MEXA-7100D

2.2　実験方法

2.2.1　レーザーの設定

レーザーの出力が大きいほどプラズマの発光は強くなるが，体積の増加により計測対象領域が拡大してしまうので，測定条件において安定的にプラズマができる最小の出力で行った。その際のエネルギーはエネルギーメータ 2 で計測した結果，平均して約 18mJ/pulse であった。このうち，実際のプラズマ生成に使われたエネルギーを式(1), (2)より求めると，平均 8.7mJ/pulse 程度であった。

2.2.2　キャリブレーションガスの作製

キャリブレーションガスは，窒素 N_2，二酸化炭素 CO_2，メタン CH_4 の 3 種類の気体を混合して作製した。この混合ガスでは N，O，H 原子のモル比は実際の当量比と合っているが，C の割合は一致しない。そのため，後述するようにC原子に対応するスペクトルピークは当量比解析から除外している。

設定当量比の計算については，炭化水素燃料 C_nH_{2n+2} を用いたとして，ジェット燃料は n が 10～20 程度と大きい炭化水素の混合物であるため，両端の H2 つを無視し，C_nH_{2n} と仮定して，CH_2 による式(3)の反応を考える。

$$2CH_2 + 3O_2 \rightarrow 2CO_2 + 2H_2O \qquad (3)$$

プラズマ生成時に各分子は原子レベルまで分離するので，当量比を計算する際は，まず各設定当量比に応じた H と O の個数の比を計算する。そして，窒素と二酸化炭素の比が，79 対 21 となるようにして各気体の体積組成を求めると，その比率がそのまま分圧比となる。実際の実験時は，まず計測容器内を真空ポンプ（到達圧力 200Pa）で圧力計の値が 0.001MPa 程度になるまで減圧してから，3 種類の気体を分圧の低い順に入れて，任意の当量比を模擬した混合ガスを作製した。

また，プラズマ光以外の光による計測結果への影響をなくすために，レーザーを照射しない状態でのバックグラウンドの測定を行った。その際，設定波長内では特定の波長のピーク状の光は観測されず，全波長に渡って測定場所の背景によるノイズであることを確認した。また，均質な混合状態を得るために，キャリブレーションガス作製から測定までは約 5 分間，計測容器内のファンで撹拌を行い，測定中も撹拌を続けた。

2.2.3　計測波長域と計測時間

分光計測を行うにあたり，計測する波長域，レーザーを照射してから計測を始めるまでの時間（以下 delay とする），CCD 素子が光を受けて実際に計測をする時間（以下 width とする）を適切に選択する必要がある。そこで，パラメータ選定のための予備実験を行った。まず，プラズマ光が観測される可視光域付近の約 300～900nm において 1.5MPa の E.R.=0.3 の $N_2CO_2CH_4$ 混合ガスにおけるスペクトルの時間履歴を測定した。その際，分光計の制約から波長域を 2 回に分けて約 330nm ずつ測定を行った。その結果，長波長側の 580～910nm に各元素のピークがよりはっきりと表れたため，これを計測波長域とした。その結果を波長と時間（レーザー発光からの delay）のグラフとして Fig.4 に示す。グラフ中の各データは各時間帯のスペクトル強度の最大値で正規化してあり，赤色が 1，青色が 0 を表す。

次に，delay と width については，計測した各時間帯のスペクトルから様々な delay と width を持つスペクトルを作り，その中からプラズマ発生直後のイオンによる発光が消え，波長 656nm の H のピークが相対的にはっきりと観測できる時間帯を探した結果，delay=300ns, width=2000ns が最適であることが分かった。

3．解析手法

本研究では当量比の解析に 2 種類の手法を用いた。まずひとつは，スペクトル上の特徴的な原子の発光によるピーク面積の比を用いて当量比を算出する方法（以下，ピーク面積比法と呼ぶ）であり，もうひとつは，各当量比における参照スペクトルをデータベースとして作成しておき，単発ごとのスペクトルと参照スペクトルとの相関を利用する方法（以下，相関係数法と呼ぶ）である。詳細は各節で述べる。

また，キャリブレーションガスの実験においては，解析手法の妥当性を判断するため，データベースとするスペクトルと解析対象とするスペクトルは同じものを用いた。すなわち，解析対象としては各当量比のレ

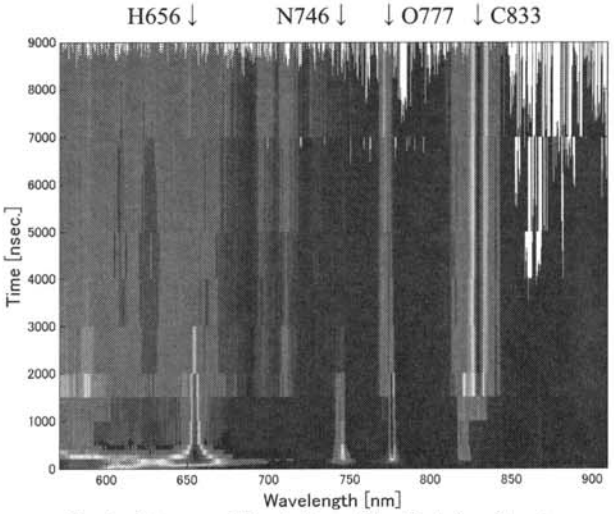


Fig.4　Temporal Evolution of the Relative Spectra

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.204, 2025/07/04.

ーザー照射 1 発分を順番に取り出して解析を行った。このように 1 発ずつ当量比を算出するのは，将来的に燃焼器内を対象として，我々が用いているレーザーの発光間隔である 7.5Hz 程度を時間分解能とする非定常的な当量比測定を目標としているためである。

ここでは，2 つの解析手法の処理の前に共通して行うことを述べる。まず，計測したスペクトルからバックグラウンドのスペクトルを差し引いた。次に，波長の補正を行った。使用した分光計では，内部の回折格子の角度の再現性に起因していると考えられる，最大約 2nm の波長のずれが発生するが，測定の際には波長の補正を行わず，解析の際に波長の補正を行った。

その補正法としては，各当量比で取得した約 180 発分の平均スペクトル中での最大ピーク（O777）の波長方向の位置を求めておき，各当量比スペクトルの最大ピーク位置を，当量比 0 のスペクトルの最大ピーク位置に合わせるように補正するという手法を用いた。

そして，本実験の 1 発ずつのデータはノイズ除去を目的として，スペクトルに波長方向に隣接する 3 点の単純平均を繰り返し行う移動平均をかける検討をした。その結果，Fig.5 に示すように相関係数法では移動平均をかけない方が算出当量比の正確度（accuracy）・精度（precision）共に良いため 0 回，ピーク面積比法では精度は繰り返し回数 10～25 回でほぼ変わらず，正確度は 5 回程度が最適であるため，繰り返し回数は少ない方が良いとの考えから 10 回とした。ここで正確度は，各当量比のデータの算出結果平均値が設定当量比からどれだけずれているかを表す標準偏差の値と定義し，精度は各当量比の約 180 発のデータの算出結果のばらつきを表す標準偏差の全当量比条件についての平均値と定義した。

3.1 ピーク面積比法

各当量比のデータ約 180 発分の平均スペクトルを作成した。当量比 0 から 0.05 刻みに 0.5 までのスペクトルのうち，6 個を抜粋して Fig.6 に示す。Fig.6 を見ると，当量比の増加に伴って大きくなるピーク（H656）や，その逆のピーク（O777）があることが分かる。

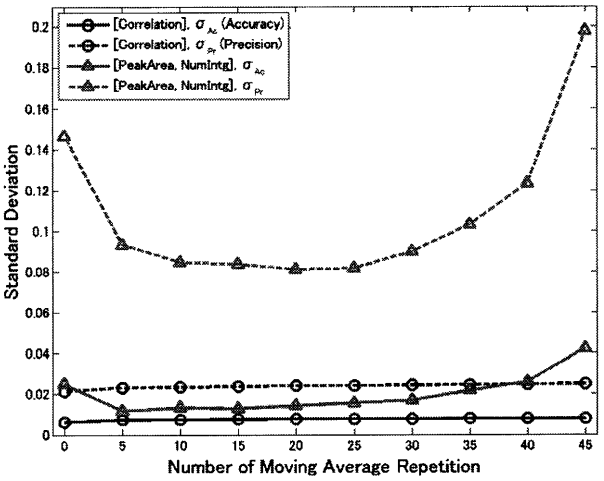


Fig.5 Effect of Moving Average Repetition

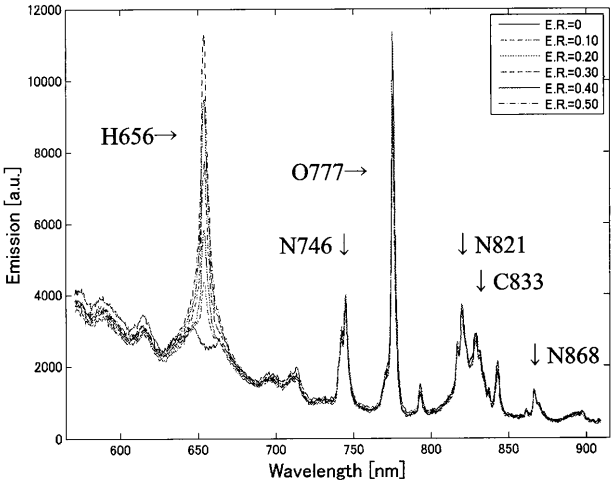


Fig.6 Database Spectra from Calibration Gas

本手法は，このことを用いて発光量の絶対値に左右されないピーク面積比から当量比を求めるという，従来から行われている手法である[1) 3)]。また，今回用いた混合ガスは C が過剰なため，後述の燃焼ガスの場合と比べて C833 の高いピークが見えることもわかる。

3.1.1 キャリブレーションカーブの作成

この方法では，1 発ごとにピーク同士の面積比を計算し，その平均値の近似曲線をキャリブレーションカーブとする。まず，面積の計算方法であるが，独立した 4 つのピークについて，平均スペクトルを圧力広がりに対応したローレンツ関数に近似した際に，発光強度がピーク値の 10 分の 1 となる幅を波長域とし，各波長範囲の近似前のスペクトルと，その波長範囲の両端点を結ぶ直線が囲む面積を数値積分により求めた。これにより波長域は，H656 が 643.2～668.8nm，N746 が 735.9～756.1nm，O777 が 773.0～781.0nm，N868 が 861.3～874.7nm となった。次に，これらを用いた 4 種類の面積比を当量比毎に計算した。その結果を Fig.7 に示す。

Fig.7 を見ると，燃料由来と空気由来元素の組み合わせである H656/N746（青線），H656/O777 （赤線）が当量比によって線型的に変化している。そこでこれらの近似直線を描き，これをキャリブレーションカーブと

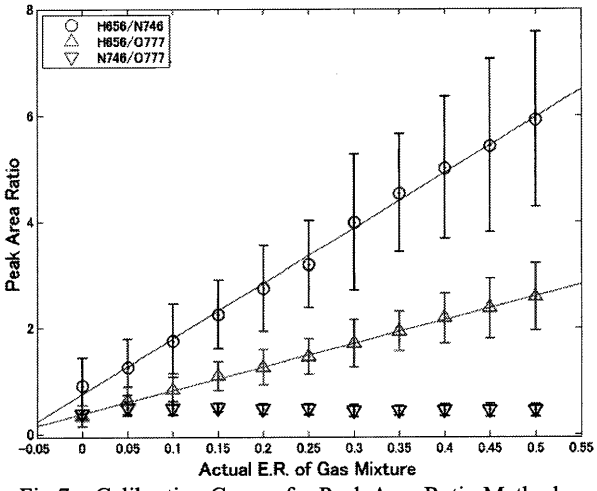


Fig.7 Calibration Curves for Peak Area Ratio Method

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

した。さらに，プラズマの状態を見るため，同混合比の元素同士で N746/N868 より安定した N746/O777（黒点）を用いた。これは他の研究で同元素や同混合比の元素同士のピーク比を用いて測定精度を向上させた例があるためである[4) 5)]。本研究ではプラズマ状態が一定の範囲内でのみ当量比計算をする条件付き解析を行う際に N746/O777 の比を判断材料として用いている。

3.1.2 ピーク面積比法における当量比の算出方法

まず，測定対象の 1 発ずつのスペクトルにおける H656/O777，H656/N746 の面積比を計算し，キャリブレーションカーブを用いて当量比を算出した。次に，N746/O777 の値が当量比によらず平均値約 0.3 でほぼ一定であることを用いて，そこから一定以上離れている測定データ（N746/O777<0.1 または N746/O777>0.5 のデータ）を，プラズマの状態が特異であるとして除外した。その結果，ある当量比のデータ約 180 発分の内，除外したデータの平均個数は，約 5 個であった。

3.2 相関係数法

この手法では，測定対象気体のプラズマスペクトルと，事前に作成しておく当量比毎の参照スペクトルとを照合し，相関の高いスペクトルを探すことで当量比の解析を行った。この手法を検討した理由は，完全なノイズ同士には相関がないことから，ノイズを多く含むスペクトルであっても，有意なスペクトルの微小な変化を敏感にとらえられると考えたためである。

3.2.1 データベースの作成

Fig.6 の平均スペクトルをデータベースとした。なお，スペクトル上で明確なピーク以外の部分は，分子やイオン，他の原子から出てきた光を表している。

3.2.2 相関係数法における当量比の算出方法

当量比の算出法として，まず，1 発のスペクトルと，データベースにあるすべての当量比の平均スペクトルとのペアの相関係数を，式(4)により計算する。

$$CC(I_a, I_b) = \frac{\sum_{i=1}^{n}\left(I_{ai}-\overline{I_a}\right)\left(I_{bi}-\overline{I_b}\right)}{\sqrt{\sum_{i=1}^{n}\left(I_{ai}-\overline{I_a}\right)^2}\sqrt{\sum_{i=1}^{n}\left(I_{bi}-\overline{I_b}\right)^2}} \quad (4)$$

$$\left(I_a, I_b\right) = \left\{\left(I_{ai}, I_{bi}\right)\right\} \quad (i = 1, 2, \ldots, n) \quad (5)$$

2 つのスペクトル a と b（片方はデータベース，もう片方はある 1 発）の相関係数（CC）は，式(5)のような 2 組のデータ列が与えられたときにそれらの類似性を示す値で，-1 から 1 の間の実数値をとり，1 に近いほど正の類似性が高く，-1 に近いほど負の類似性が高い。本実験の場合には，i が波長方向の値の番号，I_{ai}, I_{bi} が 2 つの比較対象それぞれのスペクトルの各波長における発光強度，¯は全要素番号における値の相加平均を表す。

すべてのデータベーススペクトルとの相関係数を計算した後，横軸にデータベースとしたキャリブレーションガスの当量比，縦軸にそれらとの相関係数を取ったグラフを描き，相関係数が最大となる当量比とその両隣の 3 点について 2 次の多項式近似を適用し，最大値を取る当量比を求める。また，相関の方法では，除外するデータ数がピーク面積比の方法と同程度になるように相関係数の最大値が 0.80 未満の結果を除外した。

4．結果

4.1 キャリブレーション実験の結果

キャリブレーションガスでの測定 1 発ずつに対する相関係数法とピーク面積比法（H656/O777, H656/N746）による 3 種類の当量比算出結果を Fig.8 に示す。結果の正確度σ_{Ac} はどの手法もほぼ同様（0.008～0.010）であるが，精度σ_{Pr} は，相関係数法の方がピーク面積比法よりも標準偏差で 0.05 程度良い値を示している。

4.2 燃焼ガス計測実験の結果

Fig.9 に示す燃焼ガスのスペクトルを見ると，キャリブレーションガスの場合と同様に，当量比の変化に従って H656 や O777 のピークが変化している様子が分かる。さらに，構築した各手法によりこれらの燃焼ガスの当量比を算出した結果を Fig.10 に示す。これを見ると，相関係数法および H656/O777 を用いたピーク面積比法ではガス分析より高めの当量比が出ているのに対し，H656/N746 ではより正確度が高い結果となっていることが分かる。

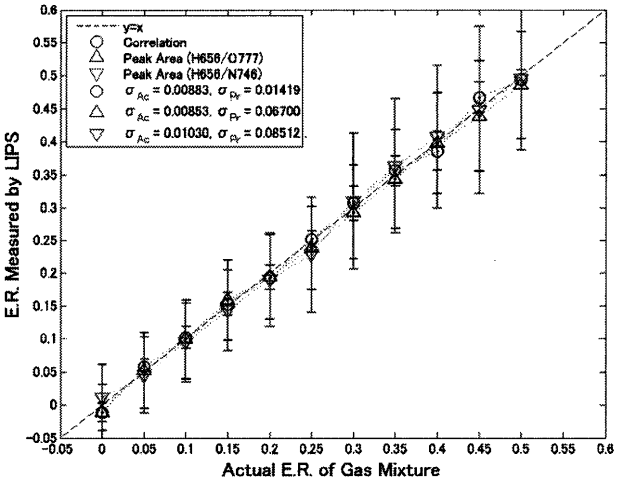


Fig.8 E.R. from LIPS (Calibration Gas)

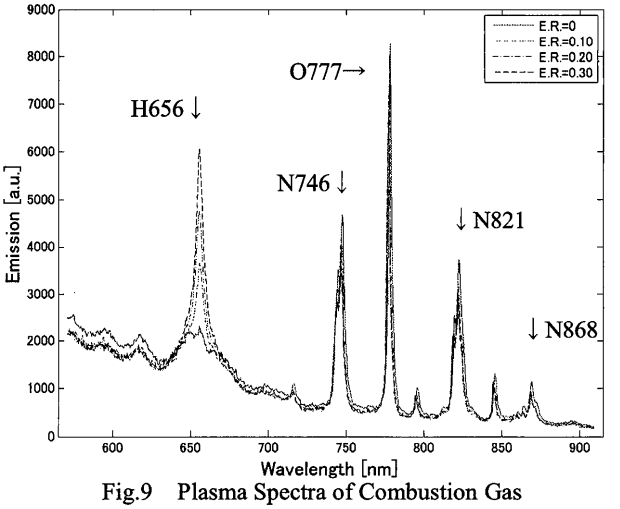


Fig.9 Plasma Spectra of Combustion Gas

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

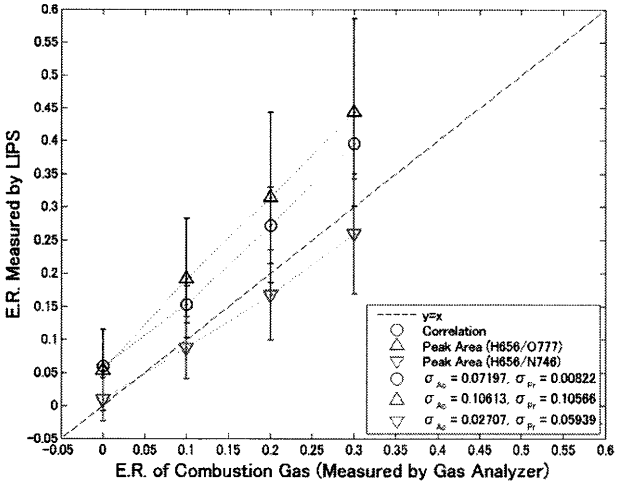


Fig.10　E.R. Estimation Results (Combustion Gas)

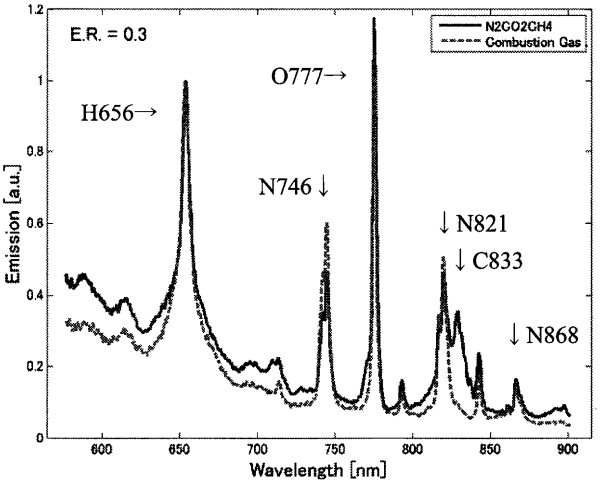


Fig.11　Spectra of Gas Mixture and Combustion Gas

5．考察

Fig.8 の 3 手法によるキャリブレーションガスの結果を比べると，どの場合も単発ではばらつきがあるが，平均値は設定値によく一致していると言える。

また, Fig.10 の燃焼ガスの解析結果の平均値を見ると，相関係数法および H656/O777 のピーク面積比法で当量比がガス分析結果よりも高く，H656/N746 の結果では，低当量比では良い一致を示すものの，当量比の増加に伴って低い方にずれが生じている。この原因として，酸素分子による消光（quenching）の影響が疑われる。高圧条件下ではこの影響がより顕著に現れるため，O_2 が存在する実際の燃焼ガスにおいては，O_2 が存在しないキャリブレーションガス（$N_2CO_2CH_4$）と比べてピークの発光が弱まる。このことがピーク面積比や相関に影響を与え，ガス分析とは異なる当量比が算出されている可能性がある。

ここで，当量比 0.3 のキャリブレーションガスと燃焼ガスの平均スペクトルを, H656 の最大値で正規化したグラフを Fig.11 に示す。（ここで，キャリブレーションガスの C833 のピークが高いのは，混合ガスに含まれる C の割合が実際の当量比よりも過剰なためである。）O777 を見ると, 燃焼ガスのピーク値の方が低いことが分かる。これが前述のプラズマの消光の影響と考えられる。この影響で H656/O777 の面積比が大きくなったため，当量比が高く算出されている。また，相関係数法においてもこれらの高いピークの影響が支配的なことから，同様に当量比が高く算出されたと考えられる。これに対し N746 では，燃焼ガスのピーク値の方が高く，H656/N746 の面積比が小さくなることで，ガス分析よりやや低い当量比が算出されたと考えられる。結果の正確度について Fig.10 の 3 種類を比較すると，H656/N746 のピーク面積比法が最も優れていることが分かる。

上記の結果からは，プラズマの消光の影響を受ける度合いが O，H，N の順に大きいことが推察されるが，その確証を得るには，プラズマの消光や圧力の影響も考慮したシミュレーションや酸素濃度を変化させたキャリブレーション実験など，より詳細な検討が必要である。

6．結論

・高圧の不燃性混合ガスを用いて，LIPS による局所当量比解析手法を構築し，その妥当性を確認した。

・相関係数法は，結果のばらつきを表す標準偏差の平均値 σ_{Pr} が約 0.014 となり，ピーク面積法の約 0.085 と比べて解析の精度が高いことが分かった。

・構築したデータベースと解析手法を燃焼ガスの測定に適用し，LIPS を用いて高圧燃焼ガスの当量比を解析した。3 種類の結果を比較すると，H656/N746 のピーク面積比法が最もガス分析結果に近い当量比を示したものの，全体的にキャリブレーション実験の結果よりも正確度が低くなった。これを是正した，さらに精度の高い解析手法の構築には，プラズマの消光の影響の見積りや補正法が必要であり，今後の研究課題である。

参 考 文 献

1) Zimmer, L., Yoshida, S.: Feasibility of laser-induced plasma spectroscopy for measurements of equivalence ratio in high-pressure conditions, Experiments in Fluids, Volume 52, Issue 4 (2012), pp.891-904.

2) Kramida, A., Ralchenko, Yu., Reader, J., and NIST ASD Team (2012). NIST Atomic Spectra Database (ver. 5.0), [Online]. Available: http://physics.nist.gov/asd. National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg, MD.

3) Sturm, V., Noll, R.: Laser-Induced Breakdown Spectroscopy of Gas Mixtures of Air, CO2, N2, and C3H8 for Simultaneous C, H, O, and N Measurement, Appl. Opt. 42, (2003), pp.6221-6225.

4) Zimmer, L., Tachibana, S.: Laser induced plasma spectroscopy for local equivalence ratio measurements in an oscillating combustion environment, Proceedings of the Combustion Institute, Volume 31, Issue 1, January (2007), pp.737-745.

5) Zimmer, L., Okai, K., Kurosawa, Y.: Combined Laser Induced Ignition and Plasma Spectroscopy: Fundamentals and Application to a Hydrogen-Air Combustor, Spectrochimica Acta Part B Atomic Spectroscopy 62, 12 (2007), pp.1484-1495.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 40 回日本ガスタービン学会定期講演会（釧路）講演論文集，2012.10

【研究報告】 B-19

高圧力比エンジン圧縮機の低回転における特性曲線の改善

天沼　光博，太田　豊彦（ASIRI）

Improvement of compressor P-Q characteristic of high pressure ratio engine at low engine speed

Mitsuhiro Amanuma and Toyohiko Ota(ASIRI)

ABSTRACT

The high pressure compressor design is studied at Compression ratio 19.6. This compressor Configuration is VIGV / 5 axial stages / 1 centrifugal stage. In this paper, we transfer the efficiency in to the maximum point for VIGV on the engine operation line. We report the P-Q characteristic behavior when the angle of VIGV is changed.

1．緒言

近年のターボファンエンジン開発では、燃料消費率の低減や低騒音化を目的として高バイパス比化による推進効率の向上、高圧力比化による熱効率の向上が追及されている。このような背景のもと、我が国では中小型高バイパス、高圧力比エンジンの研究開発が求められている。このようなエンジン開発のキーテクノロジーの一つに多段圧縮機の高性能化がある。

高圧圧縮機の問題点の一つは、低回転時では前段側と後段側とで密度差が小さく、後段側の狭い流路が抵抗となり前段側で流量が流れにくく旋回失速が発生し易いことが挙げられる。その為、低回転時ではサージマージンを確保するのが困難であることが考えられ、設計の初期段階から要求サージマージンを確保すべく設計点および設計点以外のオフデザイン条件で性能検討を行う必要がある。

ASIRI では多段圧縮機の設計技術を確立すべく軸流 5 段、遠心 1 段のコンフィギュレーションに対する圧縮機の試設計を行い VIGV の影響を検討した。

始めにエンジン全体のサイクル計算を実施し高圧圧縮機の圧力比を 19.6 とし、この圧縮比を達成する圧縮機のコンフィギュレーションとして可変入口案内翼（VIGV）/軸流 5 段/遠心 1 段を選定した。遠心圧縮機を最終段に選定した理由は軸流段に比べ段当たりの圧力比を高く出来ることや軸方向にコンパクトな設計が可能な為軽量化につながると判断したことによる。ちなみに現在実用化および研究されている高圧力比エンジンの圧縮機コンフィギュレーションを表 1 に示す。軸流段と遠心段を組み合わせた例は「T-700」[1] エンジンがあるが最近では NASA が 2030～2035 年に実用化を目指して研究開発中の「NASA N+3」[2] がある。

多段圧縮機の性能特性即ち圧力比と質量流量の関係（P-Q 特性）は発表されているが VIGV を組み合わせ作動特性を改善する発表は少ない。本論文では P-Q 特性上でサージマージンを確保しつつ効率のピークを作動線上にシフトすべく VIGV を考慮したときの PQ マップの挙動について報告する。

表 1　高圧力比エンジンの圧縮機
コンフィギュレーションと圧縮比

エンジン名	機関名	推力[kN]	コンフィギュレーション	圧縮比	平均圧縮比／段
E3Eコアエンジン[3]	RR社	53～178	9段軸流	22	1.410
試作エンジン[4]	MTU	44～80	7段軸流	11	1.408
LEAP-X[5]	CFMI	－	8段軸流	16	1.414
GEnx-1B[6]	GE	236～333	ファン/低圧4段/高圧10段	43.5	-
GEnx-2B[6]	GE	296	ファン/低圧3段/高圧10段	44.7	-
NASA N+3	NASA	16.9	軸流3段/遠心1段	－	-
エコエンジン[7]	NEDO	45.4	6段軸流	12	1.513
GE90-115B[8]	GE	513	ファン/低圧4段/高圧9段軸流	43	-
PW-1000G[9]	P&W	110～150	ファン/低圧3段/高圧8段軸流	－	-

2．記号

k：比熱比
R：ガス定数[J/(kg・K)]
π：圧縮比
N：回転数
G：質量流量[kg/s]
G’：修正流量[kg/s]
T：温度[K]

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

P：圧力[kPa]
η ：断熱効率
Cp：定圧比熱[kJ/(kg・K)]
σ ：ソリディティー
V：速度[m/s]
wc：断熱圧縮仕事[J/kg]
Wc：圧縮機必要馬力[kW]
LPC：低圧圧縮機
HPC：高圧圧縮機
CC：燃焼器
VIGV：可変入口案内翼
VSV：可変静翼
Df：Lieblein の拡散係数
Deqx：Lieblein 相当拡散比
Dp：設計点
Sm：サージマージン

添え字

in：入口側
out：出口側
t-t：total to total
max：最大値
m：軸方向成分
θ ：周方向成分
surge：サージポイント
Dpp：部分負荷点
D：設計点

3．エンジン全体システム計算

検討対象とするエンジンは低圧部、高圧部からなる 2 軸をベースとする。主要スペックは全体圧力比 40、ファン流量 150kg/s、バイパス比 10 である。これらを基に算出した各構成要素における圧縮機必要馬力(Wc)とエンジン推力を表 2 に、エンジン全体概略図を図 1 に示す。

表 2 エンジンシステム計算結果

	段数	πt-t	Tout[K]	Wc[kW]	推力[kN]
ファン	1	1.40	322.4	5,157.8	-
LPC軸流	4	1.46	366.0	658.1	-
LPC全体	-	2.04	-	5,815.9	-
HPC軸流	5	5.38	631.8	4,007.9	-
HPC遠心	1	3.64	843.1	3,185.2	-
HPC全体	-	19.60	-	7,193.0	-
圧縮機全体	-	40.06	-	13,008.9	-
HPT	2	6.50	1,255.4	8,874.8	-
LPT	4	5.40	919.1	5,764.6	-
タービン全体	-	35.10	-	14,639.4	-
エンジン全体	-	-	-	-	35.5

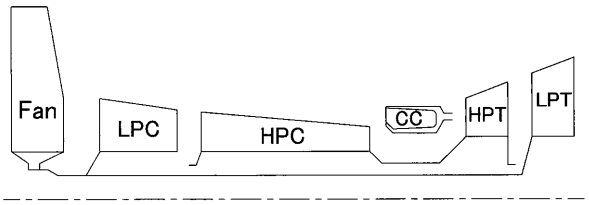


図 1 エンジン全体概略図

4．高圧圧縮機（HPC）設計

4.1 空力設計ソフトについて

高圧圧縮機（HPC）設計は空力設計ソフト“AxSTREAM”[10]を使用した。“AxSTREAM”はファン、圧縮機、タービンなどターボ機械における複合領域の効果的な最適化による設計、流線解析、FEA、CFD を行い最終的な形状は CAD(2D、3D)へ変換が実施可能なツールである。

4.2 圧縮機設計手順

高圧圧縮機（HPC）の設計点条件を表 3 に示す。

表 3 設計点条件

比熱比	k	1.38	-
ガス定数	R	280.9	J/(kg･K)
回転数	N	38,000	rpm.
質量流量	G	15.0	kg/s
《軸流段5段》			
入口圧力	Pin	207.1	kPa
入口温度	Tin	366.0	K
出口圧力	Pout	1,691.7	kPa
《遠心段1段》			
出口圧力	Pout	4,059.9	kPa

① 予備設計

設計点における予備設計の工程であり、与えられた主要諸元から制約条件範囲内で高効率を目的とした設計を実施しフローパスが導かれる。実証エンジンでは以下を制約条件として検討した。

・構成　VIGV/軸流 5 段/遠心 1 段
・軸流段は Mean Line 一定型とする
・軸流段 Tip 周速　580m/s 以下
・軸流 1 段動翼 hub 比　0.5 以上

また、軸流段 10 段とした場合の予備設計も実施したが、軸方向長さが約 1.2 倍となりコンパクトな設計ができないことと、最終段動翼高さが約 10mm と小さくなりチップクリアランスロスが大きくなる可能性がある為、最終段に遠心型を採用した。

② 流線解析

流線解析を実施し速度三角形、圧力分布、温度分布、翼負荷係数等を算出する。それを基に

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

オフデザイン計算プログラムにより PQ マップ作成を実施する。本論文では、流線解析は Mean Line でのみ実施した。また、制約条件として全翼インシデンスアングル=0deg とする。

③ 翼型設計

翼の圧力面と負圧面のマッハ数分布と曲率分布を確認し、3D 翼形状を算出する。

④ 解析(FEA, CFD)

翼型については FEA（Finite Element Analysis）として強度解析、固有振動数解析をし、また CFD（Computational Fluid Dynamics）を実施し翼周辺流れ状況を確認する。

4.3 設計結果

4.2 項の①、②にて検討した結果の主要な仕様を表 4 に、流路形状を図 3 に示す。また、設計点における軸流段動翼静翼の翼負荷係数を図 4 に示す。翼負荷係数は Lieblein の拡散係数（1）式と Lieblein 相当拡散比（2）式を採用した。

$$Df = (1-\frac{V_{out}}{V_{in}}) + \frac{\Delta V_\theta}{2\sigma V_{in}} \qquad (1)$$

$$Deqx = \left(\frac{V_{\max}}{V_{in}}\right) \times \frac{V_{in}}{V_{out}} \qquad (2)$$

表 4 HPC 設計結果《主要スペック》

圧縮比(πt-t)	軸流段	5.32	-
	遠心段	3.68	
必要馬力(Wc)	軸流段	3845.3	kW
	遠心段	5414.9	
効率(ηt-t)	0.78		-
HPC出口全温(Tout)	994.6		K
HPC出口全圧(Pout)	4059.6		kPa
軸流段 平均径	φ213.6		mm
軸流段 1段動翼ハブ比	0.55		-

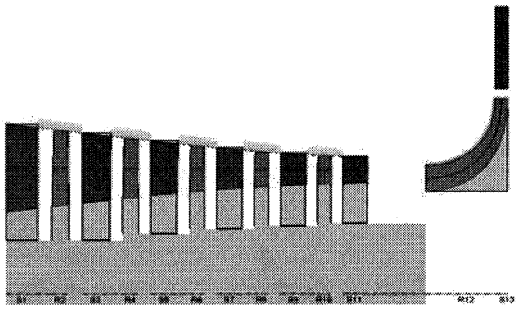


図 3 HPC 設計結果《フローパッセージ》

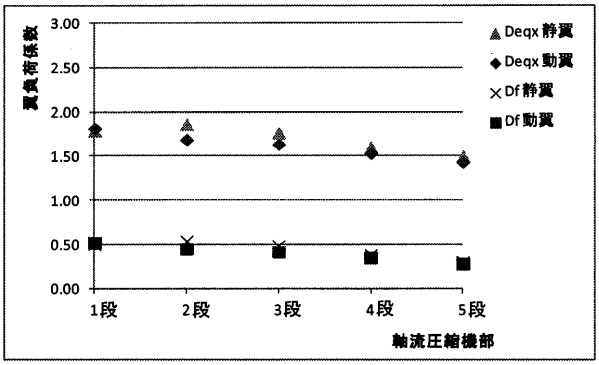


図 4 HPC 設計結果《翼負荷係数》

5．オフデザイン性能計算

HPC 全体としてのオフデザイン性能計算を実施した結果の圧縮機特性を図 5、図 6 に示す。設計点 Dp より低回転数での運転になると圧力比が低下するため、前段側と後段側で体積流量の比率が変化し（後段側の体積流量は大きくなる）、前段側では小流量側での作動状態となるが、後段側は逆に大流量相当での運転になり翼の迎え角は減少して負になる。そのことにより後段側の圧力面で失速が発生するとすみやかに全周失速となり大きな流動抵抗になり前段側の流量は減少する。あるいは翼の失速が発生する前に、後段側の狭い環状流路（スロート）が音速に達しそれ以上流量は増加しなくなる（チョーキング）場合がある。即ち、前段側に十分に流量が流れ込まないため、前段側は流量が減少し迎え角が増加して旋回失速が発生し易い状態になる。サージの判断は回転数一定時に小流量側で運転すると翼負圧面で旋回失速し翼負荷が大きくなり計算上収束しない点とした。VIGV 角度 0deg の 50、80、90、100%回転での PQ マップを図 5 に、そのときの効率 η t-t と修正流量 G'の関係図を図 6 に示す。

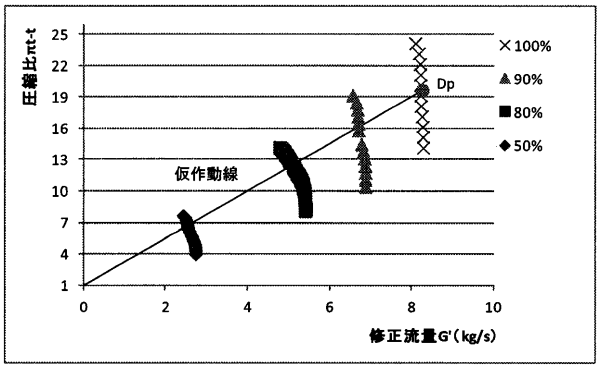


図 5 PQ マップ（VIGV 角度 0deg）

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

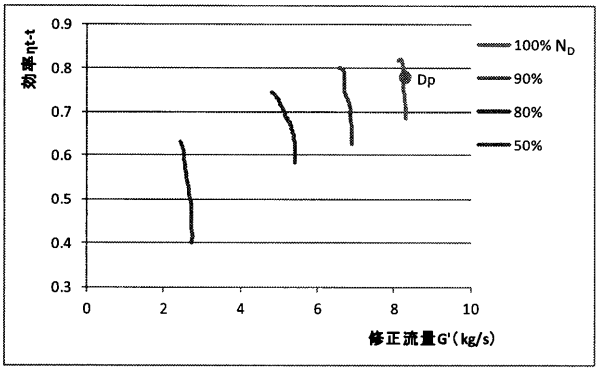


図 6 効率 η t-t と質量流量の関係(VIGV 角度 0deg)

図 5 より、エンジン作動線を原点から設計点 Dp の直線と仮定した場合、VIGV 角度が 0deg でも作動線は特性曲線上に存在し運転できそうであることがわかる。しかし、各回転数で目標サージマージンを確保することと、作動線上へ効率のピークをシフトすることが必要である。多段圧縮機では回転数一定で小流量側で運転する時、前段側ほどサージが発生する可能性が高い運転になるので VIGV の効果は大きいと思われる。その為、VIGV 角度を変更したときの特性曲線の変化を 80%回転で調べた。その結果を図 7 に、同じく効率 η t-t と修正流量 G'の関係図を図 8 に示した。変更角度の定義については図 9 に示した。

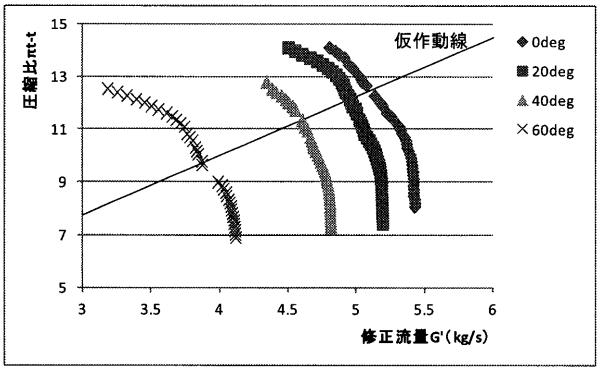


図 7 80%回転での PQ マップ (VIGV 0～60deg)

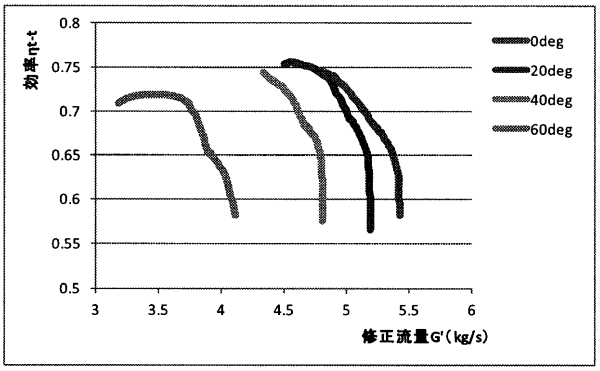


図 8 80%回転での効率 η t-t と質量流量の関係 (VIGV 0～60deg)

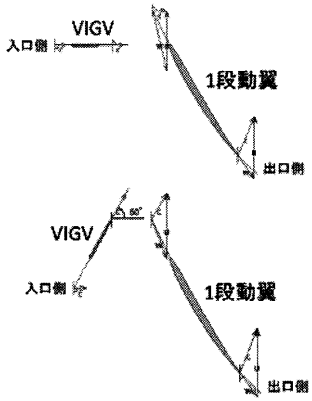


図 9 VIGV 変更角度定義 (例 0deg と 60deg)

図 7 より、VIGV 角度を大きくすると特性曲線は小流量側にシフトすることがわかる。これを基に VIGV 角度を変更した時の部分負荷点 (仮作動線と特性曲線の交点) におけるサージマージン Sm (3) 式と効率 η t-t を図 10 に示す。この結果より、最も効率 η t-t が高くサージマージン Sm が約 15%である 20deg がベストであると判断できる。

$$Sm = \frac{\pi_{surge} - \pi_{Dpp}}{\pi_{surge} - 1} \qquad (3)$$

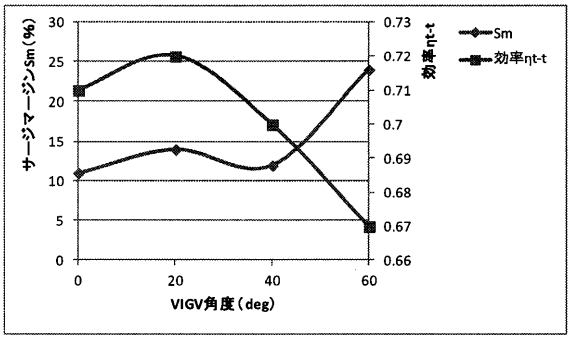


図 10 VIGV 角度とサージマージン Sm、効率 η t-t の関係 (80%回転)

また、VIGV 角度を変更した時の部分負荷点での Lieblein の拡散係数 Df の比較を実施した。動翼については図 11 に、静翼については図 12 に示した。

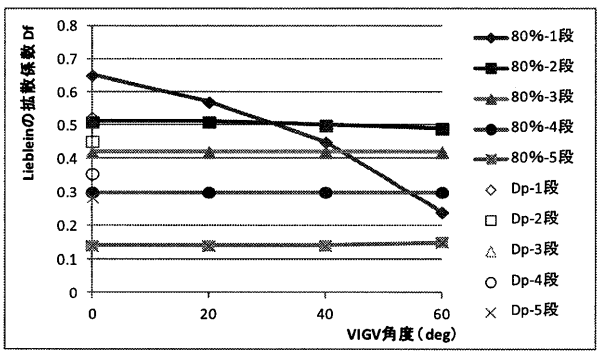


図 11 部分負荷点における VIGV 角度と動翼の Lieblein の拡散係数 Df の関係

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

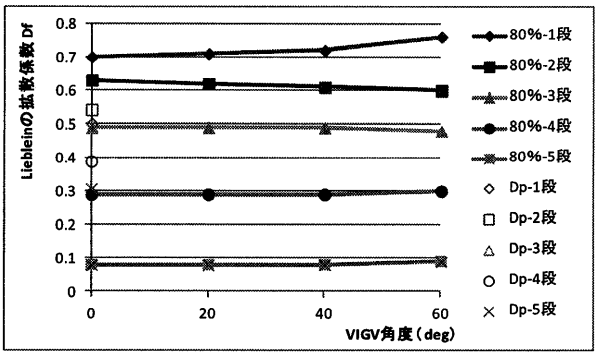


図 12 部分負荷点における VIGV 角度と静翼の Lieblein の拡散係数 Df の関係

図 11 と図 12 において、設計点 Dp での liablein の拡散係数 Df も示してある。80%回転の部分負荷点の Df を設計点 Dp の Df と比較すると、動翼、静翼共に 1、2 段では Df が増加し、4、5 段では減少する（3 段はほぼ変化なし）。これは、設計点 Dp より低回転数になると圧力比が低下する為、前段側と後段側の体積流量の比率が変化し翼負荷係数の変化も前段側と後段側とでは異なる結果になると考えられる。即ち、前段側は小流量側相当での作動状態となり負荷係数は増加し、後段側は大流量側相当での作動状態となり負荷係数は減少する為である。

図 11 より、80%回転で VIGV 角度を 20、40、60deg と変更した時、Lieblein の拡散係数 Df が減少するのは軸流 1 段動翼のみであり、20deg で約 12%、40deg で約 31%、60deg で約 63%減少した。図 12 より 1、2 段静翼の liablein の拡散係数 Df が 0.6～0.8 である為 1、2 段は VSV を採用すべきと考える。また、2 段以降の動翼とすべての静翼は VIGV 角度を変更することによる拡散係数への影響は小さかった。

6．結言

HPC 圧力比 π=19.6、構成を VIGV/軸流 5 段/遠心 1 段として流路設計、流線解析を実施し圧縮機特性を算出した。さらに 80%回転において VIGV 角度を変更することによる圧縮機特性の変化を算出した。その結果、本圧縮機において以下の知見を得た。

- 仮のエンジン作動線を原点から設計点 Dp の直線とした場合、50%回転以上においては圧縮機特性曲線上を通過して、サージング域には入らない結果となった
- 80%回転ではサージマージン Sm と効率 η t-t の関係から VIGV 角度 20deg がベストであった
- VIGV 角度を変更することによる拡散係数の影響は 1 段動翼にのみ有効であり、他の動静翼への影響は小さかった
- 軸流 1、2 段静翼の Lieblein の拡散係数 Df は 0.6～0.8 であり、VSV を採用すべきと考える

これらの知見が高圧縮比を達成する上で軸流段/遠心段の構成とする場合の一つの指標となると考える。

今後、高圧タービンのオフデザイン性能を確認し作動線を決定後、サージマージンの確保と効率のピークを作動線へシフトすべく VIGV の角度を、また、要すれば VSV の最終的な角度選定を検討していきたい。

参考文献

1) Robert C. Hendricks, et al, "Relative Performance Comparison Between Baseline Labyrinth and Dual-Brush Compressor Discharge Seals in a T-700 Engine Test", NASA Technical Memorandum 106360
2) Martin M. D'Angelo, et al, "N+3 Small Commercial Efficient and Quiet Transportation for Year 2030-2035", NASA/CR-2010-216691
3) Holger Klinger, et al, "The Engine 3E Core Engine", GT2008-50679
4) Dr. W. Waschka, et al, "ATFI-HDV : Design of a new 7 stage innovative compressor for 10-18klbf thrust", ISABE-2005-1266
5) Aviation Week, 2009 年 3 月 9 日, P36～38
6) 藤村哲司、西川秀次、守屋信彦、今村満勇, "GEnx エンジンの開発", IHI 技報 Vol.48 No.3 (2008-9)
7) 山脇栄道、藤村哲司、山本政彦, "エコエンジンプロジェクト研究総括", IHI 技報 Vol.47 No.3 (2007-9)
8) 堀部恭平、川平浩司、酒井淳、榊純一, "GE90-115B エンジンの開発", 石川島播磨技報 Vol.43 No.5 (2003-9)
9) Pratt&Whitney 社ホームページ, http://www.purepowerengine.com/
10) SoftinWay 社ホームページ, http://www.softinway.com/

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 40 回日本ガスタービン学会定期講演会（釧路）講演論文集，2012.10

【研究報告】

B-20

実機エンジンを用いた ジェット騒音低減デバイスの推力・騒音評価

田中　望，　大石　勉（ＩＨＩ）
石井　達哉，　生沼　秀司（ＪＡＸＡ）

Thrust and Noise Estimation of a Jet Noise Reduction Device By the Pure Jet Engine Test

*Nozomi TANAKA, Tsutomu OISHI (IHI)
Tatsuya ISHII, Hideshi OINUMA (JAXA)

ABSTRACT

The notched nozzle which has been developed by IHI Corporation aim was to achieve jet noise reduction without a penalty of thrust loss in comparison with conventional aircraft engine. One concept of a conventional noise mitigation device involves mixing enhancements in the shear layer between high velocity jet and external flow, but this sometimes produces high frequency self-noise. Moreover it will result in a penalty in terms of thrust loss, additional weight and extra manufacturing cost. The notched nozzle has been developed by rig-scale test and CFD in order to figure out the appropriate geometry that will suppress the jet noise for all radiation angles without increasing of thrust penalty. This paper shows that the far field noise test on the thrust stand was conducted by the 8.5kN pure jet engine demonstrator in the ground test with the notched and convergent nozzle under the corporation project between JAXA and IHI. The test condition was set in the NPR: Nozzle Pressure Ratio that adjusted to the noise test condition for the exit Mach number 0.7, 0.73, 0.78, 0.80 and in the same instance, engine thrust was measured. According to the test result, 1.9 dB noise reductions on OASPL together with 0.9 % increasing thrust coefficient could be measured.

Key words: Jet Engine, Jet Noise, Mixing Devices

１．近年のジェット騒音低減技術について

近年、航空機のエンジン騒音問題から排気ノズルの出口形状をギザギザにしてジェットの混合を促進させる“シェブロンノズル”[(1),(2),(3)]が用いられるようになった。このデバイスはジェット下流の音をよく落とすことで知られており，実際に小型クラス民間航空機用エンジンのコアダクトや中型クラスのバイパスダクト・コアダクトに用いられている。しかし，巡航時の推力損失や低周波音と高周波音のトレードオフの課題は未だ残されている。

また，ジェット騒音を低減させるためのアイデアとして“マイクロジェット噴射”という技術もある。これは圧縮機やファンより抽気した空気を小径のパイプから主ジェットに向かって噴き，せん断層を歪曲させ，ジェット騒音を低減させる技術である。このマイクロジェット噴射に関しては国内外で様々な研究がなされており，Watanabe[(4)]らは超音速矩形ノズルに対して，Castelain[(5)]は亜音速単純円環ノズルに対して周方向にたくさんの配管を這わせ，パラメータスタディを行った。

本研究では，これまでに様々な形態で研究を行ってきた低騒音化デバイス“ノッチノズル”を提案する。ノッチノズルは騒音源となる主ノズル径に対し３～６％程の三角形の切り欠きを周方向に十数点配置した形状となっており，シェブロンと比較して非常にシンプルな構造となっている。

１．２　ノッチノズルの特徴

ノッチノズルはジェット騒音低減デバイスとしてＩＨＩが開発した小型三角錐形状の突起をノズル壁面に散りばめて配置したノズルのことで、非常にシンプルかつ効果的にジェット騒音を落とすことができるジェット騒音低減デバイスとして、近年はエコエンジンプロジェクト・IHI-JAXA 共同研究の枠組みの中で開発を行ってきた[(6),(7),(8),(9)]。ノッチと呼ばれる小スケール三角錐形状のデバイスは、図１に示すようにノズル内壁を半径方向に突き出し、その頂点とノズル内壁をつなぐ稜線のな

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

す角度によって定義される。また、外郭はノズル肉厚を変化させないため、ノズル内部同様に三角錐でえぐられたような形状になっている。このノッチを半径方向に等間隔配置（軸対象ノズルに対して設計した場合）した。

また、このノッチは三角錐形状であることでデバイスが流れに存在する際に生ずる圧力抵抗を極小にし、なおかつ半径方向のせん断層に湾曲をもたらすことができる。この半径方向のせん断層に与える効果的な湾曲についてはシミュレーションを用いて乱流統計量を比較したが、図２に示すように時間平均的なジェットと外部流で形成されたせん断層の形状がまるで花弁のように半径方向に凹凸する形状を著者らはせん断層が効果的に湾曲している[8]と説明している。

１．３　効果的なジェット騒音の低減

“効果的”とはジェット騒音の音源レベルをただ下げるということではなく、様々なトレードオフを加味したうえで適切な騒音低減をもたらすような効果を指し、関係する項目を以下に示す。

１．外部流との混合促進により出口速度を下げる
２．ジェットと外部流とのせん断力を緩慢にし、レイノルズ応力の急激な増加を抑制する
３．ジェット騒音を下げるために混合を促進したことによる付加騒音の増加

１はジェット騒音となる音源がジェット速度の８乗に比例するため、つまりは排気直後で混合しきってしまうような強い混合促進デバイスを設置するという結論に帰着する。もちろんこれは現実には推力損失という形で騒音低減効果にトレードすることになる。また、２はジェットと外部流により形成されるせん断層を音源として認識し、せん断層内部のレイノルズ応力が音源項に密接である[10]ことから、急激に流れを混合するのではなく徐々に混ぜていくことで音を下げるというアイデアである。このやり方の欠点は積極的な混合を是としないために、騒音低減効果そのものは小さいことである。しかし、適切にせん断層をコントロールすることで全放射角度にわたって少しずつではあるが、まんべんなく音を下げることも可能である。次に３は１、２どちらにおいても発生する厄介な副産物であり、ジェット騒音低減技術開発において必ず手を当てなければならない問題である。基本的には混合とは大スケールの渦を小スケール化する運動を伴う。それは音で考えると低周波騒音が高周波騒音へシフトすることを意味する。注意すべきは高周波騒音が騒音計測機材の限界やリグスケールの限界などで計測できないと、あたかも低周波騒音が消失したかのような結果が得られることである。つまり、混合を行う際に起きるこの副産物を加味してでもなお余りある騒音低減効果があるようにしなければならない。　これらの項目を加味した騒音低減効果を実現しつつ、推力損失をできるだけ抑えることがジェット騒音低減デバイス開発の難しさであり、ノッチノズルはこうした条件を満たすように設計改良が進められてきた。

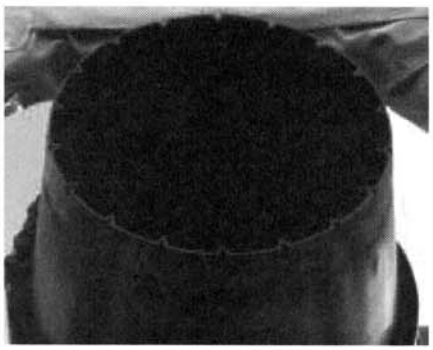


図１．ノッチノズル

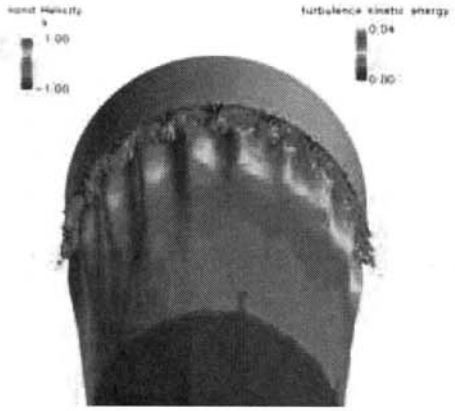


図２．せん断層湾曲の様子
LES 時間平均結果[6],[8]

1.3 研究開発の経緯

ノッチノズルの開発に関しては以下の手順が踏まれてきた。

・空気源とノズル供試体を用いたパラメトリックスタディ・騒音計測[6]

出口直径５０ｍｍ程度のノズル供試体に対して、開発初期の段階ではノッチの半径方向への入れ込み量が大きく、直径の６～８％で、周方向配置数も６～１２個程度だった。

・ピュアジェットエンジンを用いた実機エンジン騒音・推力計測[11],[12]

262mm 出口直径のＪＡＸＡ所有の騒音計測用エ

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

ンジンに対して上記のノッチノズル（当時の大スケールのものはnotchM-5と呼称）を適用した。回転数を制御し、各ノズル圧力比（以下：ＮＰＲ）で試験条件を設定し騒音計測を実施された。結果として、ジェット放射下流側騒音を低減することができたが、エンジン側方における付加騒音、特に高周波騒音が増大してしまった。

・ノッチノズルの改良設計[8),(12)]

上記の試験結果を受けて、エンジン側方での付加騒音の発生とジェット下流での騒音低減効果、リグから実機へのスケール効果、騒音評価点での補正などを加味した形でノッチのコンセプトを積極的混合からせん断層コントロールへとシフトさせた結果、形状・数量を再調整した。ノッチの変形方向への入れ込み量も３％まで減少、その代わりにノッチの個数は１８まで増やしたこの改良型ノッチを18-notch又はfiner notchと呼称し、シェブロンノズルやマイクロジェットと比較した。（本論文で述べるノッチノズルはこのタイプとする）この試験の結果、ノッチのは高周波騒音の増加を抑制しつつ、ほぼ全ての方位角にわたってOASPLで約1dBの騒音低減効果を有することが分かった。

・マイクロガスタービンを用いた騒音・推力計測[9)]

小型マイクロガスタービンエンジンを使用し、推力・騒音の同時計測を実施した。ここでは上記で利用したノッチ(18-notch)とシェブロンノズル、コニカルノズルらをホットジェット条件下で試験し、コールドジェットで行ったデータと比較考察した。コールドジェット同様にノッチノズルは騒音を下げる事ができたが、ノッチノズルの方が絞り側に作動し、同じ作動点での評価が難しくなったため、試験点を数点振ることで補間したデータからの相対差を評価した。また、推力計測によるとノッチノズルはコニカルノズルよりも速度係数（推力係数）が約1%高くなることが分かった。

上記の過程を経てノッチノズルはリグ試験レベルでは騒音・推力ともにシェブロンなどに代表される従来のジェット騒音低減デバイスに比べて有利であることがわかってきた。だがこの知見が実機エンジンにおいても同様に得られるかどうかを評価するため、２０１１年１０月に秋田県能代市能代多目的試験場にてＪＡＸＡとの共同研究で実施したエンジン試験についてノッチノズルとコニカルノズルの空力性能について述べた本論文と騒音試験結果にフォーカスした石井らの報告[13)]の２編構成で議論する。

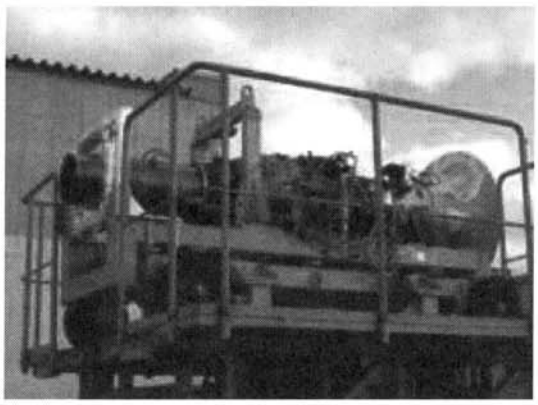


図３　供試エンジン外観

表１．試験条件

NPR	1.377	1.436	1.500	1.536
Exit Mach	0.70	0.73	0.78	0.80
Target Rating (%)	75	80	82.5	85

2.エンジン試験仕様

2.1 試験仕様

図３にエンジン試験を実施した際のエンジン架台の外観を示す。エンジンは地上3m位置に設置され、推力架台は油圧ジャッキによる押し出し変化量で荷重校正されている。エンジンを中心にマイクロフォンはファン側・ジェット側に配置され、ウェザーリポート（天候モニタリング装置）はエンジンから32m離れた位置に設置された。試験条件はレーティング（エンジン回転数）により決定され、表１に示す条件で実施された。主要計測項目としては入口全圧・全温レーク、出口全圧・全温レークを基本として、出口全圧レークは半径方向に６点、またケーシング側には静圧孔を周方向に４ヵ所ずつ設けている。試験結果を評価する上でタービン出口圧力、温度をノズル上流圧力・温度として定義し、流量は半径方向に得られた圧力値・全温を基に算出した。

供試エンジンにはJAXAの所有する騒音評価用エンジンを使用し、推力・騒音計測を実施した。最大推力はおよそ8.5kNで２段コンプレッサ（軸流１段＋遠心１段）、アニュラ型燃焼器、１段タービンに対し、上流にはベルマウス・入口ダクト、下流には直管テールパイプ・ノズル供試体が取り付けられた。この直管テールパイプには計測レークや静圧タップが設けられ、ノズル入口全圧・全温などの情報が得られる仕様となっている。また試験前に0～9.8kNにおける静荷重較正を油圧ジャッキにより実施し、±0.1%以下の誤差で再現性が確認されている。本試験での推力計測範囲は0~5kN

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

である。エンジンは静定時 NPR が±0.04 以内で試験が実施されている。試験時の天候状態は風向計にて風速 3m/s 以内で、大気温度変化も 1 ℃以内だった。

2.2 ノズル供試体（コニカル・ノッチノズル）

コニカルノズルは過去の試験で使用された直径の 262.1mm、絞り角 7°のものを使用し、長さ 540mm の直管テールパイプに接続される。ノッチノズルはノッチが流路内に入り込んでいる部分が形成するブロッケージを考慮し、有効面積が一致するように設計している。空気源を用いた場合の試験と異なり、実機では出口有効エリアが変化すると出口圧力が変わり、作動が変化してしまう。例えば有効面積の小さいノズルを取り付けた場合はブロッケージによりエンジンは絞り側に作動することになり、この場合、同じ NPR 条件でもタービン出口温度はコニカルノズルに比して高くなり、回転数は低くなる。

2.3 空力・推力計測

ノズル圧力比は大気圧 Ps_{amb} とノズル入口全圧 Pt_{nzl_i} の比で定義される。

$$Nozzle\ Pressure\ Ratio:\ NPR = \frac{Pt_{nzl_i}}{Ps_{amb}} \tag{1}$$

また適正膨張を仮定した際のノズル出口マッハ数 M_{nzl_e} は NPR と比熱比 γ で示される。理論流量 m_i はノズル出口マッハ数とノズル入口全圧 Pt_{nzl_i} 全温 Tt_{nzl_i}、更にノズル出口面積 A_{nzl_e} により以下の式で示される。

$$M_{nzl_e} = \sqrt{\frac{2}{\gamma-1}\left\{(NPR)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1\right\}} \tag{2}$$

$$m_i = A_{nzl_e}\sqrt{\frac{\gamma}{R}}\frac{Pt_{nzl_i}}{\sqrt{Tt_{nzl_i}}}M_{nzl_e}\left(1+\frac{\gamma-1}{2}{M_{nzl_e}}^2\right)^{-\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \tag{3}$$

流量係数は(3)で求めた理論流量と計測流量$\dot{m}$との比で示される無次元量で Cd を用いて定義される。

$$Cd = \frac{\dot{m}}{m_i} \tag{4}$$

また、ノズル入口全温度 Tt_{nzl_i} と出口マッハ数によりノズル出口静温 Ts_{nzl_e} を求め、そこから適正膨張を仮定した際の理論速度 V_{nzl_e} を求める。この V_{nzl_e} と計測流量$\dot{m}$を用いて、推力計測値$\dot{F}$を無次元化したものを速度係数（推力係数）といい、排気ノズル空力性能を示す指標となっている。一般的に Cv は主に NPR に相当させて設計が実施され、設計点において Cv が最大となるようにノズル形状が決定される。

$$Ts_{nzl_e} = {Tt_{nzl_i}}\Big/{1+\frac{\gamma-1}{2}{M_{nzl_e}}^2} \tag{5}$$

$$v_{nzl_e} = \sqrt{(\gamma R Ts_{nzl_e})}M_{nzl_e} \tag{6}$$

$$Cv = \frac{\dot{F}}{\dot{m}v_{nzle_e}} \tag{7}$$

本論文において述べる、推力損失は(7)で示される速度係数の差として議論されるものである。

3.試験結果

3.1 騒音計測

遠方場マイクロフォンは騒音評価時間は 30 秒とし、1/4 コンデンサ型マイクロフォンをノズル出口位置から 18m 円弧上に設置した。側方 90° からジェット側 15° まで、一部指向性ピーク位置を除いてほぼ等間隔にマイクロフォンを設置し、エンジン騒音放射分布を取得した。Over All Sound Pressure Level :OASPL におけるノッチノズルの騒音低減は平均的に 1dB 程度、ピークでは 1.9dB の低減効果が得られており、リグ試験で想定した騒音低減効果（側方からジェット下流にわたって平均 1dB）は十分に得ることができた。騒音計測に関する詳細は石井らがまとめた報告[13]に示す。

図４に示す出口条件 NPR=1.436 における騒音指向性の分布をみると、一般的なジェットの指向性ピーク位置が約 20～40deg(ジェット下流)であるのに対し、そこで騒音低減効果が得られており、なおかつ付加騒音が検出されやすい 60～90deg においても騒音が低減されていることが確認された。一般的に飛行効果・感覚騒音補正を行うに当たって重要とされるエンジン側方の音が十分に落ちていたことから図５に示す Perceived Noise Level :PNL 評価においてもノッチノズルは全ての方位角で優位であることがわかる。

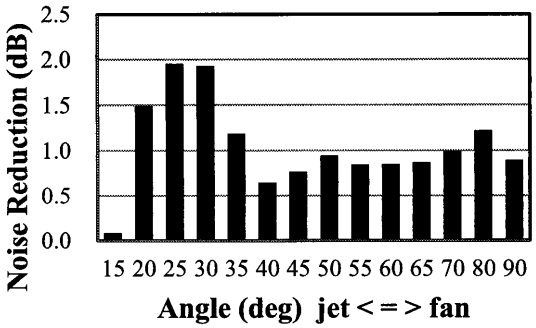


図４　コニカルノズルと比較した際の騒音低減効果(OASPL)
NPR=1.436, Farfield

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

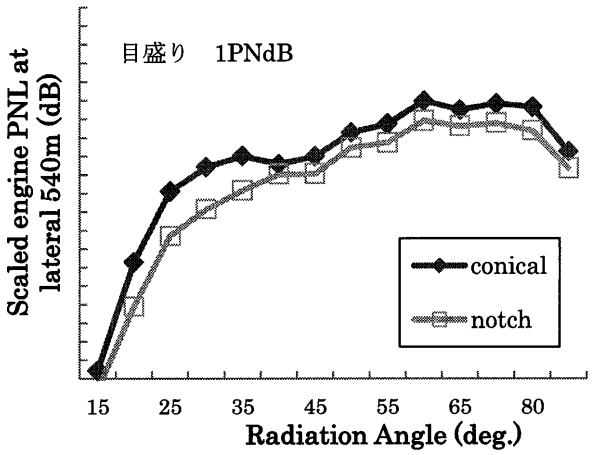


図５　感覚騒音レベル比較(PNLdB)
NPR=1.436, Farfield

3.2 推力・空力計測結果

推力・空力計測結果を以下に示す。試験結果はそれぞれ 1 山ずつ 3 回に分けて実施した計測値を平均せずにそのままプロットしてある。まず、図６にはコニカルノズル、ノッチノズルにおけるレーティングの違いが示されており、横軸のＮＰＲは両者のノズルで一致しているが、レーティングを見るとノッチノズルは 0.4%絞り側に作動している。これはノッチノズルにより生じるブロッケージにより、背圧が高くなることでエンジン絞り側に作動し、回転数が減少したと考えられる。しかし過去のリグ試験ではレーティングのずれが２～３％あったこと[12]から考えると大幅に改善することができた。

図７には修正回転数における修正推力の比較を示す。コニカルノズルとノッチノズルはそれぞれ計測ごとのばらつきが小さく、比較を実施する上での有意差が生じていることがわかる。図７に示す修正回転数はわずかにノッチノズルの方が絞り側作動のため低いが、修正推力値はわずかに減少しているように見えるものの、これは図６で述べたように 0.4%のわずかな絞り作動のためエンジン流量が減少したために推力が減少したと考えられる。

3.3 流量係数・速度係数評価

上記の評価を無次元で比較したのが図８に示す流量係数 Cd である。ノッチノズルはコニカルノズルより Cd が低く、相対差は NPR に依存せずほぼ一定となっている。図９に示す推力係数 Cv においてノッチノズルは 0.9%程度コニカルノズルよりも高くなった。推力係数は式(7)に示すように分母に実流量を与えるため、作動の違いによる流量差を除外して考えることができる。この結果はノッチノズルの出口速度がコニカルノズルよりもわずかに高く、出口部における混合が緩やかであることがコニカルノズルよりも推力損失を減少させる効果があることを示唆している。図１０に示す石井らの報告によると、ノッチノズルはコニカルノズルよりも出口ノズル近傍の変動（音圧分布）が縮小していることが観察[14]されていることから、ジェット下流の非定常的な流体現象（フラッピング）が騒音だけではなくノズル性能にも影響する可能性が高いことを示している。今回の試験では上記の非定常流体現象がノズル性能に与える影響について言及することはできないが、今後の試験・シミュレーションを実施するうえで重要な課題になることがわかった。

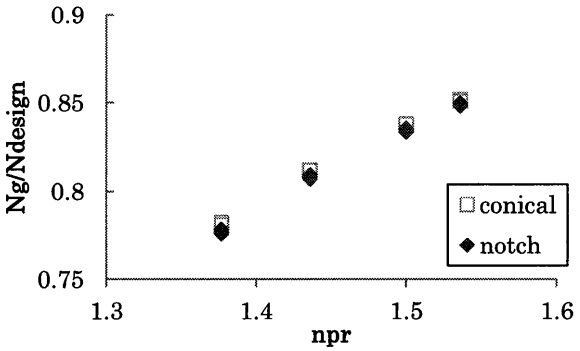


図６　NPR に対するレーティングの違い

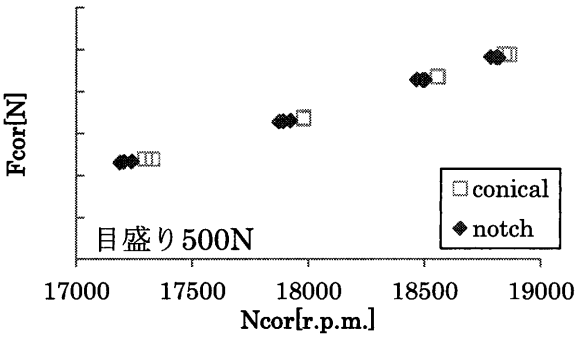


図７　修正回転数 N_{cor}-修正推力 F_{cor} 比較

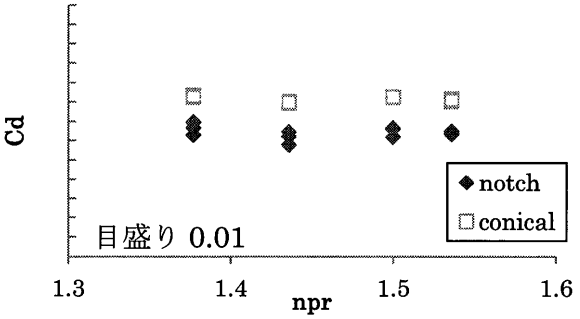


図８　NPR に対する流量係数比較

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.204, 2025/07/04.

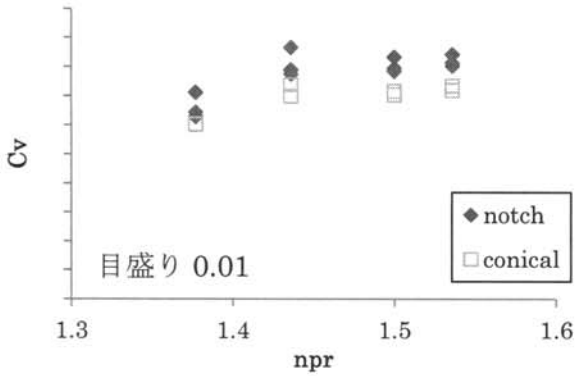


図９　NPR に対する推力係数比較

4.結言

IHI-JAXA 共同研究において騒音試験用エンジンを使用した屋外騒音・推力計測試験を実施し、以下の知見を得た。

・ノッチノズルはリグ試験と同様に OASPLd で 1～2dB の騒音低減が確認された

・ノッチはコニカルノズルに比べて Cv が 0.9%程高くなったが。Cd は 1.4%下がった

上記の結果よりノッチノズルは低推力損失にてジェット騒音の低減を実現できたが、Cv がコニカルノズルを 1%も上回るような結果については今後も調査していく。

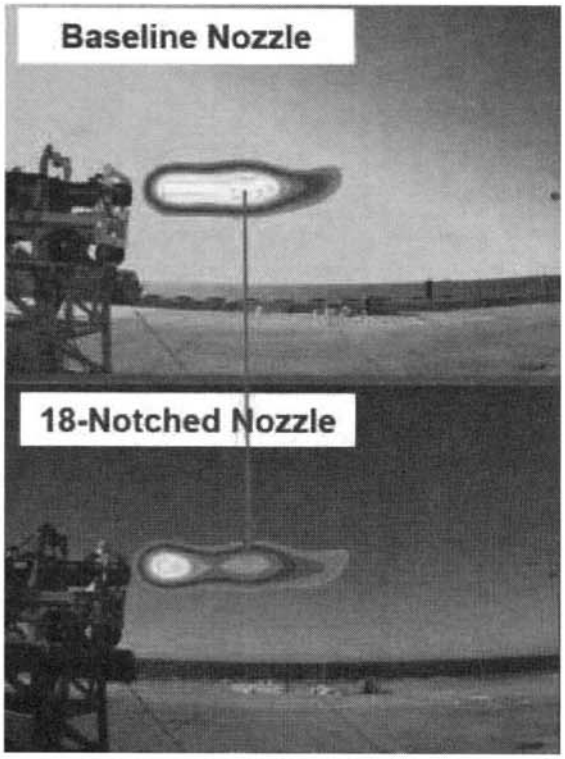


図１０　800Hz band における音源マップ結果 JAXA-B&K 共同研究より[14]

謝辞

最後に、本研究の一部（ノッチノズル開発）は、経済産業省の航空機・宇宙産業イノベーションプログラムの一環として独立行政法人新エネルギー・産業総合開発機構（NEDO）からの助成（エコエンジン）を受けたものであり、また当該計測試験は IHI/JAXA 共同研究に於いて、実施されたことを付記する。

参考文献

1) M.B.Alkislar,"Aeroacoustics of a Mach 0.9 Jet with Chevron-Microjet Combination", AIAA2008-3041
2) B.Callender, "NearFiled Investigation of Chevron Nozzle Mechanisms", AIAA 2003-3210
3) J.Bridges, Clifford.A.Brown, "Parametric testing of Chevron on Single flow Flow Hot Jets", AIAA 2004-2824
4) R.Okada,T.Watanabe etc., Influence of Micro-jet Condition on Characteristics of Supersonic Jet Noise and Flow Field, GT2012-68821, ASME Turbo EXPO
5) T.Castelain etc., Effect of Microjet on a high-subsonic jet Parametric study of far-field noise reduction, AIAA 2006-2705
6) Y.Ooba, K.Ogawara, T.Oishi., et al., "Low Noise Research and Development In Japanese Environmentally Compatible Engine for Small Aircraft Project", ISABE2007-1123
7) T. Oishi, "Jet Noise Reduction by notched nozzle on Japanese ECO-Engine project", AIAA/CEAS aeroacoustics conf., 9th, June, 2010
8) N.Tanaka, et.al, "EXPERIMENTAL AND COMPUTATIONAL APPROACH FOR JET NOISE MITIGATION BY MIXING CONTROL DEVICES", GT2011-45200, ASME TurboEXPO
9) T.Ishii, N.Tanaka, et.al, "HOT-JET NOISE TEST OF A REVISED NOTCHED NOZZLE", GT2012-69507, ASME Turbo EXPO
10) 田中望,榎本俊治他, Large Eddy Simulation を用いたジェット騒音低減デバイスの評価, 第38回日本ガスタービン学会定期公演会（徳島）、講演論文集,2010
11) 石井達哉、生沼秀司他, ジェットエンジンの屋外騒音試験, 日本機械学会 2009 年度年次大会, JSME-2009-MECJ09
12) T.Ishii, N.Tanaka etal, "Experimental Study On a Notched Nozzle For Jet Noise Reduction", GT2011-46244, ASME TurboEXPO
13) 石井達哉 他, ノッチノズルのエンジン騒音試験,日本ガスタービン学会定期公演会（釧路）,2012
14) T.Ishii, N.Tanaka, T.Ishii, etal, Outdoor Noise Test of Revised Notched Nozzle, IN-2012-Nr706

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 40 回日本ガスタービン学会定期講演会（釧路）講演論文集，2012.10

【研究報告】 B-21

ノッチノズルのエンジン騒音試験

*石井 達哉（JAXA），田中 望（IHI），大石 勉（IHI）

Engine Noise Test of Notched Nozzle

*Tatsuya ISHII (JAXA), Nozomi TANAKA (IHI) and Tsutomu OISHI (IHI)

ABSTRACT

This paper describes the noise test of a notched nozzle using a demonstrator engine in outdoor environment. The notch, a tiny dent formed at the nozzle lip, is expected to suppress both jet mixing noise and thrust loss due to the mixing enhancement. Authors have continued research and development on this mixing device through experimental and computational approaches. As a result, a revised version of the notched nozzle, 18-notch, was proposed and tested in the model tests under cold and hot conditions. An experimental validation with the larger-scale 18-notched nozzle was then conducted using a turbo-jet engine. This paper outlines the noise test setup with this engine and the test results. The newly proposed notched nozzle showed the improvement in noise radiation characteristics and provided a potential reduction in effective perceived noise level as much as 1 dB compared to the baseline conical nozzle.

Key words: Notch, Jet Engine, Jet Mixing Noise, Noise Test, Effective Perceived Noise Level

1．はじめに

ジェット混合騒音は、航空エンジンの主要な騒音の一つであり、その低減には高速排気と周囲空気とのせん断を制御することが鍵となる。ノズル端部の傾斜切り込み形状（通称、Chevron）は、縦渦対を励起して混合を促進して下流側の大規模構造渦の放出を抑制し、結果的に遠方場の混合騒音を軽減する[1]。Chevron よりも簡易形状で、同等の音響的及び空力的性能を期待するデバイスとして、ノッチ（Notch）の概念が提案された[2]。

本研究で扱うノッチは、ノズル端部の切り込みではなく内側への窪みを意味する（Fig.1 参照）。ノズル背面から見て三角形類似のブロッケージが、ノズルに沿って末広型の導入路が形成される。ノッチの窪みには、縦渦励起による微小擾乱をせん断層に送出する効果が見込まれる。ノッチは、周方向の幅及び主流方向への侵入量が隣接ノッチ間距離並びにノズル直径に比べて十分小さく、従来の Lobe 型ミキサとは一線を画する。この形状は、騒音低減効果と推力性能を維持しつつ、製作コストや重量の面でも有利となる。

筆者らは、ノッチノズルについてエンジン試験と模型試験を実施してその形状を改善してきた[3]。初期の試験では、円周方向に等間隔に 6 個のノッチを配置したノズル（Fig.1）が適用され、排気側放射騒音の抑制を確認した。試験結果に基づいて、高周波数音の発生を抑制することを次の目標とし、ノッチ高さを減らしつつ、ノッチ数を増やす形状（18-Notch）を提案した[4-7]。この形状は、CFD 解析においてもノズル下流近傍の乱流運動エネルギーの減少が示唆され、コールドジェット模型試験では、側方の高周波数音が改善された。更に、エ

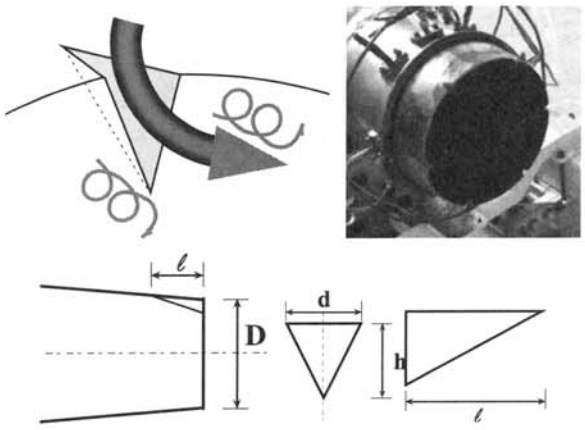


Fig. 1 Concept of notch and the 6-notched nozzle (top), the definition of geometry (bottom).

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

ンジン試験に移行する前に実施したホットジェット試験においても、ノズル側方に向かって騒音低減する特性を確認した。これらの模型試験はいずれもノズル径 40～50mm にすぎず、大スケールでの総合試験が必要となり、2 回目のエンジン騒音試験を計画した。

本報は、2011 年 10 月に実施されたジェットエンジンを用いた屋外騒音試験の結果を概説する。本試験は騒音低減性能と推力等の空力性能を双方同時に調べることを目的とした。空力性能については、田中らの報告[8]に譲り、ここでは騒音試験とその結果を中心に報告する。

2．エンジン騒音試験

2.1　エンジン及びノズル

エンジン騒音試験は JAXA の能代多目的実験場で行われた。高温ジェットを模擬するために定格推力 8.5kN クラスの小型ターボジェットエンジンを用いた。エンジンは推力計測可能な専用の移動架台に固定され、低所架台の上に設置された。エンジンとコンクリート地上面との間は 3m である。エンジン排気側はテイルパイプを介してノズルに至る。タービンとテイルコーン後方に全圧分布計測のためのレークと円周方向に数点の全温レークが備えられており、テイルパイプ内外の圧力比（Nozzle Pressure Ratio, 以後 NPR）を保つようにカルマンフィルタを使ったエンジン制御[9]を行った。テイルパイプ内部構造、使用したノッチノズル、エンジン架台周辺を Fig. 2 に表す。

基準となる円形のノズル（Baseline Nozzle）の出口直径は 262 mm である。供試ノッチノズル（18-Notch）は、基準ノズル径を参照しつつ、ホットジェット試験の結果に基づき、有効断面積を揃えるようノッチとノズル内壁の相対角度を修正した。設定 NPR、対応するエンジンレーティングを Table 1 に表す。各条件について、騒音とエンジンパラメータの計測を 2 回ずつ実施した。

2.2　騒音計測

騒音計測は遠方場計測と音源探査計測に分かれる。音源探査については別報に紹介する[10)11)]。遠方場計測には、ノズルを中心とする半径 18m の円弧上に配置した合計 24 個のマイクロホンを用いた。このうち、今回のジェット騒音の参照としたマイクロホンはノズル側方から後方への 17 個であり、排気軸線から 0°~100°の範囲で 5°~10°間隔で計測地点を設けた。各計測地点には、マイクロホンスタンドを地面に固定し、大理石の地面板に対向して受圧面との隙間を 1/4 インチに保って Pressure 型マ

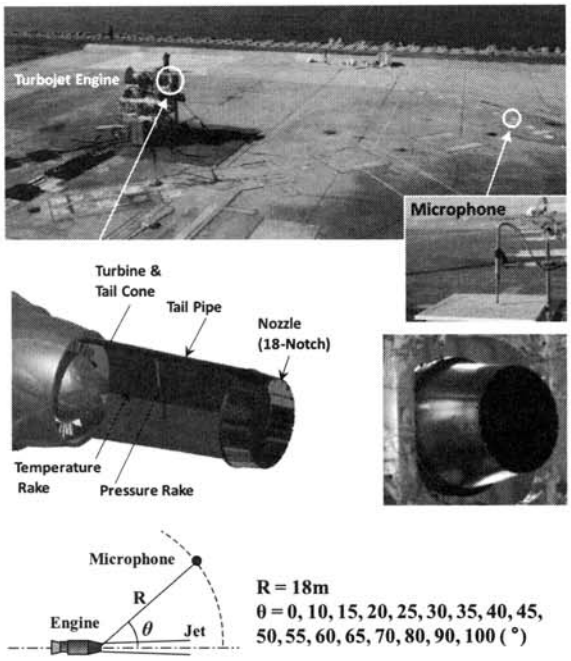


Fig. 2 Noise test site (top), schematic view of the exhaust section and the tail pipe and photograph of the 18-notched nozzle (mid), and microphone position (bottom).

Table 1 Tested NPRs and ratings

NPR	1.377	1.436	1.500	1.536
Rating	75%	80%	82.5%	85%

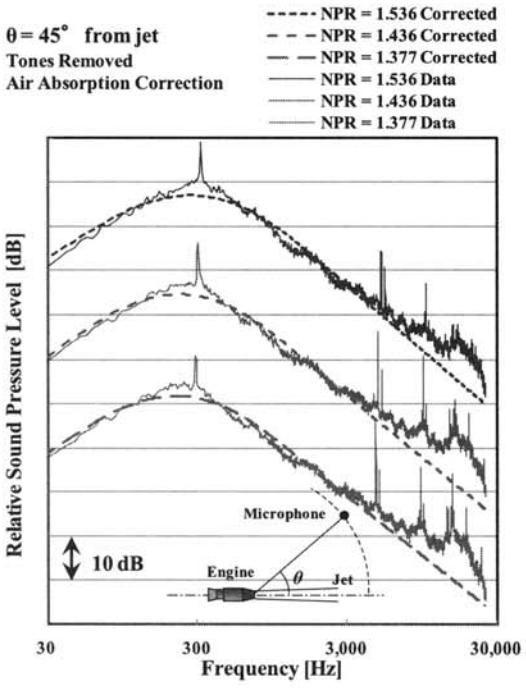


Fig. 3 Narrow band responses of the baseline nozzle with and without tone correction.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

イクロホン（GRASS-40BP）を設置した。マイクロホンスタンドへの放射方向を Fig.2（下図）に記載する。収録信号は前置増幅器（B&K-2669）、音響増幅器（B&K-Nexus）を経て、2 系統の収録装置（OROS-OR36、NI-DAQ）にアンチエリアシングフィルタを介して 50kHz 以上のサンプリング速度で全チャンネル同時収録した。収録時間は各試験ケースにつき 30 秒を 2 回計測した。

遠方場で観測される放射音の狭帯域周波数特性の例を Fig. 3 に示す。計測点はノズル後方から 45° 方向で NPR の設定は 1.536、1.436、1.377 である。縦軸は、比較し易いように、NPR 毎に音圧レベルのオフセットがかけられており、相対的な音圧レベル（Sound Pressure Level, 以後 SPL）を示す。実線で表わされる実測データには、各 NPR で共通して 3000Hz 以上のトーン成分とともにジェット境界層を通過する時に出来ると見られるスキャッタリング [12]、並びに 300Hz 付近のトーン成分が全体の音響パワーに少なからず影響する。広帯域ジェット騒音を比較対象とするために、トーン・高周波広帯域の除去と空気吸収の補正を加えた結果を点線で表す。以下では、上記補正を加えた結果について議論する。

3．試験結果と考察

3.1 地上騒音低減

今回試行した 18-Notch は、高周波数音と側方騒音に関して改善効果をもたらした。Fig.4 に、Notch と Baseline の周波数特性の一例を示す。いずれも、NPR = 1.436 についての結果であり、代表的な後方（θ = 30°）及び側方（θ = 90°）の結果を示す。18-Notch は、ピーク周波数を中心に広い周波数範囲で最大 1～2dB の低減効果をもたらし、Lobe 形状で懸念される側方でも騒音増加を抑制した。

騒音の指向性を Fig.5 に示す。図では、オーバーオール（Overall, 以後 OA）レベルに加えて、1/3 オクターブバンド周波数特性のピーク成分の 1 つである 400Hz と高周波数側の 6.3kHz の両成分を併記する。OA 及び中低周波数の 400Hz バンドは 1dB の低減効果が後方のみならずノズル側方まで持続しており、ホットジェット模型試験の結果 [13]を裏付けている。高周波数音についても、例示した 6.3kHz バンドは、ノズル後方は勿論、側方においても騒音増加が見られない。

3.2 実効感覚騒音低減

ノッチノズルの適用による、実効感覚騒音レベル（Effective Perceived Noise Level, 以後 EPNL）の低減効果を推算した。推算には上記の騒音試験デ

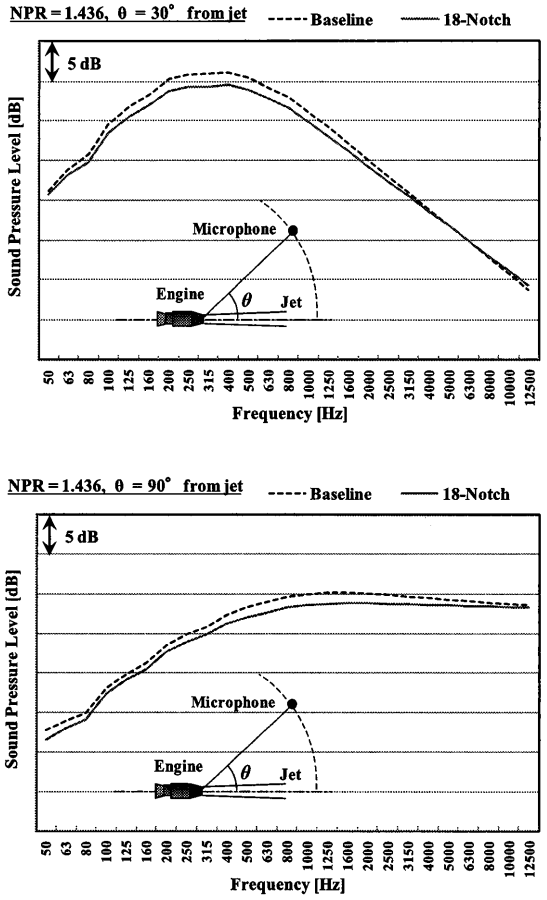


Fig. 4 1/3 Octave band responses of the baseline and 18-notched nozzles. Radiation angles relative to jet axis are θ = 30° (top) and 90° (bottom).

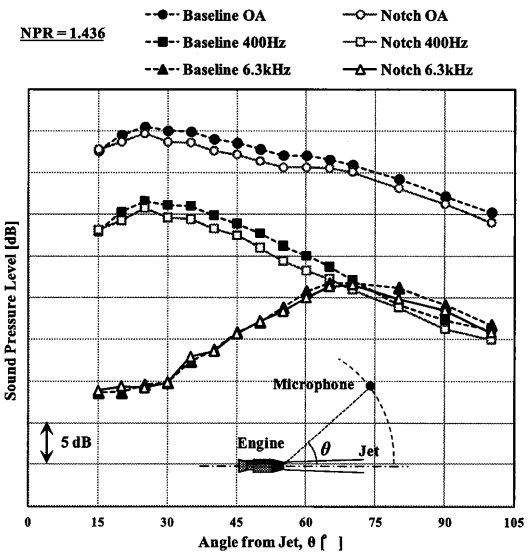


Fig. 5 SPLs of Overall (OA), 400 Hz band and 6.3 kHz band.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

ータ（NPR = 1.436）を用い、ノズル径を 2.5 倍とした。騒音計測点は離陸時の側方（Lateral）及び上昇（Flyover）とし（Fig. 6 参照）、ジェット騒音以外の成分は考慮しない。平均大気温度 10℃、平均相対湿度 70%とした。各計測点における EPNL を Fig.7 に比較する。両計測点において、18-Notch は Baseline ノズルに対して少なくとも 1EPNdB 以上の騒音マージンを有する結果となった。今回取得したデータは作動点数が限定されており、実用化のためには広い NPR 範囲で推力と騒音のデータを揃えることが今後の課題である。

4．まとめ

騒音特性を改善したノッチノズル（18-Notch）について、ジェットエンジンを使った地上騒音試験を実施した。NPR 条件は限定的ながら、以下の成果を得た。

(1) 18-Notch は、模型試験同様、高周波数側の騒音を改善して、広帯域での 1～2dB の騒音低減を達成した。指向性についても、ノズル側方においても騒音低減効果を維持する性質を示した。

(2) 実測データに基づいて推算した 18-Notch の EPNL は、Baseline に対して少なくとも 1dB 以上の騒音マージンを示した。

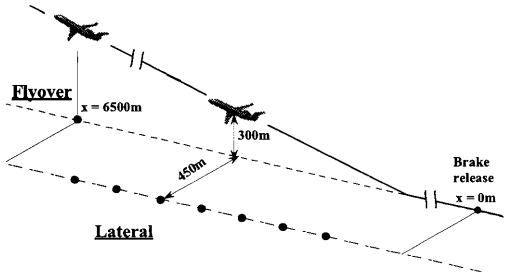


Fig. 6 Aircraft position for estimating EPNL during takeoff.

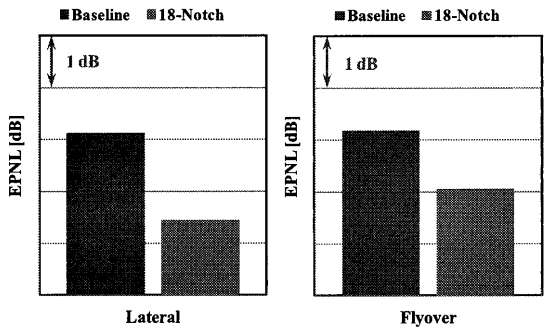


Fig. 7 Estimation of EPNLs with and without 18-Notch at lateral point (left) and flyover point (right).

5．謝辞

本研究は、IHI と JAXA との間で実施されている「環境適応型小型航空機用エンジン研究開発」に関する共同研究の成果であり、ノッチノズルの研究の一部は新エネルギー・産業総合研究開発機構（NEDO）からの助成を受けた。エンジン騒音試験は、IHI㈱、INC エンジニアリング㈱、JAXA、東京理科大学、サイエンスサービス㈱、ブリュエル・ケアージャパン、他各機関の方々の協力により完遂された。関係各位に感謝する。

参 考 文 献

1) Casalinoa, D., et al. : Aircraft Noise Reduction Technologies: A Bibliographic Review, Aerospace Science and Technology, Vol.12 (2008).
2) Oishi, T.: Jet Noise Reduction by Notched Nozzle on Japanese ECO-Engine Project, AIAA Paper 2010-4026 (2010).
3) Oishi, T., et al. : Experimental and Computational Study on Jet Noise Reduction Devices Such as Notched, Chevron and Microjets, ISUAAAT-JP12 (2012).
4) 田中望, 他：Large Eddy Simulationを用いたジェット騒音低減デバイスの効果,第38回ガスタービン学会定期講演会, B-21 (2010).
5) Tanaka, N., et al. : Experimental and Computational Approach for Jet Noise Mitigation by Mixing Control Devices, ASME Paper GT2011-45200 (2011).
6) 石井達哉, 他：混合制御デバイスを使ったジェット騒音抑制, 第 38 回ガスタービン学会定期講演会, B-22 (2010).
7) Ishii, T., et al. : Experimental Study on a Notched Nozzle for Jet Noise Reduction, ASME Paper GT2011-46244 (2011).
8) 田中望, 他： 実機エンジンを用いたジェット騒音低減デバイスの推力・騒音評価, 第 40 回ガスタービン学会定期講演会, B-20, (2012).
9) Tagashira, T., et al. : Application of Model-Based Control for JAXA's Engine Test, IGTC-2011-0240 (2011).
10) 石井達哉, 他：クローミキサのエンジン騒音試験, 第 40 回ガスタービン学会定期講演会, B-22, (2012).
11) Ishii, T., et al. : Outdoor Noise Test of Revised Notched Nozzle, Internoise-2012-Nr706 (2012).
12) Flecher, J., S., and Smith, P., H. : The Noise Behavior of Aero Engine Turbine Tones, AIAA Paper 1975-466 (1975).
13) Ishii, T., et al. : Hot-jet Noise Test of a Revised Notched Nozzle, ASME Paper GT2012-69507 (2012).

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 40 回日本ガスタービン学会定期講演会（釧路）講演論文集，2012. 10

【研究報告】

B-22

クローミキサのエンジン騒音試験

*石井　達哉（JAXA），中村　聡（東京理科大学院），
生沼　秀司（JAXA），長井　健一郎（JAXA）

Engine Noise Test of Claw Mixers

*Tatsuya ISHII (JAXA), Satoru NAKAMURA (Tokyo Univ. of Science),
Hideshi OINUMA (JAXA), and Kenichiro NAGAI (JAXA)

ABSTRACT

A concept of claw mixer was proposed as a jet noise reduction device. A claw mixer, composed of several nails, is installed at the nozzle end. The nail, having a sharp edge on one side and decreasing its cross-sectional area toward the tip, is expected to generate disturbances in the shear layer jet to enhance mixing process behind the nozzle. In addition to the ongoing subscale model tests, a noise test on a large-scale nozzle using a jet engine was planned. This paper outlines the engine noise test and the results with regard to the 5 types of claw mixers. The tested claw mixers provided noise reduction like conventional mixers; they suppressed well middle and lower frequency noise in rear direction but increased additional higher frequency noise. A simple estimation without thrust penalty suggested the noise margin more than 1.5 dB in EPNL at lateral point.

Key words: Mixer, Claw, Nail, Jet Noise, Jet Engine, Noise Test, Nozzle

1. はじめに

亜音速航空機のジェット混合騒音を抑制するには、従来、Chute や Lobe などの急速混合型ミキサが実用化されてきた [1)2)]。これらは、低速外部流と高速コア流を強制的に混合させて、平均速度を低下させて速度相関の強い混合騒音軽減を図っている。一方、最近のシェブロンノズル、マイクロジェット、ノッチノズル等 [3)-6)]のミキシングデバイスは、急速混合ではなく微小擾乱をせん断層に与えて、これを維持する点で共通する。その性質により、混合に伴う高周波数音の発生と下流側の低周波数音をバランス良く抑制することが期待される。これらの基本性能に加えて、ノッチノズルは最適設計によって推力損失を極めて小さく止めることが、又、マイクロジェットは非作動時にノズルやエンジンサイクルに悪影響を及ぼさない適応性を備えることに特長がある。

これら技術的特長を考慮し、筆者らはクローミキサの概念を提案した [7)]（Fig.1 参照）。本研究で扱うクローミキサを先細部材（Nail）の集合体と定義し、Nail の特徴を以下に列記する。

1) 先端に向かってその断面積を暫減する
2) ジェットに対して浅い角度で進入する
3) 流れに面する側はエッジを形成する
4) 展開・収納機構を有する

クローミキサの基本的な音響特性を調べるために、無響室内でのコールドジェット試験並びに模型エンジンを使ったホットジェット試験を実施してきた [8)9)]。形状から予測されるように、広帯域ジェット騒音低減と付加的な高周波数騒音発生は、

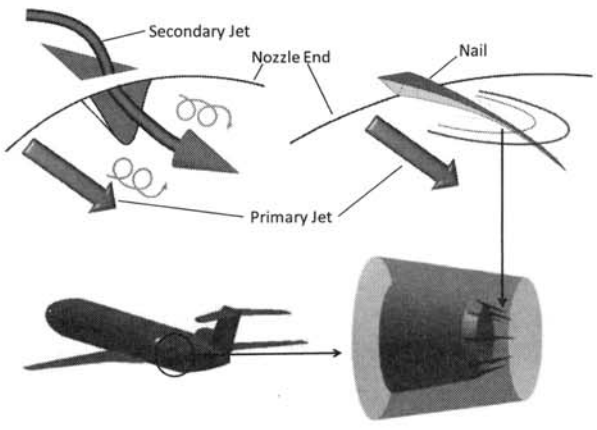


Fig. 1 Concept and application on the claw mixer: Comparison between chute (top-left) and nail (top-right).

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

Nail の形状及びその進入量と関係がある。現在、Nail の進入角度、進入量、Nail 形状をパラメータとする排気圧力場並びに放射騒音の実験を継続するとともに、流体解析によって Nail 近傍の流れ構造把握に努めている。

これらの模型試験はノズル径が 40~50mm に過ぎず、寸法効果を調べるには大口径のホットジェット試験が望ましいところ、ジェットエンジンを活用した騒音試験を実施する機会に恵まれた。そこで、今後の試験研究に活用すべく、複数のクローミキサについて第一期騒音試験を計画した。本報はエンジン騒音試験の結果を概説する。

2．エンジン騒音試験

2.1　騒音試験の概要

騒音試験では、小型ターボジェットエンジンをホットジェット発生装置として活用した。エンジンは専用架台に据え付けられて、地上 3m の高さに設置された。Fig.2 左には、エンジン架台周囲の写真を示し、Fig.2 右には、エンジン排気側のテイルパイプ、ノズルの構造を例示する。テイルパイプ内には、全圧、全温プローブが備えられ、全圧と外気圧力との比をノズル圧力比（NPR : Nozzle Pressure Ratio）と定義し、エンジン制御の目標値としている。NPR の他に地上静止推力の計測も行った [10]。

クローミキサは、出口直径が 262mm の円形基準ノズル（Baseline Nozzle）の外側から Nail を固定することで構成した。推力計測のために、Nail を固定する支持平板も推力架台に設置するのであるが、ノズルの熱膨張による Nail との接触を避けるために、Nail とノズル端には隙間を設けた。

遠方場の騒音計測には、ノズル出口を中心とする 18m の円弧状に 17 個のインバース型マイクロホンスタンドを設置した [11]。全チャンネルの信号を 50kHz 以上のサンプリング速度で 30 秒間同時収録し、後解析を行った。遠方場騒音の他、音源探査のためにフェーズドアレイマイクロホン（ブリュエル・ケアー社製 Pentangular Array）を用いた。同システムは 5 本のバーに合計 30 個のマイクロホンを配し、アレイ中央部分に音源付近を撮影するカメラを備える。同マイクロホンシステムをジェット軸に平行に設置し、ジェット軸から 5.5m、ノズル端から 3.0m の距離を取った。

2.2　試験形態と試験条件

今回の騒音試験に用いた 5 種類のクローミキサの試験形態を Fig.3 に示す。使用した Nail 数と、Nail の進入量をノズル直径で除した比（W/D）を変数として、図中の表に記載する。各 Nail は、流れに面する側が 90° の角度をなすエッジを形成し、垂直断面は直角二等辺三角形である。先端部は強度上の理由で切り落とした。今回は初回試験ということで、騒音低減量を見極める目的もあり、Nail のジェット軸に対する角度を 60° と深めに設定し

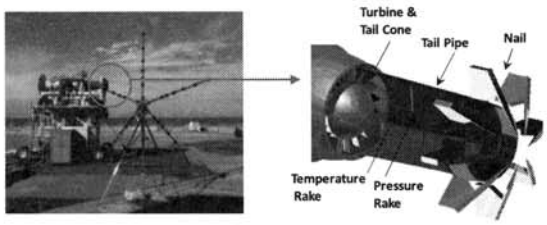
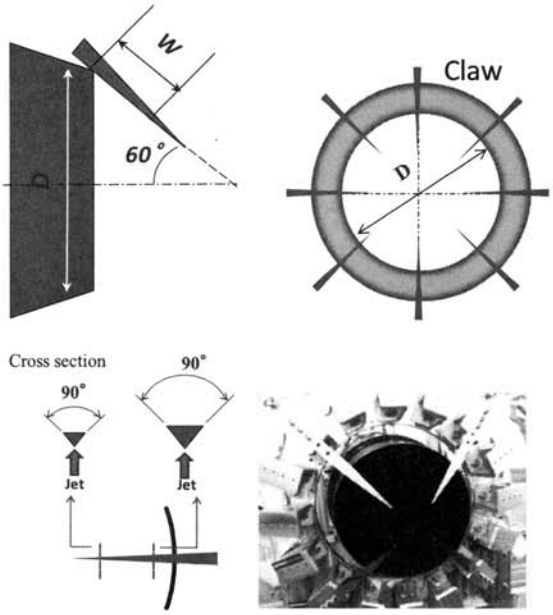


Fig. 2 Photograph around engine test stand (left), and schematic view of the tail pipe and nozzle (right).



Nozzle	Baseline	8M	4L4M	16M	8L	4L
W/D (%)	0	30	30 & 40	30	40	40
Num. of nails	0	8	4 & 4	16	8	4

Fig. 3 Definition of the claw and nails and an example of claw configuration (photograph)

Table 1 Test Conditions

NPR	1.377	1.436	1.500	1.536
Rating	75%	80%	82.5%	85%

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

た。試験条件を Table 1 に示す。各 NPR の組み合わせについて、各 2 回の静定と計測を行い、各計測で2回ずつ騒音データを収録した。

3．試験結果

3.1　地上騒音試験結果

代表的な放射方向で得られた 1/3 オクターブバンド周波数特性を Fig.4 に表す。NPR は 1.536 のケースを示す。ノズル形態は、Baseline に加えて、クローミキサの 4L、8M、および 8L（各ミキサの構成は Fig.3 図中の表参照）である。実測の狭帯域データに含まれる離散周波数と広帯域成分を除去し、空気吸収補正をした後にオクターブ解析を施した[11]。ミキサの効果は、中・低周波数域と高周波数域とで異なる傾向を示す。2000 Hz 以下では下流側の大規模渦生成が抑制され、いずれの方位でも騒音低減が見られる。一方、高周波数側では、騒音増幅が顕著となり、側方に向かって低減効果を相殺する。

ピーク周波数付近の 1/3 オクターブバンド 630Hz と高周波数側の 3150Hz の指向性を Fig.5 に比較する。630Hz バンド（同図上）では、ノズル後方側で騒音低減量が 3 dB に達し、全方位でミキサによる騒音軽減が維持されている。これに対し、Fig.4 で騒音増加が示唆される 3150Hz バンドでは 2~3 dB の付加騒音が発生する。

これらは音源探査結果によっても裏付けられる。Fig.5 中の画像はノズル側方から見たノズル周囲の音源分布を表す。比較に用いたクローミキサは 16M とした。630Hz 成分では、ノズル径の 5~6 倍よりも下流側の音源が弱められる様子がわかる。一方、3150Hz では、クローミキサを付加した方がノズル直後の高周波数音源を強めていることが確認できる。

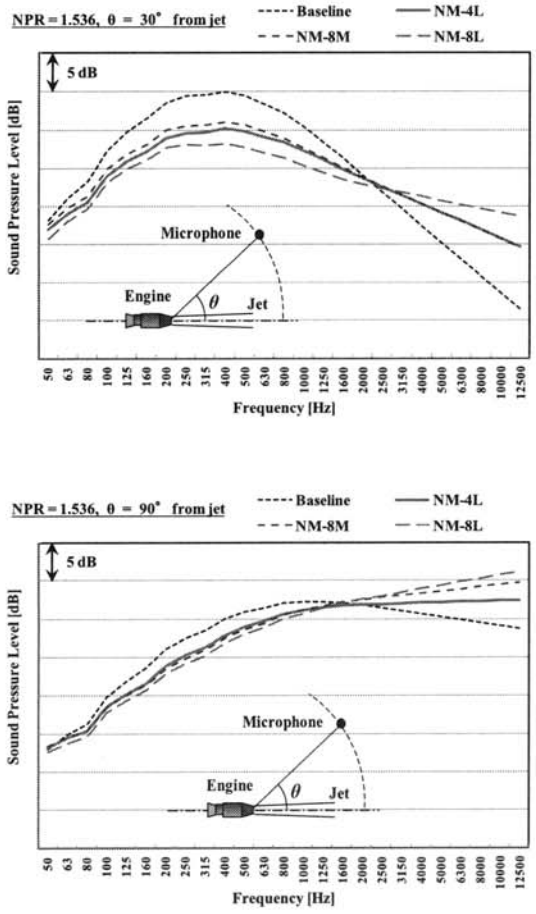


Fig. 4 1/3-Octave band responses with and without claw mixer. Top (θ = 30°) and bottom (90°).

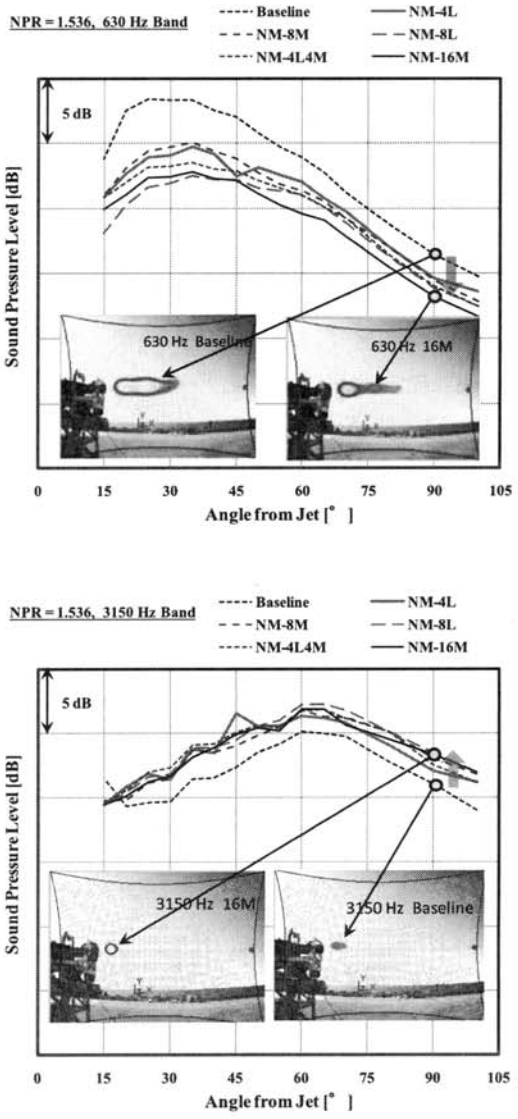


Fig. 5 Directivities of claw mixers in 630 Hz band (top) and 3150 Hz band (bottom).

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

3.2 実効感覚騒音推算と今後の課題

地上静止騒音試験の実測データを用いて、想定エンジンを搭載した機体が Lateral 点に及ぼす騒音を推算した。推算に用いたのは NPR = 1.536 のデータであり、ジェット騒音のみを取り出して、実効感覚騒音レベル（EPNL：Effective Perceived Noise Level）を比較した [11)-13)]。結果を Fig.6 に示す。実推力損失が最も少なかったクローミキサの 8M 或いは 4L[14)]でも、Baseline に対して 1.5dB 以上の騒音マージンを示す。

しかしながら、現状のクローミキサの騒音低減は、付加騒音の発生に加えて、大きな推力損失を伴う。現在の進入角度並びに進入量について数値解析を行った結果 [15)]によれば、Nail の根元で発した擾乱はせん断層を突き抜けて主流に潜り込んだ後に急速に減衰することが報告されている。せん断層での効果的な混合に貢献するためには、Nail の進入角度及び進入量を減らすことが必要であり、今後も計算と実験の両面から改善に努める予定である。

4．まとめ

亜音速ジェット混合騒音を抑制するデバイスとしてクローミキサを提案し、ジェットエンジンを使った騒音試験に 5 種類の形態を適用した。騒音試験の主な結果を以下にまとめる。

(1) クローミキサは、Baseline Nozzle に対して、ノズル下流側の中低周波数音源を弱め、630Hz 帯を例に取ると最大 3dB の騒音低減を示した。

(2) 反対に、高周波数側では、従来の急速混合タイプのデバイス同様、付加騒音が増加した。

(3) 離陸推力への影響を除いて、単純な実効感覚騒音レベルは、Lateral 点で Baseline 比-1.5 dB 以上と推算されたが、推力損失や付加騒音の問題は残存し、Nail の形状、進入角度、進入量の改善が必要である。

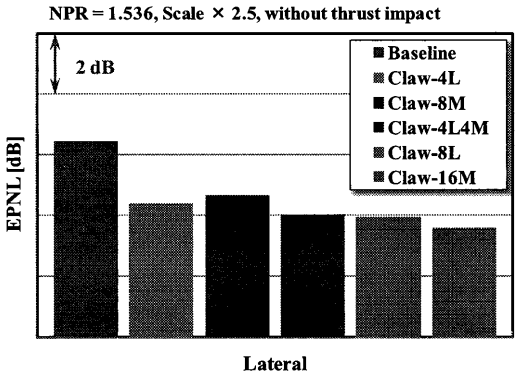


Fig. 6 Simple estimation on effective perceived noise level (lateral point).

5．謝辞

本エンジン騒音試験は、IHI㈱、INC エンジニアリング㈱、JAXA ジェットエンジン技術研究センター、JAXA 能代ロケット実験場、サイエンスサービス㈱、他各機関の協力の下で実施された。ブリュエル・ケアージャパン石井豊氏には音源探査の協力を頂いた。IHI ㈱の田中望氏及び大石勉氏には騒音試験やデータ解析において御指導を頂いた。

参 考 文 献

1) Gliebe, P. R.: Jet Noise Suppression, Aeroacoustics in Flight Vehicles: Theory and Practice, 1991, NASA-RP-1258-Vol.2 (1991).
2) Smith, M., J. T.: Aircraft noise, Cambridge University Press, (1989).
3) 大石勉, 他：シンプル低騒音技術, IHI 技報 47-3 (2007).
4) Oishi, T., et al.: Experimental and Computational Study on Jet Noise Reduction Devices Such as Notched, Chevron and Microjets, ISUAAAT-JP12 (2012).
5) Tanaka, N., et al.: Jet Noise Reduction Using Microjet Configurations Experimental Characterization in CEPRA19 Anechoic Wind Tunnel, AIAA Paper 2012-2300 (2012).
6) 石井達哉, 他：航空機用エンジンの騒音低減, 日本ガスタービン学会誌 39-2, pp.119-124, (2011).
7) JP Application 2011-11067, filed 20 Jan. (2011).
8) 中村聡, 他：ノズル下流に設置した突起状デバイスによるジェット騒音低減, JSME 年次大会 J091033 (2011).
9) Ishii, T., et al.: Research on Mixing Devices for Jet Noise Reduction, IGTC-2011-0207 (2011).
10) 田中望, 他： 実機エンジンを用いたジェット騒音低減デバイスの推力・騒音評価, 第 40 回ガスタービン学会定期講演会, B-20, (2012).
11) 石井達哉, 他：ノッチノズルのエンジン騒音試験, 第 40 回ガスタービン学会定期講演会, B-21, (2012).
12) Nakamura, S., et al.: Comparison between Jet Noise Empirical Models and Experimental Data, AJCPP-2012-101 (2012).
13) Nakamura, S., et al.: Mixing Device by Sharp-Edged Nails, Internoise-2012-Nr.798 (2012).
14) Ishii, T., et al.: Experimental Study of a Claw Mixer, AIAA Paper 2012-2301 (2012).
15)榎本俊治, 他：騒音低減デバイスを装着したジェット流れの LES 数値予測, 第 44 回航空宇宙数値シミュレーション技術シンポジウム (2012).

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 40 回日本ガスタービン学会定期講演会（釧路）講演論文集，2012.10

【技術紹介】

C-1

CO_2回収型高効率IGCC用クローズドサイクルガスタービンの開発
—排気循環·O_2量論比燃焼ガスタービンの排気特性—

*長谷川 武治（電中研）

Development of Semiclosed Cycle Gas Turbine for Highly Efficient Oxy-Fuel IGCC Power Generation with CO_2 Capture
—Emission Analysis of Gasified-fueled Gas Turbines with Circulating Exhaust & Stoichiometric Combustion—

*Takeharu HASEGAWA (CRIEPI)

ABSTRACT

A CO-rich gasified coal fuel, derived from an oxygen-CO_2 blown gasifier, is burnt with oxygen under stoichiometric conditions in a closed cycle gas turbine for the highly-efficient, coal gasification combined cycle (IGCC) power generation system with CO_2 capture. Stoichiometric combustion is diluted with the recycled gas turbine exhaust and adjusted for the given temperatures. Since some of the exhaust is used to feed coal into the gasifier, it is necessary to minimize not only CO and H_2 of unburned fuel constituents but also residual O_2, which is not consumed in the gas turbine combustion process. In this paper, I would like to introduce studies on reaction characteristics of reactant gases in the combustor and exhaust in the exhaust-recirculating, stoichiometric combustion with oxygen through numerical analysis based on reaction kinetics.

Key words: Gasification, Closed-cycle Gas Turbine, Exhaust Recirculation, Carbon Dioxide Capture & Storage, Emission Characteristics

1．はじめに

石炭は埋蔵量が多く，比較的政情の安定した国に広く分布するため，わが国では石炭利用発電を推進してきた。一方で，単位熱量当りのCO_2発生量が高いことから，火力発電プラントの高効率化を念頭に石炭ガス化複合発電(以下，IGCC)技術の開発を実施してきた。現在，地球環境問題への対応から，IGCCにCO_2回収機構を組み合わせた発電システムに関する研究開発が国内外で進められている。電力中央研究所では一層の熱効率向上を念頭に，クローズドサイクルガスタービンを組み合わせたCO_2回収型高効率IGCCシステムを提案し[1]，各開発要素の実現性の評価について検討を進めてきた。本システムは，COとH_2を主成分とするガス化燃料のO_2による量論比燃焼を，CO_2とH_2Oを主成分とする燃焼ガスで希釈するものであり，CO_2回収動力を低減し，高効率を実現する発電システムである。本稿では，WE-NETプロジェクト等のクローズドサイクルガスタービンの燃焼特性と比較や排気循環ガスの反応特性について，これまでに検討した結果[2]~[7]を紹介するとともに，開発課題を示す.

2．CO_2回収型火力発電システム

2.1 CO_2回収方式の概要

図 1 に CO_2回収機構を組み込む火力発電システムの概要例を，図 2 に各システムのプラント熱効率を比較して示す. CO_2の回収方法としては主に以下の 4 方式が提案されている.

(1) Post-Combustion（燃焼後回収）システム
(2) Oxy-fuel Combustion（酸素燃焼）システム
(3) Pre-Combustion IGCC（燃焼前回収）システム
(4) Oxy-fuel IGCC（CO_2回収型高効率IGCC）システム

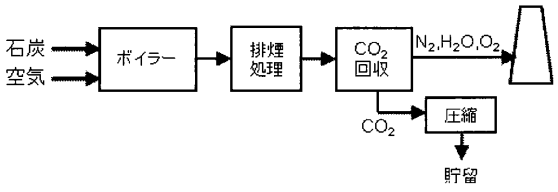
(1)のシステムは汽力または IGCC 発電等の全ての火力発電に適用できるシステムであり，排気ガス中の CO_2 を化学吸収，物理吸収法，膜分離法または PSA 法等を用いて分離回収を図り，最も多くのエネルギーを要する．微粉炭焚き超臨界ボイラで CO_2 回収率を 90%とした場合で熱効率は 28.2%程度になると試算されている[8]. (2)のシステムは空気の代わりに酸素を用いて燃焼させ，排気ガス中の CO_2 分離動力を低減する汽力発電システムで豪州のカライドで実証試験が実施されている.

一方，酸素吹き IGCC では CO と H_2 成分で構成されるガス化ガス燃料について，水蒸気シフト反応($CO+H_2O \rightarrow CO_2+H_2$)を応用して燃料中の CO を

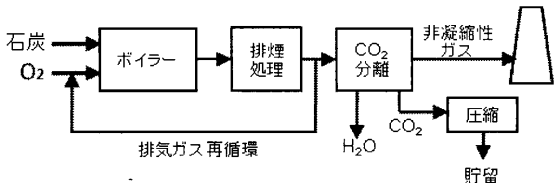
Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

CO_2に転換して回収する Pre-Combustion IGCC システムが提案されている(図 1 の(3)). 本システムでは, CO_2 回収率を 90%とした場合のプラント熱効率は 32.6%になると試算されている[8].

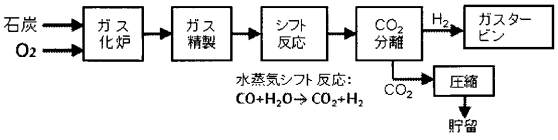
電力中央研究所では, 酸素吹き IGCC に酸素燃焼クローズドサイクルガスタービンを採用し, 排気ガスから CO_2 を分離回収する CO_2 回収型高効率 IGCC システムを提案している[1] (図 1 の(4)). この場合, Pre-Combustion システムの IGCC に見られるような水蒸気シフト反応の適用を必要とせず, CO_2 分離回収のための所内動力を低減できる. 本システムでは乾式ガス精製等を採用し, 送電端熱効率 42%(HHV 基準)を目標に検討が進められている.



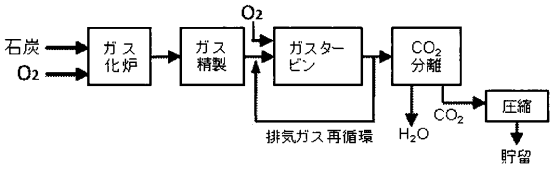
(1) Post-Combustion（燃焼後回収）システム



(2) Oxy-fuel Combustion（酸素燃焼）システム



(3) Pre-Combustion（燃焼前回収）システム



(4) Oxy-fuel IGCC (CO_2回収型高効率IGCC) システム

Fig.1 CO_2 回収型火力発電システムの概要例

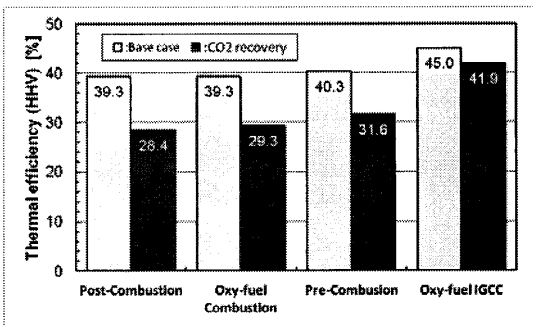


Fig.2 CO_2 回収型火力発電システムのプラント熱効率の比較

2.2 CO_2 回収型高効率 IGCC および排気循環·O_2 量論比燃焼クローズドサイクルガスタービンの特徴

図 3 は本研究で対象とする CO_2 回収型高効率 IGCC およびクローズドサイクルガスタービンの構成を示す. CO_2 回収型 IGCC 用クローズドサイクルガスタービンでは, O_2-CO_2 吹き石炭ガス化燃料を O_2 にて量論比燃焼させ, ガスタービン排気ガスの一部はハロゲン, 水銀および H_2O を分離・除去した後, CO_2 を回収し, 残りはリサイクルして燃焼器に供給して燃焼温度を調整する閉ループを構成する. すなわち, CO_2 および H_2O を主成分とするガスタービン排気ガスを循環させ, 汽水分離により高純度の CO_2 を分離·回収することにより, CO_2

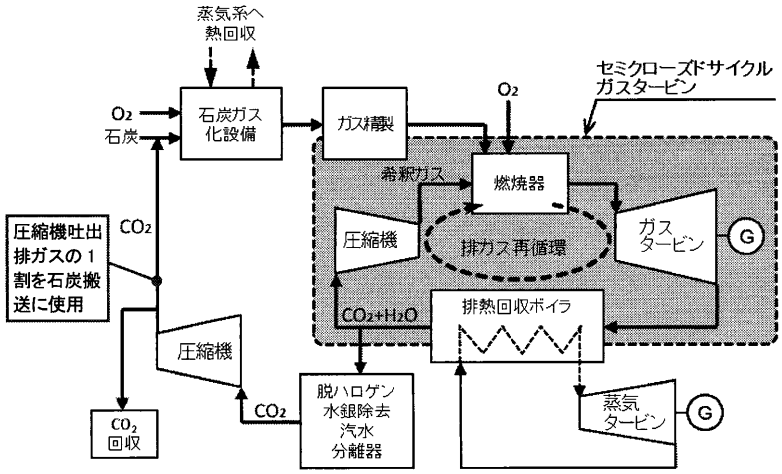


Fig.3 CO_2回収型高効率IGCCおよびクローズドサイクルガスタービン発電システムの構成[1]

Table 1 ガスタービン燃焼器の定格条件

	ガス化燃料	酸化剤	希釈剤
成分 [vol%]			
CO	66.2	0	0
H_2	23.8	0	0
CH_4	0.3	0	0
CO_2	4.9	0	69.5
H_2O	3.2	0	26.9
N_2(Arを含む)	1.5	2.5	2.7
O_2	0	97.5	0.9
NH_3[ppmv]	数百~数千	—	—
当量比	0.98*		
	0.89		
燃焼器内圧力	2.2MPa		
希釈比率	5.5 (希釈剤／燃料のモル比率) 3.8 (希釈剤/(燃料+酸化剤)比率)		
ガス温度:T_{ex}	1300℃ (燃焼器出口)		

* 希釈剤中の O_2 成分は考慮せず, ガス化燃料と酸化剤から算出された当量比

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

回収動力を低減するゼロエミッション型 IGCC 発電を実現する．一方，ガスタービン排気ガスのうち約１割をガス化炉への石炭搬送用に使用する．このため，搬送石炭が発火しないように，排気ガス中の O_2 濃度を安全なレベルまで低減する必要がある．

表1は，クローズドサイクルガスタービン燃焼器の定格条件での各種流体の状態量，燃焼器内圧力，燃焼器出口ガス温度等を示す．本研究では，燃焼器出口における平均ガス温度を1300℃，燃焼器内圧力を2.2MPaに設定した[9]．

表2に，燃焼排気ガスを希釈剤として用いるガス化燃料・O_2量論比燃焼の特徴と課題について，従来のLNG焚きガスタービン燃焼の場合と比較して示す．多量の空気で酸素過剰燃焼させるLNG焚きガスタービンとは異なり，O_2による量論比燃焼では短い反応時間で完全燃焼させることは難しい．特に，燃焼ガスで希釈するため，燃料の酸化反応が抑制されることが懸念され，燃焼制御技術が重要となる．たとえば，若干の酸素過剰条件で燃焼させると燃焼効率は上昇するものの，余剰のO_2が燃焼ガス中に残留し，ガス化炉への石炭搬送用ガスとしての燃焼排気ガスの使用を制限する．一方，量論比よりも少し高めの燃料過剰条件で燃焼させた場合には排気ガス中に未燃焼燃料成分が残留し，燃焼効率が大幅に低下することが懸念される．さらに，乾式ガス精製を採用した場合にはフュエルNOxが生成し，排気ガス循環によりフュエルNOx濃度は増加するため，NOx濃度の低減が必要になる．

本稿では，CO_2回収型高効率IGCC用クローズドサイクルガスタービンの燃焼排気特性を示すとともに，排気循環ガスの反応特性について調べた結果[2]を示す．

Table 2　排気循環・O_2量論比燃焼クローズドサイクルガスタービンの開発課題と特徴

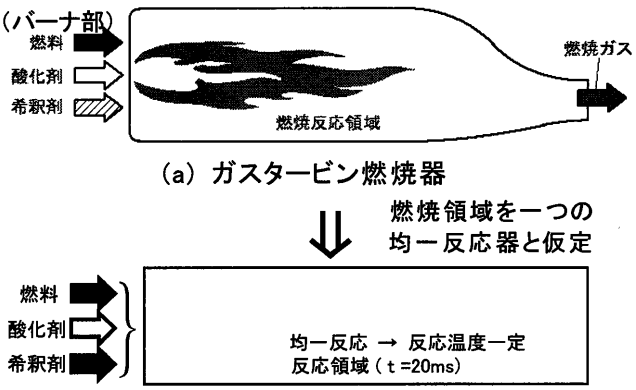
	排気循環・O_2量論比燃焼	LNG 用 GT (参考)
当量比	量論比(0.98) ・燃焼反応が抑制され，未燃焼成分の排出が懸念される	0.4～0.5 at T_{ex}=1573K～1773K
希釈剤	燃焼排気ガス ・一部を石炭搬送に使用するため，O_2濃度に制限有り	空気
NOx 生成	乾式ガス精製の場合，フュエル NOx が生成する ・排気循環により NOx 濃度の増加が懸念される	サーマル NOx

3．燃焼器解析モデルと反応動力学数値解析法

3.1　燃焼器解析モデル

燃焼器やバーナ構造について検討する前段階として，排気循環によるO_2量論比燃焼の基本的な燃焼特性を把握することを目的に，燃焼器に完全攪拌反応器を仮定してガスタービン燃焼排気ガス特性について検討した．図4に反応器モデルの概要を示す．図4(a)は，各流体の燃焼器への供給方法の一例を示しており，燃料，酸化剤および希釈剤は全て予混合して燃焼器頭部から供給され，二次供給は設けられていない．この場合，図4(b)に示すように，燃焼器内には各流体の混合過程は無く，すべての化学種は均一に混合されており，燃焼器を一つの完全攪拌反応器（均一反応器）として扱える．これは最も簡略化した燃焼器解析モデルであり，燃焼反応は圧力や当量比などのガスタービン状態量と反応時間に支配される．

また,本解析では拡散過程は考慮せず，混合気の反応は一定温度で均一に進行するものとしている．



(a) ガスタービン燃焼器

(b) 燃焼器モデル

Fig.4　反応器モデルの概略

3.2　反応動力学数値解析法

3.2.1　素反応モデルと反応速度定数

本解析で使用した反応スキームは Miller と Bowman によって提案された反応スキーム[10]で，ガス化燃料のフュエル N 分の還元分解反応や CH_4 の予混合火炎におけるフュエル N 分の酸化反応などにおいて，実験結果と比較することにより妥当性が確認されている．

反応スキームは 248 式の素反応から成り，考慮されている化学種は 50 成分である．熱力学データは JANAF の熱化学物性値の値を使用し，本物性値表に記載のない化学種については，次式で示される Gibbs の標準生成エネルギー(ΔG°)と化学平衡定数(K)の関係から導出する．ΔG° の値は，CHEMKIN データベース[11]から求める．

$$\Delta G^\circ = R \times T \times \ln(K) \quad \text{---------- (1)}$$

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

3.1.2 数値解析法

一つの化学反応式を考える.

$$a_1A_1+a_2A_2+a_3A_3 \underset{k_b}{\overset{k_f}{\rightleftarrows}} b_1B_1+b_2B_2+xX \quad \text{------ (2)}$$

化学種Xの生成速度は式(3)で与えられる.

$$\frac{d[X]}{dt} = k_f[A_1]^{a1}[A_2]^{a2}[A_3]^{a3}x - k_b[B_1]^{b1}[B_2]^{b2}x \quad \text{---------- (3)}$$

反応式が化学種Xに関してn種類ある場合には, 化学種Xの生成速度は, (3)式のサメンションとなり式(4)で与えられる.

$$\frac{d[X]}{dt} = \Sigma(k_f[A_{i1}]^{ai1}[A_{i2}]^{ai2}[A_{i3}]^{ai3}x_i - k_b[B_{i1}]^{bi1}[B_{i2}]^{bi2}x_i) \quad \text{--------- (4)}$$

記号の説明 a_i, b_i, x_i ：量論係数

A_i, B_i, X ：化学種

k_f, k_b ：正, 逆反応速度定数

いま, ある化学反応式系を考え, その中に *Ni* 個の化学種が含まれているとすると, *Ni* 個の化学種についてそれぞれ式(4)を作成できる. すなわち, *Ni* 個の化学種が含まれる化学反応式系から, 反応時間に対する各化学種濃度を求める微分方程式が *Ni* 式作成できる. この *Ni* 個の非線形微分方程式系を解くことにより, 任意の反応時間後の各化学種濃度が決定できる. また, 微分方程式の解法はGEAR法を用いている.

4. 排気循環による O_2 量論比燃焼特性

4.1 空気による燃焼との比較

表 1 に示す定格条件での主な化学種の経時変化について, 均一予混合反応を仮定した反応解析による結果を図 5 に示す. 図 6 は CH_4 の空気による燃焼の場合の主な化学種の経時変化を示す. CH_4 の場合と比較すると, 排気循環によるガス化燃料・O_2 量論比燃焼では燃料成分の酸化反応が大幅に遅れ, 数十 ms の反応時間では十分な燃焼効率は得られていない. 例えば, 燃焼器内燃焼ガスの燃焼反応時間を 20ms と仮定すると, 燃焼器出口における燃焼排気ガスは O_2 成分を 2.5vol%, CO および H_2 成分をそれぞれ 2.9vol%, 0.4vol%含み, 燃焼効率は約 76% にとどまることがわかる.

図 7 に T_{ex}=1300℃とする場合の, 燃焼器出口における排気ガス特性および燃焼効率について, ガス化燃料またはLNGの主成分 CH_4 の空気による燃焼と比較して示す. 排気循環によるガス化燃料・O_2 量論比燃焼ガスタービンでは, 多量の空気で酸素過剰燃焼させる従来のガスタービンとは異なり, 燃焼効率は大幅に低下する. このため, 燃焼性を向上させ, 未燃焼 CO を低減する安定燃焼技術の開発が重要となる.

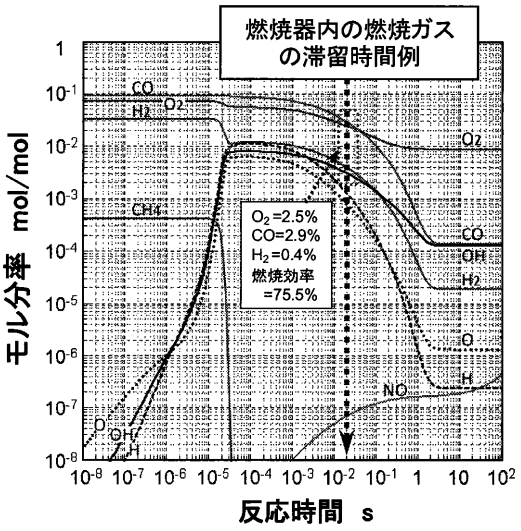


Fig.5 定格条件時の主な化学種の経時変化[3]

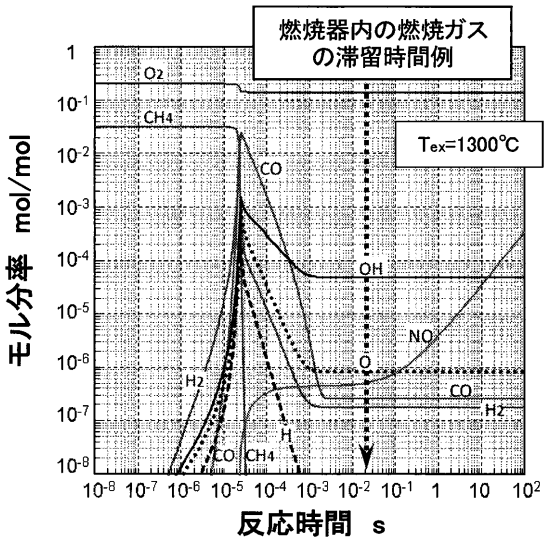


Fig.6 CH_4(LNG の主成分)・空気燃焼[3]

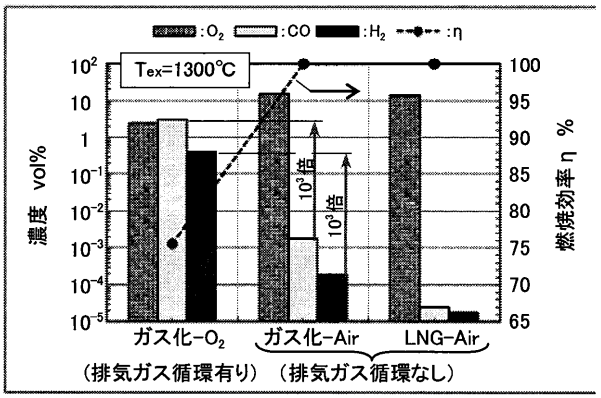


Fig.7 各種燃料の空気燃焼時の燃焼排気ガス特性との比較[3]

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

4.2 H_2, LNG 燃料の排気循環・O_2 量論比燃焼との比較

図 8 に H_2 燃料(H_2 成分=100%)による排気循環・O_2 量論比燃焼時の主な化学種の経時変化を示す．解析では，燃焼温度，圧力条件等を表 1 に示す定格条件と同等とし，総括当量比を 1 として燃焼温度 T_{ex} を水蒸気の希釈量により調整している．H_2 の酸化反応の開始時間はガス化燃料の O_2 量論比燃焼（図 5）または CH_4 の空気燃焼（図 6）とほぼ同等で，その後の H_2 成分の酸化反応速度はガス化燃料の場合より速くなることがわかる．

図 9 は，H_2，LNG 燃料およびガス化ガス燃料の O_2 量論比燃焼時の燃焼出口における排気ガス特性について比較して示す．希釈剤は各燃料の O_2 量論比燃焼時の平衡条件に相当する組成に設定し，燃焼温度 1300℃となるように希釈比率を調整している．ここでは，比較のために総括当量比を 1 に設定している．なお，参考として WE-NET プロジェクトを対象とした解析も実施し，公開されている試験データ値と同レベルにあることを確認している．

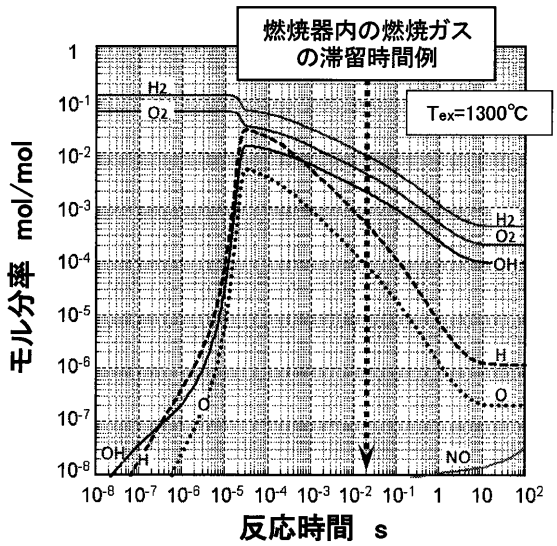


Fig.8 水蒸気希釈による H_2・O_2 量論比燃焼[3]

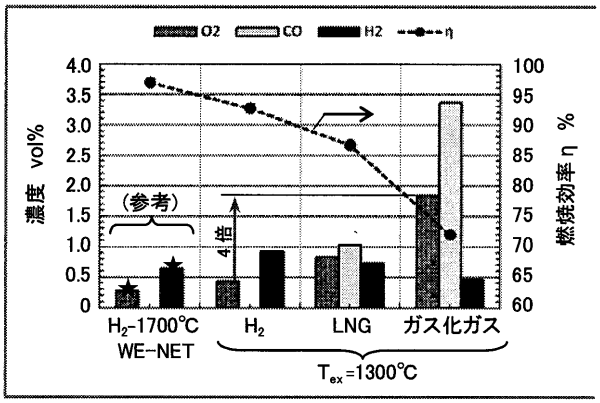


Fig.9 各種燃料による O_2 量論比燃焼排気特性の比較（総括当量比=1 での比較，マーカ★は公開データ）[3]

WE-NET プロジェクトにおいて検討されたように，水蒸気希釈による H_2・O_2 量論比燃焼の場合，燃焼排気ガス中の残留 O_2 および H_2 濃度は反応時間約 20ms で 1%以下にまで低減し，燃焼効率は 97%に達する．同様に，LNG を燃料とするクローズドサイクルガスタービンの場合，燃焼ガス中に残留する O_2 成分および CO 成分濃度は増加するものの，いずれも 1%程度であり，燃焼効率は 87%を維持される．一方で，ガス化燃料・O_2 量論比燃焼時の残留 O_2 成分および未燃焼 CO 成分は，H_2 および LNG 燃料の場合の数倍にのぼり，燃焼効率は 72%にまで低下する．このため，CO_2 回収型高効率 IGCC 発電システムで採用する排気循環によるガス化燃料・O_2 量論比燃焼クローズドサイクルガスタービンでは，わが国の WE-NET プロジェクトや Pre-Combustion IGCC システムで検討されているガスタービン燃焼器技術よりも，一層の燃焼性向上を図る燃焼制御技術が必要になる．

4.3 ガスタービン排気ガスの反応特性

図 10 は，ガスタービン燃焼器出口部から循環排気ガス用圧縮機入口部までの排気ガスの温度および圧力履歴についての解析例を示す．ガスタービンでは，燃焼温度 1300℃，圧力 2.2MPa の燃焼ガスが膨張タービンで動力回収され，ガス温度 680℃，圧力はほぼ大気圧(0.11MPa)に低下する．その後，排熱回収ボイラ(HRSG)にて熱回収され，圧縮機入口では約 100℃にまで低下する．

解析では，ガスタービン排気ガス中の各成分は均一に混合しており，同一反応時間において混合

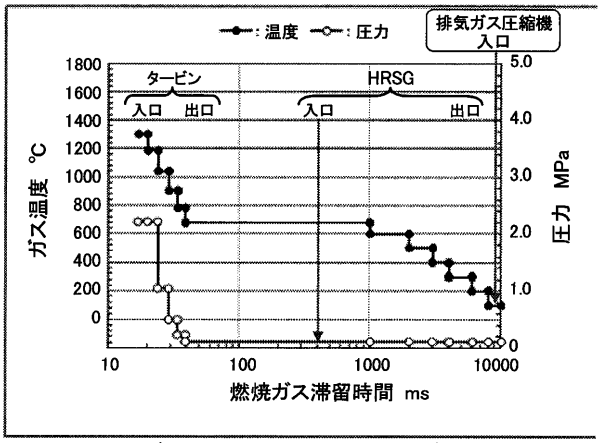


Fig.10 タービン入口から排熱回収ボイラまでの燃焼排気ガスの温度および圧力履歴[3]

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

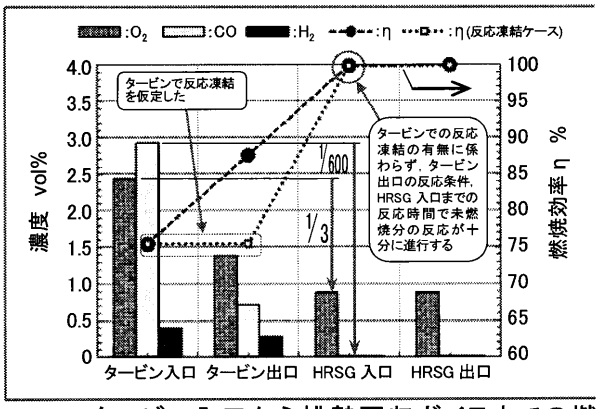


Fig.11 タービン入口から排熱回収ボイラまでの燃焼排気ガス特性の変化[3]

気内に温度分布および圧力分布は無く，また，外部からの酸化剤，希釈剤の混入は無いものとする．

排気ガス特性について，ガスタービン各部位ごとに比較した結果を図11に示す．ガスタービン燃焼器出口部において燃焼ガス中に高濃度残留する未燃焼COおよびH_2成分は，膨張タービンおよび排熱回収ボイラ部の温度条件の下で酸化反応が進行し，排気ガス中の残留O_2，未燃焼COおよびH_2成分の濃度は低下する．すなわち，ガスタービン燃焼器での燃焼時間を約20msとする場合，燃焼器出口における排気ガスはO_2成分を2.5vol%，COおよびH_2成分をそれぞれ2.9vol%，0.4vol%含むものの，膨張タービンを経て，排熱回収ボイラ入口相当時間（400ms）では，O_2濃度は0.9vol%とほぼ平衡濃度にまで低下し，COおよびH_2濃度はいずれも0.01vol%と大幅に低下する．この時，燃焼効率は99.9%に達する．さらに排熱回収ボイラ内で400℃以下に低下するまでの反応時間を4sと仮定すると，燃焼ガス中の未燃焼COおよびH_2濃度はいずれも10ppm以下にまで低下する．

また，図11には，膨張タービンにおいて燃焼器出口ガスの酸化反応は停止すると仮定した場合（反応凍結ケース）の各部位での燃焼効率を併せて示している．この場合，排熱回収ボイラ入口部における燃焼効率η（反応凍結ケース，図中のマーカ：□)は99.8%を示し，反応凍結を仮定しない場合と同レベルにまで低減しており，膨張タービン出口から排熱回収ボイラ入口までの滞留期間での反応が未燃焼成分の酸化反応に大きく寄与することがわかる．

以上のように，本研究で対象とする，排気循環によるガス化燃料・O_2 量論比燃焼ガスタービンでは，燃焼ガス中に残留する未燃焼成分は膨張タービンを通過後も緩慢な酸化反応を継続して十分な燃焼効率を得ることが可能であり，ここでの反応熱はシステムの適正化により排熱回収ボイラ部で回収することができる．

5．まとめ

CO_2 回収型高効率 IGCC を対象に，排気循環による O_2 量論比燃焼ガスタービンの排気特性および排気循環ガスの反応特性について検討した結果を紹介した．主な結果は以下に記す．当該システムの実現には燃焼性向上を図る燃焼技術の開発が重要であり，今後は燃焼促進技術について検討を進める．

- 従来の空気燃焼の場合と異なり，O_2 量論比燃焼反応は遅く，数十 ms の燃焼時間では完全燃焼に至らず未燃焼成分が増加する．
- CO リッチなガス化燃料用クローズドサイクルガスタービンは，H_2 燃料，H_2 リッチガス化燃料または LNG 燃料の場合に比べて未燃焼成分が増加するため，燃焼促進技術の開発が重要になる．
- クローズドサイクルガスタービンでは，燃焼排気ガスは煙道または HRSG 部で未燃焼成分の酸化反応が緩やかに進行し，HRSG 出口部において燃焼効率はほぼ 100%に達する．

参 考 文 献

(1) 白井，ほか9名，電中研報告書 M07003 (2007).
(2) 長谷川，ほか2名，電中研報告書 M10005 (2011).
(3) 長谷川，ほか2名，火力原子力発電,63 (2012),40.
(4) 長谷川，ほか2名，エネルギー学会誌, 91 (2012),134.
(5) 長谷川，動力・エネルギーシンポジウム,講演番号 17 E214,(2012).
(6) 長谷川，日本機械学会 2012 年度年次大会，講演番号 S082024 (2012).
(7) Hasegawa,T., J. Eng. Gas Turbines Power, Vol.134, Issue 9 (2012).
(8) Jaeger, H., Would IGCC compete in a carbon-constrained world? Gas Turbine World, Vol.40, No.4, pp.10-18 (2010).
(9) 中尾，ほか2名，電中研報告書 M08006 (2009).
(10) Miller, J.A. and Bowman,C.T., Prog. Energy Combust. Sci., vol.15, pp.287-338 (1989).
(11) Kee,R.J., Rupley,F.M., and Miller,J.A., Sandia Report, SAND 87-8215B (1990).

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 40 回日本ガスタービン学会定期講演会（釧路）講演論文集，2012.10

【研究報告】 C-2

CO_2回収型高効率IGCC用クローズドサイクルガスタービンの開発
—第２報　排気循環ガスの分割供給による燃焼促進—

*長谷川 武治（電中研）

Development of Semiclosed Cycle Gas Turbine for Highly-Efficient Oxy-Fuel IGCC Power Generation with CO_2 Capture
- 2nd report: Combustion Promotion by Split Supply of Recirculating Exhaust for Oxy-fueled Combustors -

*Takeharu HASEGAWA (CRIEPI)

ABSTRACT

To promote combustion reaction in a closed cycle gas turbine combustor that employed stoichiometric combustion and exhaust recirculation for the highly efficient, coal gasification combined cycle (IGCC) power generation system with CO_2 capture, effects of split supply of recirculating exhaust into a combustor on combustion exhaust characteristics have been examined through reaction kinetic analyses with a modular combustor model. It was founded that decrease in recirculating exhaust supply into a primary-combustion zone results in increases both in oxidation reaction rates in the primary zone and combustion efficiency.

Key words: Gasification, Closed-cycle Gas Turbine, Exhaust Recirculation, Carbon Dioxide Capture & Storage, Emission Characteristics

１．はじめに

火力発電プラントの一層の高効率化と将来に向けた CO_2 回収技術の適用を念頭に，石炭ガス化複合発電(以下，IGCC)に CO_2 回収機構を組み合わせた Pre-combustion IGCC 発電に関する研究開発が国内外で進められている．電力中央研究所では一層の高効率化を念頭に，クローズドサイクルガスタービンを採用し，CO_2 回収動力を低減する Oxy-fuel IGCC (CO_2 回収型高効率 IGCC)システムを提案[1]し，各開発要素の実現性の評価について検討を進めてきた．これまでに，排気循環によるガス化燃料・O_2 量論比燃焼クローズドサイクルガスタービンの排気特性について反応動力学解析により検討した．その結果，ガス化燃料の酸化が排気循環ガスの供給により大幅に抑制されることがわかった[2)-7)]．本稿では，ガスタービン燃焼器の設計を念頭に，排気循環ガス（希釈剤）の供給方法による燃焼促進効果について反応動力学解析により検討した結果を示す[8]．

２．排気循環・O_2 量論比燃焼クローズドサイクルガスタービンの特徴

図 1 は当研究所が提案する CO_2 回収型高効率 IGCC およびクローズドサイクルガスタービンの構成を示す[1]．対象とする CO_2 回収型 IGCC 用クローズドサイクルガスタービンでは，O_2-CO_2 吹き石炭ガス化燃料を O_2 にて量論比燃焼させ，CO_2 および H_2O を主成分とするガスタービン排気ガスの大半(定格条件で排気全体の約 84%)を燃焼器に循環供給して燃焼温度を調整する閉ループを構成する．残りの排気ガスはハロゲン，水銀および H_2O を分離・除去した後，CO_2 を分離し，このうち約１割をガス化炉への石炭搬送用に使用し，残りの CO_2 を回収する．すなわち，燃焼前回収システムを採用する Pre-combustion IGCC 発電の様に水蒸気シフト反応を必要とせず，排気ガス中の水分を汽水分離して高純度の CO_2 を分離･回収することにより，CO_2 回収動力を低減するゼロエミッション型 IGCC 発電を実現する．

これまでの検討の結果，排気循環によるガス化燃料･O_2 量論比燃焼ガスタービンでは，従来の空気燃焼によるガスタービンや WE-NET プロジェクトで検討された H_2-O_2 量論比燃焼ガスタービンに比べて，燃焼反応が大幅に抑制されることがわかった[3]．CO_2 回収型高効率 IGCC の実現には，ガスタービンで燃焼促進を図ることが重要となる．

提案するクローズドサイクルガスタービン燃焼器の定格条件での各種流体の状態量，燃焼器内圧力，燃焼器出口ガス温度等を表 1 に示す．本研究では，燃焼器出口における平均ガス温度を 1300℃，燃焼器内圧力を 2.2MPa に設定した[9]．

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

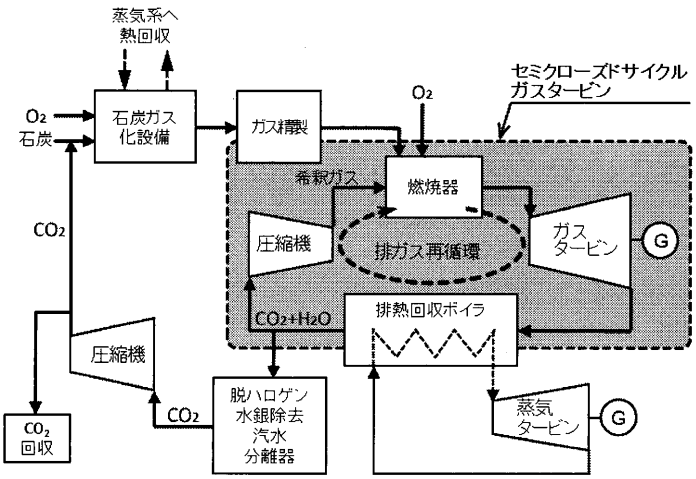


Fig.1 CO_2回収型高効率IGCCおよびクローズドサイクルガスタービン発電システムの構成

Table 1 ガスタービン燃焼器の定格条件

	ガス化燃料	酸化剤	希釈剤
成分 [vol%]			
CO	66.2	0	0
H_2	23.8	0	0
CH_4	0.3	0	0
CO_2	4.9	0	69.5
H_2O	3.2	0	26.9
N_2(Arを含む)	1.5	2.5	2.7
O_2	0	97.5	0.9
NH_3 [ppmv]	数百~数千	—	—
燃焼器内圧力	2.2MPa		
当量比 ϕ*	0.98 (O_2過剰率は 1.02)		
希釈比率	5.54(希釈剤／燃料のモル比率)		
ガス温度	1300℃(燃焼器出口)		
当量比 ϕ* ： 希釈剤中の O_2 成分は考慮せず，ガス化燃料と酸化剤から算出された当量比			

3．燃焼器解析モデルと反応動力学数値解析

3.1 燃焼器解析モデル

燃焼器内の流れのモデル化にモジュラーモデルを採用した．これは，各流体が供給される毎に瞬時に混合すると仮定して，燃焼器内を任意の燃焼領域に分割する多段反応器モデルであり，具体的な燃焼器構造やバーナ構造について検討する前段階として，軸方向流量配分の影響等を検討するモデルとして適している．以下では，燃焼器を一次燃焼領域と二次燃焼領域に分割し，各領域を完全撹拌反応器とする二段反応器モデルを例に説明する．

燃焼器と解析モデルの概略を図2に，燃焼器各部における各流体（燃料，酸化剤，希釈剤）

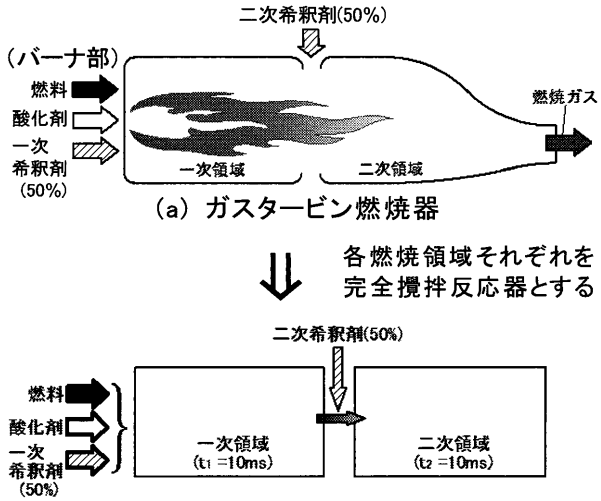


Fig.2 希釈剤を分割供給する燃焼器の解析モデル(二分割モデル)の概略

Table2 燃焼器解析モデル(二段反応器モデル)の例
(希釈剤の軸方向配分を与えたモデルの一例)

	燃焼器内の燃焼領域		説明
	一次	二次	
反応時間	10ms	10ms	
各種流体			
燃料	100vol%	—	燃料と酸化剤は燃焼器頭部から供給
酸化剤	100vol%	—	
希釈剤	50vol%	50vol%	二分割した
希釈比率 [mol/mol]	D_1/F= 2.77	D_2/F= 2.77	全体は5.54で一定
理論炎温度	1761℃	1300℃	

の流量配分例を表2に示す．各領域における燃焼ガスの滞留時間に相当する反応時間をそれぞれ10msで一定とし，燃焼器全体では20msとしている．燃料および酸化剤は全て燃焼器バーナ部から供給し，排気循環ガスである希釈剤を一次および二次燃焼領域に各50%配分し，二分割して供給した．一次および二次燃焼領域の燃焼温度は，各領域の当量比および希釈比率D/Fから算出される理論断熱火炎温度とし，この際，一次および二次燃焼領域における燃焼温度はそれぞれ1761℃，1300℃となる．

解析では，拡散過程は考慮せず，混合気の反応は一定温度で均一に進行するものとしている．

3.2 素反応モデルと数値解析法

本解析で使用した素反応モデルは Miller-Bowman によって提案された反応スキーム[10]で，ガス化燃料のフュエルN分の還元分解反応やCH_4の予混合火炎におけるフュエル N 分の酸化反応などにおいて，実験

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

結果と比較することにより妥当性が確認されている.

反応スキームは 248 式の素反応から成り, 考慮されている化学種は 50 成分である. これらの化学反応系に関する非線形連立微分方程式を解くことより, 任意の反応時間後の各化学種濃度を決定する[3]. 微分方程式の解法は Gear 法を用いている.

熱力学データは JANAF の熱化学物性値の値を使用し, 本物性値表に記載のない化学種については, Gibbs の標準生成エネルギー(ΔG°)と化学平衡定数の関係から導出する. ΔG° の値は, CHEMKIN データベースから求める.

4．希釈剤の燃焼器への分割供給による燃焼促進

図 3 は, 図 2 および表 2 に示す燃焼器解析モデルにおける主な化学種の経時変化を示す. 解析条件は表 1 に示す定格条件に設定している. 本解析モデルでは, 反応時間 10ms で一次燃焼領域の反応ガスに残りの二次希釈剤(D_2/F 比率=2.77)を均一に混合しているため, 図 3 に示すように各化学種がステップ状に変化している. 二次燃焼領域の出口での燃焼排気ガス中の残留 O_2, 未燃焼 CO, H_2 成分および燃焼効率 η について, 全ての希釈剤を燃料および酸化剤に予混合してバーナ部から供給することを仮定した全量予混合モデル(非分割モデル)の場合と比較して図 4 に示す.

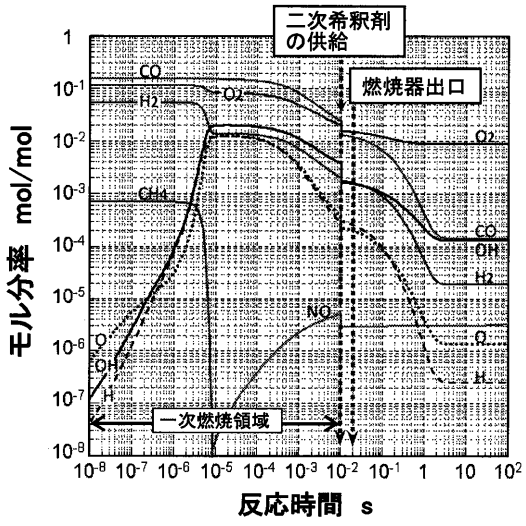


Fig.3 希釈剤分割供給時の主な化学種の経時変化

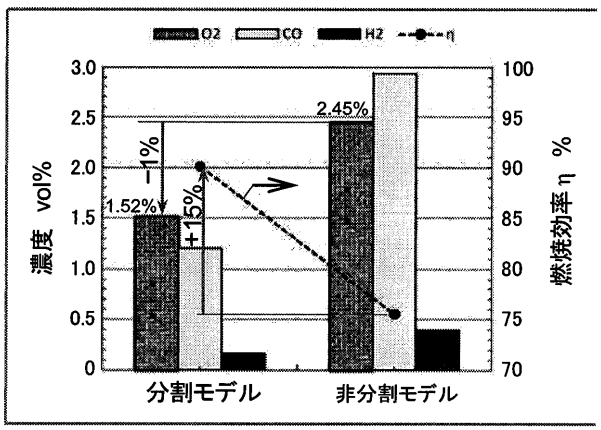


Fig.4 希釈剤供給方法による燃焼排気特性の比較

排気ガス循環によるガス化燃料・O_2 量論比燃焼ガスタービン燃焼器では, 排気循環ガスの混入と量論比条件での燃焼により燃料の酸化反応速度が低下し, 非分割モデルによる解析結果が示す様に燃焼効率の低下が懸念される[7]. 希釈剤を二分割して供給することにより, 燃焼排気ガス中の未燃焼 CO および H_2 成分の濃度はいずれも半分以下に低下し, 燃焼効率は 75.5%から 90.1%に上昇する. また, 可燃性成分の酸化反応の促進に伴い, 残留 O_2 濃度も 2.45vol%から 1.52vol%に低下している. このことは, 排気循環ガスを分割し, バーナ部より供給する一次希釈剤の量を低減して燃焼温度を調整することにより, 反応速度を上昇させて燃焼促進を図り, 燃焼器出口での燃焼効率を向上できることを示している。

5．まとめ

排気循環によるガス化燃料・O_2 量論比燃焼クローズドサイクルガスタービン燃焼器を対象に, 燃焼促進を図る希釈剤の供給方法について二段反応器モデルを用いた反応解析により検討した. その結果, 希釈剤を分割して供給することにより一次領域の燃焼温度を調整して燃焼促進を図り, 燃焼効率を向上できることがわかった. 今後, 燃焼試験により燃焼促進効果について検証する.

参考文献

(1) 白井, ほか 9 名, 電中研報告書 M07003 (2007).

(2) 長谷川, ほか 2 名, 電中研報告書 M10005 (2011).

(3) 長谷川, ほか 2 名, 火力原子力発電,63 (2012),40.

(4) 長谷川, ほか 2 名, エネルギー学会誌, 91 (2012),134.

(5) 例えば, 長谷川, 動力・エネルギーシンポジウム,講演番号 17 E214,(2012).

(6) Hasegawa,T., J. Eng. Gas Turbines Power, Vol.134, Issue 9 (2012).

(7) 長谷川, CO_2 回収型高効率 IGCC 用クローズドサイクルガスタービンの開発—排気循環・O_2 量論比燃焼ガスタービンの排気特性—第 40 日本ガスタービン学会定期講演会講演論文集(釧路), (2012.10)

(8) 長谷川, ほか 2 名, 電中研報告書 M11004 (2012).

(9) 中尾, ほか 2 名, 電中研報告書 M08006 (2009).

(10) Miller,J.A. and Bowman,C.T., Prog. Energy Combust. Sci., vol.15 (1989) pp.287-338.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 40 回日本ガスタービン学会定期講演会（釧路）講演論文集，2012.10

【研究報告】 C-3

輻射を考慮した部分予混合燃焼の Large Eddy Simulation

西家隆行（数値フローデザイン），黒瀬良一（京都大学），渡邊裕章（電力中央研究所），
張会来（数値フローデザイン），小森悟（京都大学）

Large Eddy Simulation of Partially Premixed Combustion with Radiative Heat Transfer

Takayuki NISHIIE (NuFD), Ryoichi KUROSE (Kyoto Univ.), Hiroaki WATANABE (CRIEPI),
Zhang HUILAI (NuFD), and Satoru KOMORI (Kyoto Univ.)

ABSTRACT

Large Eddy Situation (LES) coupled with flamelet/progress-variable/G-equation model is applied to a partially premixed turbulent combustion field in a practical combustor. Heat transfer due to radiation and heat loss through walls is taken into account by solving a transport equation of enthalpy in addition to transport equations of mixture fraction Z and progress variable C in the LES space. The results show that temperature field in the combustor predicted by the LES well agrees with the measurement and therefore present approach is capable of capturing the general feature of the partially premixed turbulent combustion field in a practical combustor.

Key words: Large Eddy Simulation, Flamelet method, G-equation, Radiation, Combustor, Gas turbine

1．はじめに

燃焼は主に拡散燃焼，予混合燃焼と，これらの燃焼が混在する部分予混合燃焼の 3 つの形態に分類することができる．拡散燃焼の例としては工業炉バーナが，予混合燃焼の例としては火花点火エンジンや家庭用ガスコンロが挙げられる．しかし，多くの実燃焼器では，拡散燃焼と予混合燃焼が混在する複雑な部分予混合燃焼場を有している．これまでに，それぞれの燃焼形態に対応した乱流燃焼モデルが数多く提案されており，特に Flamelet 法をベースとしたモデルは比較的低計算負荷で高精度な予測が可能なことから，複雑な実燃焼器の計算に適している．

大島ら [1,2]は，定常 Flamelet モデルと火炎面追跡のための G 方程式を組み合わせた部分予混合燃焼モデルを使って三菱重工 1700°C 級ガスタービンの燃焼器内の乱流燃焼場の解析を行い，部分予混合燃焼モデルの実燃焼器解析での有用性を確認している．しかしながら，大島らのモデルでは断熱火炎場のみの解析が可能であり，輻射や燃焼器壁面からの熱損失を考慮することができない．一方で，燃焼器の高効率・高温化に伴い窒素酸化物（NOx）の生成が顕著となり，NOx 生成を正確に予測する需要が高まっていることから，ガス温度に大きく依存する NOx 濃度の予測には輻射や壁面からの熱損失を考慮できる燃焼モデルが不可欠である．

そこで，本研究では，輻射や壁面の熱損失を考慮可能な部分予混合乱流モデルを組み込んだラージ・エディ・シミュレーション（Large Eddy Simulation, LES）を三菱重工 1700°C 級ガスタービンの燃焼器内の乱流燃焼場に適用し，その有効性を実測温度との比較によって検証した．

2．数値解析法

本 LES には，非構造格子に適用可能な FrontFlow/red を京都大学，（財）電力中央研究所および（株）数値フローデザインにより改良したコードを用いた．乱流燃焼モデルとしては，Flamelet/progress-variable 法と G 方程式をカップリングさせた部分予混合乱流燃焼モデル [3-5]を使用した．使用する flamelet library は，通常，断熱条件下での燃焼解析により作成されるため，輻射や壁面からの熱損失は考慮されていない．そこで，熱損失を考慮するために，エンタルピーの輸送方程式を解くことで温度の修正を行う手法を採用した [6-8]．

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

3．解析条件

3.1　解析対象

解析対象は三菱重工業が開発を進めている 1700 °C 級ガスタービン [9-11]の燃焼器である．この燃焼器では，燃焼器出口のガス温度を上げることによるガスタービンの高効率化，および排ガス再循環方式を採用することによる NOx 濃度の低減が検討されている．

Fig.1 に，解析に使用した三菱重工 1700°C 級ガスタービン燃焼器の概略図を示す．また，Fig.2 に使用した解析格子の様子を示す．計算格子の節点数，セル数はともに約 600 万である．

解析は，Lean-Lean（L.L.）モードと Rich-Lean（R.L.）モードの二つの燃焼モード [1,2]に対して行った．Fig.3 に，それぞれの燃焼モードに対する主要な入口条件を示す．2 つの燃焼モードともに燃焼器出口での平均当量比は約 0.88 である．

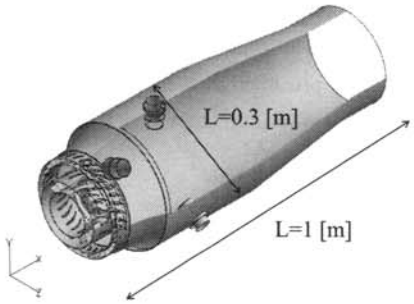


Fig.1 Schematic of 1700 °C gas turbine combustor

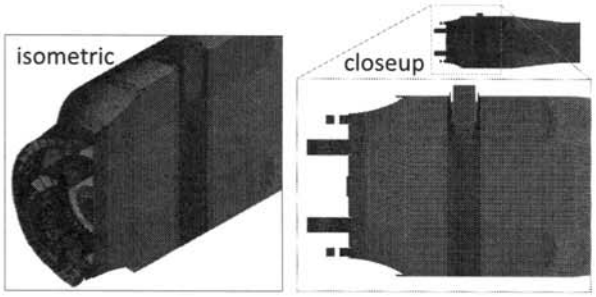
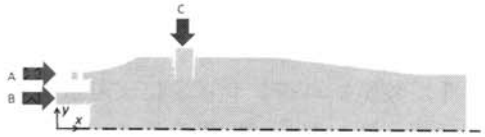


Fig.2 Computational domain and meshes



Case	Inlet	U or V [m/s]	Φ [-]	Z [-]
Lean-Lean	A	37	1.00	0.038
	B	43	1.00	0.038
	C	−59	1.00	0.038
Rich-Lean	A	36	0.74	0.028
	B	43	1.49	0.057
	C	−57	0.25	0.0094

Fig.3 Conditions of main inlets

3.2　解析条件

Table 1 に解析条件を示す．flamelet library および層流火炎伝播速度データは，圧力 104.35kPa，燃料温度 203.07 °C および酸化剤温度 617.15 °C における一次元燃焼解析により作成した．燃料にメタン，エタン，プロパンの混合気体，酸化剤に空気と排ガスの混合気体を用いた．燃焼解析には約 280 化学種，1600 反応を考慮した詳細反応モデルを用いた．輻射計算には，ガス吸収係数の算出に CO_2 と H_2O の輻射のみを考慮する Weighted-Sum-of-Gray-Gases (WSGG)モデル [13,14]を用い，Discrete Ordinates (DO)法 [15]にて輻射強度輸送式を解いた．

Table 1 Analytical condition

乱流モデル	標準 Smagorinsky モデル
流体モデル	Zero-Mach 数近似
燃焼モデル	Flamelet/Progress variable G 方程式
輻射モデル	WSGG モデル
化学種	酸化剤：[vol. %] O_2 13%, N_2 75%, CO_2 4%, H_2O 8% 燃料：[vol. %] CH_4 87%, C_2H_6 8%, C_3H_8 5%
移流項離散スキーム	2 次精度中心補間　95% 1 次風上補間　5%
時間積分法	Euler 陰解法
時間刻み [s]	5.0E-6

4．結果および考察

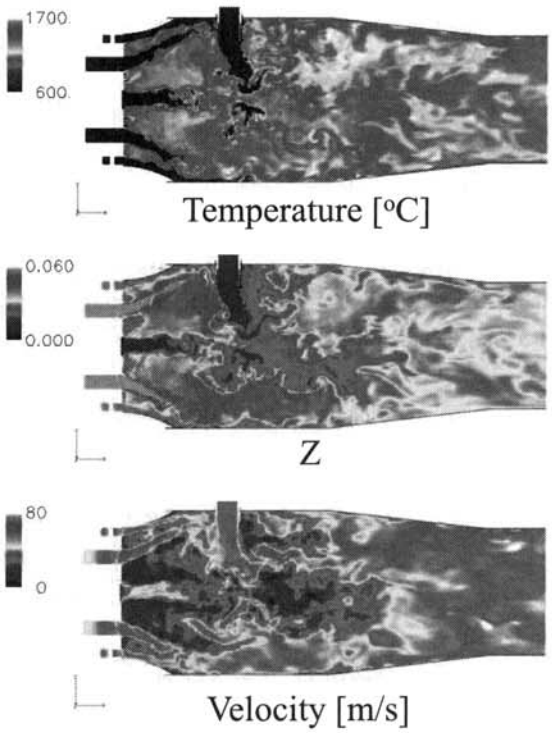
Fig.4 に燃焼器内の温度，混合分率，および流速絶対値の瞬間分布を示す．部分予混合燃焼モデルを適用することで予混合気体の未燃領域が再現されている．また，2 つの燃焼モードで燃焼特性が大きく異なる．L.L.モードでは全領域で混合分率がほぼ均等であるのに対し，R.L.モードでは不均等である．R.L.モードは，L.L.モードに比べ，量論混合気体の領域が狭く，高温領域が比較的小さくなる傾向を示す．

Fig.5,6 に実験での温度計測位置と，それらの位置における時間平均ガス温度の直径方向分布の計算値と実測値との比較を示す．なお，実験では燃焼器径方向の気体成分の分布を計測し，断熱平衡火炎の計算を行うことで火炎温度を求めているため，輻射等の熱損失は考慮されていない．L.L.モード，R.L.モードともに，計算値は実測値と良く一致することがわかる．

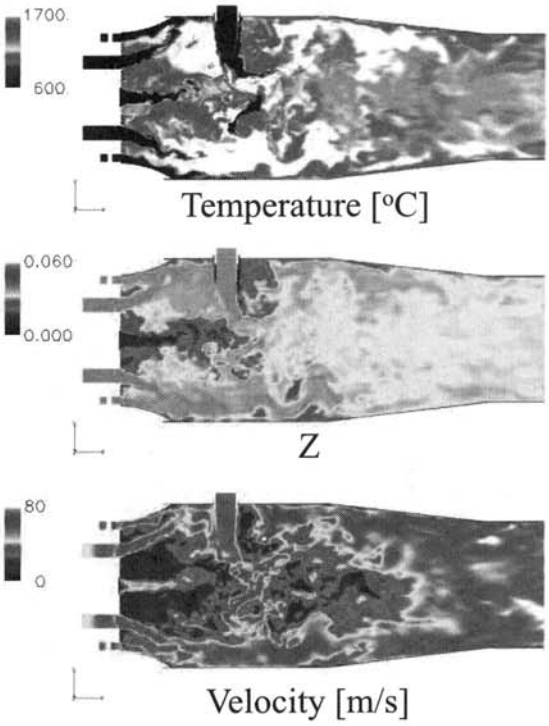
Fig.7 に輻射および壁面からの熱損失が温度場に及ぼす影響（R.L.モード，LineG）を示す．断熱の温度場は，輻射等の熱損失は考慮されていない実

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.204, 2025/07/04.

験値とほぼ一致している．これは，本 LES で採用した乱流燃焼モデルの妥当性を示すものである．輻射および壁面の熱輸送による熱損失の影響により，約 70℃ 程度の温度低下が見られる．



(a) Rich-Lean mode



(b) Lean-Lean mode

Fig.4 Instantaneous distributions by LES

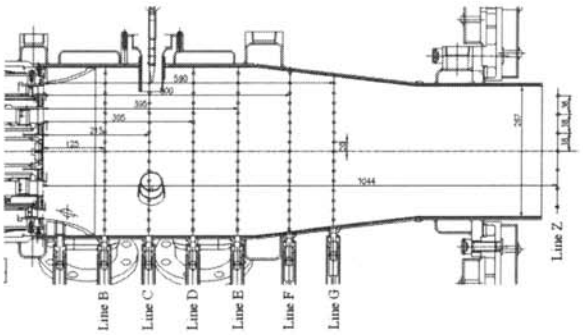
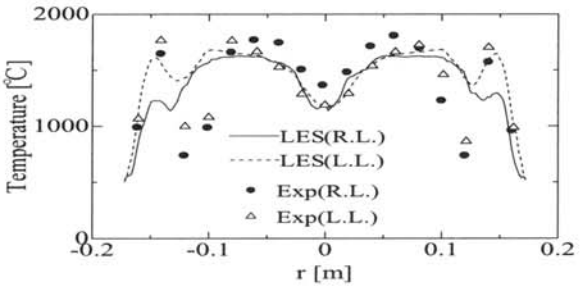
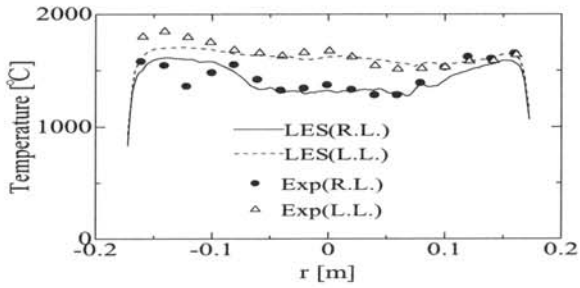


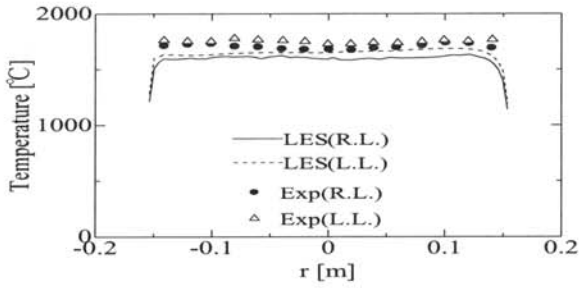
Fig.5 Probe positions



(a) Line-B



(b) Line-D



(c) Line-G

Fig.6 Comparisons of time-averaged temperature between LES and experiment

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

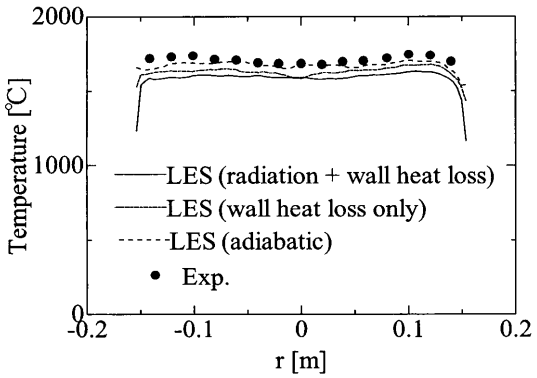


Fig.7 Effect of heat transfer due to radiation and heat loss through walls (R.L. mode, LineG)

5．まとめ

Flamelet/progress-variable 法と G 方程式をカップリングさせた部分予混合乱流燃焼モデルを用いた LES を，三菱重工業の 1700°C 級ガスタービン燃焼器内の乱流燃焼場に適用した．エンタルピーの輸送方程式を別途解くことで輻射や壁面の熱損失を考慮した．

本研究により，Flamelet/progress-variable 法と G 方程式をカップリングさせた LES が燃焼器内の部分予混合乱流燃焼場を良好に再現可能であることがわかった．また，燃焼器内の温度場に及ぼす輻射および壁面の熱損失の影響を詳しく調べることができた．現在は，輻射や壁面の熱損失を考慮した NOx 濃度の高精度予測手法の確立を進めているところである．

謝 辞

本研究を実施するにあたり，三菱重工業高砂研究所　斉藤圭司郎氏，北海道大学　大島伸行教授の協力を得た．ここに記して謝意を表する．本研究の一部は文部科学省高性能汎用計算機高度利用事業「HPCI 戦略プログラム（研究分野 4 次世代ものづくり）」の補助を受けて実施された．

参 考 文 献

1) 大島伸行，中島卓司，斉藤圭司郎：1700°C 級ガスタービン燃焼器の LES 解析，第 13 回動力・エネルギー技術シンポジウム講演論文集，(2008), pp.357-358.
2) Nishida, S., Yamamoto, T., Tsukamoto, K., Oshima, N.: Numerical Simulation of NO production in Gas-Turbine Combustor with Large-Eddy Simulation Using 2-Scalar Flamelet Approach, roceedings of the ASME 2009 International Design Engineering Technical Conference & Computers and Information in Engineering Conference, (2009).
3) Baba, Y., and Kurose, R.: Flamelet characteristics of gaseous and spray lifted flames on two-dimensional direct numerical simulations, J. Fluid Sci. and Technol., Vol.3, (2008), pp.846-856.
4) Baba, Y., and Kurose, R.: Analysis and flamelet modeling for spray combustion, J. Fluid Mech., Vol. 612, (2008), pp.45-79.
5) 黒瀬良一：「京」コンピュータによる乱流燃焼数値シミュレーションの展望，日本燃焼学会誌，Vol. 54, (2012), pp. 134-138.
6) Fujita, A., Watanabe, H., Kurose, R., Komori, S.: Two dimensional direct numerical simulation of spray jet flames. Part 1: Effects of equivalence ratio, fuel droplet size and radiation, and validity of flamelet model, Fuel, submitted.
7) Kitano, T., Nakatani, T., Kurose, R., Komori, S.: Two-dimensional direct numerical simulation of spray jet flames. Part 2: Effect of ambient pressure and lift, and validity of flamelet model, Fuel, submitted.
8) Moriai, H., Kurose, R., Watanabe, H., Yano, Y., Akamatsu, F., Komori, S.: Large-eddy simulation of turbulent spray combustion in a subscale aircraft jet engine combustor, preparation for submission.
9) Saitoh, K., Yuasam, A., and Ito, E.: Development of Combustor with Exhaust Gas Recirculation System for the Next Generation Gas Turbine Combined Cycle, IGTC 2007-ABS-051, (2007).
10) 斉藤圭司郎，湯浅厚志，伊藤栄作，西田幸一，田中克則，有村久登：1700°C 級ガスタービン燃焼器の開発，日本ガスタービン学会誌，Vol.37, No.4 (2009), pp.229-234.
11) 瀧口智志，斉藤圭司郎，木村勇一郎，伊藤栄作，西田幸一，田中克則，塚越敬三：1700°C 級ガスタービン排ガス再循環システムの燃焼器開発，日本ガスタービン学会　講演論文集，(2011), pp.53-57.
12) 伊藤栄作，塚越敬三，坂元康朗，正田淳一郎，斉藤圭司郎，瀧口智志：超高温ガスタービンの要素技術の開発，三菱重工技報，Vol.48, No.3(2011),pp.2-7.
13) Smith T.F., Zhen Z.F., Fridman J.N.: Evaluation of Coefficients for the Weighted Sum of Gray Gases Model, ASME J. Heat Transfer, Vol.104, (1982) pp.602-608.
14) Denison M.K., Webb B.W.: A Spectral Line-Based Weighted-Sum-of-Gray-Gases Model for Arbitrary RTE Solvers, ASME J. Heat Transfer, Vol. 115, (1993) pp.1104-1112.
15) Fiveland, W.A.: Three-Dimensional Radiative Heat-Transfer Solutions by the Discrete-Ordinates Method, J. Thermophysics, Vol. 2, (1988) pp.309-316.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 40 回日本ガスタービン学会定期講演会（釧路）講演論文集，2012.10

【技術紹介】

C-4

軽質燃料対応用低 NOx 燃焼器の開発
—単缶燃焼試験結果—

*鈴木伸寿，伊東正雄，岩井保憲，大友文雄，森澤優一，山下裕（(株)東芝 電力システム社)

Development of Dry Low NOx Combustor for light fuel gas
—Report of single can combustion test—

*Shinju SUZUKI, Masao ITOH, Yasunori IWAI, Fumio OOTOMO,
Yuichi MORISAWA and Hiroshi YAMASHITA(Toshiba Co. Power Systems Company)

ABSTRACT

Dry Low NOx Combustor, designed for 1300 deg C 7FA GT by Toshiba, has been continuously operated for over 72,000hrs. Power generating GT is in trend of increasing high power and high efficiency for recent power supply demand and to reduce CO2 emission. Toshiba conducted development to upgrade the Dry Low NOx Combustion system with combustion test.

Key words: Dry Low NOx, Combustor, combustion test,

1．はじめに

当社にて自主開発した 7FA 型 GT 対応 1300℃級低 NOx 燃焼器は、初着火以来寿命更新過程を経て約 72,000Hr を超える運転時間を経過し、順調に運転されている。昨今の社会情勢によりコンバインドサイクル発電の出力増加ならびに高効率化が求められているとともに、LNG 燃料の供給元の変化に応じて、よりメタン濃度の高い軽質ガス燃料に対する燃焼性が問われている。今後の CO2 削減要求からの高効率化を想定し低 NOx 燃焼器の開発を行い、単缶試験により燃焼温度ならびに軽質燃料に関する燃焼特性確認により良好な結果を得たのでここに報告する。

2．燃焼器仕様

2.1 基本構造

Fig.1 に当燃焼器の構造断面図を示す。燃料系では、ライナの頭部にてパイロット拡散燃料が供給され一次燃焼火炎を形成することによって、火種として機能する。その周囲から、パイロット予混合燃料による予混合火炎を形成することで、一次燃焼域の NOx 発生を抑えつつ、下流側への保炎機能を持たせている。下流側の二次燃焼域では全体の燃料の５０%以上となるメイン予混合燃料による予混合火炎が支配的であり、高負荷領域での低 NOx 運転を実現させる。

メイン燃料ノズルの下流には予混合ダクトが装着されており、ダクト内でメイン燃料と燃焼用空気が混合するようになっている。この予混合ダクトは燃焼器ライナの外周に配置されており、メイン予混合気がライナ軸と直角方向に予混合ジェットとなって噴射することで、ライナ内の燃焼ガス循環流が活発となり、燃焼室内の保炎安定性に大きく寄与している。

一方空気系では、圧縮機吐出より供給された空気は、トランジションピース内筒とライナ下流をインピンジメント冷却後、燃焼用空気としてライナの上流に供給され、各予混合部や冷却シール空気に分配され使用される。予混合当量比の制御では、与えられた各燃料配分に対して燃料弁を使って燃料流量はコントロールするものの、予混合用空気流量をコントロールする可動部等は高温部に一切存在しない。

Table.1 Configuration of Combustion

項目	仕様
燃焼器タイプ	多缶型逆流式
燃焼器入口圧力	1.5MPa abs
燃料種	LNGベース　CH4 80%～100%
燃料系統数	4系統 = 拡散 X 2 + 予混合 X 2
ライナ代表寸法	Φ360mm X H 1000mm
予混合ダクト	8本/缶

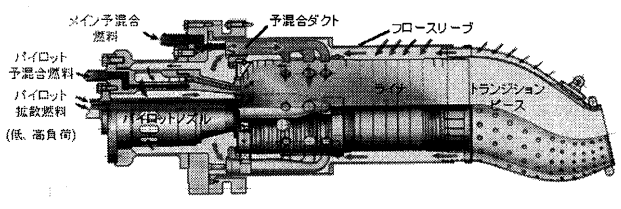


Fig.1 Cross Section of Dry Low NOx Combustion

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

2.2 ガスタービン高効率化燃焼器の特徴

高温化によるサーマル NOx を抑えるため、予混合部の混合改善を図るとともに、GT 高温化高圧化に伴う燃焼速度の増大により、より耐逆火性能を高める必要がある。 Fig.2 にその一例を示すが、メイン予混合の混合室となっている予混合ダクトの内面形状に対する改善である。このダクトは出口のジェット孔が 3 箇所に分岐されており、出口孔が燃焼器軸方向に対し直角になるように予混合ダクト形状を 90 度ベンドしている。この理由は、予混合気を燃焼室内の燃焼性安定化のために、ライナ内に軸方向と直角に貫通するようにしており、その結果強い二次循環流がライナの中で発生することを狙ったものであるが、予混合ダクトの設計としては限られたスペースの中で流れをスムーズに転向しなくてはならず、考慮が必要である。

改造型予混合ダクトは、Fig2 の様に、ダクト出口だけではなく、ダクト内の流速についてもより高速化し、かつ減速域を改善するような流体形状とした。ダクト内の壁面近傍の流速改善は、逆火のような火炎が下流の燃焼室内から火炎が伝播する際、燃焼速度に対抗して流速を上げる必要があり、速度レベルを増加させることが耐逆火保炎性能の向上につながる。

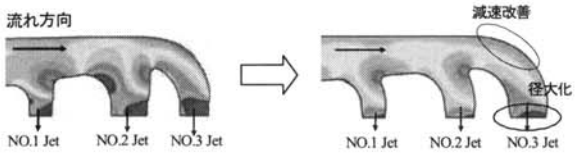


Fig.2 Aero Dynamic upgrade for Premix Duct

3．試験装置概要

3.1 実圧燃焼試験装置

燃焼器試験装置の圧力容器外形を Fig.3 に示す。最大圧力仕様 1.96MPa まで上昇可能な試験装置とした。この装置は単缶を対象としたコンパクト設計で、燃焼器の下流には計測ダクトが設置されており燃焼器出口の性能が評価できる計器が装着されている。

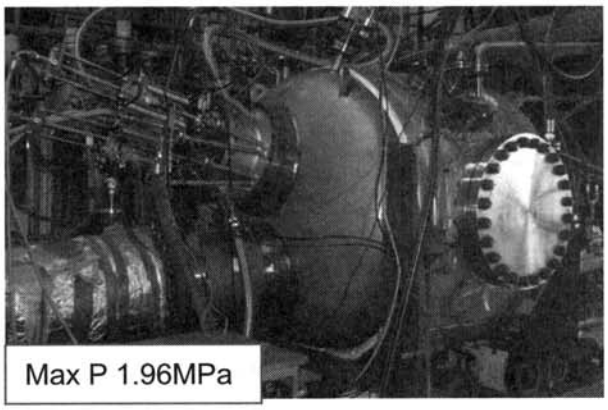


Fig.3 Outline View of Test rig *1)

3.2 強制着火試験

前章に示す燃焼器流体設計改善による逆火特性改善を評価するため予混合ダクトの耐逆火性能を実証した。試験装置を Fig.4 に示す。これは予混合ダクトの入口付近に点火器スパークを施し、予混合室内を強制的着火させ、ダクト内に火炎が残留するかどうかを確認する方法である。

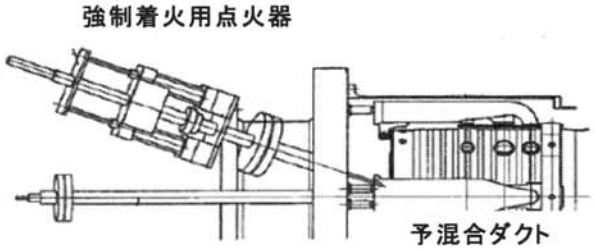


Fig.4 Forced Ignition test in Premix Duct

4．試験結果

4.1 燃焼特性

Fig.5 は負荷運転領域での NOx および燃焼振動の特性を示し、現状燃焼器と改造型燃焼器の試験結果を比較するものである。負荷上昇とともに予混合割合が増すことで低 NOx 化していくことがわかる。空気配分および燃料ノズルの最適化により 100%負荷での排出 NOx を 20%以上削減することが確認された。

また燃焼振動について改造型燃焼器は長期運転実績のある現状燃焼器と同レベルであることを確認した。

燃料成分変化に際しては通常の重質ＬＮＧに加えて、メタン燃料成分が増加した軽質ＬＮＧ燃料においても試験を行い、Fig.5 に示すように良好な試験結果を得ている。これによると、予混合が支配的となる高負荷運転域において、軽質ＬＮＧ燃料は火炎温度が低いので、NOx は微減し、燃焼振動はほぼ等しく、十分管理値内に収まることが確認された。

Fig.6 は Fig.5 同様に負荷運転領域での CO 排出量の特性を比較したものである。Fig.5 の NOx と同様に負荷上昇とともに CO は低下し、CO 排出量は現状燃焼器、改造型燃焼器ならびにガス性状によらずほぼ同様の傾向となることが確認された。

尚、この改造型燃焼器では、このような広範なメタン燃料の変化に対しても燃料配分等の燃料制御設定値を一切変化させることなく、運転が可能であることを確認した。これらの燃料発熱量変化試験によって燃焼性能の変化が極めて少なかったことから、この燃焼器の燃焼安定性を実証することができた。

またライナーのメタル温度計測ににより冷却条件も適切であることを確認した。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

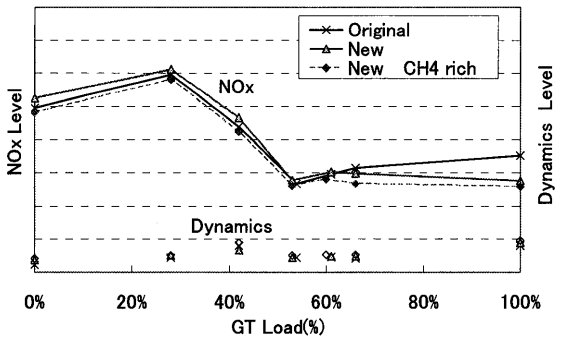


Fig.5 NOx Emission overview for GT Load

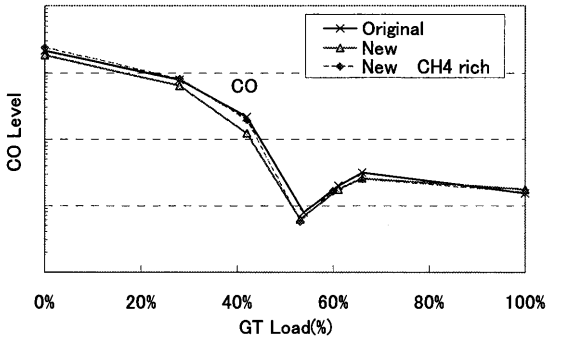


Fig.6 CO Emission overview for GT Load

4.2 耐保炎特性～強制着火試験結果

Fig.4 に示す燃料予混合部での強制着火試験により燃焼器の耐保炎特性試験を行った。Fig.7 に予混合ダクト内の当量比ならびに予混合気断面平均流速に関して着火保炎限界を示す。設計流速点においては予混合ダクト内部で着火した火炎は内部流に押し流され下流燃焼器内に排出され保炎に至らないものである。図中保炎限界曲線は設計点から内部流速を低下させて保炎限界を確認した。

図より改造型燃焼器の保炎限界は現状燃焼器と同様に設計流速点から十分にマージンがあることが確認された。

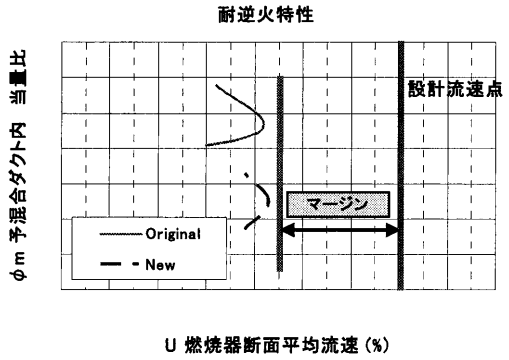


Fig.7 Result of Forced Ignition Test in Premix Duct

5. まとめ

以上のように、実圧燃焼試験により低 NOx 燃焼器の開発について混合特性を改善することで NOx 性能が維持向上できることを確認した。そこでメタン燃料成分が増加した軽質ＬＮＧ燃料においても試験を行い燃焼特性に大きな変化が無いことを確認した。

また予混合部の信頼性を左右する耐保炎性能について検証を行い、設計点は保炎限界に対して十分マージンを有していることを確認した。

*1) This test is done at the Institute of Propulsion Technology which is part of the German Aerospace Center (DLR).

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 40 回日本ガスタービン学会定期講演会（釧路）講演論文集，2012.10

【技術報告】

C-5

1700℃級ガスタービン排ガス再循環システムの燃焼器開発

*田中　優佑，野勢　正和，中尾　光宏，斉藤　圭司郎，
西田　幸一，伊藤　栄作，塚越　敬三（三菱重工）

Development of the Combustor for 1700℃ EGR Gas Turbine.

* Yusuke TANAKA, Masakazu NOSE, Mitsuhiro NAKAO, Keijiro SAITOH,
Koichi NISHIDA, Eisaku ITO and Keizo TSUKAGOSHI (MHI)

ABSTRACT

From the standpoint of global environmental protection, improvement of thermal efficiency of gas turbine combined cycle (GTCC) is required. For this purpose, Mitsubishi Heavy Industries Ltd. has been participating in a national project aimed at developing 1700℃ gas turbine technology. In this project, Exhaust Gas Recirculation (EGR) system combustor is currently under development for NOx reduction at such a high temperature condition. For the EGR combustor development, combustion test was carried out to confirm the NOx reductions in a simulated EGR environment. The combustion test results indicate that emissions of the full scale combustor achieve the target of the project (NOx:50 ppm, CO:10 ppm) at the actual plant pressure condition.

Key words: Gas turbine, combustor, 1700℃, EGR, low-NOx

1．はじめに

近年，地球環境保全の観点より高効率の天然ガス焚きガスタービンコンバインドサイクル(GTCC)が数多く運用されている。GTCC の熱効率はタービン入口温度（燃焼器出口温度）上昇に伴い向上する特性を有し（図１），更なる効率向上のため 2004 年度から国家プロジェクトにおいて 1700℃級のガスタービンの開発を行なってきた [1-3]。本プロジェクトではコンバインドサイクル効率 62%（LHV）以上を目標に，燃焼器，圧縮機，タービン，タービン冷却，遮熱コーティングの各要素の技術開発を実施している。

図２に当社における低NOx燃焼器の開発経緯 [4-6] を示す。窒素酸化物（NOx）の生成は燃焼ガス温度の上昇に伴い指数関数的に上昇するため，1700℃級燃焼器では予混合希薄燃焼方式を用いても NOx 生成が 1500℃級燃焼器に比べ 1 桁近くの増加となる [7]。このような高濃度の NOx に対して，脱硝触媒による環境対策ではコスト面や装置設計面で現実的でないため，超高温ガスタービンに適した低 NOx 燃焼システムの開発が必要になる。そこで，本プロジェクトの一環として，ガスタービンから排出される NOx を抑制するため，ガスタービンと

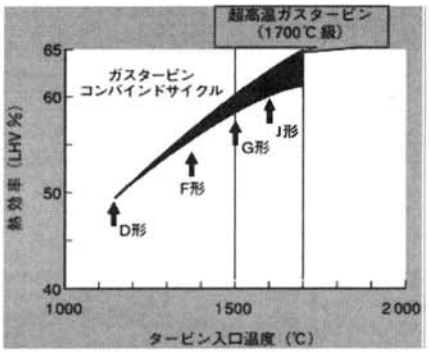


Fig. 1　Turbine Inlet Temperature and GTCC Thermal Efficiency

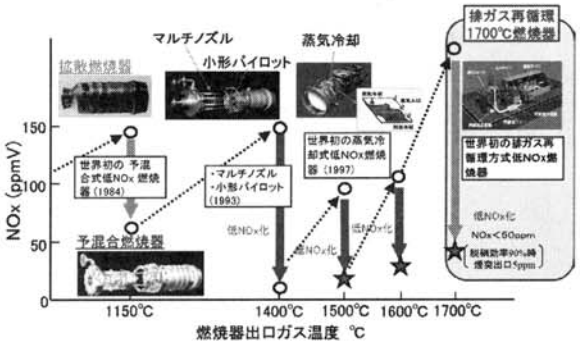


Fig. 2　Mitsubishi Gas Turbine Inlet Temperature and NOx Emission

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.204, 2025/07/04.

しては世界初となる排ガス再循環（Exhaust Gas Recirculation，以下，EGR）方式を採用した燃焼器の開発を進めている。

排ガス再循環燃焼器の開発は平成 20 年度から始まり，実機スケールの燃焼器を用いた中圧燃焼試験により，排ガス再循環方式での NOx 低減効果を確認している[8-10]。本報では実機相当圧力での高圧燃焼試験の結果について紹介する。

2．排ガス再循環燃焼器の開発

2.1　排ガス再循環システム

1700℃級ガスタービンの排ガス再循環システムの実機系統図を図 4 に，プラントイメージを図 5 に示す。採用する EGR 方式として，空気中に排ガスを混入させて燃焼用空気の酸素濃度を低減させるセミクローズド方式を採用している。排熱回収ボイラ（HRSG）下流で分岐された排ガスは，冷却器を通して外気と混合され，圧縮器へと導入される構成となっている。

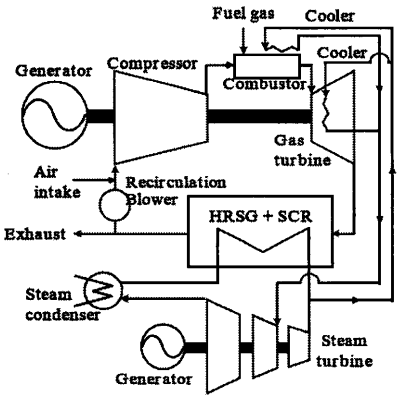


Fig. 4　Exhaust Gas Recirculation System Diagram

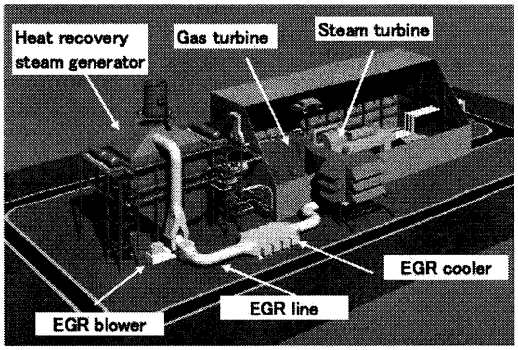


Fig. 5　Exhaust Gas Recirculation Plant Diagram

2.2　燃焼器仕様および開発目標

1700℃級排ガス再循環燃焼器の仕様および開発目標を以下に示す。

1) 燃焼器出口ガス温度　：　1700℃
2) 燃焼方式　：　予混合燃焼方式
3) エミッション目標（ガスタービン出口）
   NOx　：　50 ppm@15%O_2 以下
   CO　：　10 ppm@15%O_2 以下
4) 燃焼筒冷却　：　蒸気冷却方式

3．排ガス再循環時の燃焼特性

実機相当の圧力条件で，EGR 適用による NOx 低減効果を一次元予混合層流燃焼解析により検討した結果を示す。詳細化学反応機構モデルには GRI Mechanism Ver. 3.0（53 化学種，325 素反応）を用いた。

3.1　NOx 特性

NOx 生成に対する EGR の感度を確認するため，燃焼器入口酸素濃度をパラメータとし，次の 3 条件で計算を実施した。

・入口酸素：21.0vol%，19.6vol%，17.0vol%（EGR=0.0%，10.0%，EGR=26.6%@1700℃）

定格 1700℃条件における EGR 比率に対する燃焼器出入口の酸素濃度を図 6 に示す。ここで，EGR 比率は，ガスタービン出口の総排ガス量と再循環させる排ガス量の比である。EGR 比率の増加に伴い燃焼器出入口の酸素濃度は単調に低下するが，その差は EGR 比率に依らずほぼ一定であり，EGR=10.0%，26.6%のときの出口酸素濃度は 6.9vol%，4.3vol%となる。

各酸素条件に対する 15%O2 換算した NOx と燃焼器出口温度（T1T）の関係を図 7 に示す。尚，計算は燃空比をパラメータとした均一予混合燃焼計算結果である。また検討は，燃焼器内ガスの滞留時間相当である 10ms オーダーの状態量とした。入口酸素濃度 21.0%(EGR=0.0%)では NOx が 27.5ppm であるが，入口酸素 19.6%(EGR=10.0%)で 23.5ppm，17.0%（EGR=26.6%）では 15.5ppm と，EGR による酸素濃度低減で NOx 抑制効果があり，EGR26.6%では EGR 無しに比べて 40%程度の NOx 低減効果があることを示している。いずれの条件でも 1700℃燃焼温度において NOx 生成は開発目標の 50ppm 以下となっているが，実際の燃焼器ではフィルム空気や予混合気の燃料濃度不均一性により，燃焼器内部では局所的に高い火炎温度が形成されると考えれる。

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.204, 2025/07/04.

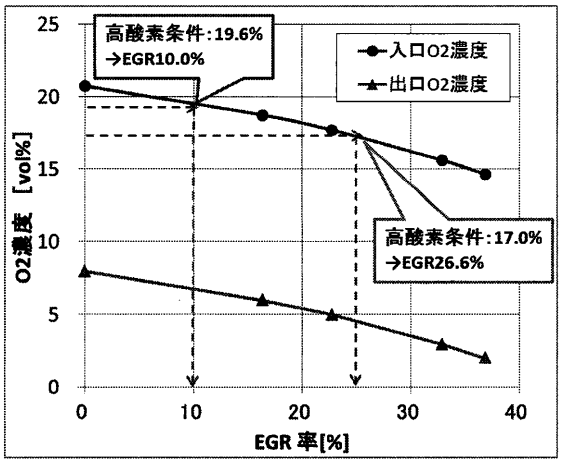


Fig. 6　Exhaust Gas Recirculation (EGR) Ratio and Oxygen Concentration (1,700℃ Conditions)

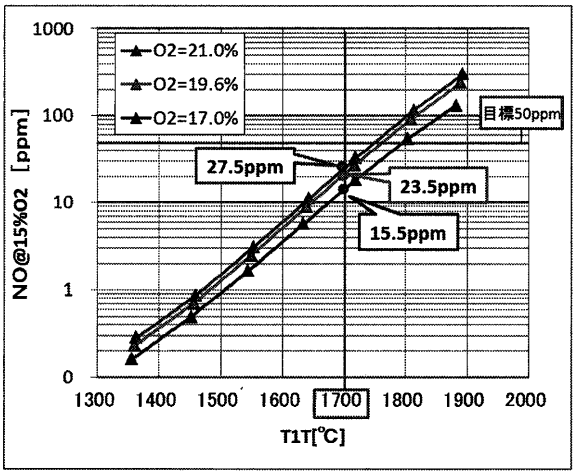


Fig. 7　NOx Concentration vs Combustion Temperature

4．実機燃焼器による高圧燃焼試験

4.1　燃焼器供試体

図８に本試験での供試体概略図を示す。予混合気流路上流の旋回翼内部には燃料流路が形成されており，翼表面から空気流に対して直交して燃料を噴射する構造となっており，均一な予混合ガスを形成する。また，燃焼器中央のパイロットノズルにより希薄予混合燃焼の安定化を図っている。

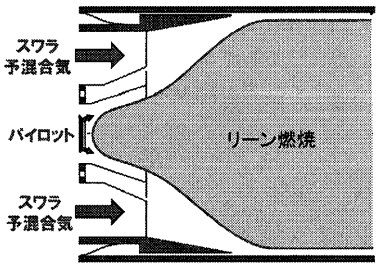


Fig. 8　Flow Diagram of the Full Scale Combustor

4.1　EGR 模擬ガス生成手法

実機での排ガス再循環システムでは，排ガスは熱交換器を介して冷却され，吸気系統に供給されるが，この冷却方式を本試験に適用するには大型の熱交換機が必要となり，コスト・設置スペースの面で困難である。そこで本試験では排ガス発生用燃焼器（プリバーナ）と減温ダクトを併用した方式を採用した。図９に試験装置構成の概略図を示す。プリバーナを供試体燃焼器の上流に設置し，供試体に供給する空気の酸素濃度を調整した。排ガス発生用燃焼器下流に減温スプレーダクトを設け，所定の酸素濃度，ガス温度に調整した。

本試験では水噴射によって燃焼用空気（EGR 模擬ガス）に水分が含まれるため，水分が燃焼器性能に与える影響が懸念される。そこで一次元予混合層流燃焼解析を用いて燃焼性への影響を検討した。解析は実機条件（熱交による排ガス再循環システム）と試験条件（プリバーナ+水噴射方式）にて行った。尚，EGR 比率による感度も確認するために高酸素条件（O2=19.6%）と低酸素条件（O2=17.0%）での計算をそれぞれ実施した。

NOx 生成速度への影響について図１０に示す。高酸素条件では試験条件と実機で大きな違いはないが，低酸素条件では試験条件（水噴射方式）の方が実機条件に比べて NOx 生成速度が小さい（T1T=1700℃で約 5.8%減少）。これは水噴射により窒素分圧が減少したことに起因していると考えられる。

また，燃焼速度に関する検討結果を図１１に示す。層流燃焼速度における試験条件と実機条件での違いは無く，試験条件での水分量が保炎性等の燃焼性に及ぼす影響はないと考えられる。

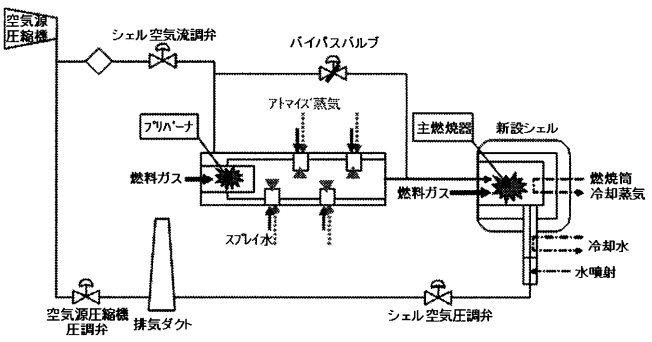


Fig. 9　System Diagram of the Full Scale EGR Simulated Combustion Test Facility

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.204, 2025/07/04.

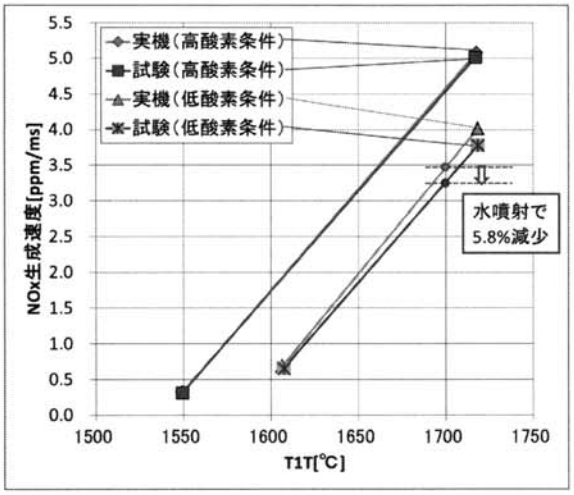


Fig. 10　Prediction of NOx Products

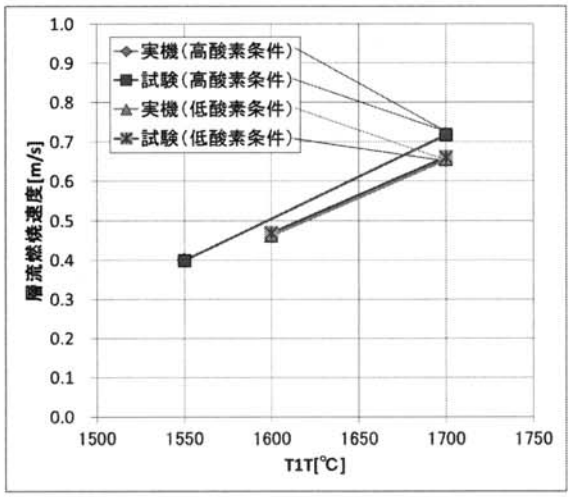


Fig. 11　Prediction of Laminar Burning Velocity

4.2　高圧燃焼試験装置

実機圧力での燃焼試験を実施するために高圧試験装置を製作した。図１２に高圧試験装置の概略図を示す。プリバーナ（+水噴射）からの燃焼用空気（EGR 模擬ガス）はディフューザを通過後，試験シェル内の車室形状を模擬した容器（セクタ）を通り，燃焼器入口に供給される。NOx，CO といった排ガス計測は燃焼器出口の下流に設けた排ガスサンプリングで吸引して行う。

尚，NOx は燃焼器上流の排ガス発生燃焼器からも発生するため，供試体燃焼器上流の燃焼用空気についてもガス組成計測を行い，入口と出口の差分を供試体燃焼器で発生する NOx と定義した。この NO x 定義の成立性について，化学反応解析（一次元予混合層流燃焼解析）を用いて，試験条件である当量比 0.7～0.9 では入口空気中の NOx 成分が燃焼出口 NOx 濃度に影響がないことを確認している。また T1T については，O2，CO2 濃度を用いて化学平衡計算により算出し設定している。

図１３に高圧燃焼試験シェル外観図を示す。試験シェルの設計仕様は，最高使用圧力は 31ata，最高使用温度は 550℃である。

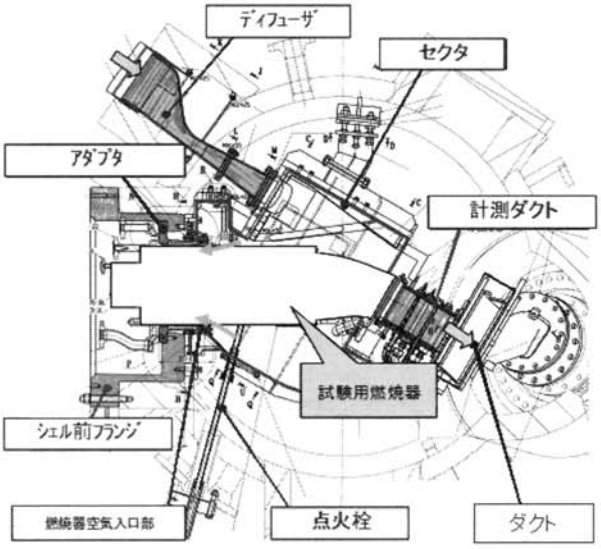


Fig. 12　System Diagram of the Combustion Test Facility

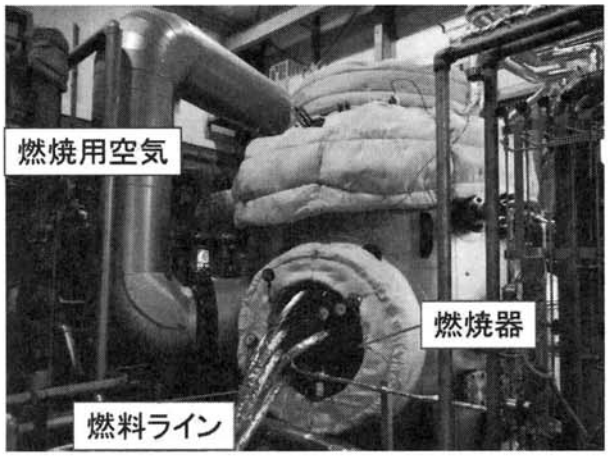


Fig. 13　Appearance Diagram of the Combustion Test Shell

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.204, 2025/07/04.

4.3 試験結果

試験条件として，燃焼器圧力，入口空気温度，流量を実機相当に設定した。また EGR 比率と NOx 生成の感度を確認するために低 EGR 率（EGR10%）を想定した高酸素条件（入口酸素 19.6vol%）と高 EGR 率（EGR26%）を想定した低酸素条件（入口酸素 17.0vol%）にて燃焼試験を実施した。

図１４に燃焼器出口温度（T1T）に対する NOx 値を示す。燃焼器出口温度 1700℃条件において，低酸素条件の NOx は高酸素条件（70ppm）から大幅に低減し，開発目標である 50ppm を下回る 16ppm となった。先に示した一次元層流予混合燃焼解析の NOx 低減効果（約 20%）に比べ大幅な NOx 低減となった理由として，①予混合気濃度の不均一が有り，EGR の効果が大きい（NOx の主たる発生源である局所の高燃料濃度領域で形成される火炎温度が抑制された），②酸素濃度の低下に伴い燃焼速度が低下することで火炎位置が下流化し，燃焼時の混合気濃度均一性が促進したことと，火炎帯流時間が減少したこと，以上のような要因が推察される。

図１５に燃焼器出口での CO 濃度を示す。EGR 条件下では酸素濃度低下により，化学反応の影響で排ガス中の CO が増加することが懸念されるが，高酸素条件，低酸素条件のいずれの条件についても 3ppm 程度と開発目標 10ppm を満足する結果となった。CO 濃度に大きな変化がないことからも分かるように燃焼器出口での燃焼効率は大きく悪化していない。

図１６に燃焼振動計測結果を示す。尚，計測した内圧変動値は内圧変動の設計制限値で無次元化している。高酸素条件，低酸素条件いずれの場合も制限値を超えていない。EGR を付加した低酸素条件下では保炎性の悪化が懸念されるが，燃焼振動を誘発するような不安定燃焼は生じなかった。

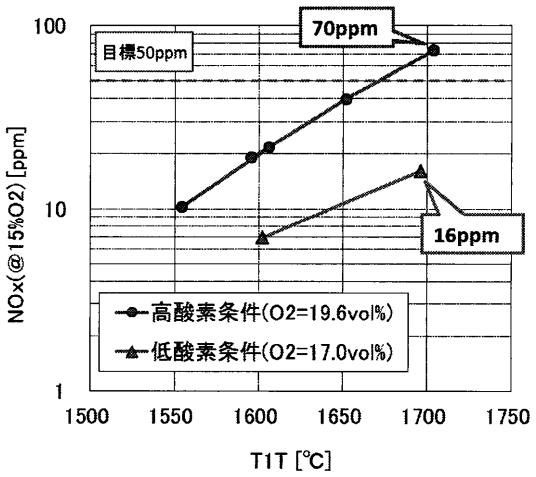


Fig. 14 Combustion Test Results (NOx Concentration vs. Combustor Outlet Temperature)

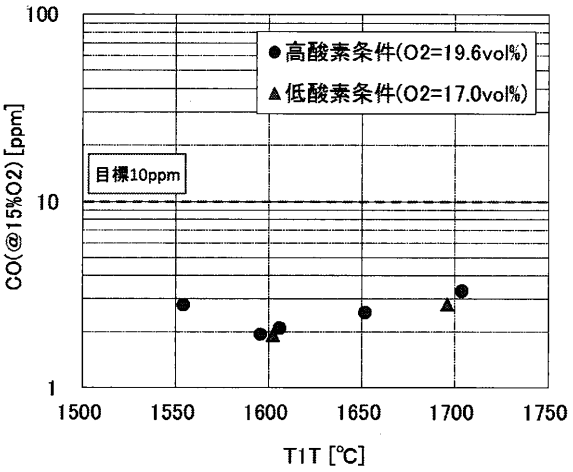


Fig. 15 Combustion Test Results (CO Concentration vs. Combustor Outlet Temperature)

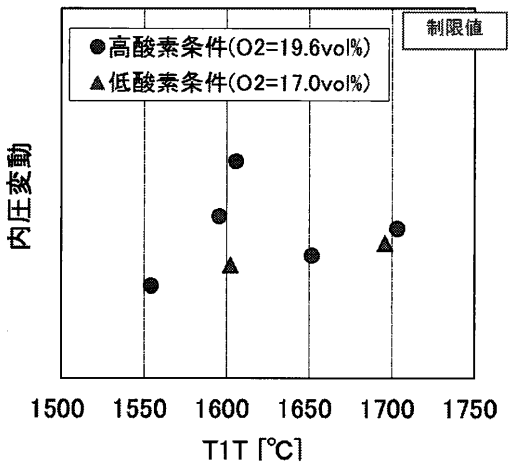


Fig. 16 Combustion Test Results (Combustion Oscillation)

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

5．結言

本研究では 1700℃級の排ガス再循環方式ガスタービン燃焼器開発のため，EGR を模擬する高圧燃焼試験装置を設計・製作し，実機スケール燃焼器での高圧燃焼試験により実機 EGR 条件での燃焼器性能を確認した。以下にその結果を示す。

・15%O_2 換算 NOx は高酸素条件（O2=19.6vol%）の 70 ppm に対して低酸素条件（O2=17.0vol%）で 16ppm であり，実機圧力条件下での EGR の効果を確認し，目標値 50ppm を大きく下回る結果を得た。

・15%O_2 換算 CO は実機圧力条件において高酸素条件，低酸素条件のそれぞれについて 3ppm 程度と EGR 率に対して感度が小さいことを確認し，目標値 10 ppm を満足する結果を得た。

・燃焼振動は実機圧力下での EGR 条件において発振せず，安定して燃焼できていることを確認した。

謝 辞

本研究は，経済産業省による「エネルギー使用合理化技術開発費補助金（高効率ガスタービン実用化要素技術開発）」により行われたものである。

参 考 文 献

1) 塚越ほか：大型発電用ガスタービンの最新技術動向，三菱重工技報，Vol.42, No.3(2005-10), p98-103.
2) 塚越，川田：次世代高温・高効率ガスタービンの技術動向，配管技術，Vol.6 (2006), p15-21.
3) 塚越ほか：1700℃級ガスタービンの要素技術の開発，三菱重工技報，Vol.44, NO.1 (2007), p2-5.
4) Aoyama, K., Mandai S.: Development of a Dry Low NOx Combustors for 120MW Gas Turbine, ASME paper 84-GT-44 (1984)
5) 梅村ほか：最新鋭 1500℃級のガスタービンの開発・運転状況，三菱重工技報，Vol.35, No.1 (1998-1), p2-5.
6) Tanimura S., Akamatsu S., et al.: New Dry Low NOx Combustor for Mitsubishi M501/701G, Proceedings of ASME Power 2007.
7) 技術資料「燃焼に伴う環境汚染物質の生成機構と抑制法」初版，日本機械学会，P51.
8) 斉藤ほか：1700℃級ガスタービン燃焼器の開発，日本ガスタービン学会誌，Vol.37(4) (2009), p229-234.
9) 瀧口ほか：1700℃級ガスタービン燃焼器の開発，第40回ガスタービン定期講演会講演論文集
10) Satoshi T., Keijiro S., et al.: Development of combustor with exhaust gas recirculation system for 1700℃ class Gas Turbine, IGTC 2011-0217.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 40 回日本ガスタービン学会定期講演会（釧路）講演論文集，2012.10

【技術紹介】

C-6

CNT-4002MN 型ポンプ駆動用ガスタービン装置の開発

*樽井　真一，　渡辺　総栄，　内野　孝（新潟原動機株式会社）

Development of Niigata CNT-4002MN gas turbine pump drive unit

*Shinichi TARUI, Souei WATANABE, Takashi UCHINO (NPS)

ABSTRACT

Niigata Power Systems Co, Ltd. (NPS) has developed CNT-4002MN gas turbine unit for pump drive of output 4000 PS, and launched in 2010. This unit is a twin type gas turbine that outputs 4000 PS from one output shaft through the reduction gear as for the output of the each gas turbine of 2000 PS. The main engine of the pump drive unit is NGT2BM gas turbine of 2000PS, and it has results from the sales beginning in 2001 in the domestic market up to the present. The rotational speed of the output shaft can be change in 700-1000min-1, and apply the waste water pump and another usage of a mechanical drive. To adapt the load change while running, the full digital controller devices we applied for are stabilizing the rotational speed of the power turbine of two set of two shaft gas turbines. It is expected that this unit is useful by a river surrounding area advanced by urbanization as the waste water pump on the flood control.

Key words: Pump drive unit, Two shaft Gas Turbine

1．はじめに

新潟原動機株式会社（NPS）は，出力 4000PS の CNT-4002MN 型ポンプ駆動用ガスタービン装置を新規開発し，2010 年に販売を開始した。この装置は，2001 年から販売実績のある当社製の出力 2000PS の NGT2BM 型 2 軸式ガスタービン 2 台を，減速機を介して 2 機 1 軸化することで 4000PS の出力にしたものであり，ポンプ駆動用横型 2 軸式ガスタービン装置としては，国内最大級の出力となっている。

近年，日本では，河川周辺地域の都市化が進み，これらの地域での豪雨や台風への対策の重要性が増しており，本ポンプ駆動用ガスタービン装置は，このような地域の雨水排水ポンプ施設に適用できるものである。そして，軽量小型で大出力，低 NOx，低騒音，低振動等のガスタービンの長所も活かし，設置要件の厳しい都市圏のポンプ施設として，地域の治水対策に貢献できるものと考えている。

本論文では，このポンプ駆動用ガスタービン装置の主要性能や特徴，開発試験内容について紹介する。

Table 1 に装置主要目，Fig.1 に装置外観を示す。

Table 1　CNT-4002MN 装置要目

ポンプ駆動装置	型式	CNT-4002MN
	定格出力	4,000PS(2,942kW)
	回転速度	1,000min-1
	始動時間	約 60 秒
	再始動時間	約 60 秒
	燃料	A 重油，軽油，灯油
ガスタービン	型式	NGT2BM-T
	圧縮機	遠心 2 段
	燃焼器	単筒缶型
	ガス発生機タービン（GGT）	軸流 2 段
	出力タービン（PT）	軸流 1 段
	回転速度（GGT）	22,000 min-1
	回転速度（PT）	22,000 min-1
減速機	構成	2 機 1 軸式
	減速比	1：22
	高速側歯車	遊星式
	低速側歯車	平行式

周囲条件：40℃，高度 150m

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.



Fig.1　CNT-4002MN 装置外観

2．ポンプ駆動装置の概要及び特徴

CNT-4002MN 型ポンプ駆動用ガスタービン装置は，ガスタービン及び減速機を水平に配置した横型 2 軸ガスタービン装置であり，以下の特長を有する。

1) 自社開発純国産ガスタービン

シングル機で実績のある当社製 NGT2BM 型ガスタービンを 2 機 1 軸化した純国産ガスタービン装置であり，充実したアフターサービスが可能である。

2) 低回転高トルクの 2 軸ガスタービン

2 機のガスタービンが出力軸減速機を介して 1 軸となる構造であり，2 軸ガスタービンの特性はそのままに，出力の倍増を図っている。従ってクラッチや流体継手は不要である。

3) 高い始動信頼性

始動時に 2 機のガスタービンを個別に燃料制御できるよう燃料制御弁を 2 台装備し柔軟なガスタービン始動調整を可能としている。始動時間約 60 秒，また停止動作中の再始動要求に対しても約 60 秒で再始動可能であり，ポンプ駆動用として迅速で確実な始動性を有する。

4) 先行待機運転ポンプに最適

2 軸ガスタービンであるため，ポンプ側にクラッチを設置していない場合においても，無負荷の管理運転が可能であり，また雨水の急激な流入に備えた先行待機運転も可能である。

5) 高性能制御装置

フルデジタルコントローラの採用及び弊社非常用ガスタービンで培った機関制御のソフトウェア技術により，定常運転の他，始動や負荷変動に対しても，フレキシブルな燃料制御が可能となっている。

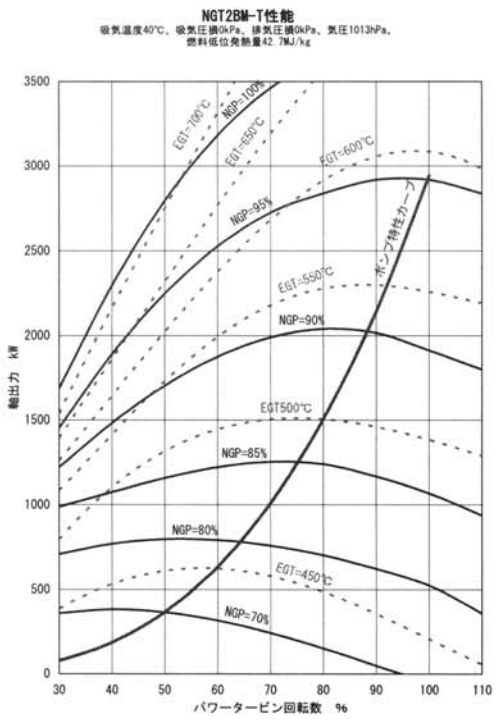


Fig.2　CNT-4002MN ガスタービン性能線図

Fig.2 に吸気 40℃のガスタービン性能線図を示す。

3．ガスタービン機関の構成部品

3.1　ガスタービン本体

CNT-4002MN 型装置の主機関である NGT2BM 型ガスタービンは，当社製 CNT-2002M 型ポンプ駆動用ガスタービン装置の主機関としての実績があり，CNT-4002MN 型装置には，特に設計変更なくそのまま適用している。

Fig.3 にガスタービン断面図を示す。

各構成部品について，以下に述べる。

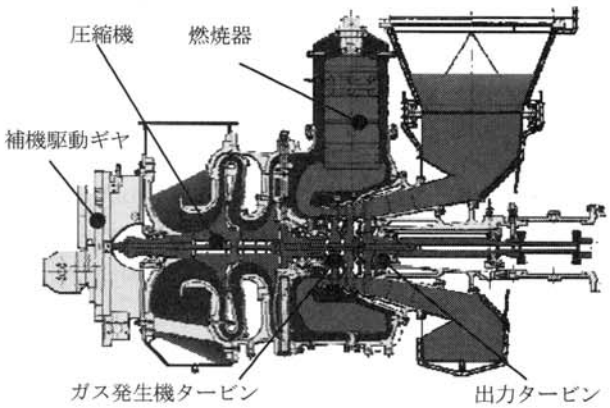


Fig.3　NGT2BM ガスタービン断面図

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.204, 2025/07/04.

1) 圧縮機

圧縮機は遠心式の2段インペラから構成され，当社製1600kW非常用ガスタービンのNGT2B-S型ガスタービンと同じインペラ翼形状を採用している。圧縮機の諸元は定格出力点において，空気流量8.6kg/s，圧力比8.1である。

2) 燃焼器

燃焼器は単筒缶型のシンプルな構造で，ライナ内壁面には遮熱コーティング（TBC）を施工し耐久性を高めている。

燃焼器ライナは外筒とピンで固定され，その状態でタービンケースに取り付けるシンプルな構造であるため，保守点検が容易である。

3) 燃料噴射ノズル

燃料噴射ノズルは，圧力噴霧式による確実な着火性と，気流微粒化式によるクリーンスモークの両方を兼ね備えたシンプルな構造を採用している。

4) タービン

ガス発生機タービンは軸流2段タービンとし，第1段静動翼は空冷翼を採用している。第1段目の静翼はコバルト基，動翼はニッケル基の耐熱合金鋼を精密鋳造により製作している。

出力タービンは，軸流1段タービンである。

3.2 補機駆動ギヤ及び出力軸減速機

1) 補機駆動ギヤ

ガス発生機タービンの吸気側には始動装置，燃料ポンプ及び潤滑油ポンプを駆動する補機ギヤが2機のガスタービンにそれぞれ1式ずつ結合されている。

2) 出力軸減速機

減速機は，ガスタービン2機の入力を受け1軸で出力するものである。遊星歯車と平行歯車により構成されている。軸方向寸法をなるたけ短くし，パッケージ全長を押さえるとともに，潤滑油の給油ラインは，ケーシングに内蔵する（外部配管を極力無くす）ことで，構造の簡素化，部品点数の削減，組立作業工数の低減を図っている。

Fig.4に出力軸減速機の断面図を示す。

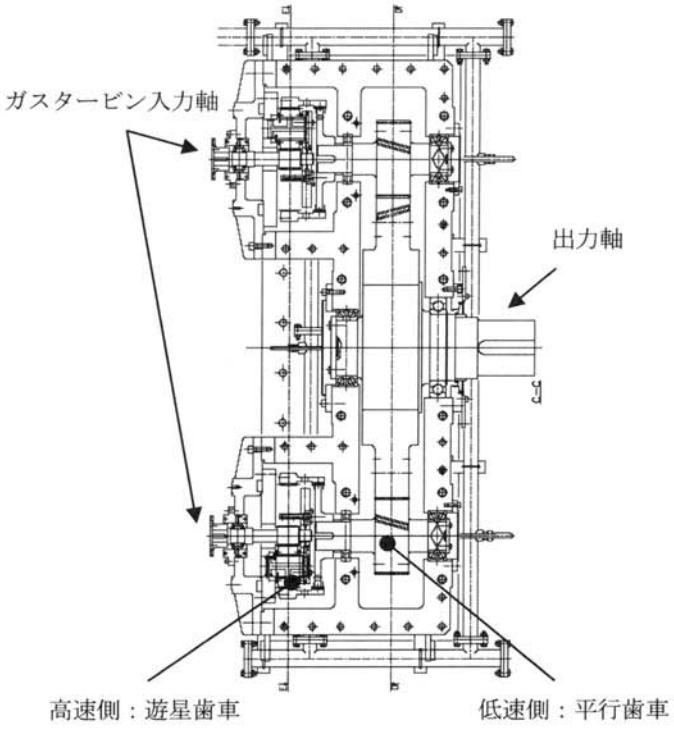


Fig.4　出力軸減速機断面図

4．ポンプ駆動用装置パッケージ

4.1 パッケージ概要

2台のガスタービンと出力軸減速機を台床に据付け，エンクロージャを上から被せたパッケージとなっている。

Fig.5にパッケージング中の写真を示す。

また，Fig.6にポンプ駆動装置パッケージの断面図を示す。

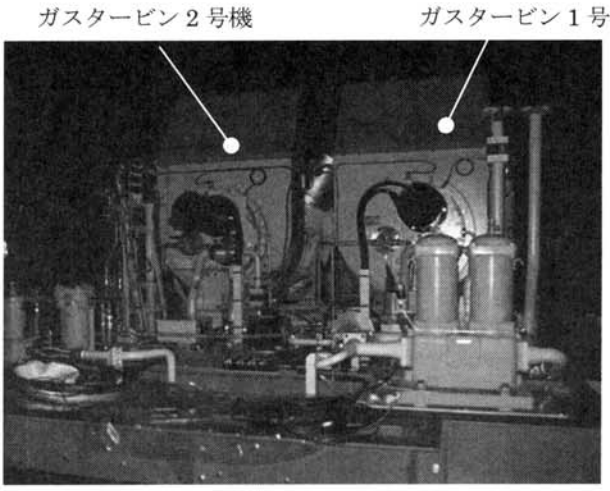


Fig.5　パッケージング写真

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

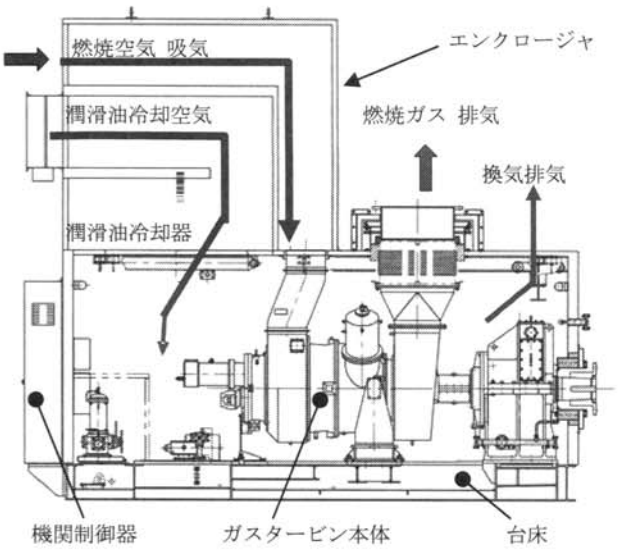


Fig.6　ポンプ駆動装置パッケージ断面図

ポンプ駆動装置パッケージは，小型・軽量のガスタービンの特長を活かして軽量・コンパクトにまとめることで，設置スペースを節減。また，周囲1ｍでの騒音は85dB(A)以下を標準としている。

4.2　換気レスパッケージ

ポンプ駆動用装置は，豪雨や洪水等の発生時に運用されることが想定されるが，このような災害時には停電が併発する可能性がある。そこで当社では，装置のオプションの一つとして，パッケージ内換気にモータファンを使わずに，ガスタービンの燃焼用空気を利用する換気レスパッケージを開発した。装置断面図をFig.7に示す。

なお，本システムではパッケージ内の暖められた空気を吸入するため，出力は定格の70%となる。

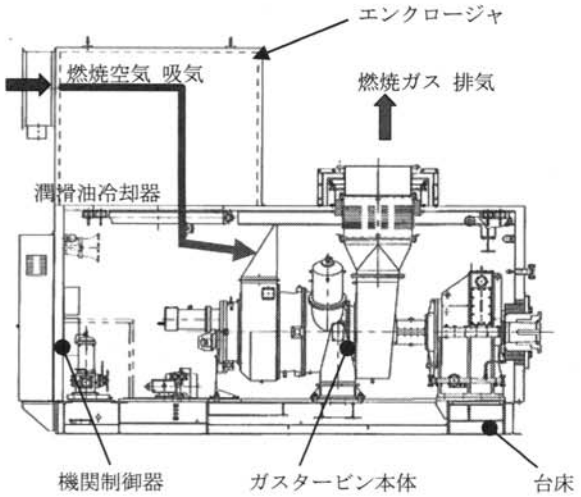


Fig.7　換気レスパッケージ

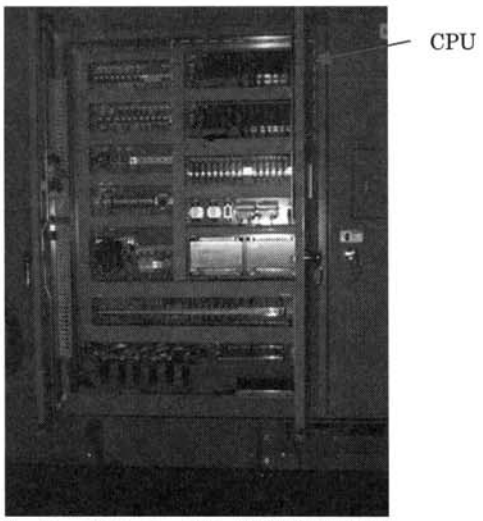


Fig.8　ガスタービン制御装置外観

4.3　ガスタービン制御装置

ガスタービン制御装置は，高性能PLCを採用し，フルデジタルコントロールによりフレキシブルな燃料制御が可能となり，良好な始動性能や負荷追従性を実現している。Fig.8に機関制御器外観写真を示す。

また制御信頼性・冗長性向上のためのオプションとして，CPUの2重化やセンサ2重化にも対応可能となっている。

5．開発試験

5.1　試験概要

CNT-4002MN 型ガスタービンポンプ駆動装置の開発試験においては，新設計となった減速機の振動や潤滑油温度，新たに取り組んだ2機2軸ガスタービンの制御，パッケージ内の温度分布や遮音性能などを中心に設計検証を行った。

5.2　出力軸減速機検証試験

出力軸減速機の振動値は，無負荷から全負荷において当社管理値内であり，また潤滑油の油量，温度，圧力も管理値内で安定して運転できることを確認した。

開発試験では，負荷運転試験の他，実運用時の管理運転や待機運転時の無負荷連続運転を想定し，無負荷にて50時間程度の連続運転を実施した。

試験後に開放点検し，歯車及びスプラインの歯面，軸受等が特に異常なく良好であることを確認した。

Fig.9に出力軸減速機の点検写真を示す。

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.204, 2025/07/04.

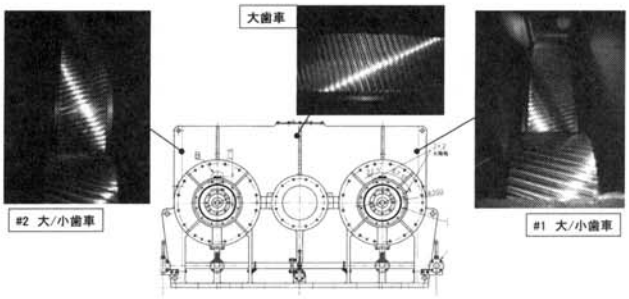


Fig.9　減速機点検写真

5.3　始動性能試験

本装置では，始動時には2機のガスタービンの燃料流量を個別に制御できるよう燃料制御弁を 2 台装備しており，また当社非常用ガスタービンで培った急速始動の技術を水平展開することで，始動指令からアイドル回転速度まで約 60 秒での急速始動が可能である。

また，機関停止操作中に，再度始動指令が入った場合でも，約 60 秒で再始動できることも実証した。この再始動システムのポンプ駆動用装置への適用は業界初となる。

Fig.10 に通常始動のトレンドを示す。2 機のガスタービンには機差により若干の排気温度差が生じているものの安定して加速し，約 40 秒で始動完了（アイドル回転に到達）することを確認した。

また，Fig.11 に再始動トレンド図を示す。ガスタービン機関停止中の再始動の場合は，2 機のガスタービンの再着火タイミングに若干のタイムラグが生じているが，その後の燃料制御にて安定して加速し，約 45 秒での始動完了を確認した。

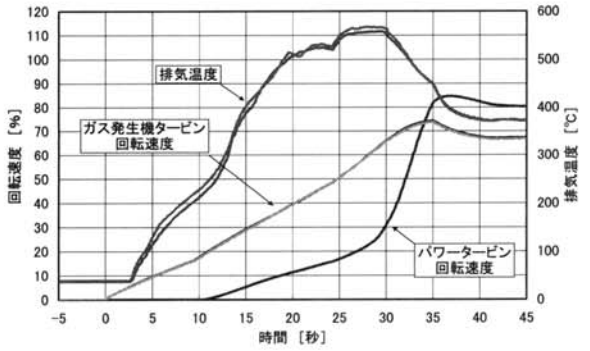


Fig.10　始動トレンド

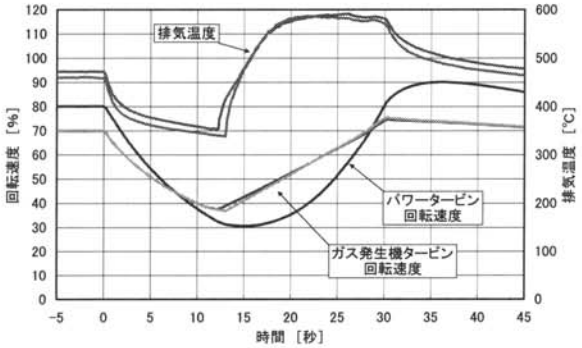


Fig.11　再始動トレンド

5.4　パッケージ検証試験

パッケージの性能として，エンクロージャ内部の温度分布を計測し，エンクロージャ内に配備された使用機器類の温度が許容値以内であることを確認した。またエンクロージャ周囲 1 m での騒音は 85dB(A)以下であることを確認した。

6．まとめ

CNT-4002MN 型ポンプ駆動用ガスタービン装置は，河川周囲の都市化が進む最近の社会的ニーズに適する大型の 2 軸ガスタービン装置である。

2001 年から製造・販売を開始した当社製ポンプ駆動用ガスタービン装置は，多くの納入実績と信頼性の面で高く評価いただいており，この新しいポンプ駆動用装置が，さらに多くのユーザーにご活用いただけるものと期待している。

参 考 文 献

1) 樽井真一:NIIGATA CNT4002MN ポンプ駆動ガスタービン装置，ガスタービン学会誌，Vol. 39，No. 5（2011）pp. 350-351.

2) 住吉雅史，斉藤雅昭，渡辺総栄，畑本拓郎:非常用ガスタービン設備の現状と開発動向，ガスタービン学会誌，Vol. 40，No. 1（2012）pp. 15-20.

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 40 回日本ガスタービン学会定期講演会（釧路）講演論文集，2012.10

【技術紹介】

C-7

高湿分空気利用ガスタービンシステムの総合試験状況

*武田　拓也，荒木　秀文，八木　学，田川　久人，
小金沢　知己，明連　千尋（日立製作所）

Progress of the 40MW-class Advanced Humid Air Turbine Test

*Takuya TAKEDA, Hidefumi ARAKI, Manabu YAGI, Hisato TAGAWA,
Tomomi KOGANEZAWA, Chihiro MYOREN (Hitachi)

ABSTRACT

To verify applicability of a heavy-duty gas turbine to the Advanced Humid Air Turbine system, a 40MW-class test facility was built. The test run began from January 2012 and interactions between the key equipments were measured. Firstly, an increment of the mass flow rate and the pressure ratio of the axial flow compressor owing to WAC (Water Atomization Cooling) were confirmed. The measurements of the compressor discharge temperature almost agreed with the calculation result, which proved accuracy of the developed model. Secondly, a hybrid nozzle cooling system, which utilizes both compressor exit air and humid air, was developed and tested. The metal surface temperature of the first stage nozzles was kept under the designed temperature, which matched the calculation result. Finally, a control method which realizes both flame stability and low NOx emissions was studied. Although the power output and air humidity were lower than the rated value, NOx concentration was about 10ppm.

Key words: Gas turbine, Humid air, Regeneration cycle, Water atomization cooling, Recuperator

1．緒言

高湿分空気利用ガスタービンシステムとは、1981 年に提案された HAT サイクル [1]の中間冷却器を、WAC(Water Atomization Cooling; 吸気噴霧冷却)に置き換えた、新しいガスタービン発電サイクルである。2004 年度からは、日立製作所、電力中央研究所、住友精密工業らにより、経済産業省の補助を得て開発中である。2006 年度までのフェーズ 1 では、高湿分遠心圧縮機、燃焼器、タービン、再生熱交換器などの要素機器を開発し、3MW 級システム検証機の建設、運転により、高湿分空気利用ガスタービンシステム全体としての成立性、起動時間や負荷変化率の運用性を検証した [2][3]。2008 年度からのフェーズ 2 では、高湿分対応の軸流圧縮機、多缶燃焼器など重構造ガスタービンの構成機器を開発し、茨城県ひたちなか市に 40MW 級の総合試験装置を建設した [4]。本報告では、2012 年 1 月から開始した 40MW 級総合試験に関し、ガスタービン本体の試験状況を中心に報告する。

2．高湿分空気利用ガスタービンについて

高湿分空気利用ガスタービンは、ガスタービンの排ガスの熱を再生熱交換器で回収し、さらにコンバインドサイクルの蒸気タービンの蒸気量に匹敵する湿分を燃焼用空気に加えることにより、蒸気タービン無しで、高効率を達成することができる。高湿分空気利用ガスタービンシステムの概略系統を図 1 に示す。高湿分空気利用ガスタービンシステムは、発電用として一般的な産業用ガスタービンで構成できることを特徴としており、圧縮機の中間冷却器は設置せず、WAC システムにより圧縮機の動力低減を図っている。圧縮機出口に設置した空気冷却器の回収熱と、再生熱交換器の下流に設置したエコノマイザの回収熱により、増湿塔へ供給する熱水を生成し、圧縮機出口の空気を飽和状態まで加湿する。質量割合で 15～20%程度の湿分を加えることにより、圧縮機の動力を増加させること無くタービンの作動流体の流量と比エンタルピを増加させることができ、加湿無しの再生サイクルと比較して、軸出力と発電効率を大幅に向上できるシステムである。エコノマイザを通過した排ガスは、気液直接接触式の水回収装置に供給され、添加された湿分を回収し、補給水の大幅低減を図っている。水回収装置で湿分を除去し

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

た排ガスは、景観に配慮して白煙発生を防止するため、排ガス再加熱器で昇温してから大気に放出する。高湿分空気利用ガスタービンの運用性の特徴は、主機がガスタービンのみであり、起動停止や負荷変化が速いことである。環境性の特徴は、高湿分燃焼のため、燃焼器での NOx 発生が少ないことと、排熱の温度レベルが高いため冷却塔による冷却が可能であり、内陸部にも設置可能なことである。

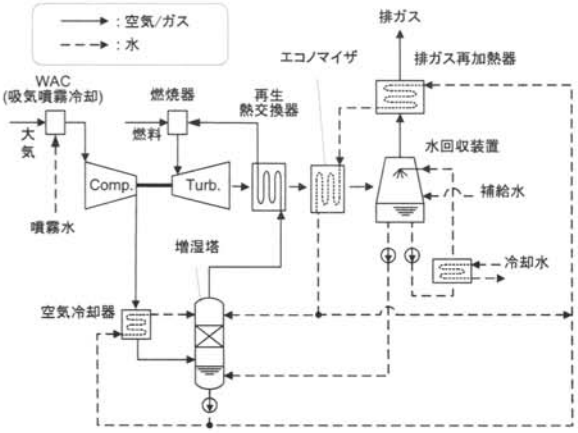


図 1 高湿分空気利用ガスタービンシステムの概略系統図

3．総合試験状況

3.1 試験目的

これまで、3MW 級検証機により高湿分空気利用ガスタービンシステムの原理的な成立性の検証、大気温度特性、運用性評価を実施した [2)3)]。3MW 級検証機は、遠心圧縮機、単缶燃焼器など小型ガスタービンの構造で構成されており、事業用の重構造ガスタービンの高湿分空気利用ガスタービンへの適用性は検証されていない。そこで、高圧、高湿分環境における重構造ガスタービンの軸流圧縮機、燃焼器、タービン（翼冷却）、再生熱交換器の各機器について、要素開発技術の検証と共に、システム全体の機能、各機器の相互作用を確認する目的で、茨城県ひたちなか市の日立製作所内に 40MW 級総合試験装置を建設した。ガスタービン本体に関しては、多段軸流圧縮機における液滴蒸発モデルの検証、高湿分空気による翼冷却効果の検証、高湿分空気での燃焼安定性および低 NOx 燃料制御方法の確立と検証を目的とした。

3.2 総合試験装置構成

表 1 に、総合試験装置の主な計画仕様を、図 2 にシステム構成の概略を示す。本装置は、事業用の重構造ガスタービンの高湿分空気利用ガスタービンへの適用性を検証することが主目的であり、加湿装置や再生熱交換器の能力は必要最小限に抑えてあり、空気冷却器、エコノマイザ、水回収装置などのプラント機器の設置は省略した。また、負荷の消費方法は、電力系統に影響を及ぼさない負荷圧縮機を選定した。図 3 にガスタービン本体の外観を示す。軸流圧縮機、多缶燃焼器、軸流タービンを備えた重構造ガスタービンであり、圧縮機で圧縮された空気を全量抽気するため、ケーシング側面に抽気配管を設けている。

表 1 総合試験装置の主な計画仕様

項目	本試験装置	商用機想定
ガスタービン出力	約37MW	100MW程度
WAC蒸発量 (吸気質量比)	2%	3.5%
加湿装置方式、 加湿量(吸気質量比)	スプレイ式、 約5%	増湿塔、 約13%
圧縮機-タービン 流量マッチング方法	圧縮空気の 系外放風	圧縮機流量
高湿分翼冷却 適用範囲	第1段静翼の 1ｾｸﾞﾒﾝﾄのみ	第1段静翼、 動翼等
再生熱交換器 温度効率	80%	92%
空気冷却器有無	無し	有り
エコノマイザ有無	無し	有り
水回収装置有無	無し	有り
負荷	負荷圧縮機	発電機

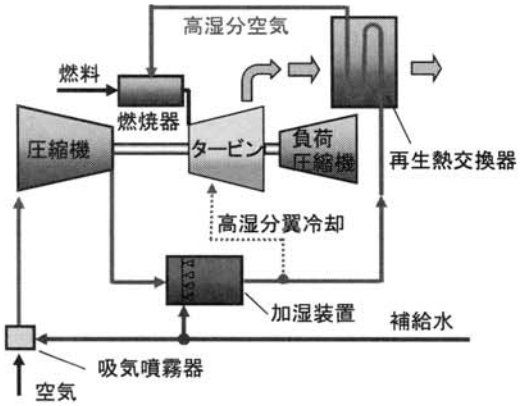


図 2 総合試験装置システム構成概略図

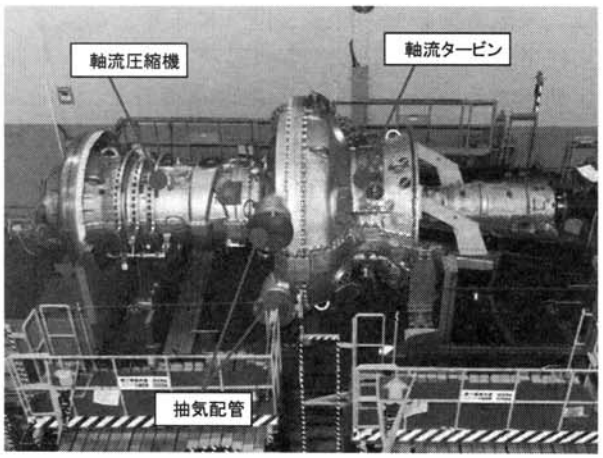


図 3 ガスタービン本体

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

図 4 に WAC ノズルの設置状況を示す。合計で吸気質量比 3.5%の噴霧が可能な容量を備えている。同図の WAC ノズルは、吸気ダクト内のサイレンサの下流側に設置している。

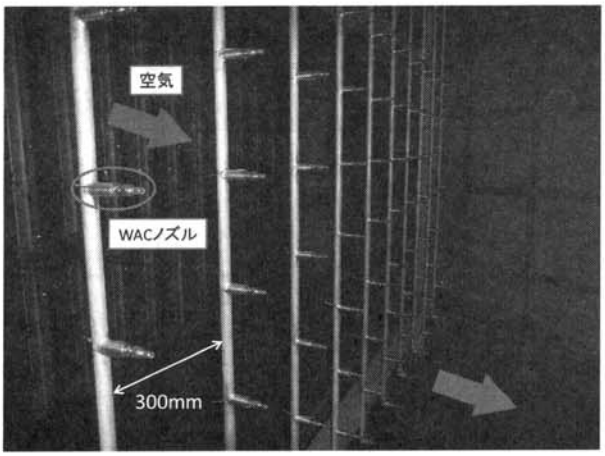


図 4 WAC ノズルの設置状況

図 5 に加湿装置の外観を示す。高湿分空気利用ガスタービンの加湿装置の方式としては、増湿塔を主案としているが、総合試験装置では、エコノマイザでの排熱回収を省略しており、簡易な噴霧方式の加湿装置を採用した。この加湿装置は、圧縮空気が水平方向に流動する配管内に、微細な液滴をスプレイし、約 400℃の高温空気との気液直接接触により液滴を蒸発させる方式である。蒸発に必要な気液接触時間の確保を考慮し、装置の直径と長さを設計した。エコノマイザでの排熱回収を実施しないことにより、圧縮空気への加湿量は、吸気流量比で増湿塔の場合の半分以下となるが、スプレイノズル数の切り替えにより、任意に加湿条件を設定することが可能となる。

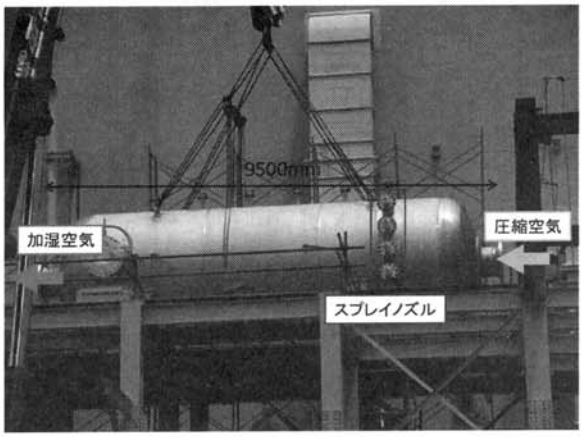


図 5 加湿装置

図 6 に再生熱交換器の外観を示す。再生熱交換器は並列に配置された 5 モジュールで構成されており、1 つのモジュールは 2 つの熱交換器ブロックで構成されている[4]。

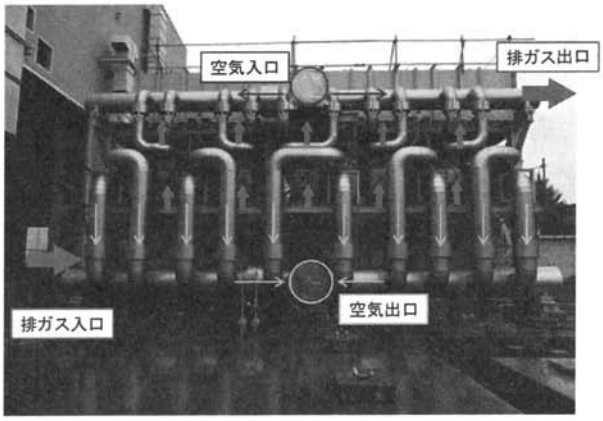


図 6 再生熱交換器

3.3 試験計画

図 7 に、2011 年度の 40MW 級総合試験装置の建設工程実績および試験工程実績を示す。さらに、試験日と試験内容の実績を表 2 に示す。2011 年 3 月の震災の影響により、当初計画よりも建設スケジュールが遅延し、2012 年 1 月 10 日に初点火となったが、3 月 8 日までの間に 11 日間、20MW の負荷で各種試験を実施し、本報告に示す高湿分ガスタービン要素機器の相互作用を確認した。

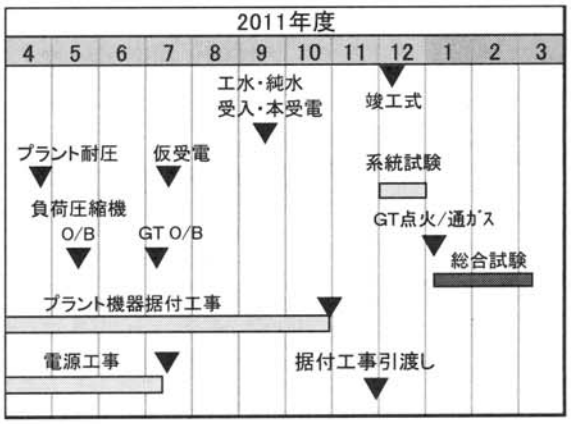


図 7 総合試験装置の建設と試験工程実績

表 2 総合試験実績と実施内容

試験日	試験名称／試験実績	全体性能試験	圧縮機試験	燃焼器 裕度確認・F1比率 調整試験	高湿分冷却(ハイブリッド静翼)試験	再生熱交換器試験
1月10日	初点火～60%回転					
1月24日	100%回転、1h保持					
1月31日	負荷試験(加湿無し)	約10MW (加湿前)			メタル温度測定	性能試験、健全性試験
2月02日	負荷試験(加湿あり)	約10MW (加湿前、後)			メタル温度測定	性能試験、健全性試験
2月07日	負荷試験(加湿あり)	約20MW (WAC前)		バーナ切替時	メタル温度測定	性能試験、健全性試験
2月09日	圧縮機特性試験(WACあり)①		圧縮機特性試験	バーナ切替時	メタル温度測定	
2月21日	負荷試験(加湿あり)	約20MW (WAC前)		バーナ切替時 WAC開始前	空気流量変化試験	性能試験、健全性試験
2月23日	負荷試験(WACあり)	約20MW (WAC前、後)	WAC試験	WAC静定後	空気流量変化試験	性能試験、健全性試験
2月28日	圧縮機特性試験(WACあり)②		圧縮機特性試験			
3月01日	ヒートラン試験(WACなし)	約20MW (WAC前)	圧縮機特性試験		メタル温度測定	性能試験、健全性試験
3月08日	ヒートラン試験(WACあり)	約20MW (WAC後)	WAC2%		メタル温度測定	性能試験、健全性試験

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

3.4 圧縮機および WAC

本試験における圧縮機は、一般的な産業用ガスタービン用軸流圧縮機（以下ベース圧縮機）を基にした。ただし、ベース圧縮機を高湿分空気利用ガスタービンに適用すると、WAC 時に液滴が蒸発して圧縮機内部の軸流速度が減少するため、蒸発による温度低下の大きい圧縮機後段の翼負荷が増加する。そこで、液滴蒸発モデルを組み込んだ性能予測手法を構築し[5]、WAC 時の吸気冷却効果と中間冷却効果を考慮して圧縮機後段の翼取付角を調整した。

総合試験装置では、WAC 時の特性把握のため、一般的な圧縮機性能試験で計測する項目（圧力、温度）に加え、圧縮機段間の温度／湿度や発生ドレン量も計測した。さらに吸気部では WAC 時に噴霧液滴の付着による計測誤差の発生が予測されるため、受熱部の主流方向にカバーを備えた熱電対を用いて計測精度の向上を図った。

液滴噴霧量が吸気質量比 1.7%の場合の圧縮機性能比較の結果を表 3 に示す。表 3 より、WAC 前（DRY 運転条件）に比べて吸気温度や圧縮機出口温度が低下しており、液滴蒸発によって吸気冷却効果と中間冷却効果が得られている。これによりガスタービンのマッチングが変化し、表 3 に示す通り流量と圧力比もそれぞれ 1.8%、1.1%増加している。性能予測計算でも定性的に傾向が一致する結果が得られており、WAC による圧縮機性能向上効果を確認することができた。

また図 8 に圧縮機段間温度分布を示す。図 8 において、□と△の差として表される WAC 前後の温度差は前段～中間段にかけて増加し、その後減少して圧縮機出口近傍ではほぼ一定となる。この理由は、前段～中間段にかけて温度計（熱電対）に付着していた未蒸発液滴が後段では付着していないためだと考えられる。よって本試験では、圧縮機出口に到着する前にほぼ全ての噴霧液滴が蒸発したと推定できる。また圧縮機出口温度は、DRY 時には 6℃以内、WAC 時には液滴の存在しない後段側で 4℃以内で一致した。したがって、ここで用いた性能予測手法が、高湿分空気利用ガスタービンシステム用軸流圧縮機設計に適用可能であると考えられる。

表 3 WAC 前後の圧縮機性能比較

項目	DRY	WAC
噴霧量(吸気質量比)	-	1.7%
吸気温度変化	base	−1.6℃
出口温度変化	base	−36.7℃
吸気流量(DRY比)	base	+1.8%
圧力比(DRY比)	base	+1.1%

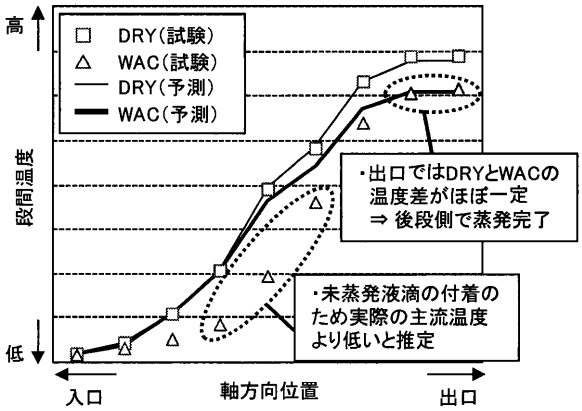


図 8 圧縮機段間温度分布

3.5 高湿分翼冷却

高湿分空気利用ガスタービンシステムの増湿塔出口の高湿分空気は温度が低く、かつ乾燥空気より熱伝達率が高い。したがって高湿分空気を冷却媒体に利用すれば、冷却空気量が低減でき、システムの熱効率の向上が期待できる。

図 9 に冷媒として高湿分空気を利用した第 1 段静翼の冷却構造を示す。熱負荷が高い第 1 段静翼の前縁部では翼外部の燃焼ガスと翼内部の冷却空気との温度差が大きいため、過大な熱応力が発生してしまう。そこで、第 1 段静翼の前縁部を圧縮機出口空気で、後縁側を高湿分空気で冷却するハイブリッド冷却方式を開発し、本試験で実翼による検証を行った。高温風洞試験装置を用いた翼型モデル冷却試験では、冷却空気量を従来比で約 20%削減できることを確認している[6]。

総合試験装置では、ハイブリッド冷却静翼の翼面に熱電対を埋設してメタル温度を計測した。また高湿分冷却空気配管では、冷却空気流量、温度、圧力を計測した。図 10 にハイブリッド冷却静翼のメタル温度の実測値と予測値の比較を示す。メタル温度の実測値は、目標上限温度以下であり、予測値と概ね一致していることから、期待した冷却性能が得られたことを確認した。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

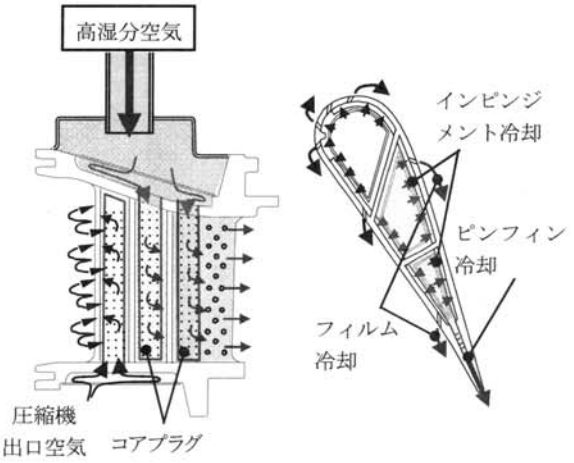


図 9 ハイブリッド冷却静翼断面図

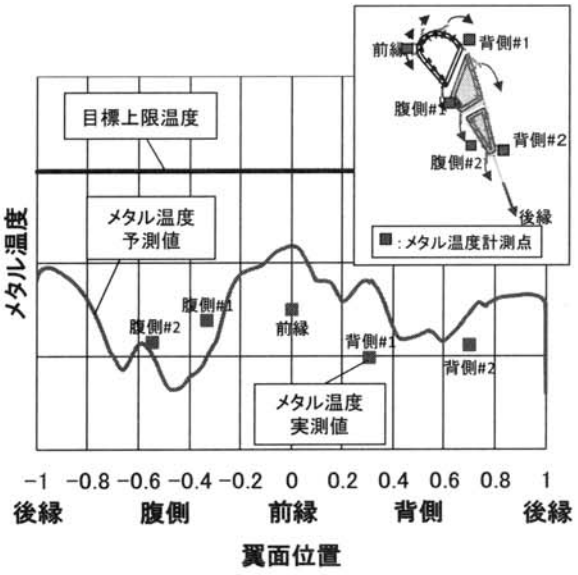


図 10 ハイブリッド冷却静翼のメタル温度分布

3.6 高湿分燃焼器

高湿分空気利用ガスタービンシステム用燃焼器の特徴は、燃焼空気が高温、高湿分な点である。高湿分燃焼は火炎温度の低下による NOx 低減効果が期待できる一方、燃焼の不安定が懸念される。逆に高温空気燃焼は燃焼安定性が確保できる半面、NOx 排出量増加につながる。また、低 NOx 化のため従来の予混合燃焼を採用する場合、逆火のポテンシャルが高くなる。したがって高湿分空気利用ガスタービンシステム用燃焼器の技術課題としては、高温・高湿分空気燃焼条件での低 NOx 化と安定燃焼の両立が挙げられる。そのため多孔同軸噴流クラスターバーナを採用した高湿分燃焼器の開発、設計を進めてきた[7]。高湿分空気利用ガスタービンシステム用高湿分燃焼器のバーナ部を図 11 に示す。

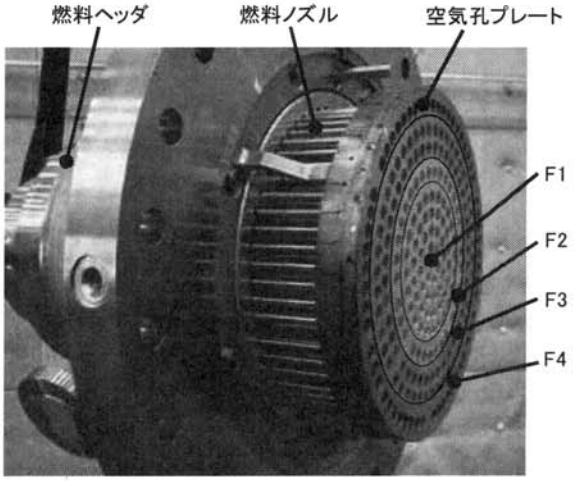


図 11 高湿分燃焼器(クラスタバーナ)

クラスターバーナは燃料ヘッダに、多数の燃料ノズルを取り付け、その 1 本 1 本に対応した空気孔を開けた空気孔プレートを備えた構造となっている。本構造により、燃料と空気の小さな同軸噴流を多数形成することで燃料と空気を急速に混合して、高温空気条件でも逆火ポテンシャルを排除しつつ低 NOx 化を図ることができる。

また、燃焼ノズルと空気孔のペアは同心円状に配置しており、中心から順に F1 バーナ、F2 バーナ、F3 バーナ、F4 バーナと分け、それぞれに燃料を供給している。これによってガスタービンの負荷変化に対応して各バーナの燃料流量を調整することにより燃焼器の燃空比を適切に制御できる。

総合試験での NOx 排出特性を図 12 に示す。加湿装置での水噴霧量を 13t/h から 20t/h に増加させると、NOx 排出量が 35ppm から 27ppm に減少した。次に WAC 噴霧量を 5t/h まで増加させると、NOx 排出量は 18ppm まで減少した。このように高湿分空気利用ガスタービンシステムは負荷一定条件でも、加湿装置および WAC での水噴霧により燃焼器入口空気の湿分が増加すると、NOx 排出量が低減することを確認した。

ここまでの試験では湿分の大幅な変化に対して燃焼の安定性を十分に確保するため、保炎に寄与する中央の F1 バーナへ燃料流量を多めにしていた。そこで F1 バーナ燃料比率を適正な値に調整したところ、NOx 値は 13ppm まで低下した。この状態で加湿量を増加させたところ、NOx 排出量は最小 10ppm まで低減でき、高湿分空気利用ガスタービンシステムの加湿による NOx 低減効果を確認できた。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

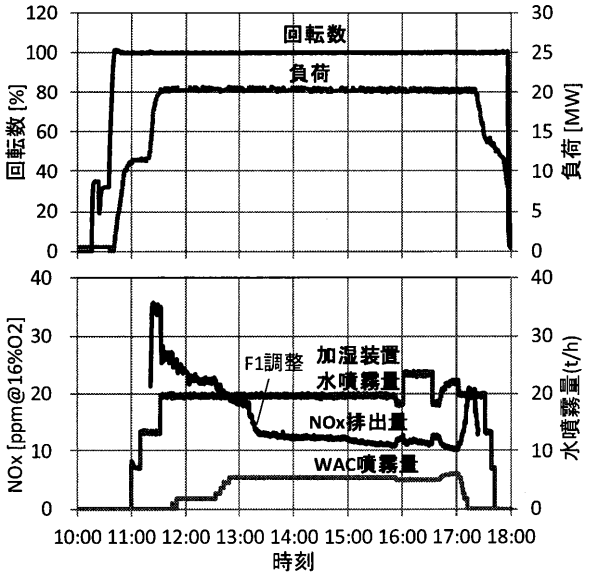


図 12 総合試験結果

4．結言

4.1 まとめ

重構造ガスタービンにおいて圧縮機から再生熱交換器、燃焼器、タービンに至るまでの一連の高湿分空気利用ガスタービンシステムの相互作用を確認した。本報告で述べたガスタービン本体の試験状況は以下である。

(1)圧縮機および WAC

多段軸流圧縮機における液滴蒸発予測モデルを検証した。試験結果は予測結果とほぼ一致し、本予測手法が高湿分空気利用ガスタービンシステム用軸流圧縮機の設計に適用可能であることを確認した。また、WAC の有無による圧縮機特性変化の確認を行い、WAC による軸流圧縮機の性能向上効果を確認した。

(2)タービン

圧縮機出口空気と高湿分空気を組み合わせたハイブリッド冷却構造を開発し、実翼により検証試験を行った。メタル温度の実測値は目標上限温度以下であり、予測値と概ね一致していることから期待した冷却性能が得られていることを確認した。

(3)燃焼器

本試験では高温、高湿分空気燃焼条件での安定性、低 NOx を実現する制御方法の検討を行った。加湿装置および WAC の加湿により、高湿分空気利用ガスタービンシステム用多缶燃焼器での NOx 低減効果を確認した。

4.2 今後の計画

これまでの開発で得られた成果を踏まえ、高湿分空気利用ガスタービンの信頼性を確保するために必要なガスタービン要素技術開発として、2012 年度から、以下の 4 項目の開発を開始した。

(1)高湿分圧縮機における非定常性挙動予測等の信頼性向上に向けた技術の開発

(2)圧縮機動力の低減や発電効率および信頼性向上に向けた吸気噴霧液滴の蒸発促進技術

(3)高湿分冷却翼における主流ガス熱負荷低減に向けた技術の開発

(4)LNG 以外の燃料(バイオマス等)も利用可能となる燃料多様化に向けた高湿分燃焼技術の開発

さらに、高湿分空気利用ガスタービンシステム全体として、実機に近い条件下で長期信頼性などを検証するため、以下の開発を計画している。

(5)実証プラント製作に向けた主要機器のスケールアップ技術の開発

(6)40MW 級総合試験装置を用いたデータ検証・実証機への反映

(7)実証プラントを用いた高湿分空気利用ガスタービンシステム全体の長期信頼性等の実証

謝 辞

本報告は、経済産業省資源エネルギー庁から、エネルギー使用合理化先進的技術開発費補助金の支援を受け、一般財団法人電力中央研究所、住友精密工業株式会社と共同で実施した事業に関するものである。関係各位のご支援に対し深く感謝の意を表する。

参 考 文 献

1) 中村、山本、火力原子力発電、43,12(1992)
2) S. Higuchi, et al: Test Results from the Advanced Humid Air Turbine System Pilot Plant - Part1, ASME Turbo EXPO 2008, ASME Paper GT2008-51072(2008)
3) H. Araki, et al: Experimental and Analytical Study on the Operation Characteristics of the AHAT System, ASME Turbo Expo 2011 GT2011-45168 (2011)
4) 後藤、江田、高橋：高湿分空気利用ガスタービン(AHAT)の開発、日本ガスタービン学会誌 vol.40, No.3, pp.94-100 (2012)
5) C. Myoren, et al: Performance Prediction for an Axial Compressor of an Industrial Gas Turbine with Inlet Fogging, ACGT-2012-1003, (2012)
6) 堀内、ガスタービン翼の高湿分冷却試験、第 13 回動力・エネルギー技術シンポジウム講演論文集 pp.487-488(2008)
7) T. Koganezawa, et al: Performance of a Cluster Nozzle Burner for the Advanced Humid Air Turbine, IGTC2007 Tokyo TS-134, (2007)

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 40 回日本ガスタービン学会定期講演会（釧路）講演論文集，2012.10

【技術紹介】

C-8

炭坑通気メタン（ＶＡＭ）焚きガスタービン発電装置の開発

*上村　大助、合田　真琴、山崎　義弘、黒坂　聡、松尾　和也、堂浦　康司（川崎重工業）

Development of a VAM Fueled Gas Turbine Gene-set

*Daisuke UEMURA, Makoto GOUDA, Yoshihiro YAMASAKI,So KUROSAKA,
Kazuya MATSUO,and Yasushi DOUURA(Kawasaki Heavy Industries,Ltd.)

ABSTRACT

Methane, listed as a greenhouse gas in the Kyoto Protocol, is about 21 times more effective in trapping heat than carbon dioxide. Therefore, allowing VAM(Ventilation Air Methane), which accounts for 60 to 80% of methane emitted in the mining process, to be released to the atmosphere is not just a waste of energy. It contributes to global warming. Kawasaki Heavy Industries, Ltd. has developed the new gas turbine generator which uses VAM as fuel in the treatment of dilute methane emitted from coal mines.

Key words: global warming, low concentration methane, VAM, VAM Fueled Gas Turbine

１．はじめに

メタンガスは京都議定書で定義されている温室効果ガスの一つで、その温室効果は二酸化炭素（CO_2）の約 21 倍であり、CO_2 に次いで環境影響負荷が高い。さらに、このメタンガスの総排出量の約 6%が炭鉱から大気放出されるメタンガスである。(図１参照)

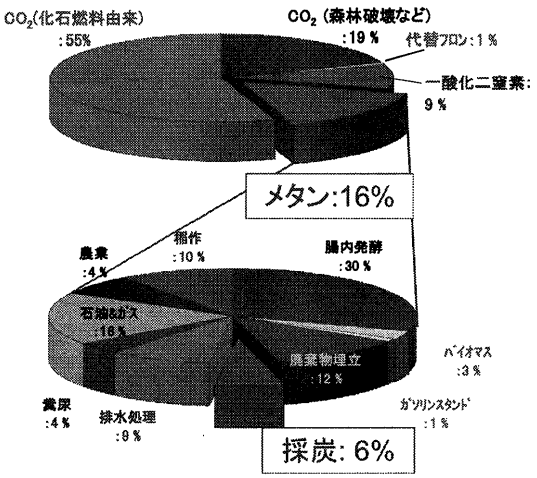


図1 全世界の温室効果ガス排出量及び排出源

石炭層中には、石炭の生成過程で生じたメタンガスが含有されており、石炭採掘時に湧出する。湧出したメタンガスのうち、メタン含有量が 30%以上の炭鉱メタン（CMM：Coal Mine Methane）は既に発電等に利用されているが、メタン含有量が 1～30%の CMM と 1%未満の希薄な VAM（Ventilation Air Methane）は、現状では利用方法がないため大気中に放出されている。この VAM は、採炭過程において排出されるメタンガスの 60～80%を占めるため、大気中に放出することは、エネルギーを無駄にするだけでなく地球温暖化の一因にもなる。(図２参照)

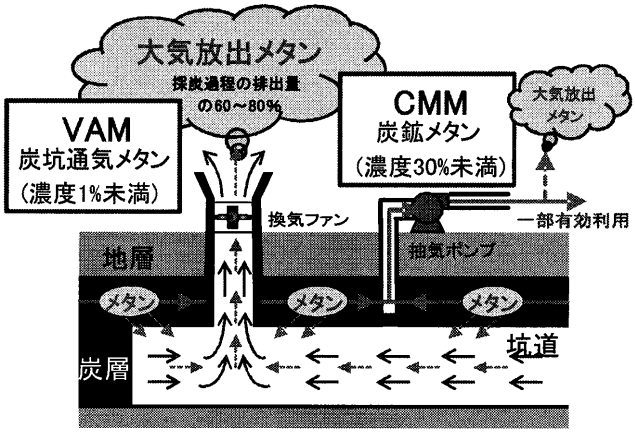


図２ 炭鉱から大気放出されるメタン

そこで、当社では、VAM 等の低濃度メタンガスを燃料として発電できるガスタービンを開発し、社内での実証試験にて所定性能（温室効果ガス削減量：48,000 ton-CO_2/年、定格出力：800ｋW）が得られることを確認した。本稿では、VAM 焚きガスタービンのシステムの構成/概要、適用技術、実証試験状況、今後の動向について紹介する。

２．未利用希薄メタン処理システム

２．１　システムのコンセプト及び構成

当社が提案する未利用希薄メタンガス処理システム[1]のコンセプトを図３に示す。現在、炭鉱から未利用のまま大量に大気中に放出されている VAM および低濃度 CMM を効率的に処理し、かつ発電できるシステムとなっている。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

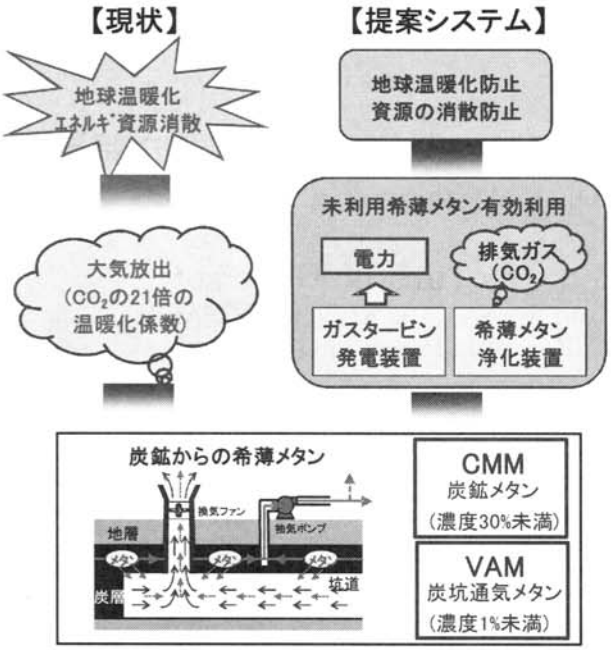


図3 希薄メタン処理システムのコンセプト

本システムは、触媒燃焼式「ガスタービン発電装置」にて構成され、通常では処理できないVAMのような超低濃度のメタンガスを処理すると同時に発電することができる。システムの機器構成を図4に、計画性能を表1に示す。

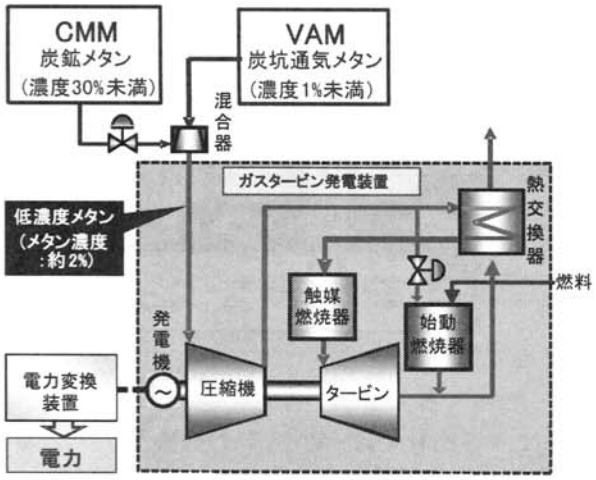


図4 システムの機器構成

表1 システムの計画性能

発電機端出力 (kW) (注1)	800
VAM+CMM処理量 (Nm^3/hr)	22,000
温室効果ガス削減量(ton-CO_2/年) (注2) (注3)	48,000

(注1) 15℃、1気圧、高度：0m条件における出力。
(注2) メタン濃度をVAM:0.5%、CMM:30%とした場合。
(注3) 稼働率97%で1年間運転した場合。

2．2 システムの特長

本システムの特長を以下に示す。

●従来、利用手段がなかったVAMおよび低濃度CMMで発電でき、良質な燃料（天然ガス、石油、石炭）の消費量を削減できる。
発電と同時に温室効果ガス排出量を削減できる。

●触媒燃焼器を採用しているため、窒素酸化物（NOx）が発生しない。

●可燃範囲（5～15%）外の低濃度メタン（約2%）を使用するため、安全性が高い。

●小型で可搬式にすることが可能。

3．適用技術の概要

ガスタービン発電装置の主要諸元を表2に示す。さらに、各要素の適用技術の概要を以下に示す。

表2 ガスタービン発電装置 機器仕様

部位	項目	形式・仕様
ガスタービン	形式	再生サイクル 1軸式
	出力位置	吸気側
	圧縮機	遠心2段
	燃焼器	単缶 触媒燃焼器
	タービン	軸流3段（全段無冷却）
エンジン機器	始動燃焼器	単缶 拡散燃焼器
	熱交換器	プレートフィン型
	減速機	遊星2段歯車式
パワーエレクトロニクス機器	発電機	誘導発電機（始動装置兼用）
	電力変換装置	インバータ・コンバータ方式

3．1 ガスタービン

本システムの核となるガスタービンは、当社が開発・販売している1,000kW級ガスタービン：M1A-01をベースにVAM焚きガスタービンへ改造したものである。（図5参照）

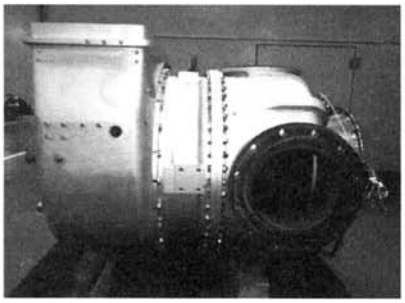


図5 ガスタービン

本ガスタービンの基本構造は遠心圧縮機2段、単缶燃焼器、軸流タービン3段で構成されているが、特長的な点としては、①触媒燃焼器を採用、②希薄メタンをガスタービン吸気より吸入させている、③熱交換器にて圧縮機出口空気とガスタービン排気ガスと熱交換させる再生式サイクルを採用、等があげられる。

①触媒燃焼器では、可燃限界以下の希薄メタンガスの燃焼（酸化）が可能である。当社では、超低NOxガスタービンとして、触媒燃焼式ガスタ

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

ービン:M1A-13X を世界で唯一実用化しており、それらの触媒燃焼技術を転用した。

②希薄メタンはエネルギー密度が低いため、通常のガスタービンのように燃焼器へ燃料として投入するためには、ガスコンプレッサーの圧縮機動力が膨大になる。そこで、本システムでは、ガスタービン吸気に希薄メタンを吸入させ、ガスコンプレッサーの代わりに、ガスタービンの圧縮機で昇圧している。

但し、その結果、タービン冷却やシール空気にメタンが含まれるため、それらのメタンは触媒燃焼器で燃焼（酸化）されることなく、排気放散されてしまう。その未燃（スリップ）メタン量を減少させるために、各部の無冷却化や冷却及びシール空気量の低減を実施した。

③触媒燃焼器は燃料（メタン）が一定の温度にまで上昇しないと、燃焼（酸化）が起こらない。しかし、本ガスタービンの圧縮機出口温度は、燃焼（酸化）反応温度以下であるため、熱交換器を用いて、圧縮機出口空気と排気ガスを熱交換させ、反応温度にまで昇温させる。

一方、冷態始動時は排気ガス温度も低いため、ガスタービンと熱交換器の間に始動燃焼器を設置し、熱交換器入口ガス温度を上昇させている。

3．2　触媒燃焼器

通常の燃焼では可燃濃度範囲（5～15%）の混合気が必要であり、空気と燃料の混合気が火炎を形成しながら高温で燃焼するため大量の NOx を発生する。これに対して、本システムの成立に必要不可欠な「触媒燃焼技術」は、触媒表面に空気中の酸素とメタンを吸着して触媒の強い酸化作用を利用して燃焼（酸化）させるもので、通常の火炎燃焼では燃焼させることができない超低濃度のメタンガスを低温（300～900℃）で燃焼（酸化）させることができ、大気汚染原因物質の一つである窒素酸化物(NOx)を全く発生しない。図 6 に触媒燃焼のイメージを通常の燃焼（拡散燃焼）と比較して示す。

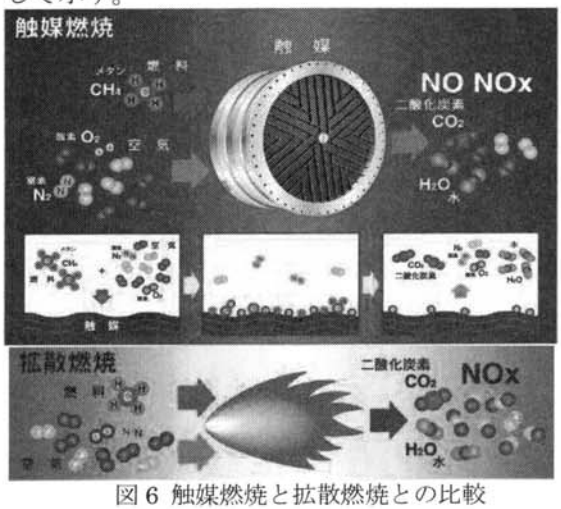


図 6 触媒燃焼と拡散燃焼との比較

3．3　熱交換器

熱交換器については、高い温度効率と耐久性に加え小型であることが要求される。これらを考慮し、当社 600kW 級再生式ガスタービン：S7A でも実績のあるプレートフィン型熱交換器を採用した。（図 7 参照）

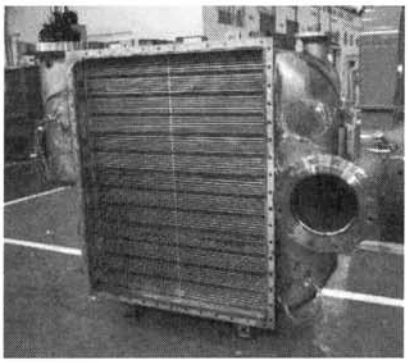


図 7　熱交換器

3．4　電力変換装置

通常のガスタービンは燃焼器へ投入する燃料流量を制御することにより、回転速度や出力を制御する。一方、本システムは、ガスタービン吸気に一定量の希薄メタンを燃料として混入させるため、燃料流量による回転速度制御が困難である。そのため、本システムは発電機に誘導発電機を採用し、さらに、自社開発の電力変換装置を用いて可変速制御を行うことで、回転速度及び出力を制御している。始動及び定常時の機器の作動イメージについて図 9 に示す。これら誘導発電機及び電力変換装置により、始動時、触媒燃焼器入口温度を触媒反応可能温度にまで昇温させるために部分回転数での暖機を行い、さらに、暖機完了後ガスタービンの発電状態へスムーズに移行させることが可能になる。

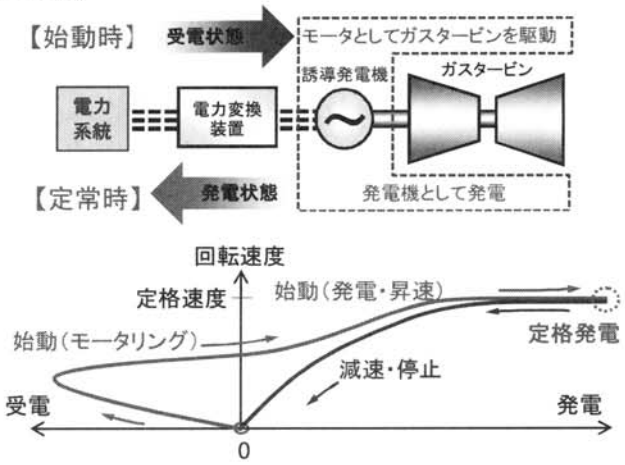


図 9 始動時及び定常時の機器作動イメージ

3．5　制御技術

通常の制御シーケンスに加え、本システムに特有の始動、暖機、停止制御及びメタン濃度変動対応制御等の制御ロジックを新設計し、安定した始

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

動停止、VAM/CMM 等のメタン濃度が変動した際の触媒等の機器の保護/安全性に配慮したシステムとなっている。

4．開発試験

4．1　実証試験機

ガスタービン発電装置の実証のため、試験機を製作し、実証試験を実施した。実証試験機を図 11 に、実証試験設備を図 12 示す。当実証試験設備では、VAM のような低濃度メタンが存在しないため、空気を吸気し、吸気混合器に都市ガスを噴霧することで、低濃度メタン吸気を模擬している。

4．2　実証試験結果

本実証試験機にて、始動試験/負荷試験等を実施し、始動から負荷運転までの自動制御にて安定的な運転が可能で、かつ所定性能（温室効果ガス削減量：48,000 ton-CO_2/年、定格出力：800 k W）が得られることを確認した。試験結果の一例を図 13 に示す。

4．3　耐久試験

本システムの各機器要素の耐久性確認試験を本実証試験機にて現在実施中である。耐久試験では、連続負荷試験、サイクル試験、吸気メタン濃度変動試験等を実施し、触媒燃焼器の触媒活性変化や、熱交換器等の始動・停止の低サイクルに対する耐用性、また、吸気メタン濃度変動に対するシステム全体の追随性等を確認している。

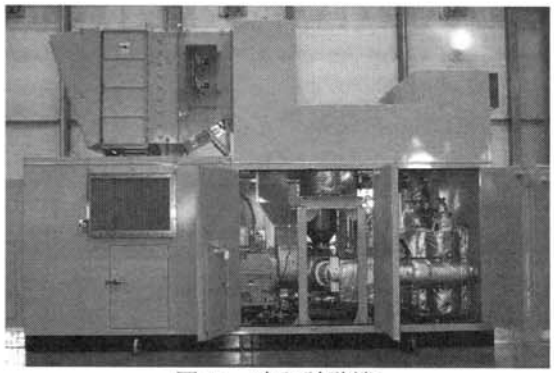


図 11　実証試験機

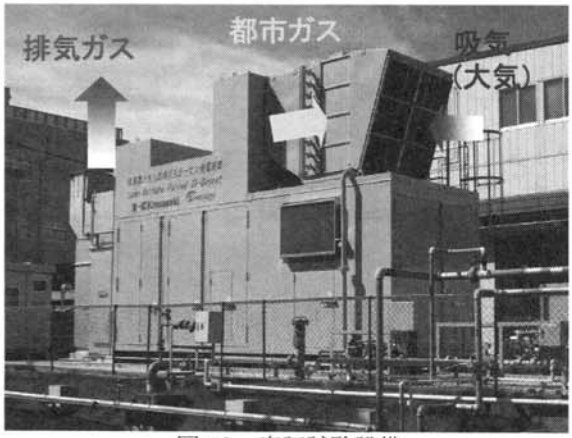


図 12　実証試験設備

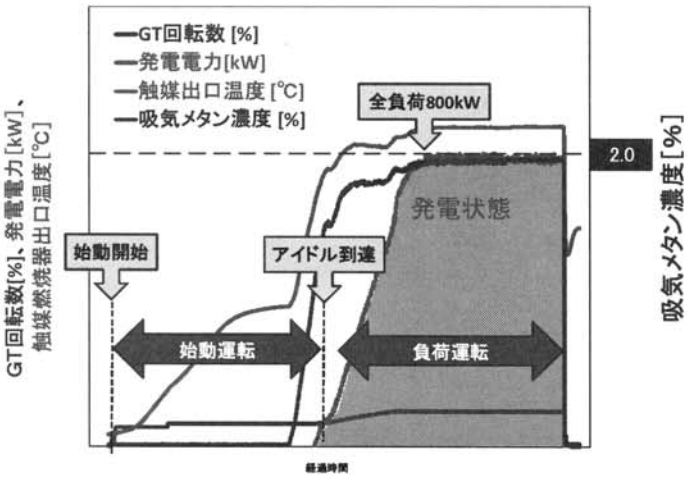


図 13　実証試験結果の一例

5．まとめ

今後は、今回開発した「VAM 焚きガスタービン発電装置」の信頼性や耐久性等を確認した後に量産化し、VAM 放出量が多いオーストラリアや中国等の炭鉱や、低濃度メタンガスの放出量が多い米国等のごみ埋め立て地などに向けて販売する計画である。

本製品は大気中に放出されている低濃度メタンガス（温室効果ガス）の処理と発電への利用を通じて地球温暖化防止を進め、地球環境の未来に貢献していく。

参考文献

1）特許　第 4538077 号，“希薄燃料吸入ガスタービン”

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 40 回日本ガスタービン学会定期講演会（釧路）講演論文集，2012.10

【研究報告】 C-9

超臨界 CO_2 クローズドサイクルガスタービンの開発
—第五報　従来型ガスタービンとの複合サイクルの検討—

*蓮池 宏，小川 紀一郎（エネ総研），宇多村 元昭（東工大）

Development of Super-critical CO_2 Closed Cycle Gas Turbine
— 5th Report: Configuration and Performance of Combined System with Conventional Gas Turbine —

*Hiroshi HASUIKE, Kiichiro OGAWA(IAE), Motoaki UTAMURA(Tokyo Tech)

ABSTRACT

One of the features of supercritical CO_2 closed cycle gas turbines (S-CO_2GT) is applicability of various types of heat source. "Dirty fuels" such as coal and biomass are applied solely to boilers for S-CO_2GT. On the contrast, "clean fuels" such as natural gas have many options to be used which compose many kinds of power cycle containing S-CO_2GT, some of which have potentials to realize higher efficiency. As examples, we examined combined systems in which conventional gas turbines (open Brayton cycle) are used as a topping cycle. Several configurations are proposed and their total efficiencies are calculated. The simple combination of conventional gas turbine and S-CO_2GT does not give higher efficiency than the combination of conventional gas turbine and steam-water Rankine cycle because waste heat from gas turbine is not thoroughly recovered due to relatively high temperature range of CO_2 heater in S-CO_2GT. Improved system where steam generated by low temperature waste heat is injected to conventional gas turbine combustor achieves high efficiency.

Key words: Gas Turbine, Carbon Dioxide, Super-critical, Power Generation, Combined cycle

1．はじめに

超臨界 CO_2 クローズドサイクルガスタービン（S-CO_2GT）は、CO_2 を臨界点近傍の超臨界状態下で圧縮し、実ガス効果により圧縮動力を低減するとともに、理想気体に近い数百℃の領域で膨張させ大きなタービン仕事を取り出すことにより高効率を得ることを特長としている。

このシステムは、主として原子力分野への適用を目指して、米国、日本、フランス、韓国等で開発が行われきた[1) 2)]。筆者らは、中小規模での高効率発電および低品質油、石炭等を含む多様な燃料対応性等の特徴を有していることに着目して、産業部門や再生可能エネルギーへの適用を検討している。2008～2010 年度には、NEDO 技術開発機構からの委託事業として本技術の研究開発を行い、ベンチスケールの試験装置において発電運転に成功した[3)]。

本稿では、実証試験と並行して実施した実用プラント概念設計の一部として、天然ガスを燃料とした発電システムおよび熱併給発電システムについて、複合サイクル発電等との比較を行った結果を紹介する。

2．検討対象の概要

S-CO_2GT の実用プラントを検討するに当たり、使用燃料を“クリーン燃料”と“ダーティ燃料”分けて考えた。ここで“クリーン燃料”は、ガスタービンやガスエンジン等の内燃機関に直接利用可能な燃料を指す。天然ガスが代表的である。“ダーティ燃料”はクリーン燃料の反対語で、内燃機関に直接利用できない石炭、バイオマス、重質油等を指す。ダーティ燃料の利用にはボイラを用いることになり、この検討は既報[4)]において報告したとおりである。

本稿はクリーン燃料の場合についての検討結果である。

クリーン燃料の場合、ボイラを用いる方式も可能であるが、その効率はダーティ燃料と同レベルになる。他方、天然ガスを用いる既存の発電技術として、ガスタービン複合発電やガスエンジン発電が実用化されており、ボイラ方式より高い効率が達成されている。これらの既存技術と競合するため、S-CO_2GT においても、ボイラ方式より高効率な発電方式が必要とされる。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

本稿では、従来型ガスタービン（オープンブレイトンサイクル）をトッピングサイクルとして用いる複合サイクルを提案する。

2.1 検討対象サイクル

本検討において対象としたサイクルを Fig. 1～Fig. 4 に示す。

Fig.1 は、ガスタービンと蒸気タービンの組合せによる通常のガスタービン複合サイクルである。Fig.2 と Fig.3 が、ガスタービン排ガスを使って S-CO_2 サイクルを加熱する提案方式で、Fig.2 は、ガスタービン複合サイクルの蒸気タービンを単純に S-CO_2 サイクルに置き換えたものである。この場合、S-CO_2 サイクルの加熱温度域が 385～500℃であるため、排熱のうち 385℃以下の部分が利用できない、という問題が生じる。既報において検討したボイラ適用の場合は、燃焼ガスの 385℃以下の部分は、燃焼用空気の予熱により回収することができたが、排熱利用の場合はその手法を用いることができない。

そこで Fig.3 に示すように、385℃以下の排熱利用のために S-CO_2 サイクルの後段に熱回収装置（ボイラ）を設置して、その発生蒸気をガスタービン燃焼器に導入し、全体としての効率向上を図るシステムを検討した。燃焼器への蒸気導入は、チェンサイクルの考え方を応用したものである。参考のため、回収蒸気を全量ガスタービンに導入するチェンサイクルを、Fig.4 に示した。なお、Fig.3 の候補案においては、ボイラにおける蒸気圧力を単圧とするか、複圧とするかで排ガス回収の程度が異なるが、ここではガスタービン燃焼器導入が可能な範囲で複圧方式を採用した。

3．効率検討

3.1 検討条件

検討条件は下記のとおりとした。

1) 発電規模（発電端）

5MW、12.5MW、25MW、50MW

2) 燃料

天然ガス（低位発熱量；8,790kcal/m^3N）

3) 従来型ガスタービン

タービン入口温度 1,150℃(5MW)～1,250℃ (12.5～50MW)

4) S-CO_2 ガスタービンサイクル

圧縮機出口圧力 20MPa

加熱器入口温度 385℃

加熱器出口（タービン入口）温度 450～500℃

サイクル効率 38～42%（サイクル入熱基準）

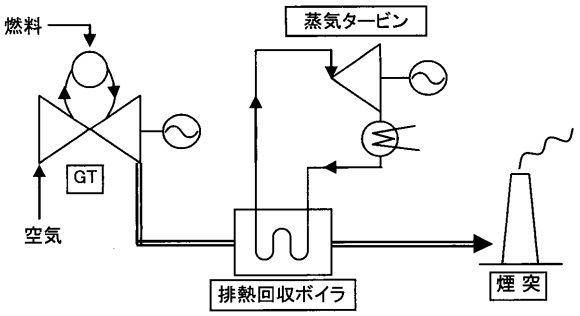


Fig.1 Conventional Gas Turbine Combined Cycle.

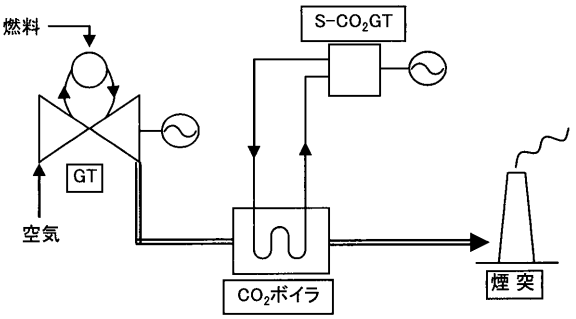


Fig.2 Conventional GT/S-CO_2GT Combined Cycle.

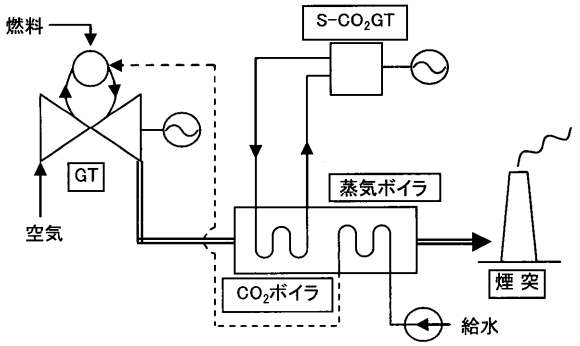


Fig.3 Conventional GT/S-CO_2GT Combined Cycle with Steam Injection.

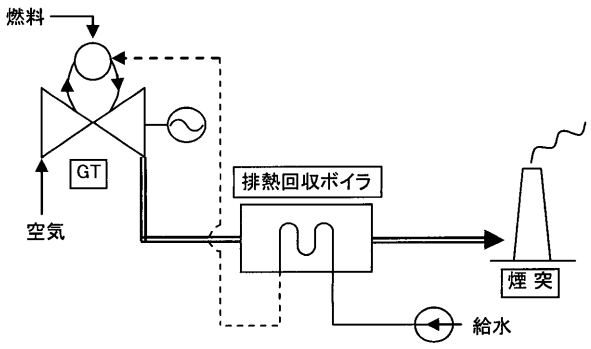


Fig.4 Steam Injection (Cheng Cycle) Gas Turbine.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

3.2 効率計算結果

筆者らが作成した簡易計算手法を使って、各ケースの効率を試算した。その際、まず従来型ガスタービン複合ドサイクルにおいて、仕様・効率等に関するメーカ公表値と筆者らの計算結果とを照合して一定の精度が得られることを確認し、その上で他の方式の計算を実施した。

Fig.5 にガスタービン規模 12.5MW 級における計算結果を示す。同図に示されるように、Fig.2 の従来型ガスタービンと S-CO_2GT との単純な複合サイクルは、ガスタービン・蒸気タービンの複合サイクルの効率に及ばない。S-CO_2GT のサイクル効率は蒸気タービンサイクルと遜色ないものの、中低温域の排熱を利用できていないことの影響が大きい。

中低温排熱の利用を図った Fig.3 の蒸気回収・燃焼器投入方式では、回収蒸気の投入によりガスタービン出力が増大しており、さらに排ガス量が増えたことにより S-CO_2GT の出力も増大している。排熱を全て蒸気として回収するチェンサイクル（Fig.4）よりも大きな出力が得られ、検討対象の中で最も高い効率が得られることが判明した。

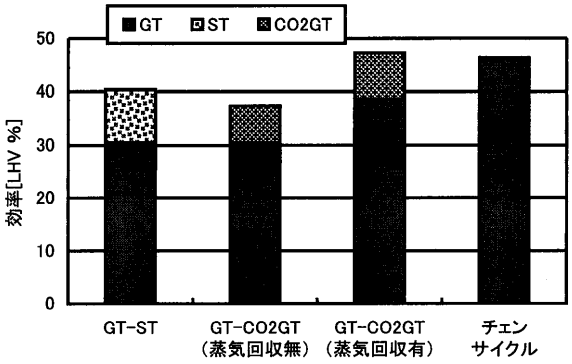


Fig. 5 Comparison of Power Generation Efficiency (12.5MW class).

Fig.6 に 5MW から 50MW までプラント規模を変えて、従来型との対比で Fig.3 の蒸気投入型のガスタービン・S-CO_2 複合発電システムの効率特性を示した。同図に見られるように、全範囲においてガスタービン・S-CO_2 複合発電システムの効率が高く、特に 20MW 程度以下の中小規模において、顕著な効率差が見られる。

なお、発電規模が 100MW 以上まで大きくなると、従来方式（特に、GT - ST 方式）は大型化に伴う効率上昇が本方式より顕著になるので、効率は逆転すると予想される。

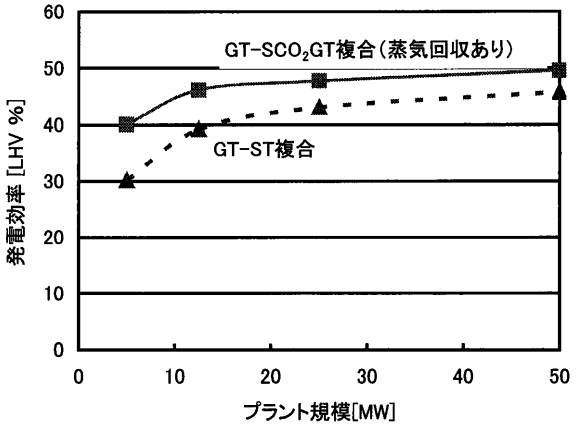


Fig. 6 Comparison of Power Generation Efficiency in Various Plant Capacities.

3.3 熱併給発電への適用

次に、熱併給発電（コージェネレーション）向け CO_2 発電システム適用の可能性を検討した。現在、熱併給発電向けの原動機は、比較的規模の大きい（1MW 以上）場合は、ガスエンジンとガスタービン方式が中心となっている。特に、規模が大きくなるにつれガスタービンが採用される傾向が見られる。ガスタービンはガスエンジンに比べて大容量化し易いという特性に加え、蒸気の発生量が多い、軽量、振動が少ない等の特長を有する。特に、季節と時間帯に応じて熱と電気の供給割合を比較的自由に変更できる熱電可変型の要求が増えており、その場合はガスタービンが適している。

ガスタービンに S-CO_2GT サイクルを組み合わせた熱併給発電システムを評価するため、Fig.7～9 に示す各種ガスタービン適用型熱併給プラントを想定し効率計算を行った。

Fig.7 は、発電と熱併給の割合が固定された従来型熱併給プラント、Fig.8 は熱電可変型システムの一般的フローでチェンサイクル方式を応用したものである。

Fig.9 が熱併給型（熱電可変型）S-CO_2GT 発電システムのフロー例である。このシステムでは、CO_2 加熱器後段の熱回収部で蒸気を発生させ、電力のニーズが高い場合はガスタービン燃焼器へ蒸気を投入し、熱のニーズが高い場合は外部への蒸気供給の割合を増す。ガスタービン排熱の一部を S-CO_2GT に回すため、排熱をすべて蒸気として回収する熱電化変型（Fig.8）に比べ、最大発生蒸気量が少なくなる反面、最大発電量は大きくなると予想される。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

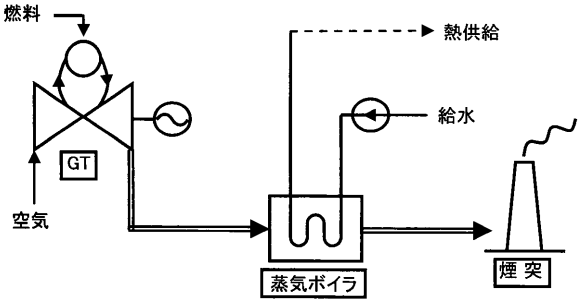


Fig.7 Gas Turbine Cogeneration System.

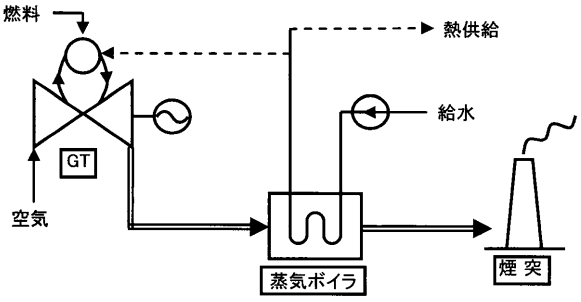


Fig.8 Cheng Cycle Flexible Cogeneration System.

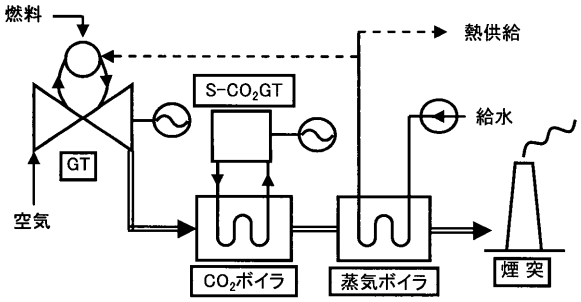


Fig.9 Cheng Cycle/S-CO_2GT Flexible Cogeneration System.

5MW 級システムにおける発電と熱供給の効率評価結果を Fig.10 に示す。Fig.8（チェンサイクル）と Fig.9（S-CO_2GT 適用）のシステムについての結果であるが、Fig.7 のシステムは、チェンサイクルの熱出力最大のケースに相当すると考えて良い。

Fig.11 には、国内において商品化されている熱電可変型プラントの実績と S-CO_2GT 適用システム（Fig.9）の位置付けを示す。縦軸と横軸は、発電と熱出力の効率（投入燃料基準）である。

Fig.10 および Fig.11 に示されるように、S-CO_2GT 適用システムは熱出力の割合がやや小さいという制限はあるが、発電効率の面で優位性がある。近年ますます電気の需要は増加する傾向があり、また電気と蒸気のエネルギーとしての質の違いを勘案すると、発電出力が大きいことは大きな特長であると考えられる。

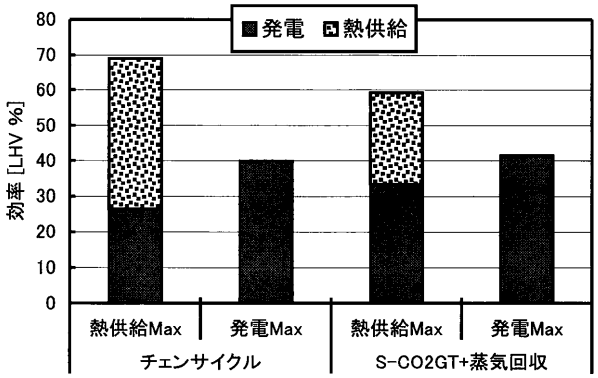


Fig.10 Comparison of Heat and Power Generation Efficiency (5MW class).

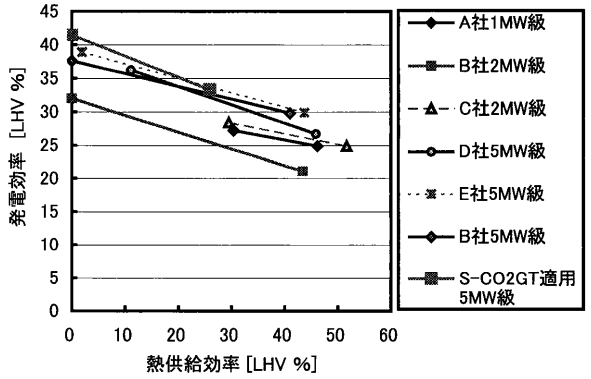


Fig.11 Power Output and Thermal Output of Proposed S-CO_2 System and Commercial Flexible Cogeneration.

4．まとめ

天然ガス等のクリーン燃料を用いた超臨界 CO_2 ガスタービンの発電システムとして、より高い効率を得るために、従来型ガスタービンをトッピングサイクルとする複合サイクルを検討した。

S-CO_2 サイクルによる熱回収の後段に熱回収ボイラを設置して、その発生蒸気をガスタービン燃焼器に導入するシステムは、ガスタービンと蒸気タービンを組み合わせる従来型の複合サイクル発電より高い効率が得られることが示された。

参 考 文 献

1) 東京工業大学、プレスリリース、2010 年 2 月 19 日.
2) Sandia National Laboratories, Operation and Analysis of Supercritical CO_2 Brayton Cycle, September 2010.
3) 蓮池宏ほか, 超臨界 CO_2 クローズドサイクルガスタービンの開発 －第四報 ベンチスケール装置による運転試験結果－, 第 39 回日本ガスタービン学会定期講演会、2011 年 7 月.
4) 蓮池宏ほか, 超臨界 CO_2 ガスタービン発電システムの効率特性評価, 第 38 回日本ガスタービン学会定期講演会、2010 年 10 月.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 40 回日本ガスタービン学会定期講演会（釧路）講演論文集，2012.10

【研究報告】 C-10

高出力乾式ガスタービンシステムの評価

*福山　佳孝，藤原　仁志（宇宙航空研究開発機構）

Evaluation of High Performance Dry Gas Turbine Systems.

*Yoshitaka FUKUYAMA, Hitoshi FUJIWARA(JAXA)

ABSTRACT

High performance gas turbine power generation systems are necessary for the energy efficiency. Therefore, gas turbine/steam turbine combined cycle has been realized and humid air utilization systems (for example AHAT system) have been proposed. However, the system which utilizes water is complex and the initial and maintenance cost might be high. In this study, high performance dry gas turbine systems of 1000℃ gas turbine with inter-cooler, re-generator, gas turbine driven fan and mixer are evaluated and reported.

Key words: Gas turbine, System, Inter-cooler, Re-generator, Mixer

1．はじめに

ガスタービンは出力密度が高く機動性の良い熱機関であるが、単純サイクルでは大量の熱エネルギを排気する為熱効率が比較的低いと言う欠点がある。発電用の大型システムではこの排熱により蒸気タービンを駆動するコンバインドサイクル化と機器の大型化により熱効率 60%(LHV 基準)が実用になってきた(1)。中小型のガスタービンではコンバインドサイクル化に替えて湿分を増加して高効率化を実現する AHAT (Advanced Humid Air System)システム(2)、無冷却の高温ガスタービンに再生熱交換器を導入した CGT(Ceramics Gas Turbine)システム(3)等が研究されてきた。

今後、大型コンバインドサイクルの高効率化は勿論必須だが、太陽光や風力に代表される再生可能エネルギの導入促進に伴い、電力調整用の中小型発電システムの効率向上も必要である。ここには運用性の高いガスタービン、特に、水等空気以外の媒体を使用・消費しない乾式ガスタービンが相応しいと考えられる。以下、中間冷却・再生サイクルを乾式ガスタービンシステムで実現する幾つかの形態に関して検討した結果を報告する。

2．検討対象のシステムと性能パラメータ

図 1 に本報で検討したシステムの全体像を示す。図中の数字はステーション番号である。単純ガスタービンシステムは吸気-圧縮機-燃焼器-タービン-排気から構成される。これに中間冷却器(IC)、再生熱交換器(RG)を追加し、中間冷却器の冷却媒体にはタービンで駆動するファン吐出空気を利用する。タービン排気は圧縮機吐出空気と熱交換後にミキサーでファン吐出空気と混合し排気する。但し、評価では、これら機器の一部を除いたシステムも検討対象とした。

本報では、タービン入口温度 1000℃の無冷却ガスタービンサイクルを対象に検討を進めた。これは、中間冷却・再生サイクルで高温冷却タービンを対象とすると、タービン冷却空気温度(圧縮機出口、再生器出口)に大幅な変化が発生する為、必要冷却空気流量の設定等でシステム間の比較が困難な事による。

システム性能等の計算パラメータを表 1 にまとめる。ここでターボ機械性能は、圧力比が評価パラメータである為ポリトロープ効率としている。

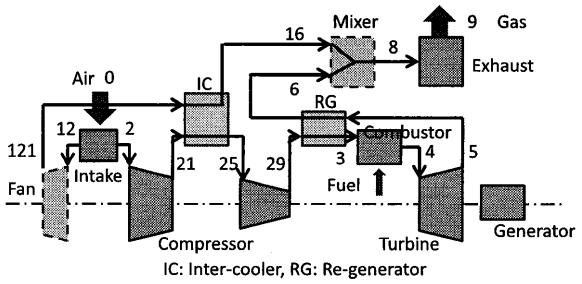


Fig.1 Overall Image of the Dry GT System and Station Numbering.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

Table.1 System Simulation Parameter

		poor	baseline	ideal
ファン効率	ηf		0.85	
圧縮機効率	ηc		0.85	
タービン効率	ηt		0.87	
機械効率	ηm		1.00	
燃焼効率	ηb		1.00	
燃焼器全圧損失	ζb		0.04	
熱交換器全圧損失	ζx	0.04	0.02	0.00
吸気全圧損失	ζi		0.02	
排気全圧損失	ζo		0.04	
ミキサー全圧損失	ζm	0.02	0.00	
熱交熱通過有効度	εx	0.7	0.8	0.9

2.1 熱交換器

種々の熱交換器は全てベースライン全圧損失係数を 0.02、温度効率(ϕ)に基づく熱通過有効度(ε_x)を 0.8 と設定した。後述する様に本システムは熱交換器性能への依存度が非常に高い。ここで T は温度、G は質量流量、C_p は定圧比熱、h はエンタルピ、Q は伝熱量である。添え字の h は高温側、c は低温側、1 は入口、2 は出口を示す。

$$\phi_h = (T_{h1} - T_{h2})/(T_{h1} - T_{c1})$$
$$\phi_c = (T_{c2} - T_{c1})/(T_{h1} - T_{c1})$$
$$\varepsilon_x = \phi_h \quad \text{for} \quad (C_p \times G)_{min} = C_{ph} \times G_h$$
$$\varepsilon_x = \phi_c \quad \text{for} \quad (C_p \times G)_{min} = C_{pc} \times G_c$$
$$Q = h_{h1} - h_{h2} = h_{c2} - h_{c2}$$

(a) 中間冷却器(IC)

空気圧縮機中間に設置し、空気温度を低減し圧縮仕事を削減する為に設置する。本計算では中間冷却器は 1 ヶ所、中間冷却を施さない場合の圧縮機全体のエンタルピ上昇に対して 40%の位置に設置した。単純サイクルでエンタルピから決定した圧力比スプリットをその他のサイクルにそのまま適用した。

(b) 再生熱交換器(RG)

圧縮機吐出空気をタービン排気で加熱する熱交換器であり、排熱回収により熱効率を向上する。一定タービン入口温度では、燃料流量削減に直結する。

2.2 一定面積ミキサー

ミキサーはタービン排気とファン空気を混合し排気するデバイスである。後述する様にミキサーが無くとも中間冷却・再生システムを構築する事は可能だが、本研究ではミキサーを使用する事で生じるシステムバリエーションに着目した。ミキサーでは次式の質量、エネルギと運動量保存を考える。以下で、P_s は静圧、V は速度、A は流路面積である。

$$G_6 + G_{16} = G_8$$
$$G_6 \times h_6 + G_{16} \times h_{16} = G_8 \times h_8$$
$$G_6 \times V_6 + P_{s6} \times A_6 + G_{16} \times V_{16} + P_{s16} \times A_{16} = G_8 \times V_8 + P_{s8} \times A_8$$
$$P_{s6} = P_{s16}$$
$$A_6 + A_{16} = A_8$$

理想混合のミキサー出口状態(P_{s8}、V_8 等)は繰り返し計算により得た。ファン後流、タービン後流それぞれの釣り合い状態量はシステム構成と運用条件により大幅に異なる。しかし、著者らには混合に伴う損失を見積もる十分な情報が無い為、今回の計算では理想混合状態をベースラインとした。

3．ガスタービンシステム性能

本報の解析はバーチャルジェットエンジン[4]の派生型ソフトを使用した。吸気条件は標準乾燥空気(P_0=101,325Pa, T_0=288.15K)とし、燃料は灯油を仮定した。

3.1 単純サイクルシステム性能

比較評価の基準として単純サイクルガスタービンシステム性能を圧縮機圧力比(π_c)をパラメータとして 6～14 の範囲で計算した。その結果を図 2 に示す。図の縦軸は熱効率(η_g)、横軸は比出力(ϕ_g)である。

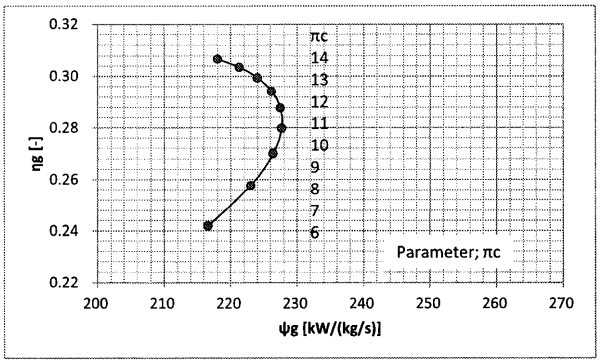


Fig.2 Simple Cycle Performance

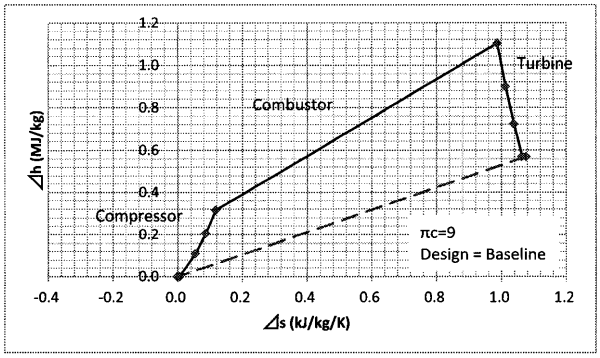


Fig.3 Simple Cycle h-s Diagram

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

本研究の1000℃級単純サイクル性能は、π_c=14で、η_g=30.7%、ϕ_g=218.1 kW/(kg/s)、π_c=9でη_g=28.0%、ϕ_g=227.7kW/(kg/s) [最大値]である。

図3に単純サイクル、π_c=9の場合のシステムh－s線図をh, s共に大気条件で基準化して(⊿h－⊿s)示す。

3.2 ファン駆動中間冷却再生サイクル

ガスタービン駆動ファンを追設した中間冷却とタービン排気による再生を実施したサイクルを検討した。排気はファンとタービンが別々の分離排気型である。ガスタービン駆動のファンで中間冷却を行う場合、ファン圧力比(π_f)とファン流量比(β_f=G_{12}/G_2)の一つが独立である。先ずβ_fを与え、全体バランスが取れるπ_fとシステム性能をπ_c=9に対して解析した結果を図 4 に示す。この計算においてπ_fはほぼ一定で1.12程度の値であった。ここで、中間冷却器の流量比はβ_fの影響を受けるが、再生熱交換器の流量比はほぼ一定の点に注意が必要である。結果は図4に示す様にβ_f=1.0の近傍(1.0より若干大)で熱効率、比出力共に最大となる。この点は、中間冷却器の伝熱量を最大とし、ファン流量を最少とする設計条件に一致する。熱効率は38.8%、比出力は242.3kW/(kg/s)となった。

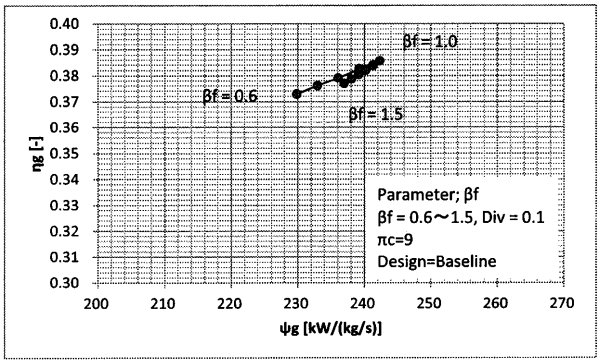


Fig.4 Fan-IC-RG Cycle Performance

以下の計算は全てβ_f=1.0の場合に限って実施した。図5にπ_cをパラメータとしてシステム性能変化を解析した結果を示す。熱効率はπ_c=9で最大になるが、比出力はπ_cと共に増加する範囲である事が分かる。

図6にπ_c=9の場合のシステムh－s線図を示す。

図 6 と図 3 を比較すれば、中間冷却器及び再生熱交換器によるサイクル変化が理解される。本システムでは中間冷却によりファン流に与えるエネルギは有効利用できないが、僅かなファン駆動動力で中間冷却・再生サイクルを構成可能と思われる。

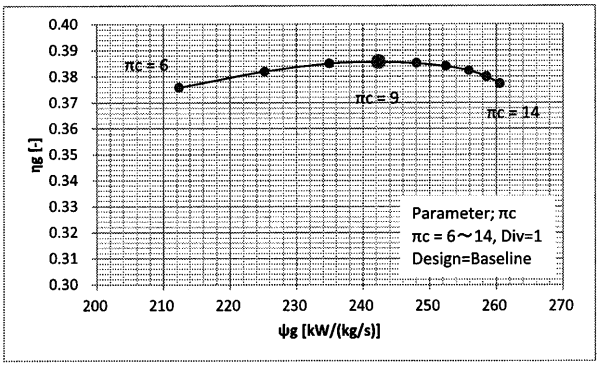


Fig.5 Fan-IC-RG Cycle Performance

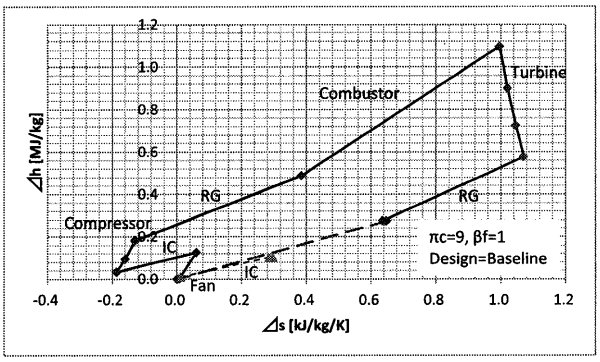


Fig.6 Fan-IC-RG Cycle h-s Diagram

3.3 ファン駆動中間冷却再生混合排気サイクル

前項のシステムの排気を混合するシステムを検討した。排気システムが一つとなり排気温度が減少する効果があると考える。ここでは、ミキサーに流入するタービン後流とファン後流のマッハ数(M_6、M_{16})が新たな計算パラメータとなる。

ミキサーでは混合後の静圧が同一であるから、混合前のマッハ数がそれぞれの流れの混合前全圧を決め、混合後の全圧は排気系の設定条件により決まるから、混合前の二つの流れの全圧はその大小に若干の選択肢があると思われる。

先ず、ファン後流マッハ数(M_{16})を 0.4 とし、タービン後流マッハ数(M_6)を変化させた性能計算結果を図 7 に示す。理想ミキサーを考えている為、性能特性は図 5 に非常に近い。

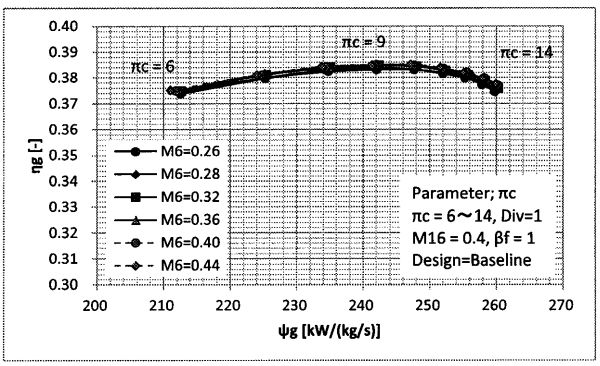


Fig.7 Fan-IC-RG-MX Cycle Performance

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

この条件でもπ_c=9 でサイクル熱効率が最大となり、M_6の影響は僅かである。

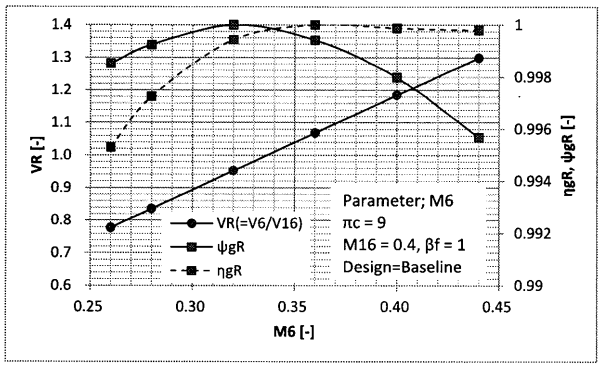


Fig.8 Velocity, η g and ϕ g Ratio Variation with M6

図 7 では性能値の変化を理解できないため図 8 にπ_c=9 の場合のη_g、ϕ_gの変化をそれぞれの最大値で基準化して示し、さらに、ミキサー性能に影響すると考えられる速度比 VR(V_6/V_{16})を併記した。M_{16}=0.4、M_6=0.26～0.44 の範囲ではη_g、ϕ_gは僅か 0.5%程度しか変化しないが、η_gはM_6=0.36 程度、ϕ_gは M_6=0.32 程度で最大値を取る。VR はM_6=0.37 程度で 1.0 となり、この範囲では 0.78～1.3 程度の間でM_6に対してほぼ線形に変化する。本研究ではミキサー性能を考慮できないし、速度比(或いは速度差)はミキサー損失発生に関連すると思われるが、本計算条件ではη_g、ϕ_gの最大点は VR～1.0 の近傍に出現している。なお、η_gの最大値は 38.5%、その時の比出力は 242.3kW/(kg/s)である。

図 9 に Fan-IC-RG-MX サイクル、M_6=0.32、M_{16}=0.40 の場合の h－s 線図を示す。MX で示す部分の変化がミキサーの変化を示す。

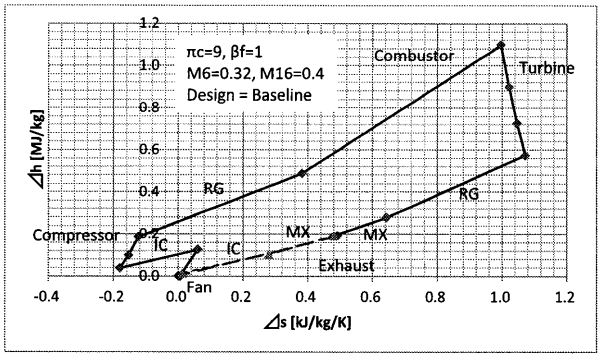


Fig.9 Fan-IC-RG-MX Cycle h-s Diagram

図 10 にM_6=0.32、M_{16}=0.40 の場合に対して、π_cに対する各部の温度変化を示す。温度はπ_cに対して単調に変化するが、ヒートバランスと動力バランスにより熱効率の最適値が存在する。ミキサーにより排気温度は 200℃程度となる。

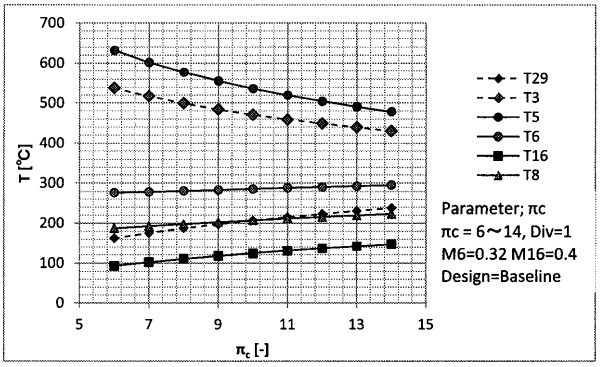


Fig.10 Fan-IC-RG-MX Cycle Temperature variation with π c

図 11 に同じ条件のエネルギ入力、移動量と仕事の変化を示す。同図の左端は単純サイクル GT システムでπ_c=9 の場合であり、その右側はπ_c=6～14 の場合を示す。これらの中で白抜きのデータが Fan-IC-RG-MX サイクルのπ_c=9 の場合である。Q_bは燃焼器入熱量、Q_{ic}は中間熱交換器、Q_{rg}は再生熱交換器の伝熱量で、W_fはファン、W_cは圧縮機駆動動力、W_tはタービン、W_gはガスタービンエンジン出力($W_g=W_t-W_f-W_c$)である。単純サイクルと Fan-IC-RG-MX サイクルを比較すれば、W_cとQ_bの低下による性能向上が得られていることが分かる。π_cを変化する事でエネルギ・動力バランスが変化する事で熱効率の最大点が発生する事(図 7、8 参照)も理解できる。

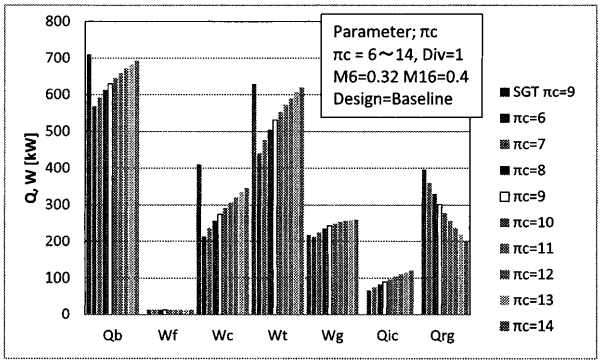


Fig.11 Energy and Work variation with π_c

さて、次に M_{16} を変化し、同様の計算を実施した結果をまとめて示す。図 12 はη_g、図 13 はϕ_g、図 14 はVR の変化を示し、横軸はΔM_6 (=M_6-M_{16})である。

図 12 から分かるように、理想混合ミキサーの場合もミキサー入口マッハ数を増加すると熱効率の最大値が低下するが、M_{16}=0.4 程度までの変化は微少であり、最大値が発生する M_6 は M_{16} の増加と共に若干増加する。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

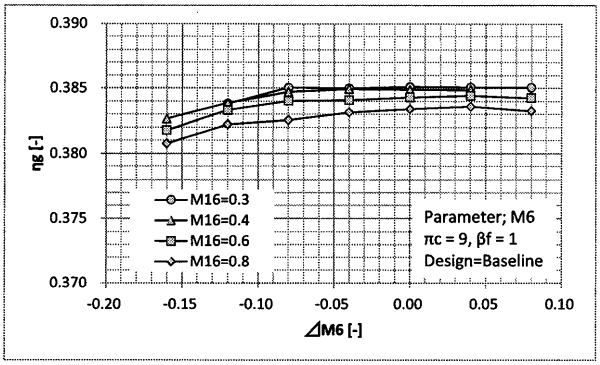


Fig.12 Variation of η_g with M_6 and M_{16}

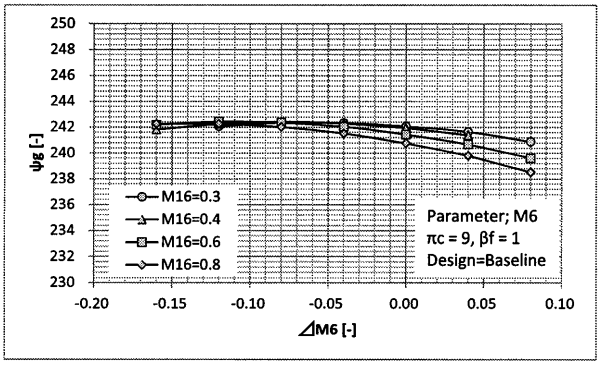


Fig.13 Variation of ϕ_g with M_6 and M_{16}

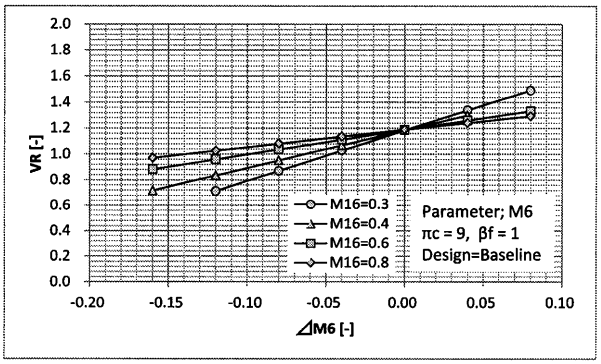


Fig.14 Variation of VR with M_6 and M_{16}

しかし、比出力の最大値は M_{16} により余り変化せず、最大値を得る M_6 は M_{16} の増加共に減少することが分かる。

図 14 から分かるように、この計算条件では M_6=M_{16} の場合 VR は 1.2 程度の値を取る。VR=1.0 となる⊿M_6 は M_{16} の増加と共に減少する。

ミキサー性能と VR 等の関係が明確でないのでこれ以上の検討はできないが、ミキサーを使用するサイクルではミキサー入口マッハ数は低く取り、M_6 と M_{16} 同程度とすれば良いことが示唆される。

次に、熱交換器の全圧損失係数の影響を示す。ベースライン設計ではζ_x(中間冷却器と再生器は同一とする)を 0.02 としたが、ζ_x=0.00 (ideal)、ζ_x=0.04 (poor)の場合を M_6=0.32、M_{16}=0.4 の場合に対して計算した結果を図 15 に示す。同図には単純サイクル GT システムの性能も併せて示す。

Fan-IC-RG-MX サイクルの性能に対しても熱交換器圧力損失の影響は非常に大きい。ζ_x=0.00 の場合、η_g は π_c=9 で最大 40.2%、ϕ_g は 258.0 kW/(kg/s)であるが、ζ_x=0.02 ではそれぞれ 38.5%、242.4 kW/(kg/s)、ζ_x=0.04 では熱効率の最大値は π_c=10 に移り、それぞれ 36.6%、232.2 kW/(kg/s)と変化する。この結果は熱交換器全圧損失 1%が η_gに対して 0.9 ポイント、ϕ_gに対して 3%程度の非常に大きな影響を持つことを示している。ζ_x=0.04 の場合でも単純サイクルで π_c=9 の η_g =28.0%、ϕ_g =227.7kW/(kg/s)に比較すれば熱効率のゲインは得られそうである。

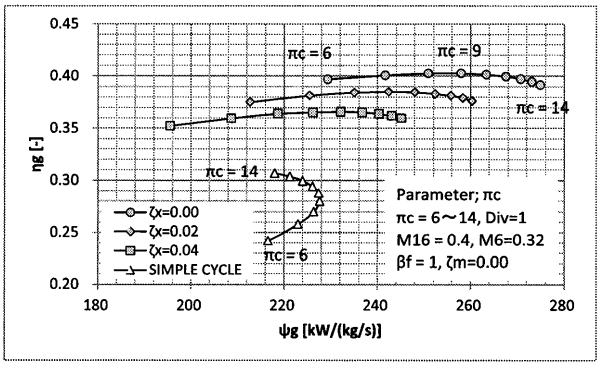


Fig.15 Performance Variation with ζ_x

図 16 にここまで理想的としてきたミキサーに全圧損失を考慮した計算結果を示す。全圧損失は混合後に考慮し、ここでは、ζ_m=0.01 と 0.02 の 2 ケースを計算した。ζ_m=0.02 の場合、効率最大は π_c=9 の η_g =37.5%、ϕ_g =234.9kW/(kg/s)であった。ミキサー全圧損失 1%の影響は ηg に対して 0.25 ポイント、ϕ_gに対して 1.5%程度である。よって、熱交換器の全圧損失に比較すればその影響は少ないと言える。

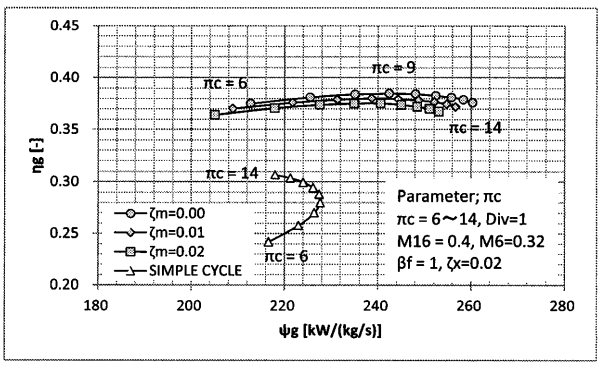


Fig.16 Performance Variation with ζ_m

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

図17は中間熱交換器の熱通過有効度の影響を見たものである。ε_iの増加により特にπ_cの高いシステムで性能が向上する事が分かった。

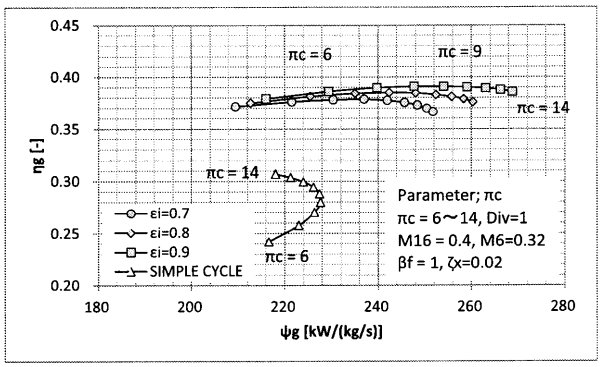


Fig.17 Performance Variation with ε_i

図18は再生熱交換器の熱通過有効度の影響を見たものである。ε_rの増加により特にπ_cの低いシステムで性能が向上する事が分かった。

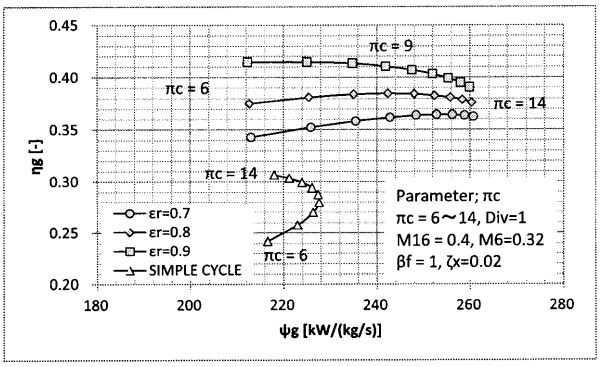


Fig.18 Performance Variation with ε_r

熱交換器の熱通過有効度の影響は非常に大きく、その値により選定すべきπ_cの値が異なる事には注意が必要である。

4．まとめ

本報は水等空気以外の媒体を使用しない中間冷却・再生ガスタービンシステムの評価を行った。ガスタービンはタービン入口温度(T_4)1000℃の無冷却ガスタービンとし、ガスタービン駆動の空気供給手段(ファン)を適用して圧縮機中間冷却を実施する事を検討した。本システムは再生サイクルの為、圧縮機圧力比が比較的低い構成で熱効率が最大となる。

ファン排気とタービン排気を混合する事で排気系統を 1 つとし、排気温度を低減できる。ミキサー入口のファン排気とタービン排気のマッハ数は0.4以下の場合に熱効率、比出力が高く両排気の速度比も1に近い所を選定できる。

熱交換器全圧損失 1%(中間熱交及び再生熱交の両方を同時に変化)がη_gに対して0.9ポイント、ϕ_gに対して3%程度の非常に大きな影響を持つため、全圧損失の低い熱交換器の適用が効果的である。

ミキサー全圧損失 1%の影響はη_gに対して 0.25 ポイント、ϕ_gに対して 1.5%程度であり、熱交換器全圧損失に比較すれば影響は少ない。

熱交換器の熱通過有効度の影響は非常に大きいとともに、その値により選定すべきπ_cの値が異なる事には注意が必要である。

高性能(熱通過有効度が高く、全圧損失が低い)の熱交換器が利用できれば、比較的低温・低圧力比のガスタービンを使用しても、乾式の中間冷却・再生システムにより比較的高い熱効率を得られる結果となった。

参 考 文 献

1) 佐藤幹夫, ガスタービン高温化の変遷, 特集「ガスタービン高温化対応最新技術動向(その 1:発電用)」, ガスタービン学会誌, Vol. 38, No. 2 (2010), pp. 69-70.
2) 後藤仁一郎, 江田隆志, 高橋徹, 高湿分空気利用ガスタービン(AHAT)の開発, 特集「航空用, 発電用エンジンシステムの最近の開発動向」, ガスタービン学会誌, Vol40, No. 3(2012)pp. 94-100.
3) 特集「300kW セラミックスガスタービン」:ガスタービン学会誌, Vol.27, No.5 (1999)
4) Yoshitaka Fukuyama, Masahiro Matsushita, Masao Ito, Hidetatsu Hiraki, Toyoaki Yoshida, Tadaharu Yokokawa and Hiroshi Harada, Development of the Virtual Jet Engine : Part-1 Simulation Core Development and Benchmarking, IGTC2007(2007)

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 40 回日本ガスタービン学会定期講演会（釧路）講演論文集，2012.10

【研究報告】 C-11

周期的後流の影響を受ける平板境界層の乱流計測に関する研究

*小藪栄太郎（苫小牧高専），本間孝知，戸澤弘祥，見藤歩，蘇武栄治

Studies on the Measurement of Turbulence over the Unsteady Boundary Layer over a Flat Plate Subjected to Incidental Wakes

*Eitaro KOYABU (Tomakomai National College of Technology), Takashi HONMA, Hiroaki TOZAWA, Ayumi MITHO and Eiji SOBU

ABSTRACT

This study investigates a wake-induced bypass transition of boundary layers on a flat plate with an elliptic leading edge which is subjected to favorable and adverse pressure gradients. Detailed boundary layer measurements are executed by use of a single hot-wire probe. The main focus of this study is on how and to what extent the wake-induced bypass transition of a flat-plate boundary layer can be affected by favorable adverse pressure gradients. The wakes were generated by cylinders moving on a squirrel cage in front of the flat plate. An ensemble-averaging technique is also employed in order to exact the periodic events associated with the wake-induced transition on the movement of the wake generating bar. The hot-wire signals were processed to yield ensemble-averaged values. In particular, wavelet analysis was applied to the fluctuation signals.

Key words: Unsteady Boundary Layer, Wake, Hot-Wire Anemometer, Wavelet analysis

1. 緒　言

航空エンジンや産業用ガスタービンなどのターボ機械内での流れ場は，動静翼列間の空力学的な干渉現象などにより，周期的に変動する非定常流になっていることが知られている．特に，上流側翼列から生じる周期的な後流は，下流側翼列の翼面上の境界層遷移を促進するなどの効果により，定常流中として予測した値と異なる空力性能をもたらすと考えられている．そのため，高性能・高効率化，高信頼性を目指すターボ機械の開発には，周期的な後流通過の影響を受ける翼面境界層の動的挙動の把握が強く求められており，現在までに多くの関連する研究例が報告されている[(1)~(3)]．

本研究では，翼列試験装置や，回転試験装置等は使用せず，実機の翼周りの流れ場を簡略化した装置の設計及び製作を行い，翼面上の後流通過を平板翼上に再現する．具体的には，後流発生装置と平板翼，加速減速装置である．著者らは，リスかご型の後流発生装置を製作し，移動円柱が作り出す後流の発生周期や速度欠損などの後流特性を調査[(4),(5)]した．今回の発表では，可視化ダクトに平板翼を設置し，後流発生装置で生じた後流が，平板境界層に与える影響，つまり非定常性が境界層遷移に与える影響を，楕円前縁を有する平板翼を使用して実験的に解明する．

2. 実　験

2.1 実験装置

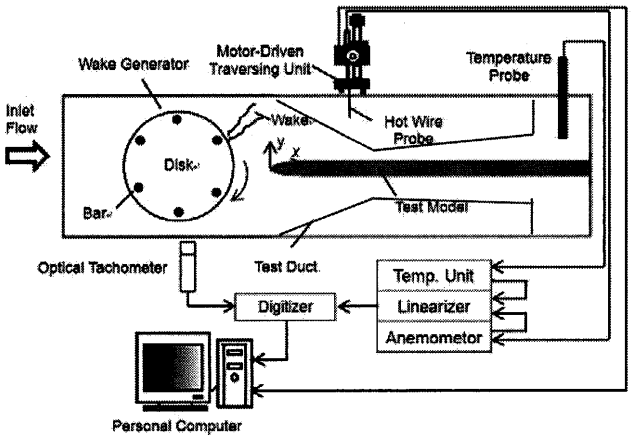


Fig.1 Test section and the system for boundary layer measurement with an explanatory illustration of wake generated in the rotation

実験装置は回流式風洞を使用し，アクリル製の供試ダクトに後流発生装置とアクリル製の平板翼を設置する．実験装置概要と計測システムを図 1 に示す．本研究では，供試翼としてアクリル製の平板翼を用いる．平板翼は，楕円形の先端部と平板部からなる．楕円形の先端部は，光造形機を使用して楕円形（長軸：50mm，

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

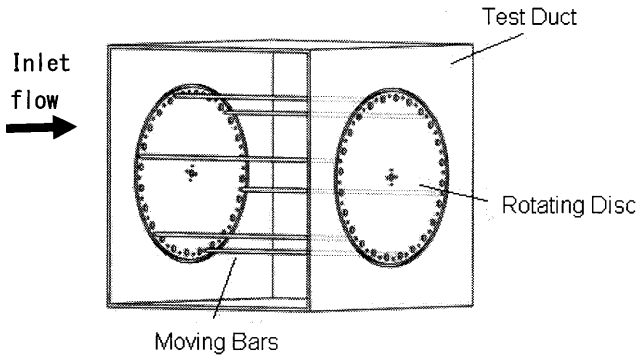


Fig.2 Wake generator

短軸：10mm）に製作し，平板先端に接着した．

後流発生装置はリスかご型をしており，直径 5mm，および 10mm，長さ 400mm の後流発生用円柱 3 本とその円柱を取り付ける 2 枚の直径 270mm の回転円盤，モータ，土台からなる．回転円盤には最大で 24 本の円柱を取り付けられる構造である．回転円盤に取り付けた円柱列が主流を横切る際に周期的な後流を発生させる構造である．後流発生装置は平板翼前縁から 100mm 上流で，移動円柱中心軸が前縁先端と平行になるように設置した．

2.2 計測装置およびデータ処理

非定常速度計測は，図 1 より I 型熱線プローブ，定温度型熱線流速計（CTA），リニアライザユニット，温度補償ユニット，温度補償プローブ，A/D 変換器を用いる．計測開始のトリガには，光電式回転計測器を用い，後流発生装置の回転円盤に貼られた反射板からの反射光を検知し，その信号を A/D 変換器の外部トリガに設定することで計測開始のトリガとした．熱線プローブは，コンピュータ制御の電動アクチュエータに取り付け，注意深く平板表面に近づけて計測を行う．計測範囲は前縁からの平板翼表面距離である流れ方向（x 方向）に 5 点，高さ方向（y 方向）は，x 方向各点に対して 20 点の計 100 点計測する．後流発生装置の円盤の回転と同期したパルスをトリガ信号として，熱線流速計からの信号を，サンプリング周波数 50kHz でサンプリングする．このように取得された流速の生データ u_k をハードディスクに記録し，位相平均速度 $\tilde{u}$，および位相平均乱れ度 $\tilde{T}u$ を以下の式で算出した．

$$\tilde{u}\left(x,y,t_j\right)=\frac{1}{N}\sum_{k=1}^{N}u_k\left(x,y,t_j\right) \tag{1}$$

$$\tilde{T}u\left(x,y,t_j\right)=\sqrt{\frac{1}{N-1}\sum_{k=1}^{N}\left\{u_k\left(x,y,t_j\right)-\tilde{u}\left(x,y,t_j\right)\right\}^2}\Big/U_{local}(x) \tag{2}$$

ここで，U_{local} は局所主流速度，N は取得波形数（後流なし：20，後流あり：100）である．

2.3 試験条件

後流を受ける平板翼まわりの非定常流れ場に関するパラメータは，入口速度に基づくレイノルズ数 Re_{in} と，後流の影響を示す無次元周波数 f で表す．

2.3 試験条件

後流を受ける平板翼まわりの非定常流れ場に関するパラメータは，入口速度に基づくレイノルズ数 Re_{in} と，後流の影響を示すストローハル数（無次元周波数）St で表す．

$$Re=\frac{UL}{\nu} \tag{3}$$

$$f=\frac{f_{bar}L}{U_{in}} \tag{4}$$

ここで，入口速度：$U_{in}(=5m/s)$，平板翼長さ：$L(=0.6m)$，後流通過周波数：$f_{bar}(\mathrm{Hz})$，円柱本数：$n_b(=6)$，後流発生装置の回転数：$n(rpm)$，動粘性係数：$\nu(m^2/s)$ である．ここで，式 3,4 より，$Re_{in}=2.0\times10^5$，$f=0.43$ となる．

2.4 静圧係数

平板翼表面上で計測した静圧係数を図 3 に示す．横軸を無次元距離，縦軸を静圧係数として 23 点計測し，静圧係数は，式 5 で算出した．

$$Cp=\frac{p_0-p}{\frac{1}{2}\rho U_{in}^2}=\left(\frac{U_e}{U_{in}}\right)^2 \tag{5}$$

図 3 より横軸 x/L が 0.5～0.7 の部分で分布が平坦になっている．この平坦領域によってはく離泡の存在が推測されるため，今後油膜法による可視化が必要である．

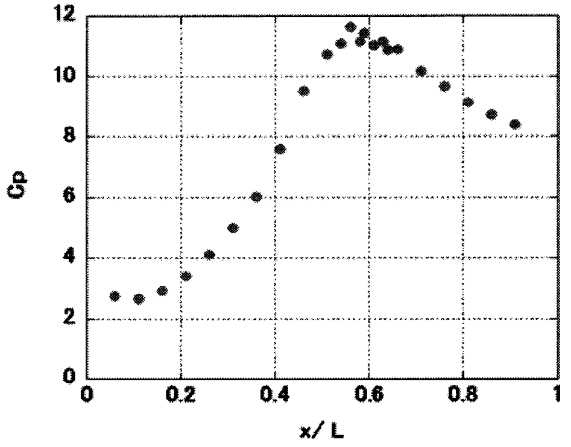


Fig.3 Static pressure coefficient

3. 実験結果および考察

3.1 静止円柱の後流特性

直径 5mm の静止円柱の下流に発生する後流の速度分布を図 4 に示す．計測範囲は，円柱から流れ方向下流に 3 か所（10mm，20mm，100mm），高さ方向は，円

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

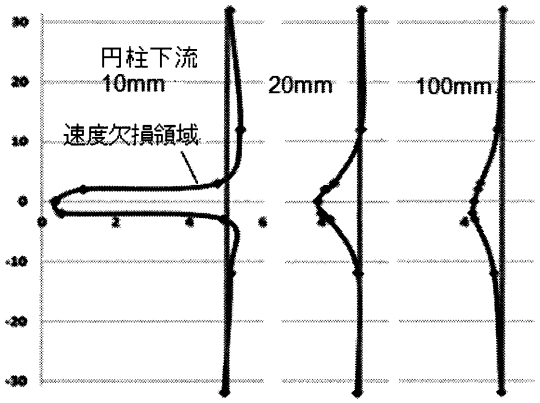


Fig.4 Effects of vertical shift of bar

柱中心から 9 か所（0mm，2mm，3mm，12mm，32mm）である．図 4 より，後流の特徴である速度欠損領域が顕著にみられた．また，下流方向に計測点が移動するにつれて速度欠損の度合いは小さくなり，かつ減衰している．

3.2 境界層計測

移動円柱により生じた後流の境界層での信号処理に，ウェーブレット変換 [6] を使用した．ウェーブレット変換は，周波数情報に併せ時間軸情報も抽出可能なために，非定常現象を捉えるのに有効な信号処理の一つである．今回，マザーウェーブレットには，Molet ウェーブレット（図 5）の実数部を使用した．図 6 に x=500mm, y=0.2mm での結果の一例を示す．図 6 より高周波成分などを示しているが，今回は，熱線流速計により得た信号に電気的なノイズが含まれている．今後も更なるノイズ低減対策が必要である．

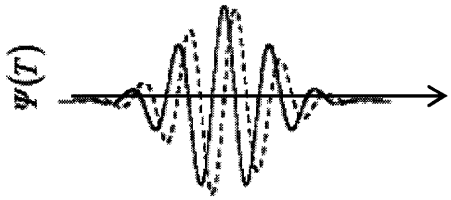


Fig.5 Morlet wavelet

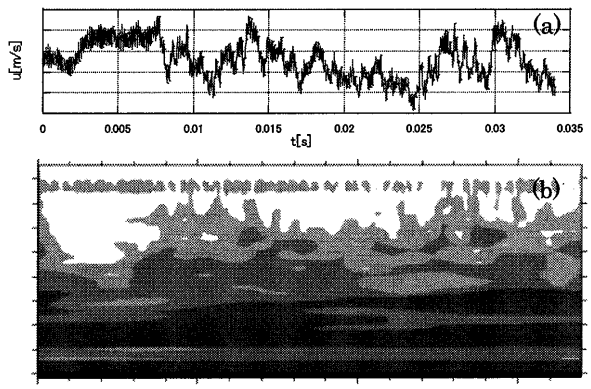


Fig.6 (a)Raw data, (b) Wavelet transform of velocity data（x=500mm,y=0.2mm）

4. 結　言

周期的な後流が境界層遷移に与える影響を調べるために，後流発生装置，加速減速装置，平板翼を設計，製作した．そして，静圧係数の計測結果より，はく離泡の存在が示唆された．また，熱線流速計による速度計測より，静止円柱後流の特性やウェーブレット変換による波形処理を行った．

今後は，ノイズ低減化を継続的に行うとともに，油膜法によるはく離の確認，周期的後流の影響を受ける平板翼面上の速度分布を熱線流速計で詳細に再計測し，非定常性が境界層遷移に与える影響を解明する予定である．

参考文献

(1) 小薮栄太郎，船崎健一，高橋潤，“圧力勾配下における周期的後流通過が平板境界層バイパス遷移に与える効果（主流乱れが共存する場合）”，日本ガスタービン学会誌，Vol.29，No.625，(2001)，pp. 485-492

(2) Eitaro KOYABU, Ken-ichi FUNAZAKI, Manabu KIMURA, “Experimental Studies on Wake-Induced Bypass Transition of Flat-Plate Boundary Layers under Favorable and Adverse Pressure Gradients”, JSME International Journal, Series B, Vol.48, No.3,(2005),pp.579-588

(3) J. D. Coull, R. L. Thomas, and H. P. Hodson, “Velocity Distributions for Low Pressure Turbines”, Journal of Turbomachinery, Vol.132,(2010)

(4) 菅雄貴，小薮栄太郎，見藤歩，蘇武栄治，“周期的後流と平板境界層との干渉現象に関する研究”，日本機械学会北海道学生会，第 40 回学生員卒業研究発表講演会講演論文集，(2011)，pp. 125-126

(5) 鈴木庸平，有村厚志，小薮栄太郎，見藤歩，蘇武栄治：周期的後流の影響を受ける非定常境界層に関する研究，日本機械学会北海道学生会第 41 回学生員卒業研究発表講演会（2012），pp. 259-260

(6) 笠木伸英ら“乱流工学ハンドブック”，(2009)，pp. 111-119

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 40 回日本ガスタービン学会定期講演会（釧路）講演論文集，2012.10

【研究報告】 C-12

部分流入段閉止部周りにおける損失発生メカニズムに関する研究

*笹尾 泰洋（帝京大），高田 真司（東北大），山本 悟（東北大），田沼 唯士（帝京大）

Study on Loss Generation Mechanism around Blockage Region in Partial Admission Stage

*Yasuhiro SASAO(Teikyo Univ.), Shinji TAKADA(Tohoku Univ.), Satoru YAMAMOTO(Tohoku Univ.) and Tadashi TANUMA(Teikyo Univ.)

ABSTRACT

Reduction of HP inlet loss is quit important to improve the performance of HP steam turbines. In this paper, the loss generation mechanism in separation flows around the blockage of a partial admission stage is discussed using the 3-D and the 2-D high-order high-resolution numerical methods developed by our group. Compressible Navier-Stokes equations are solved by the high-order high-resolution finite-difference method based on the fourth-order compact MUSCL TVD scheme, Roe's approximate Riemann solver, and the LU-SGS scheme. The SST-model is solved for evaluating the eddy-viscosity. Unsteady three-dimensional flows through half-arc nozzle-rotor cascade channels considering a partial admission are numerically investigated. 54 nozzle passages with two blockages and 30 rotor passages are simultaneously calculated. Entropy distributions around the rotor blades and the blockage regions are numerically predicted.

Key words: partial admission stage, loss generating mechanism, numerical turbine

1. 緒言

高圧タービンにおいては，流入損失が全損失の中で大きな割合を占めることが知られている．特に，部分流入タービンにおいては，ノズルボックスを上下に隔てる閉止部によって，水蒸気の流入しない領域が形成されるため，全負荷運転時においても，周方向に不均一な流れ場が形成されることになる．特に，閉止部下流においては，作動流体の流量が極端に低下するため，動翼に働く流体力は大きく変動し．さらに，噴射端部損失や通気損失といった損失が発生することが知られている．

部分流入段を対象とした解析的研究としては，He[1]やSakaiら[2]による非定常流動解析例が報告されており，動翼に働く非定常流体力や損失のメカニズムに関する議論が行われている．近年では計算機の高性能化に伴い，Gaoら[3]やHushmandiら[4]によって部分流入段全周を対象とした三次元非定常流動解析が行われており，より詳細な非定常流体力の予測や各段出口における全圧分布予測が行われている．一方，我々の研究グループでは，部分流入段全周ないし半周を対象とした二次元非定常流動解析を行い，フランジが部分流入段の全体性能の低下に占める割合を予測し，さらに，非定常流体力を低減することで部分流入段の効率を向上できるフランジ構造の改良案を提案した[5]．

本研究の最終的な目標は，部分流入タービンにおける噴射端部損失や通風損失を低減できる，閉止部形状の提案や，設計指針の獲得である．ここでは，部分流入段における損失の内，特に通風損失に着目し，その発生メカニズムに関して，三次元および二次元非定常流動解析に基づいた考察を行う．

2. 基礎方程式および数値解法

我々の開発した CFD コードである数値タービンでは，凝縮を伴う三次元圧縮性流れの基礎方程式を解く．しかし，本研究においては，部分流入段を通過する水蒸気が乾燥状態にあるものと仮定し，水蒸気の質量保存則，運動量保存則，エネルギー保存則，乱流運動エネルギーおよびその比散逸率の保存式を解く．

$$\frac{\partial Q}{\partial t}+\frac{\partial F_i}{\partial \xi_i}+S+H=0 \qquad (1)$$

ここで，Q は未知変数ベクトル，F は流束ベクトル，S は粘性項，H は生成項であり，以下の様に表される．

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

$$Q = J\begin{bmatrix}\rho\\ \rho w_1\\ \rho w_2\\ \rho w_3\\ e\\ \rho k\\ \rho\omega\end{bmatrix},\quad F_i = J\begin{bmatrix}\rho W_i\\ \rho w_1 W_i + \partial\xi_i/\partial x_1 p\\ \rho w_2 W_i + \partial\xi_i/\partial x_2 p\\ \rho w_3 W_i + \partial\xi_i/\partial x_3 p\\ (e+p)W_i\\ \rho k W\\ \rho\omega W\end{bmatrix},$$

$$S = -J\frac{\partial\xi_i}{\partial x_j}\frac{\partial}{\partial\xi_i}\begin{bmatrix}0\\ \tau_{1j}\\ \tau_{2j}\\ \tau_{3j}\\ \tau_{kj}w_k + (\kappa+\kappa')\partial T/\partial x_j\\ \sigma_{kj}\\ \sigma_{\omega j}\end{bmatrix},$$

$$H = -J\begin{bmatrix}0\\ 0\\ \rho\left(\Omega^2 x_2 + 2\Omega w_3\right)\\ \rho\left(\Omega^2 x_3 - 2\Omega w_2\right)\\ 0\\ S_k\\ S_\omega\end{bmatrix} \qquad (2)$$

式中の W および w は，静止座標系に対する相対速度成分である．二次元解析においては，生成項中のコリオリ力に関する項は省略される．

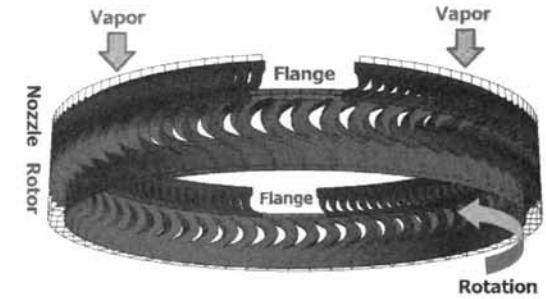
空間差分には Roe の流束差分離法および 4 次精度コンパクト MUSCL TVD スキームを用いた．時間積分には LU-SGS 法を用いた．粘性項には 2 次精度中心差分を用い，乱流モデルには SST モデルを用いた．

3. 計算結果

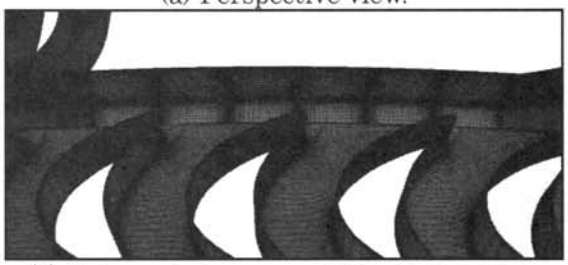
3.1 計算格子および計算条件

二次元解析，三次元解析ともに，高圧タービン部分流入段全周ないし半周を解析対象とする．図 1(a) は計算格子全体の俯瞰図である．青色の領域はノズル，赤色の領域は初段動翼列，緑色の領域は閉止部であり，ノズルボックスを結合する水平フランジに相当する．蒸気はノズルボックスを介して部分流入段へと供給される．図 1(b) は閉止部近傍における計算格子の拡大図である．翼面，翼端壁および閉止部壁面近傍には十分に格子点を寄せてある．図 1(c)は，50% span 断面における計算格子を，半周分について平面上に展開した図である．二次元解析では，この計算格子を用いた．計算格子は全て拡張 H 型格子である．部分流入段はノズル 108 流路，動翼 60 流路より構成されており，格子点数はノズル部が 64×64×33 点，閉止部が 24×64×33 点，動翼部が 128×64×33 点である．総格子点数は，全周計算の場合，およそ 3160 万点である．

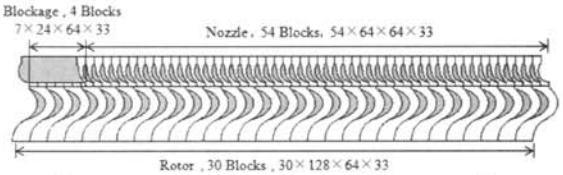
境界条件は，商用蒸気タービンの運転条件に基づき，入口全圧，入口全温および出口静圧を固定値とした．ただし，具体的な数値に関しては記述を控える．部分流入段の入口出口圧力比は 1.17 であり，本条件下において流れ場が準定常状態に達した際の平均流入マッハ数は 0.13，平均流出マッハ数は 0.19 となった．動翼の回転数は 3000rpm であり，動翼は 1 ピッチ間を 2500 time-step で通過するため，1time-step 当りの時間刻み幅は，およそ 0.133 μsec である．



(a) Perspective view.



(b) Enlarged view around blockage region.



(c) Computatinal domain (mid-span)

Fig. 1 Computational grid for the partial admission stage.

3.2 二次元計算と三次元計算の比較

部分流入段を通過する作動流体は，周方向に極めて不均一な流れ場を形成しているため，周方向の広い範囲を解析対象とすることが望ましい．しかしながら，この様な広い範囲を三次元非定常流動解析の計算対象とすることは，計算コストやポスト処理の観点から，困難である．そこで，工学的には，部分流入段を構成する翼列が，他の段落と比較して低アスペクト比であることに着目し，二次元計算による近似的な流れ場の把握が試みられる場合が多い．

図 2 は，二次元解析および三次元解析により得られた，ノズルに対する動翼の各位置における揚力係数

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

の変化である．ともに，動翼がフランジ後方に差し掛かる際に揚力が増加し，フランジ右端部付近において負の揚力(Negative Lift)が働く傾向は一致している．二次元解析による揚力の変動は，三次元解析によりも大きくなる傾向が確認できるが，最大揚力およびNegative Liftの大きさは，概ね一致した．

図3は，二次元解析および三次元解析により得られた揚力係数の周波数スペクトルである．600Hz以下の低周波数成分に関しては，三次元解析の方が強く現れているのに対し，二次元解析においては，600Hzよりも高い周波数成分において，いくつかピークが現れた．三次元解析においては，揚力は面積分より算出されるため，渦やノズル後流によって生じる局所的な圧力の変動が平均化されることによって，高い周波数成分が隠蔽されている可能性がある．

図4および図5は，二次元解析および三次元解析により得られた，同時刻における瞬間のエントロピ分布および瞬間の渦度分布の比較である．二次元解析，三次元解析ともに，閉止部左端の近傍および閉止部下流を通過する動翼の背面側において，剥離が生じていることがわかる．二次元解析，三次元解析ともに，渦度の高い領域において，よりエントロピが増大する様子を確認することができる．しかしながら，二次元解析においては，剥離領域において発生した左渦と右渦が強い周期性を持って動翼列間に流入するのに対して，三次元解析においては，流れ場に明確な周期性を見い出すことができない．この原因については，次節において詳しく考察する．

図6は，閉止部考慮の有無による全体効率の違いを二次元解析と三次元解析とで比較したものである．三次元解析においては，閉止部無しに対して，閉止部有りの場合は1.6%の効率低下であったのに対して，二次元解析では2.5%の効率低下となっており，相対値に大きな相違が生じた．これは，二次元解析においては，渦による損失が過大に評価されるためである．このことから，二次元解析に基づく全体効率の予測には，限界があるものと考えることができる．

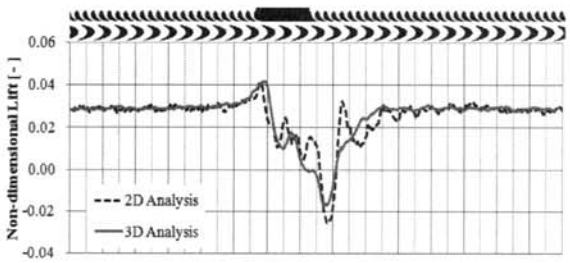


Fig. 2 Computed axial forces on one rotating blade.

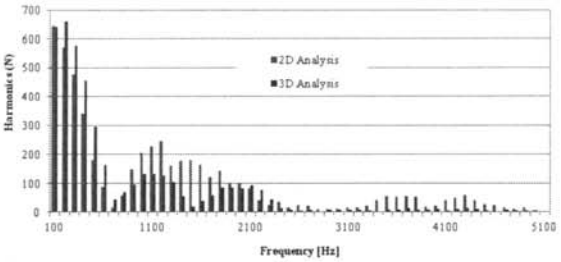
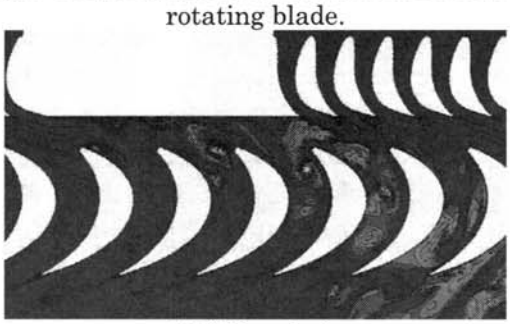


Fig. 3 Frequency spectrum of axial forces on one rotating blade.


(a) 2-D analysis

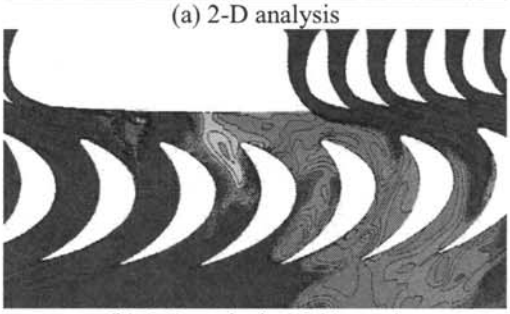
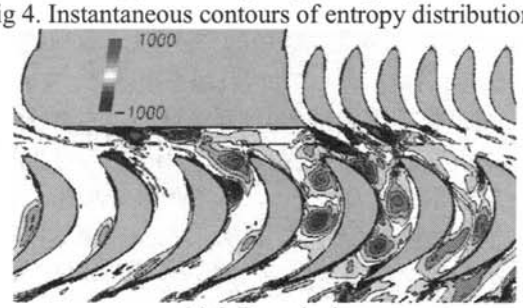
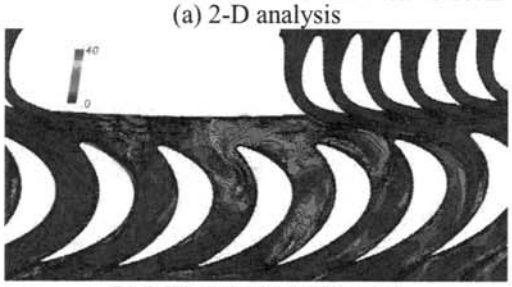

(b) 3-D analysis (50% span)

Fig 4. Instantaneous contours of entropy distributions.



(a) 2-D analysis



(b) 3-D analysis (50% span)

Fig. 5 Instantaneous contours of vorticity distribution

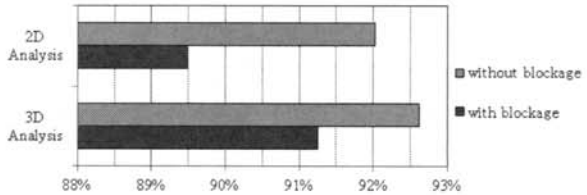


Fig. 6 Comparison of total-total efficiency predictions.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

3.3 閉止部近傍における損失発生メカニズム

本節においては，閉止部近傍における損失のうち，特に通風損失に着目し，その発生メカニズムについて考察する．

図 7 は，閉止部の境界層内における速度ベクトル分布をマッハ数分布で色分けしたものである．また，図 8 は，閉止部壁面および動翼の限界流線である．これらの図より，水蒸気は閉止部の左端近傍において壁面より剥離していることがわかる．一方，閉止部中央付近に着目すると，およそ 50% span を境に，シュラウド側においては動翼回転方向の流れ場が形成されており，軸側においては，動翼回転方向とは逆の流れ場が形成されていることがわかる．これは，閉止部下流の淀んだ水蒸気が，ノズルより供給された水蒸気によって圧縮され高圧となり，相対的に圧力の低い閉止部の左端側へと押し戻されるためである．このため，閉止部の右端近傍においては対向流が形成され，下流側へ向かって，三次元的な旋回流が立ち上がっている．また，閉止部下流を通過する動翼(図中 B,C)の背面側においても，大規模な剥離が生じていることがわかる．

図 9 は，図 8 と同時刻におけるエントロピ分布である．剥離の生じる閉止部左端近傍において，エントロピの増加する様子が捉えられている．また，閉止部右端近傍では，閉止部壁面より立ち上がった旋回流において，エントロピの増加する様子が捉えられている．この旋回流は，動翼列間に断続的に流入し，翼列間を通過する他の渦と干渉して，流れ場を複雑にしている．また，閉止部下流における剥離領域の対向流は蛇行しており，その変動の周期は，動翼が 1 ピッチ間を移動する周期よりも大きく，かつ，不規則である．これらの複合的な要因によって，フランジ下流には，極めて非定常性の強い流れ場が形成されることがわかった．

以上の結果より，閉止部下流における通風損失は，次の様な特徴を有することがわかった．

①閉止部の軸側壁面全域において，剥離にともなうエントロピの増加が生じている．

②閉止部下流を通過する動翼の背面側において，大規模な剥離が生じており，エントロピが増加する．

③閉止部壁面近傍では大規模な対向流が形成されており，閉止部下流側に三次元的な旋回流を形成する．この旋回流と動翼列が干渉することによって，複雑な非定常流れ場が形成される．

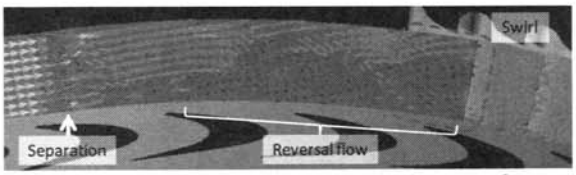
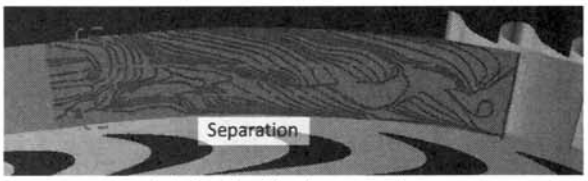
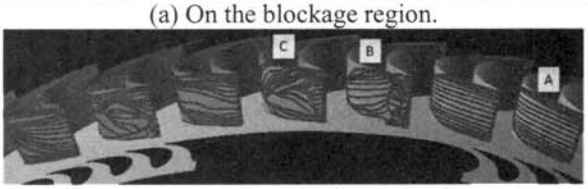


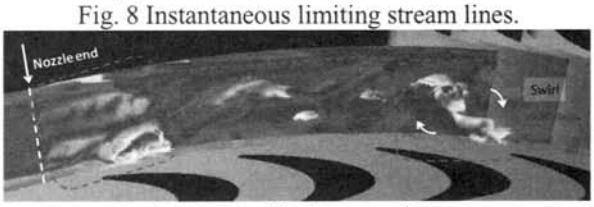
Fig. 7 Velocity vectors near the blockage surface.



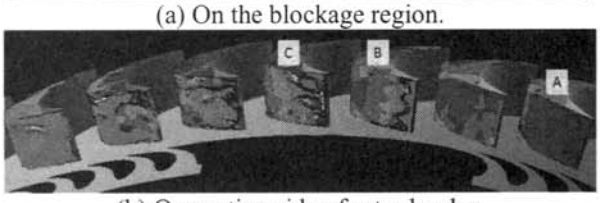
(a) On the blockage region.



(b) On suction side of rotor brades.
Fig. 8 Instantaneous limiting stream lines.



(a) On the blockage region.



(b) On suction side of rotor brades.
Fig. 9. Instantaneous contours of entropy distributions.

4. 結言

蒸気タービン部分流入段を対象に，我々の研究グループによって開発された計算コード「数値タービン」を用いて，三次元および二次元非定常流動解析を行い，性能評価と損失発生メカニズムの考察を行った．

謝辞

本大規模流動解析は，東北大学サイバーサイエンスセンターSX-9 および地球シミュレータ上で行いました．両センターより多大なるご尽力・ご協力を賜りましたことを，ここに篤く御礼申し上げます．

参 考 文 献

1) He, L., 1997 Proceedings of Institution of Mechanical Engineers, Vol. 211, Part A, (1997), pp.197-205.
2) Sakai, N., Harada, T. and Imai, Y., 2006 JSME International Journal, Series B, Vol. 49, No. 2 (2006), pp. 212-217.
3) Gao, L., Dai, Y. Proceedings of ASME Turbo Expo 2010, GT2010-22608, (2010), CD-ROM.
4) Hushmandi, N., B., Fridh, Jens E., Fransson, T., H., Journal of Turbomachinery, Vol. 133, (2011), pp. 041017-1-041017-12
5) Sasao, Y., Monma, K., Tanuma, T. and Yamamoto, S., International Journal of Fluid Machinery and Systems, 2-3, (2009), pp. 248-253.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 40 回日本ガスタービン学会定期講演会（釧路）講演論文集，2012.10

【研究報告】 C-13

蒸気タービン最終段におけるノズルスタッキングの効果

*小野　英樹，妹尾　茂樹，工藤　健，村田　健一（日立製作所）

The Effects of the Tangential Leans for the Last Stage Nozzles of Steam Turbine

*Hideki ONO, Shigeki SENOO, Takeshi KUDO, Kenichi MURATA (Hitachi Ltd.)

ABSTRACT

In general, since the aspect ratio of the last stage blades of a low pressure steam turbine for a large scale power plant is considerably large compared to those of other stages, flow separation can be easily occurred in the vicinity of the root section of the blades. In addition to the above fact, possible efficiency deterioration due to supersonic inflow resulting from the usage of longer blades has to be avoided to obtain an efficient steam turbine. In this paper, the effects of various types of leans for the last stage nozzles have been thoroughly studied with a help of 3D-CFD. Then, the several characteristics charts related to the stage performance for each type of lean including a so-called s-shaped lean were created. By applying the well-designed s-shaped lean nozzles, unpreferable effect of supersonic inflow can be significantly subdued, giving a fairly improved stage efficiency.

Key words: Steam Turbine, Last Stage Nozzle, Lean

1．はじめに

蒸気タービンの効率を向上させる手段として、低圧タービン最終段の翼長増加がある。翼長増加により、タービン流路を軸方向に射影した円環の面積である環帯面積は大きくなり、動翼出口の環帯速度が小さくなるため、排気される運動エネルギーによるリービング損失が低減し、蒸気タービン内部効率が向上する。また、環帯面積を増加させると出力を多く取れるため、プラント仕様によっては、車室数を減らすことができ、建設費用を大幅に低減できる利点もある。しかしながら、翼長増加により、動翼先端の相対流入マッハ数が超音速になると、翼前縁で衝撃波が発生し、それに起因した損失が増加する。よって、超音速流入は、可能な限り抑制すべきである。

超音速流入を抑制する手法として、ノズル負荷の増大が挙げられる。ノズルの熱落差を大きくし、ノズル流出マッハ数を増加させることにより、動翼の相対流入マッハ数を低減できる。ノズル負荷は、静動翼の負荷配分である反動度により制御でき、反動度は、翼を周方向に傾斜させるタンジェンシャルリーンや、軸方向に傾斜させるアキシャルリーンにより制御することができる。これらは、コンプレッサーや航空機エンジン向けファンのなどの分野において精力的に研究されている（[1][2][3]など）。しかしながら、これらの多くはアスペクト比の小さい翼を対象としており、蒸気タービン長翼のようにアスペクト比の大きい翼に関する研究は少ない。

従来、アスペクト比が大きい翼に対するタンジェンシャルリーンは、根元側のはく離抑制とノズル流出マッハ数低減による効率向上のために用いられてきた。例えば、タンジェンシャルリーンを凸で形成するシンプルな三次元スタッキング翼（Advanced Vortex Nozzle 、以下 AVN と称す）[4]により、根元のはく離を抑制し、反動度を適正化することにより、高い効率を実現できた。

超音速流入が問題となる段落に対しては、タンジェンシャルリーン、アキシャルリーンを各々S 字型に形成したノズルが提案されている。ノズル出口根元側と動翼入口先端側の作動蒸気マッハ数が低減可能であると論じられ、数値解析、試験の双方で効果が確認されている [5][6][7][8]。これらの報告では、ノズルの一形状に対するタービン特性が示されているが、流れ場の詳細や、リーンの適正な形状については、触れられていない。

本報では、低圧タービン最終段を対象とし、AVN 翼と根元と先端のリーン形状をS字型に形成した三次元スタッキング翼（Sigmoid Advanced Vortex Nozzle 、以下 SAVN と称す）によるフローパターンの変化を詳細に検討した。SAVN 翼を形成するパラメータを網羅的に変化させ、流れ解析を用いてタービン特性を評価した。評価結果は、詳細に分析し、SAVN 翼による損失低減のメカニズムを明らかにするとともに、SAVN 翼化によるタービン特性量変化の定性的な傾向把握に努めた。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

2．ノズルリーン形状の検討方法

2.1　低圧タービン最終段

図１は、ノズルリーン形状の検討対象とした低圧タービン最終段の静動翼と、ノズル断面の翼型構成を示す。動翼形状は固定し、ノズルのタンジェンシャルリーンのみを変化させた。タンジェンシャルリーンは、後縁で規定し、後縁ラインを、等θ線上に形成したストレートスタッキング翼をベース翼とした。ベース翼は、ノズル翼定義断面の翼型において、エネルギー損失が最小となるように設計している。ノズル先端側は、流出マッハ数が亜音速なので、翼後端がスロートとなる亜音速翼で形成した。ノズル根元側は、流出マッハ数が超音速となるため、翼間流路の中途がスロートとなる先細末広型の遷音速ノズル翼で形成した。亜音速翼と遷音速翼の中間は、スパン方向の翼面を滑らかに形成するために、スロート下流の背面曲率を制御した亜音速中間翼で形成した。

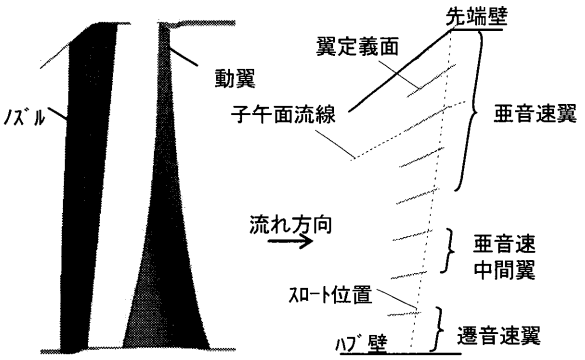


図１　低圧タービン最終段静動翼と静翼断面翼型

2.2　ノズルリーン形状パラメータ

図２は、ノズルリーン形状パラメータである。AVN翼は、$\delta_c/t_{.root}$をパラメータとし、回転方向に凸なスタッキングラインを形成する。SAVN翼は、$\delta_c/t_{.root}$、$\Delta\delta_c/t_{.root}$、$ip_{.nh}$をパラメータとし、根元と先端側の後縁曲線が、$ip_{.nh}$で規定されるノズル高さにて、滑らかに接続され、S字型のスタッキングラインを形成する。

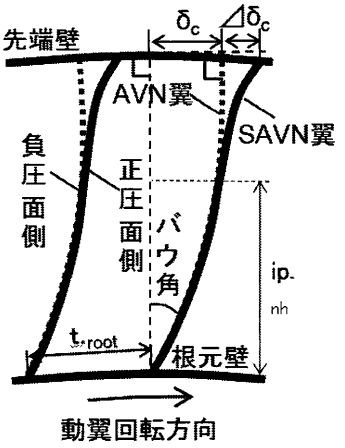


図２　AVN・SAVN翼形状パラメータ

本研究では、リーン形状パラメータによる流れ場の理解を第一とし、最適化が目的ではない。よって、形状パラメータは、少数かつ、単純であることが好ましいため、SAVN翼のスタッキング曲線は二重円弧で形成した。

2.3　パラメータサーベイの手法

前記、3つのパラメータで得られる形状を網羅的に解析し、段落効率を向上させるパラメータの方向性を定性的に捉える事を目的とし、パラメータサーベイを実施した。各パラメータに対し、複数の水準を設定し、全因子解析を実施した。全因子解析により、精度の良い応答曲面を作成し、解空間を分析した。

主な評価関数は、ノズルエネルギー損失係数ξ_n、動翼エネルギー損失係数ξ_b、リービング損失ξ_L、段落効率ηである。これらの定義式を式(1)(2)(3)(4)に示す。段落効率、リービング損失の算出では、各解析での流量偏差分を設計値に対し補正し、流量の差異が効率、損失に与える影響を可能な限り排除している。

$$\xi_n=(h_2-h_{2s})/(h_{01}-h_{2s}) \quad (1)$$

$$\xi_b=(h_3-h_{3s})/(h_{02r}-h_{3s}) \quad (2)$$

$$\xi_L=(v_3*q_d/q)^2/2/(h_{01}-h_{3s}) \quad (3)$$

$$\eta=(h_{01}-h_3)/(h_{01}-h_{3s})-\xi_b \quad (4)$$

記号	h：エンタルピー	v：絶対速度
	q：流量	
添え字	0：淀み状態	1：ﾉｽﾞﾙ入口
	2：ﾉｽﾞﾙ出口	3：動翼出口
	s：等エントロピー	d：設計値

なお、パラメータサーベイには、最適化エンジン、iSIGHTを用いた。

2.4　三次元流れ解析

三次元流れ解析には、市販の流体解析コードCFX11.0を用いた。解析諸元を表１に示す。乱流モデルには、SSTモデルを用い、蒸気表を用いることにより、作動流体を蒸気として扱った。また、ノズルのレイノルズ数は10^5のオーダーであり、乱流遷移の発生が予想されたため、遷移モデル（$\gamma-\theta$モデル）を用いた。解析体系は、静動翼、各一流路とし、TurboGrid11.0にて、格子を生成した。格子総数は、約100万点である。

表１　解析諸元

乱流モデル	*Shear Stress Transport Model*	
状態式	*IAPWS-IF97（新実用国際状態式）*	
遷移モデル	*γ-θ Model*	
圧力比	P_0/P_e [MPa]	6.36
入口湿り度	β [%]	1.55

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.204, 2025/07/04.

3．流れ解析によるノズルリーン形状の検討結果

3.1　根元側リーンの効果

表 2 に示す AVN 翼を対象とし、根元側のリーンが、タービン特性に与える効果を検討した。

表 2　AVN 翼と設計変数

名称	δ_c/t_{root}	$\Delta\delta_c/t_{root}$	ip_{nh}
AVN0	0.00	—	1.00
AVN1	1.85	—	1.00
AVN2	3.70	—	1.00

図 3 は、AVN 翼の子午面等流量線である。AVN 翼化により、根元側へ流体力が働き、作動蒸気は、根元側に曲げられている。ここで、半径方向の運動方程式[5][6]を式(5)に示す。p、ρ、V は、それぞれ、圧力、密度、流速であり、添え字のｒ、θ、φ、mは、それぞれ、円筒座標の半径成分、周方向成分、流線曲率半径、子午面流線成分である。各項のスパン方向分布を図 4 に示す。ノズル出口スパン方向の圧力勾配(gp)は、主に、周方向速度成分と子午面流線方向速度成分のそれぞれに鉛直に働く遠心力(cf,-cfm)と釣り合っている。δ_c/t_{root} を大きくすると、子午面曲率に起因し、紙面下向きの遠心力(cfm)が増加するため、それと釣り合うように、ｽﾊﾟﾝ方向の圧力勾配(gp)も小さくなり、根元静圧が上昇する。

$$\underbrace{\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial r}}_{gp} = \underbrace{\frac{V_\theta^2}{r}}_{cf} \underbrace{-\cos\phi\,\frac{V_m^2}{r_m}}_{-cfm} \underbrace{-V_m\sin\phi\,\frac{\partial V_m}{\partial m}}_{-ifm} \qquad (5)$$

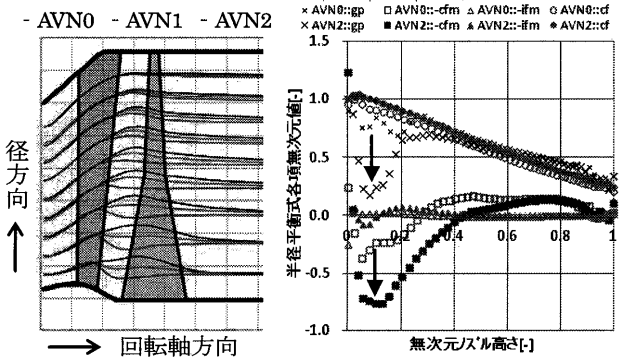


図 3 子午面等流量線　図 4 半径平衡式各項のｽﾊﾟﾝ分布

根元の静圧が上昇すると、図 5 に示す様に、根元の反動度は上昇し、ノズルの熱落差、流出マッハ数が、低下するため、ノズルエネルギー損失係数が低下する。

ここで、ノズル出口根元側において、軸方向上流側からみて軸方向に直交する断面でのヘリシティー分布を図 6 に示す。ヘリシティーは、渦度ベクトルと速度ベクトルの外積であり、正圧面から負圧面への通過流れによる通過渦 Pv を捉えている。流れ場に逆流がないことを確認しているため、プラスのヘリシティーは時計周り、マイナスのヘリシティーは反時計周りの渦を示している。

本検討においては、AVN 翼化により、通過渦の強度に顕著な変化は見られない。これは、根元側で反動度が増加し、流出マッハ数が顕著に低下したためと考えられる。

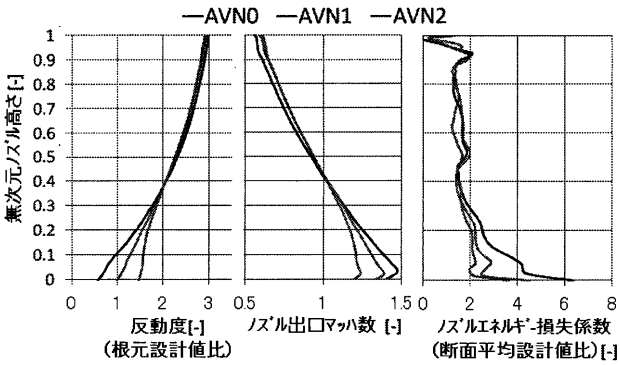


図 5　ｽﾊﾟﾝ方向のﾀｰﾋﾞﾝ特性量

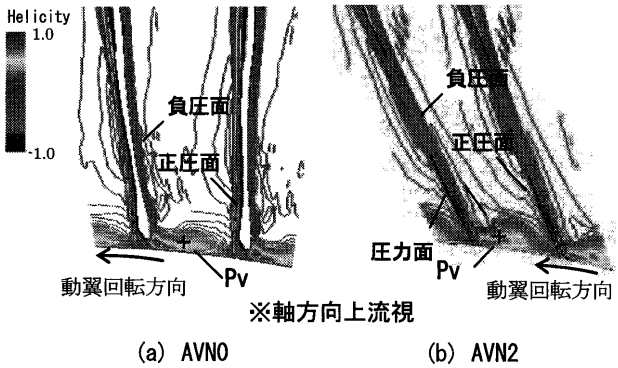


図 6　ﾉｽﾞﾙ出口ﾍﾘｼﾃｨ

最後に、δ_c/t_{root} による、ノズルエネルギー損失係数 ξ_n、動翼エネルギー損失係数 ξ_b、リービング損失 ξ_L、段落効率 η の変化を図 7 に示す。δ_c/t_{root} が増加すると、ξ_n、ξ_b は低下、もしくは横ばい傾向であるが、ξ_L は、AVN1 をボトムとし、増加する。すなわち、δ_c/t_{root} には、段落効率を最大化する最適値が存在する。なお、δ_c/t_{root} を過大にした時に、ξ_L が増加するのは、段落からの絶対流出速度と設計値の偏差が大きくなり、廃棄される運動エネルギーが増加するためである。

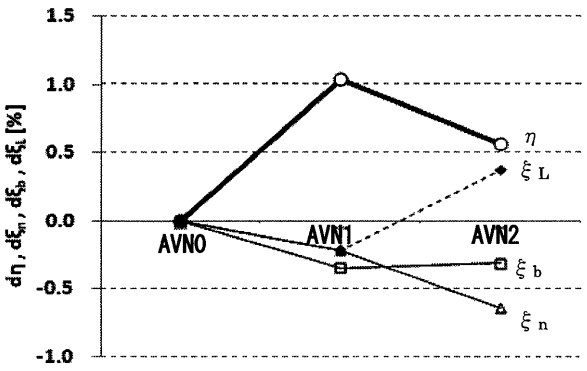


図 7 AVN 翼とﾀｰﾋﾞﾝ特性量

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

3.2 先端側リーンの効果

表 3 に示す SAVN 翼を対象とし、先端側のリーンがタービン特性に与える効果を検討した。

表 3　SAVN 翼と設計変数

名称	δ_c/t_{root}	$\Delta\delta_c/t_{root}$	ip_{nh}
AVN1	1.85	—	1.00
SAVN1	1.85	0.92	0.38
SAVN2	1.85	1.85	0.38

図 8 は、SAVN 翼の子午面等流量線である。SAVN 翼化により、ノズル先端側では、根元側への流体力が働くため、ノズル先端部の作動蒸気は、根元側に曲げられている。ここで、半径方向の運動方程式(5)各項のスパン方向分布を図 9 に示す。δ_c/t_{root} を大きくすると、子午面曲率に起因し、紙面下向きの遠心力(cfm)が増加するため、それと釣り合うように、ｽﾊﾟﾝ方向の圧力勾配(gp)も小さくなり、先端静圧が低下する。

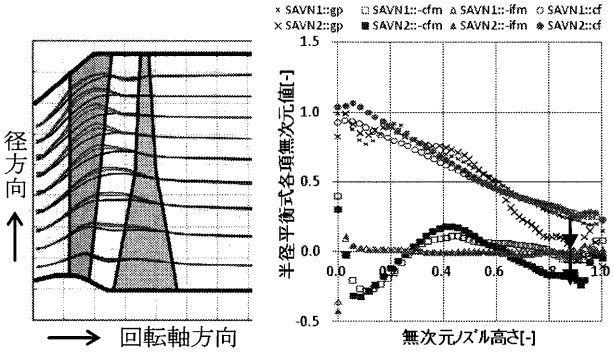


図 8 子午面流線　　図 9　半径平衡式各項のｽﾊﾟﾝ分布

先端の静圧低下に伴い、図 10 に示す様に、先端の反動度が低下している。反動度低下により、軸流速度が増加するはずである。しかしながら、先端部では、逆に軸流速度が低下しており、90%スパン位置に向かって、局所的に軸流速度が増加し、ノズルエネルギー損失係数 ξ_n も同様に増加している。これには、SAVN 翼化による、ノズル先端側の渦規模の変化が関係している。

ここで、ノズル出口先端側におけるヘリシティー分布を図 11 に示す。AVN 翼と SAVN 翼の渦構造は同様である。先端側に通過流れによる半時計周りの通過渦 Pv が形成され、それと対を成し、時計周りの馬蹄形渦 Hs が内径側に形成されている。馬蹄形渦 Hs は、ノズル先端負圧面側から発達したものであり、通過渦 Pv から運動量を供給されるため、散逸することなく、ノズル後縁まで達している。二次流れ損失のピーク位置(図 10 の SP)は、通過渦 Pv と馬蹄形渦 Hs の渦合流部と一致している。時計周りの通過渦 Pv と反時計周りの馬蹄形渦 Hs により、側壁と翼面上せん断層の低エネルギー流体が渦合流部に供給されている。SAVN 翼化により、二次流れ損失ピーク値は、増加するとともに、根元側へ移動している。

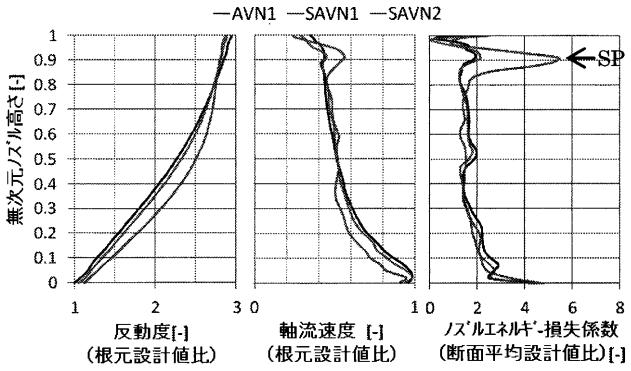


図 10　ｽﾊﾟﾝ方向のﾀｰﾋﾞﾝ特性量

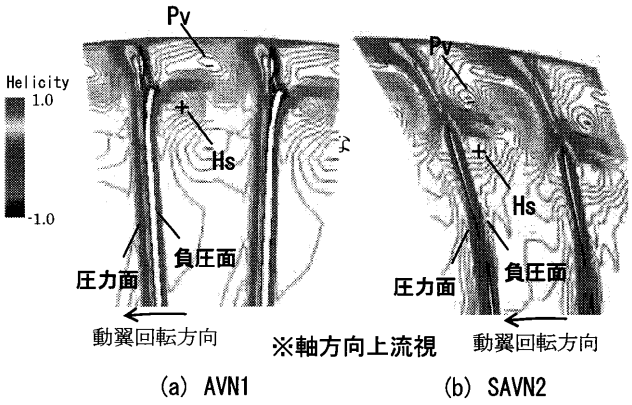


図 11　ﾉｽﾞﾙ出口ﾍﾘｼﾃｨｰｺﾝﾀｰ

最後に、$\Delta\delta_c/t_{root}$ による、ノズルエネルギー損失係数 ξ_n、動翼エネルギー損失係数 ξ_b、リービング損失 ξ_L、段落効率 η の変化を図 12 に示す。SAVN 翼化により、ξ_n、ξ_L は、増加傾向であるが、主に、流入マッハ数の低下により、ξ_b は減少する。これらのトレードオフにより、段落効率を最大化する $\Delta\delta_c/t_{root}$ の最適値が存在する。

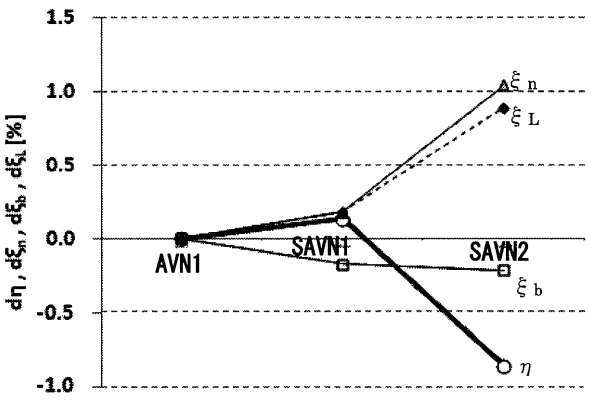


図 12 SAVN 翼とﾀｰﾋﾞﾝ特性量

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

3.3 SAVN翼のパラメータサーベイ

表4に示す設計変数を対象として、全因子解析を行い、設計変数と評価関数に関する応答曲面を作成した。

表4 パラメータサーベイパラメータ範囲

0.37	≦	$\delta_c/t_{.root}$	≦	3.33
0.62	≦	$\Delta\delta_c/t_{.root}$	≦	1.85
0.25	≦	$ip_{.nh}$	≦	0.63

応答曲面によるタービン特性量コンターの一例を図13に示す。$\delta_c/t_{.root}$は、AVN翼の最適値（1.85）とし、$\Delta\delta_c/t_{.root}$ と $ip_{.nh}$は、表4の範囲としている。段落効率のコンター図 13(a)では、紙面中央下寄りで段落効率が最大となっており、紙面右上（$iP_{.nh}$ 大、$\delta_c/t_{.root}$ 大）と紙面右下（$iP_{.nh}$ 小、$\delta_c/t_{.root}$ 大）で段落効率が低下している。それぞれ、マッハ数コンター、リービング損失コンターの増加域（図13(b)(c)）と一致している。後者は、動翼の速度三角形が設計値から乖離するための損失であり、改善には、動翼を改良する必要がある。

ここでは、前者の流れ場について、考察する。前者の先端側リーン形状は、$iP_{.nh}$、$\delta_c/t_{.root}$ が共に大きい組合せある。他のパラメータの組合せよりも、ノズル先端側における周方向の傾斜が大きい。先端の傾斜が大きいノズルでは、前節で示したように、先端部の通過渦が発達し、側壁近傍の作動流体が、根元側に掃きだされるため、先端側側壁近傍の軸流速度が低下する。$iP_{.nh}$、=0.63, $\delta_c/t_{.root}$=1.85の組合せでは、ノズル出口先端部ではく離が発生しており、動翼相対流入マッハ数が増加し、損失が増加している。以上より、$iP_{.nh}$、$\delta_c/t_{.root}$ が共に大きい組合せのリーン形状は、はく離ポテンシャルが増加するため、避けるべきであると言える。

4．結　論

蒸気タービンの低圧最終段を対象とし、ノズルのタンジェンシャルリーンが、段落特性に与える影響を詳細に検討し、以下の結論を得た。

1．ノズル根元側を動翼回転方向に傾斜させたAVN翼段では、作動流体にノズル根元側への流体力が作用し、作動流体は、根元側に曲げられる。この時、子午面流線の下に凸の曲率により、作動流体には、根元側への遠心力が働き、根元側の静圧が上昇する。その結果、ノズル根元側の熱落差が小さくなるため、ノズルの流出マッハ数が低下し、ノズルのエネルギー損失が低減する。一方、ノズルの傾斜が過度になると、リービング損失が増加し、段落効率が低下するため、根元側リーン形状には、段落効率を最大化する最適値が存在する。

2．ノズル先端側を動翼回転方向に傾斜させたSAVN翼段では、根元側と逆の原理で、先端側の静圧が低下し、ノズルの熱落差が大きくなるため、動翼の相対流入マッハ数は低減する。この時、ノズル先端側では、さらに、局所的な流量移動が起こっている。この局所的流量移動は、通過渦によるものである。ノズル先端の傾斜が大きくなると、ノズル先端部では、通過渦が大きくなる。側壁の低エネルギー流体が主流へ供給され、二次流れ損失のピーク値が増加するとともに、ピーク位置が根元側へ移動し、ノズルのエネルギー損失係数が増加する。動翼先端は、反動度が大きく、動翼の効き率が大きいため、ノズル先端の傾斜が小さい時には、段落効率が向上する。しかしながら、ノズル先端の傾斜が過度に大きくなると、ノズルのエネルギー損失が急増し、段落効率が低下する。ノズル先端側リーン形状にも段落効率を最大化する最適値が存在する。

3．SAVN翼の形状パラメータをパラメトリックにサーベイした結果、AVN翼段よりも、効率が向上することを確認した。また、ノズル先端の傾斜が大きくなるパラメータの組合わせでは、ノズル出口先端部にはく離が発生し、動翼相対流入マッハ数が大きくなり、段落効率が低下することが分かった。タービン段落の効率を向上するためには、ノズル先端側の傾斜が小さくなるパラメータの組合せが好ましい。

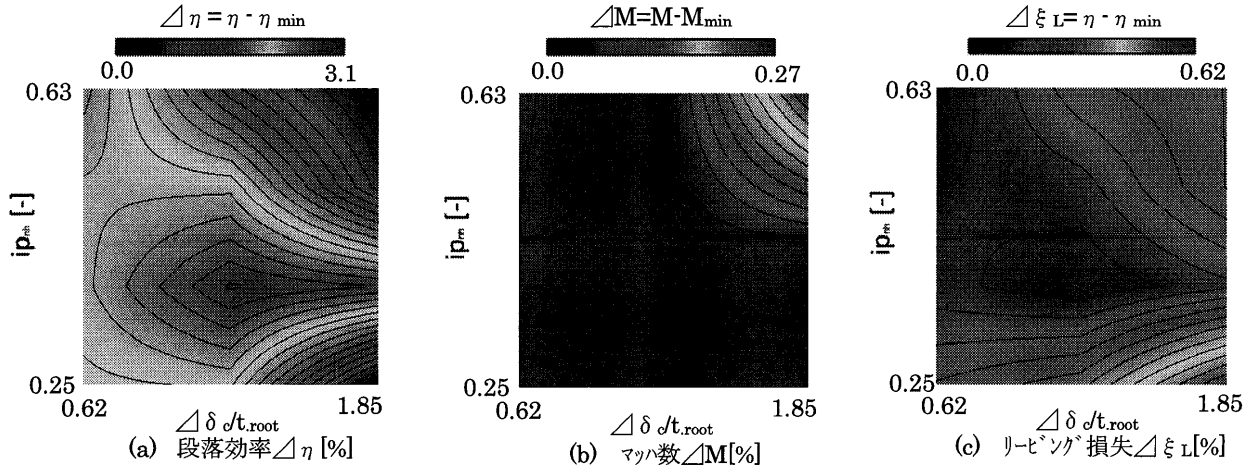


図13 SAVN翼（$\delta_c/t_{.root}$=1.85）によるﾀｰﾋﾞﾝ特性量

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

参 考 文 献

1) Denton : The exploitation of 3D flow in turbomachinery design. : IMechE (1999).
2) Budimir Rosic, Liping Xu : Blade Lean and Shroud Leakage Flows in Low Aspect Ratio Turbines.: Proceedings of ASME Turbo Expo (2008).
3) Sungho Yoon : Improving Intermediate Pressure Turbine Performance By Using a Non-orthogonal Stator. : Proceedings of ASME Turbo Expo (2009).
4) 妹尾茂樹、小野英樹、工藤建、中野晋：蒸気タービン用 3600rpm 50 インチ/3000rpm 60 インチ最終段長翼の開発、火力原子力発電大会論文集 (2012).
5) Heinrich Stuer et al. : Aerodynamic Concept for Very Large Steam Turbine Last Stages. : Proceedings of ASME Turbo Expo (2005)
6) Lutz Volker et al. : The Influence of Lean and Sweep in a Low Pressure Steam Turbine : Through flow Modeling and Experimental Measurements : Proceedings of ASME Turbo Expo (2008)
7) Roland Sigg et al. : The Influence of Lean and Sweep in a Low Pressure Steam Turbine : Analysis of Three Stages with a 3D CFD Model : Proceedings of ASME Turbo Expo (2008)
8) Jorg Starzmann et al. : Modelling and Validation of Wet Steam Flow in a Low Pressure Steam Turbine: Proceedings of ASME Turbo Expo (2011)

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 40 回日本ガスタービン学会定期講演会（釧路）講演論文集，2012.10

【研究報告】 C-14

蒸気タービン長翼用高反動度型超音速タービン翼列の設計法

*妹尾 茂樹，小野 英樹（(株)日立製作所）

Design Method of the High-Reaction-Type Supersonic Turbine Cascade for Long Blades in Steam Turbines

*Shigeki SENOO, Hideki ONO (Hitachi, Ltd.)

ABSTRACT

The purpose of this paper is development of the design method for the high-reaction-type supersonic turbine cascade. First, an allowable design space between the pitch-to-chord ratio and the axial-chord-to-pitch ratio is clarified by formulating three geometrical constraints to accelerate supersonic flow smoothly. Second, when there is no solution in the theoretically allowable design space because of the large pitch-to-chord ratio, methods to reduce shock wave losses are proposed. Increasing the outlet metal angle of the pressure surface by around 10 degrees from the theoretical outlet flow angle reduces the loss caused by the trailing shock wave. The physical mechanism for this is as follows: the increased outlet metal angle increases the outlet flow passage area so that the overexpansion is suppressed downstream from the flow passage. Third, both a cusped leading edge and an upstream pressure surface which has both an angle corresponded to the inflow angle and near-zero curvature can reduce the loss caused by the leading shock wave and satisfy the unique incidence angle relation. Finally, the aerodynamic performance of the supersonic turbine cascade and the design concept are validated by supersonic cascade wind tunnel tests.

Key words: Turbine, Steam turbine, Blade, Design method, Supersonic flow, Shock wave

1. はじめに

蒸気タービンの高効率化，大容量化のためには，最終段の環帯面積(軸方向下流側から見た流路面積)を大きくすることが有効である．最終段を出た蒸気の運動エネルギーは，排気室のディフューザによって一部静圧回復するが，残りは回転エネルギーに使えない損失となる．そのため，環帯面積を大きくして，最終段から排気される運動エネルギーを最小化することが，タービン効率の向上に有効である．

最終段環帯面積を大きくするために，動翼翼長を大きくするが．ある限界を超えると，流入，流出速度がともに超音速となる．その理由について以下に説明する．

動翼相対流入速度は，動翼周速と静翼流出速度とにより決まる．翼長 1500mm の 3000rpm 蒸気タービン用最終段動翼 [1] の先端周速は 786m/s，マッハ数では 2.0 近くなる．一方，タービン段落の静・動翼間では，静翼出口旋回速度による遠心力とバランスするために，正の半径方向圧力勾配が生じ，外周側ほど静圧が大きくなる．そのため外周側では，静翼の比エンタルピ落差が小さく，動翼の比エンタルピ落差が大きくなる．すなわち反動度が大きくなる．静翼比エンタルピ落差が小さいため，静翼流出速度が小さく，動翼周速が支配的となり，動翼相対流入速度は超音速となる．また動翼比エンタルピ落差が大きいため，動翼相対流出速度も超音速となる．

このように，流入，流出ともに超音速となるタービン翼列を，超音速タービン翼列と呼ぶ．長翼先端側では前述のように反動度が大きくなるため，高反動度型の超音速タービン翼列となる．高反動度型超音速タービン翼列に関する研究や，その設計法に関する報告は少ない．

本研究の目的は，蒸気タービン最終段動翼の先端側に適用する，高反動度型の超音速タービン翼列の設計法を開発することである．

流入速度が亜音速で，流出速度が超音速の翼列では，翼間に最小流路幅部を形成し，流れをチョークさせ流量を決め，その下流の超音速流部を特性曲線法による拡大流路とすることで，強い衝撃波を回避できる [2]．それに対し，流入速度も超音速となる超音速タービン翼列の場合，翼上流衝撃波の発生を回避することは難しい．この

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

上流衝撃波は，損失増加だけでなく，翼間流路入口流れに不均一分布を生じさせ，翼間流路設計を難しくする．

圧縮機も含む，超音速翼列の流体力学的な特性は，Lichtfuss と Starken[3] により，体系的にまとめられているが，翼設計法に関する詳細な記述はない．

衝動型(反動度 0)の超音速タービン翼列は，1924 年に Stodola により書かれた蒸気タービンの教科書[4] に記載されている．1950 年以後，特性曲線を用いた設計法[5] が提案され，現在でもロケットの燃料ポンプ駆動用タービンなど，軽量化のため単段あたりの出力を大きくする必要のあるタービンに使用されている．衝動型翼はピッチ・コード比が小さいため翼間流路が長く，特性曲線法を適用しやすいが，長翼先端翼はピッチ・コード比が大きく翼間流路が短いため，特性曲線法の適用が難しい．

蒸気タービン長翼に関しては，Parvizinia らによる超音速タービン翼列開発[6] の報告がある．流入マッハ数 1.15 で翼列蒸気風洞試験を行い，ピッチ・コード比を 0.91 から 0.82 と小さくすることで，翼型損失を設計流出マッハ数近傍で約 5%低減した．翼上流衝撃波との干渉による正圧面境界層はく離を翼間で再付着させ，翼列出口流れの不均一性と非定常性が低減できたためである．

以上より，超音速翼列の流体性能には，ピッチ・コード比が特に重要であることが分かる．一方，長翼先端側は，遠心応力の制約より軽量化する必要があり，ピッチ・コード比を小さくできない．本論文では，ピッチ・コード比に制約がある場合の性能向上策についても報告する．

主な記号

A	：流路幅
c	：翼コード長
c_{ax}	：翼軸方向コード長
M	：マッハ数
s	：スロート長
t	：翼列ピッチ
WE_{LE}	：前縁ウェッジ角
WE_{TE}	：後縁ウェッジ角
$\alpha_{1,2}$	：流入角，流出角
$\alpha_{in,out}$	：翼入口角，翼出口角
$\Delta\alpha_2$	：翼正圧面出口角の修正角
γ	：比熱比（湿り蒸気 1.135）
γ_{stg}	：スタッガー角

下添え字

1, 2	：翼列入口，翼列出口
is	：等エントロピー変化
ps	：正圧面（pressure surface）
ss	：負圧面（suction surface）

2. 翼列形状定義法

翼列状定義法の主要設計変数を図 1 に示した．翼型は 1 本の 4 次の NURBS（Non-Uniform Rational B-Spline）曲線を用いる．後縁は円弧とする．後縁接続点以外の部分は，性能上重要である曲率勾配連続を満足している．

翼正圧面上流部の角度は，超音速流入時の流入マッハ数と流入角の一意な関係であるユニーク・インシデンスを満足させるために，流入角と一致させることが望ましい．前縁を円弧で形成する場合，入口角と翼正圧面上流部角度の両方を流入角に合わせるためには，前縁部を半円弧にする必要がある．超音速流入に対し，半円弧前縁とすると前縁曲率が大きくなり，その下流の曲率が小さい(ほぼゼロ)正圧面との間で曲率不連続が生じる．そのため曲率が大きい前縁部で局所的に過加速した流れが，その下流で減速する時に衝撃波が生じる可能性が高い．

そのため本開発では，図 2 に示すように前縁部も 4 次の NURBS 曲線で定義した．前縁部を形成する五つの制御点 P_0～P_4 を流入方向に対して対称とし，二つのウェッジ角 WE_{LE1}, WE_{LE2} と幅 w_{LE1}, w_{LE2} を指定するダブル・ウェッジ型とした．さらに，前縁圧力面端の制御点 P_4 と圧力面最上流の制御点 P_5 を結んだ線を，流入角方向に合わせることで，前縁形状とは独立に翼正圧面上流部の角度を流入角に合わせることが可能となる．

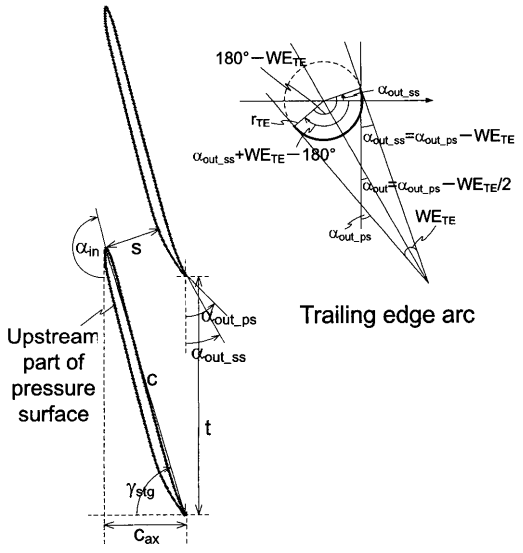


Fig.1 Definition of Cascade geometry

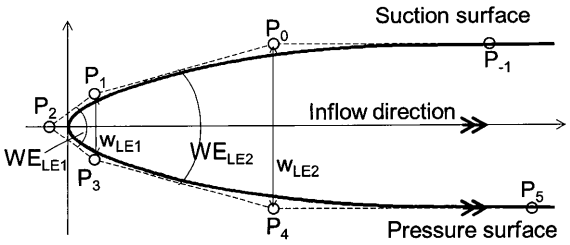


Fig.2 Double wedge type Leading edge

(P_i: control points for the NURBS curve)

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

3. 翼体格の設計可能空間

超音速タービン翼列の損失を低減し，設計流量を満足させるために，翼間流路部で，流入マッハ数から等エントロピー流出マッハ数にまで滑らかに膨張させる必要がある．そのためには，図 3 に示すように流入部と流出部の二つの直角三角形をつなぐように翼間流路を構成することが有効である[7]．直角三角形の斜辺はともにピッチであり，入口直角三角形の頂角は流入角α_1，出口直角三角形の頂角は等エントロピー膨張時の流出角α_{2is} である．

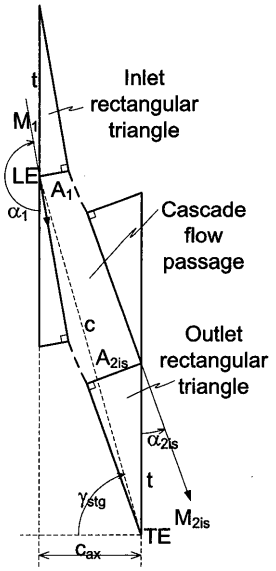


Fig.3 Ideal cascade configuration

この理想的な翼列構成を実現するためには，以下の三つの幾何学的制約条件を満足する必要がある．

1) 流出部：等エントロピー流路幅 $A_{2is}=t\sin(\alpha_{2is})$
2) 流入部：スロート長 $s=A_1=t\sin(\alpha_1)$
3) 翼正圧面が変曲点を持たない

これらの制約条件を，ピッチ・コード比と軸コード・ピッチ比の関係として定式化し，グラフにしたものが設計可能空間図である．ピッチ・コード比は強度の制約により決まり，それに対する軸コード・ピッチ比が決まれば，翼列の基本体格を決められる．制約条件は三つであるが，制約条件 2 が二つの制限として定式化されるため，設計可能空間図上の制約曲線は合計四つとなる．

例として，表 1 に示す翼列設計条件に対する設計可能空間を，縦軸を翼間流路出口幅に相当する等価流出マッハ数として図 4 に示す．翼前縁厚はゼロとした．流路出口幅を黒破線で，流路入口幅を黒一点破線で，最小軸コード長を黒実線で，変曲点を持たない条件より得られる最大等価流出マッハ数を赤太実線で示した．全ての制約条件を満足する設計可能空間を，薄い赤で示した．

設計可能空間での，ピッチ・コード比 t/c の最大値は，約 0.5 と小さい．しかし，長翼先端側では，遠心応力を許容応力以内に抑えるため，翼断面積を小さくする必要があり，コード長を大きくできないために，ピッチ・コード比は通常 0.8 以上と大きくなる．この場合，図 3 に示した理想的な翼間流路を形成することはできない．

Table.1 Cascade design parameters

Parameters	Unit	Symbol	Value
Inflow Mach number	–	M_1	1.25
Bucket inlet flow angle	deg	α_1	172.2
Pressure ratio	–	p_2 / P_{01}	0.101
Isentropic outlet Mach number	–	M_{2is}	2.15
Isentropic outlet flow angle	deg	α_{2is}	17.87

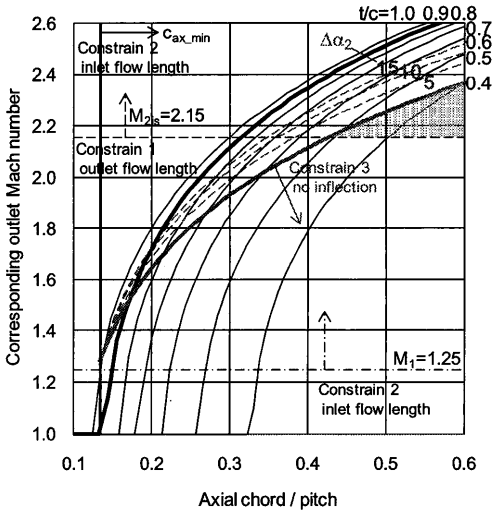


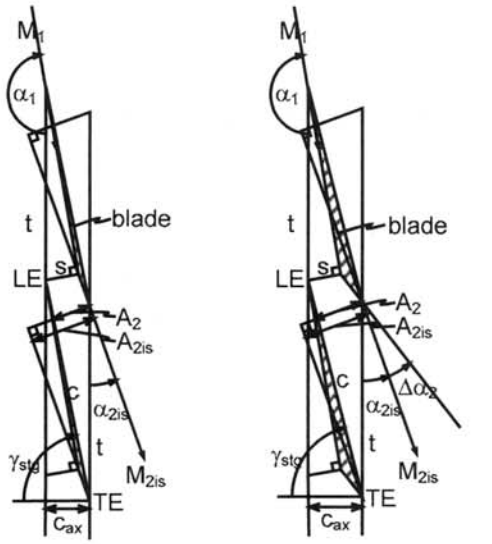
Fig.4 Allowable design space between pitch-to-chord ratio and axial-chord-to-pitch ratio

設計流量を流すためには，入口スロート長 $s(=A_1)$が重要である．そのため入口直角三角形を重視すると，流路出口幅 A_2 が理論値 A_{2is} よりも小さくなる（図 5(a)）．これに対し，翼正圧面出口角α_{2_ps} を，等エントロピー流出角α_{2is} に対し，修正角$\Delta\alpha_2$ だけ大きくすることで，スタッガー角γ_{stg} を小さくし，翼正圧面に変曲点を生じさせることなく流路出口幅 A_2 を増加させ，等価流出マッハ数を大きくすることができる（図 5(b)）．図 4 に，等エントロピー流出角α_{2is} に修正角$\Delta\alpha_2$ を加えることで，制約条件 3 を緩和した曲線を赤点線で示した．

4. 出口角の損失のおよぼす影響

翼正圧面出口角の等エントロピー流出角α_{2is} に対する修正角$\Delta\alpha_2$ と，後縁ウェッジ角 WE_{TE} が，翼列流体性能におよぼす影響を，数値乱流解析[8]により評価した．ピッチ・コード比を 0.9 に固定し，修正角$\Delta\alpha_2$ は，0，5，10，15° の 4 種類，後縁ウェッジ角 WE_{TE} は，4，8，12，16，20° の 5 種類に対し，合計 14 個の超音速タービン翼列を設計した．修正角$\Delta\alpha_2$ が小さい場合，後縁ウェッジ角 WE_{TE} が大きいと，翼負圧面出口角が等エントロピー流出角α_{2is} より小さくなり，負圧面後縁部で流れの転向により衝撃波が生じる．そのため，修正角$\Delta\alpha_2$ ごとに可能な後縁ウェッジ角 WE_{TE} 範囲内の値を用いた．

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.



(a) Original (b) Increase of outlet angle of pressure surface

Fig.5 Cascade configuration in large pitch-to-chord ratio

四つの修正角$\Delta\alpha_2$に対応する設計点を図 6 上に示した(番号①②③④は，それぞれ修正角$\Delta\alpha_2$=0，5，10，15°に相当). 翼前縁厚ゼロを仮定して導出した制約曲線に対し，前縁厚分だけ出口流路長が小さくなり，等価流出マッハ数も小さくなっている．また，修正角が最も大きい 15° の場合でも，等価流出マッハ数は 1.67 である．すなわち，等エントロピー流出マッハ数 2.15 に対して，翼間流路出口流れは，マッハ数約 0.5 不足膨張となる．ピッチ・コード比 0.9 と大きい場合，修正角を 15° にまで大きくしても，制約条件 1 を満足する解は存在しない．

乱流解析の，翼列出口の状態量と翼コード長に基づくレイノルズ数 Re_2 は約 10^6 である．

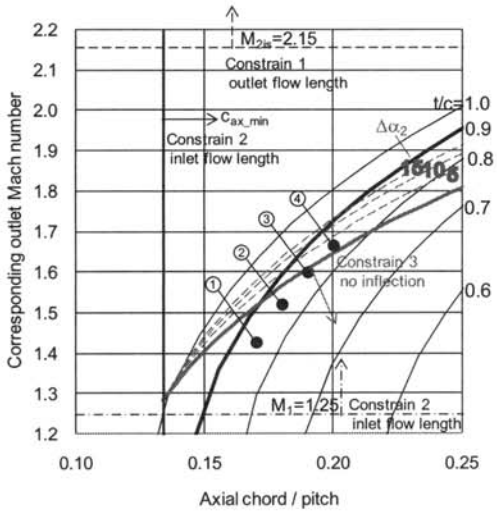


Fig.6 Allowable design space

図 7 に，エネルギー損失係数の相対値を示す．エネルギー損失係数は，修正角$\Delta\alpha_2$=約 10° で最小となり，後縁ウェッジ角が大きいほど小さくなる．修正角を大きくすると，流路出口の等価マッハ数を増加できるため，後縁負圧面衝撃波損失は低下する．一方，翼負圧面凹部からの圧縮波による翼面境界層損失は増加する．これらの相反する効果のため，損失は修正角$\Delta\alpha_2$=約 10° で最小となる．一方，後縁ウェッジ角 WE_{TE} を大きくすると，翼負圧面凹部の圧縮波による損失が低下する．

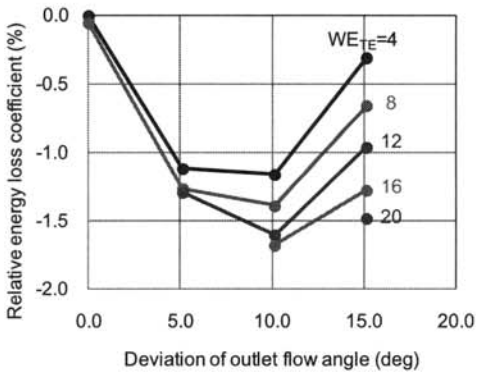


Fig.7 Relative energy loss coefficient

5. 翼列風洞試験による検証

開発した超音速タービン翼列設計法の妥当性を，超音速翼列風洞試験により検証した．翼列試験は，九州大学の超音速風洞に，本試験用に製作した供試部を取り付け実施した（図 8）．吹き出し間欠式の風洞で，作動流体には空気を用いた．ラバールノズルを用いて入口超音速流のマッハ数を設定し，上方後流板(tailboard)の角度を変えて圧力比を調整した．側壁境界層を吸い込むことで，翼列流れの周期性を改善した．翼枚数は 7 枚，アスペクト比は 1.07 であり，流れの二次元性が確保できている．

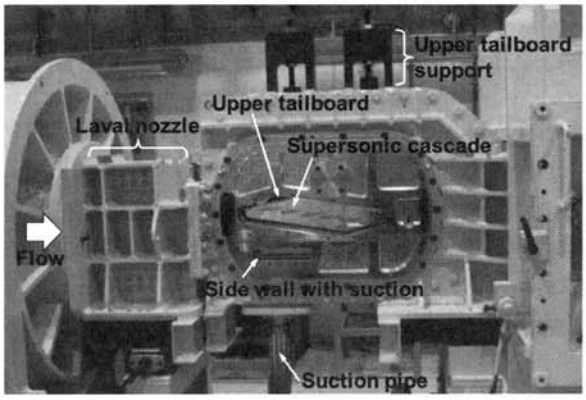


Fig.8 Supersonic cascade wind tunnel

開発した設計法を適用し，数値乱流解析を用いて形状最適化した尖頭翼列(cusped nose)と，前縁を半円弧とした鈍頭翼列(blunt nose)の，二種類の翼列の試験をした．前縁部以外の翼形状は同じである．表 2 に翼列設計変数を示す．翼正圧面出口角の修正角$\Delta\alpha_2$は 12.5°，後縁ウェッジ角 WE_{TE} は 4° とした．試験は空気を用いたため，湿り蒸気とは比熱比が異なるが，流入・流出マッハ数を

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

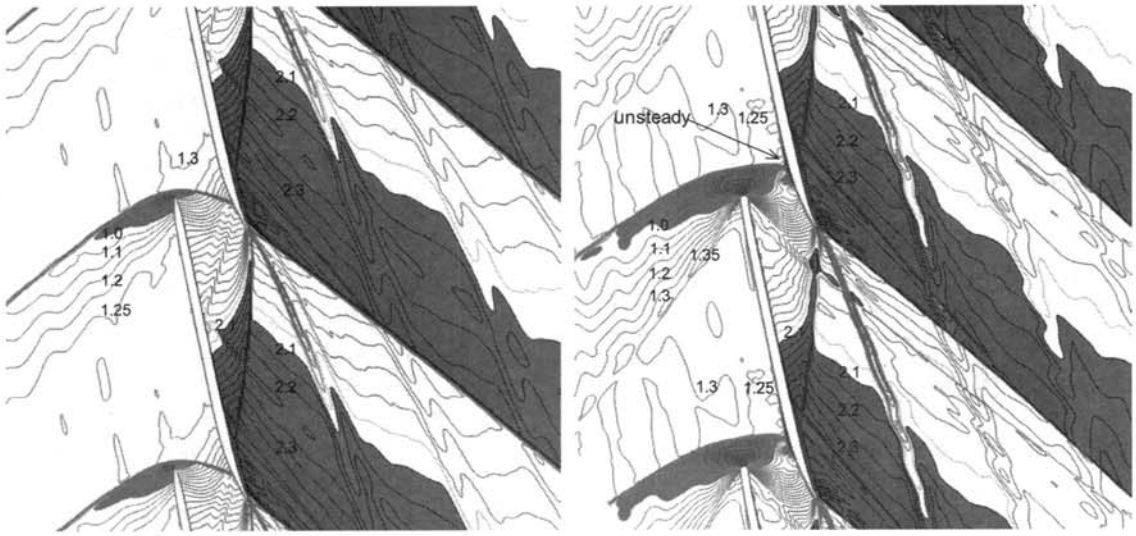
合わせれば，湿り蒸気と空気とで，流れ場の特性は大きく変わらないことを，流体解析により確認してある．入口ラバールノズルで流入マッハ数 1.26 を，設計圧力比 0.112 から試験圧力比を 0.109 に下げて等エントロピー流出マッハ数 2.1 を合わせた．翼コード長に基づくレイノルズ数は，実機と同等の 2.3×10^6 である．

図 9 に，作動流体を空気とし，境界圧力・温度条件を試験に合わせ，流入マッハ数 1.26，等エントロピー流出マッハ数 2.1 とした乱流解析による等マッハ数線図を示す．尖頭翼列では，上流衝撃波は，前縁に近く，その下流の亜音速流領域が小さい，弱い斜め衝撃波にできている．そのため，対向する翼の正圧面境界層との干渉位置においても，境界層はく離は生じていない．一方，鈍頭翼列では，上流衝撃波は，前縁から離れ，衝撃波下流で翼間流路のほぼ全域が亜音速流となる，離脱垂直衝撃波となっている．そのため，対向する翼の正圧面境界層と干渉し，境界層内部で局所的なはく離を引き起こすことで，部分的に非定常流れとなっている．ただし，はく離境界層は，翼間流路の加速部で再付着し，衝撃波・境界層干渉により引き起こされた非定常性の影響は，流れ場全体にはおよんでいない．さらに前縁部の曲率の大きな部分で局所的にマッハ数 1.75 以上にまで過膨張し，その下流の翼面曲率の小さい部分で減速するために，弱い斜め衝撃波が，正圧面と負圧面の両方から生じている．

図 10 に試験により計測されたシュリーレン写真を示す．側壁からの反射衝撃波の影響の小さい，上流から二番目と四番目の翼の間の流れに注目している．翼まわりの黒い影は，アクリル製側壁の溝加工時にできたひずみによる影である．

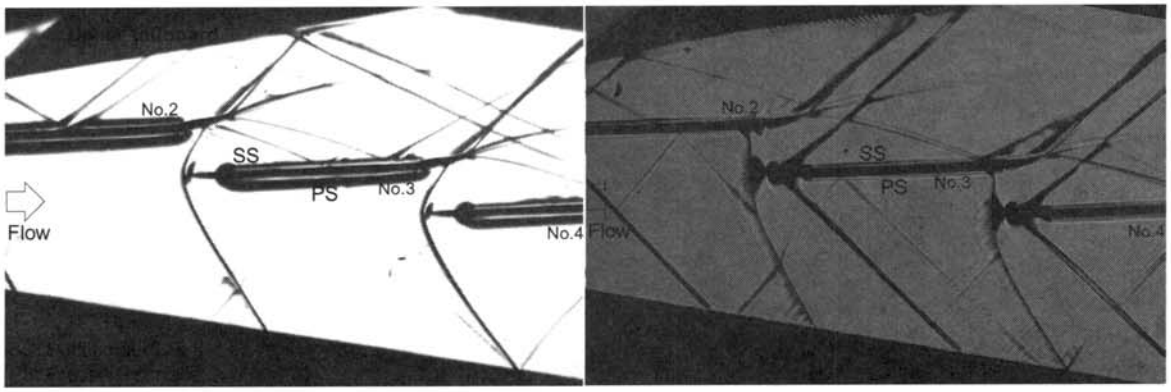
Table.2 Design parameters of test cascades

Design parameters	Unit	Symbol	Value
Inlet flow angle	deg	α_1	170.7
Inlet Mach number	–	M_1	1.26
Pressure ratio	–	p_2 / P_{01}	0.112
Outlet isentropic Mach numner	–	M_{2is}	2.1
Pitch-to-chord ratio	-	t / c	0.87
Corrrected outlet angle	deg	$\Delta\alpha_{out_ps}$	12.5
Trailing edge wedge angle	deg	WE_{TE}	4.00



(a) Cusped nose　　(b) Blunt nose

Fig.9 Mach number contours (Increment 0.05, blue shaded areas near leading edge denote subsonic flow, red shaded areas downstream from flow passage denote overexpansion region where Mach number exceeds 2.1)



(a) Cusped nose　　(b) Blunt nose

Fig.10 Test results as Schlieren pictures

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

尖頭翼列では，上流衝撃波は前縁に近い斜め衝撃波となっており，その斜め衝撃波との干渉による翼面境界層はく離はない．鈍頭翼列では，上流衝撃波が前縁から離れた離脱垂直衝撃波となっており，その衝撃波と対向する翼の正圧面境界層との干渉による，局所的な非定常境界層はく離が観測されている．

図 9 の乱流解析結果と，図 10 の翼列風洞試験によるシュリーレン可視化写真の流れ場は良く一致している．図 11 に，尖頭翼列の数値乱流解析結果の密度勾配分布に，翼列風洞試験のシュリーレン写真を重ねた図を示す．解析は衝撃波を鮮明に捉えられており，また上流斜め衝撃波と後縁斜め衝撃波，およびそれらの翼面での反射衝撃波，さらに翼後流の位置が，試験と良く一致している．

以上の結果により，超音速タービン翼列設計法と数値乱流解析精度が検証できた．

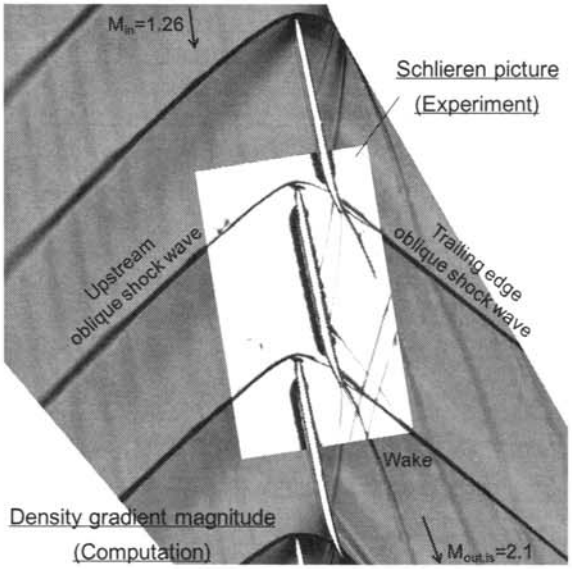


Fig.11 Comparison of flow fields between computation and experiment

6. 結論

蒸気タービン長翼先端側に適用する高反動度型の超音速タービン翼列の設計法を開発した．

始めに，流体性能上重要で，翼列の基本体格を決めるピッチ・コード比と軸コード長・ピッチ比の関係に対する設計可能空間を，超音速流が翼間流路で滑らかに加速膨張するための三つの幾何学的拘束条件より導出した．

次に，長翼先端側のように遠心応力の制約より，ピッチ・コード比が 0.8 以上と大きくなる場合には，理論設計可能空間に解がないことを示し，その場合には，正圧面出口角を理論流出角から約 10 度大きくすることで，流路出口の等価流出マッハ数を増加させ，後縁衝撃波損失を低減できることを乱流解析により示した．

三番目に，前縁形状を尖頭とし，正圧面上流部の角度を流入角に合わせかつ曲率を小さくすることで，上流衝撃波を弱くでき，かつ超音速流入時の流入マッハ数と流入角の一意な関係であるユニーク・インシデンス関係を満足させられることを示した．

開発した設計法の妥当性とその翼列の流体性能は，超音速翼列風洞試験により検証した．

参考文献

1) Senoo, S. et al., 2011, "Development of Titanium 3600rpm-50inch and 3000rpm-60inch Last Stage Blades for Steam Turbines," Proceedings of IGTC 2011, IGTC2011-0249, pp. 1-8.
2) Senoo, S., Ogata, K., Nakamura T., and Shibashita, N., 2011, "Three-Dimensional Design Method for Long Blades of Steam Turbines Using Fourth-Degree NURBS Surface", Proceedings of ASME Turbo Expo 2010, GT2010-22312, pp.1-10
3) Lichtfuss, H.-J., and Starken, H., 1974, "Supersonic Cascade Flow", Progress in Aerospace Science, Vol.15, pp.37-149
4) Stodola, A.B., 1924, "Dampf- und Gasturbinen", (English translated version: Steam and gas turbine, Peter Smith, (1945))
5) Stratford, B.S., and Sansome, G.E., 1962, "Theory and Tunnel Tests of Rotor Blades for Supersonic Turbines", Aeronautical Research Council, R.&M. No.3275 , pp.1-42
6) Parvizinia, M., Berlich, C., Truckenmuller, F., and Stuer, H., 2004, "Numerical and Experimental Investigations into the Aerodynamic Performance of a Supersonic Turbine Blade Profile", Proceedings of ASME Turbo Expo 2004, GT2004-53823, pp.1-10
7) Senoo, S., 2012, "Development of Design Method for Supersonic Turbine Aerofoils near the Tip of Long Blades in Steam Turbines Part 1: Overall Configuration", Proceedings of ASME Turbo Expo 2012, GT2012-68218, pp.1-12
8) Senoo, S., Sakakibara, K., Kudo T., and Shibashita, N., 2011, "A Numerical Method for Turbulent Flows in Highly Staggered and Low Solidity Supersonic Turbine Cascades", Proceedings of ASME Turbo Expo 2011, GT2011-45450, pp.1-12

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 40 回日本ガスタービン学会定期講演会（釧路）講演論文集，2012.10

【研究報告】 C-15

NACA0015 翼前縁剥離流れ制御に関する大型風洞試験

＊ 松田　寿，田中 元史，大迫俊樹（東芝）

Wind Tunnel Experiments on NACA0015 Leading Edge Separation Flow Control

*Hisashi MATSUDA , Motofumi TANAKA and Toshiki OSAKO (Toshiba)

ABSTRACT

Leading edge separation flow control using a non-thermal dielectric-barrier-discharge plasma actuator for a NACA0015 wing of 18cm chord length c was studied experimentally. Wind tunnel experiments were carried out under main velocity conditions of U=20, 50, 70m/s (Re=Uc/ν=2.3, 5.5, 7.6×10^5), respectively. With changing attack angle, static pressures around the wing were measured and lift coefficients were obtained for both "plasma actuator off (plasma-off)" case and "plasma actuator on (plasma-on)" case, respectively. It was found even under a high velocity condition of U=70m/s, the plasma actuator affects leading edge separation flow and brings higher lift coefficient compared to plasma-off case. Effects of both characteristic length and characteristic velocity on leading edge separation flow control of NACA0015-wing were also discussed.

Key words: Plasma actuator, Wind tunnel, Experiment, Separation, Control, Wing

1．はじめに

プラズマ気流制御技術は，1)非常に薄い噴流を誘起できる，2)時定数の短い電気的制御が可能である，3)故障の原因となる機械的駆動部を持たない，4)装置をコンパクト化できる等の特長を備えており，各種流体機器の高効率化・差別化に対してブレークスルー的な役割を果たす可能性を秘めている[1−4]。

現行の放電電極で誘起される気流速度は電極直下で1～3m/s程度に限られるが、プラズマ誘起流をトリガー的(連続放電ではなく流れの変動に同調したパルス変調制御)に活用することが種々の流れ制御に有効であることがこれまでの研究によりわかってきた[5]。Fig.1にパルス変調制御とDuty比の概念図を示す。基本高周波に低周波のパルス変調を加えてプラズマ放電をON-OFFさせる。全時間に対する放電ON時間の割合をDuty比と呼ぶ。

最近になってこうした非定常制御の優位性の要因を探るCFD研究も進められ、パルス変調Duty制御時には、連続放電時にくらべて翼スパン方向に強い渦が形成されるとともに、放電 OFF 状態で生成される渦との合体が強化され、強い縦渦が誘起されて境界層内外の運動エネルギーの混合が促進されることによって剥離が抑制されるとの理解が図られている[6]。

航空機の空力騒音低減に本技術が使えるのではないかとの考えから、NACA0012翼後縁から放出される後縁ノイズをターゲットに、主流速度15m/sおよび20m/sにおいて明瞭な騒音低減効果を確認する[7]とともに、この時の流れ場変化を詳細な PIV 計測によって明らかにした研究も報告されている[8]。

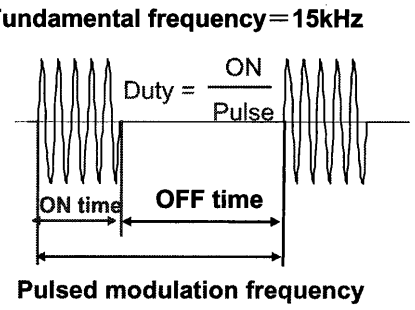


Fig.1 Pulsed operation mode and Duty ratio

また小さな時定数を実現する本技術の電気的制御という特長を生かし、動的流れに対するプラズマ気流制御技術の最適化研究が進められ、満尾らによって周期的に振動する2次元翼に対する揚力改善効果が明らかにされている[9]。さらに松田らにより小型水平軸風車翼前縁に取り付けたプラズマアクチュエータによって、低速域の回転

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

流れ場に対しても本技術が有効であり、風車性能を大きく向上できる可能性があることが指摘されている[10]。

このように種々な流れ場においてプラズマ気流制御の効果が得られているが、これらの実験の多くは相対速度が 30m/s 以下という比較的低速の流れ場を対象としたものであった。本技術の産業応用に向けて、より高速域における気流制御効果検証が望まれる。ステップ下流直後の剪断層内で観測された周期構造に同調してプラズマ誘起流を発生させることにより、バックステップ流れに関しては主流速度 50m/s(=180km/h)においても剥離流れを制御できることが確認されている[11]が、高速域における更なるプラズマ気流制御効果検証のため、今回 NACA0015翼を対象にした風洞試験を実施し、主流速度 50m/s さらには 70m/s(=250km/h)においてもプラズマ誘起流により前縁剥離流れを制御でき、揚力特性を向上できることを確認した。合わせて前縁剥離流れに対する翼コード Re 数の影響を，風速一定条件のもと代表長さを変えた場合と、一定コード長のもと代表速度を変えた場合について検討したので報告する。

2．実験装置

2.1 風洞と試験部

実験には定格風量 1200m³/min・定格圧力 11.8kPa の大型風洞を用い、風洞出口に試験部を設置した。試験部内には翼弦長 c=180mm、翼スパン 400mm の ABS 樹脂性の NACA0015 翼が設置されている。迎え角を適宜変更できるよう試験部は回転機構を備えている(Fig.2)。翼の迎角を大きくしたときのブロッケージの影響を避けるため、試験部は上下壁を設けない構造である。実験は主流速度20,50,70m/s で実施した。主流速度と翼弦長に基づくレイノルズ数は Re=2.3、5.5、7.6×10⁵ である。なお主流速度 70m/s における主流乱れは 0.58%であった。

2.2 試験翼とプラズマ電極

試験翼は ABS 樹脂製の翼弦長 180mm・翼スパン長 400mm の NACA0015 翼型である。試験翼のスパン中央周囲にはφ0.5mm の静圧孔が合計 40 点設けられており、各条件下における翼回りの圧力分布が計測できるようになっている。

本研究では翼の前縁にバリア電極を構成した。まず厚さ50μm のポリイミドテープを2枚重ねたものを誘電体として用い、露出電極としてはポリイミドを基材とするエッチング電極(基材厚さ 25μm:20mm×400mm、パターン厚さ 21μm:2mm×400mm)を、被覆電極として 5mm×400mm の銅テープ(厚さ 80μm)を設置した。露出電極の下流端は翼の前縁と一致するように設置されており、誘起噴流は前縁から翼背側に沿って吹き出される。放電時の様子を Fig.3に示す。

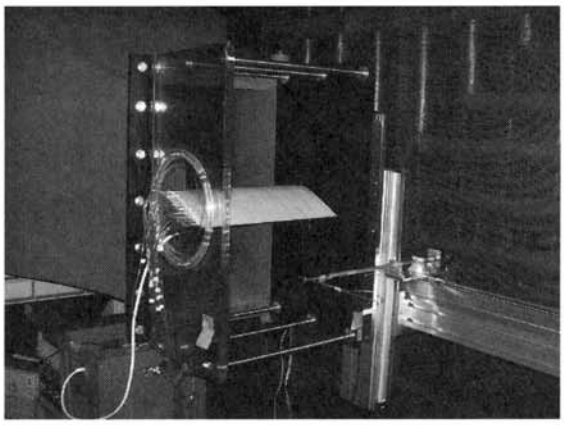


Fig.2 Model NACA0015 wing with wind tunnel

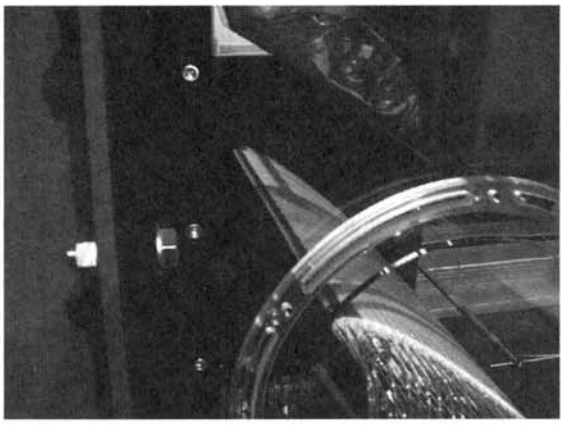


Fig.3 Operating plasma actuator electrode

2.3 計測装置

翼面の静圧計測には多点圧力センサ ZOC33(スキャニバルブ製)を用いた。500μs 間隔で静圧孔1点あたり 256 点の計測を5フレーム繰り返し(合計 1280 個のデータ)測定し、時間平均値を求めた。

また、剥離渦の周波数特性を熱線風速計(Dantec 社製Streamline)により計測した。センサーにはI型の熱膜プローブ(HR21)を用い、サンプリング周波数5kHz で FFT 解析を実施した。

3．試験結果

3.1 翼周りの静圧分布

主流速度 20m/s における放電 OFF 時の迎角αに応じた Cp 分布の変化を Fig.4 に示す。圧力係数 Cp は次式(式1)で定義される。ここにρは空気密度(kg/m3)、x/c は翼表面に沿った無次元翼弦方向距離である。

$$Cp = 2P_s / \rho U_\infty^2 \quad \cdots\cdots (1)$$

なお、前縁に設けた静圧孔はバリア電極を設置する際

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

にカプトンテープによって塞がれているためデータ計測ができない。そこで前縁部の静圧については、前後の静圧孔で計測された静圧の平均値を取って代入している。翼前縁の Cp 分布は多少いびつな分布となっているが、これは前述したように前後の静圧値の平均値を当てはめているためである。$\alpha=10^\circ$ をこえると Suction 側前縁寄りの圧力が大きく低下した分布となっていくことがわかる。$\alpha=16^\circ$ まではほぼ同様な圧力分布となっているが、$\alpha=16.5^\circ$ になると途端に Suction 側の Cp 分布がほぼ平坦になる。これは 16.5° で大規模な前縁剥離流れとなったことを示している。これに対し、放電を翼背側で計測した熱膜流速計信号を FFT 解析した際に認められた 200Hz の周期構造に同調してパルス変調した場合(Duty 率はこれまでの知見に基づき 10%に設定)の迎角の変化に対する圧力係数 Cp の変化を Fig.5 に示す。印加電圧は 4kV(0 to ピーク値)、基本周波数は 15kHz である。電圧・電流はそれぞれ、高電圧プローブ(Tektronix P6015A)・電流モニタ(Pearson 4100) により測定し、それらの積を時間積分して放電入力を求めた。この際の放電入力は約2W であった。パルス変調制御した場合には $\alpha=25^\circ$ を超えても Suction 側前縁寄りの Cp 分布には低下が認められ、$\alpha=30^\circ$ でようやくほぼ平坦な分布となることがわかった。

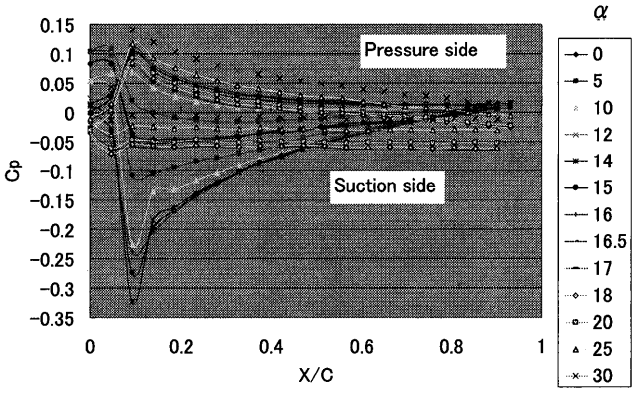


Fig.4 Cp distributions against Attack angle
(U=20m/s, Plasma OFF)

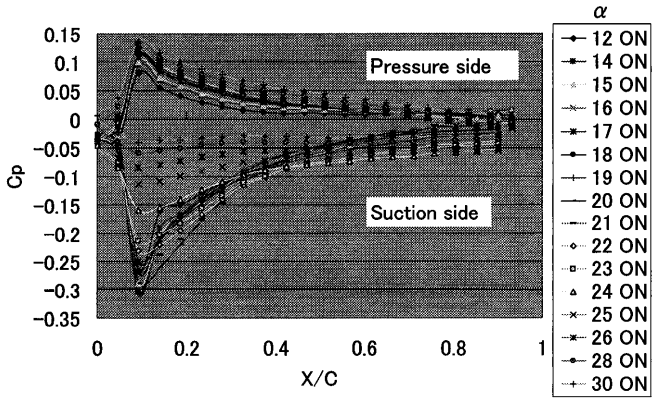


Fig.5 Cp distributions against Attack angle
(U=20m/s, Plasma ON, f=200Hz)

続いて主流速度 U=50m/s における計測を同様に実施した。U=50m/s では U=20m/s のときより失速角度が増大し、$\alpha=18.5^\circ$ になって Suction 側の Cp 分布がほぼ平坦になることがわかった(Fig.6)。50m/s の放電 OFF 時における計測した静圧のバラつき誤差は平均 4.3Pa (測定した平均静圧の 1.5%程度の誤差)であり、十分な精度での計測ができた。

次に放電をパルス変調した場合の迎角の変化に対する圧力分布の変化を調べた(Fig.7)。U=50m/s ではプローブの振動の影響もあってか翼背側で計測した熱膜流速計信号に明瞭な周期構造が認められなかったため、パルス変調周波数を変えながら最も効果的な変調周波数と駆動電圧を選定した。この結果 U=50m/s ではパルス変調周波数を 700Hz(Duty 率 10%)、駆動電圧 4kV(0 to ピーク値)を設定した。この時の入力電力は約2W であった。パルス変調制御した場合には $\alpha=18.5^\circ$ をはるかに超えて、$\alpha=28^\circ$ になっても Suction 側前縁寄りの Cp 分布にはわずかながら下向きのふくらみが認められ、$\alpha=30^\circ$ でようやくほぼ平坦な分布となることがわかった。パルス変調時に計測した静圧のバラつき誤差は放電 OFF 時よりも増大し、平均 7.1Pa であった。

次に主流速度 U=70m/s において同様の計測を行った。U=70m/s では U=50m/s のときより更に失速角度が

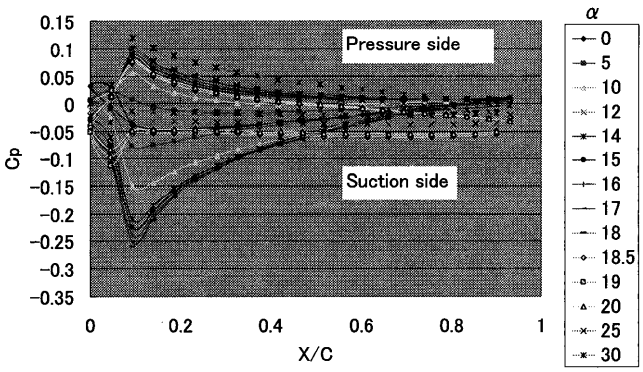


Fig.6 Cp distributions against Attack angle
(U=50m/s, Plasma OFF)

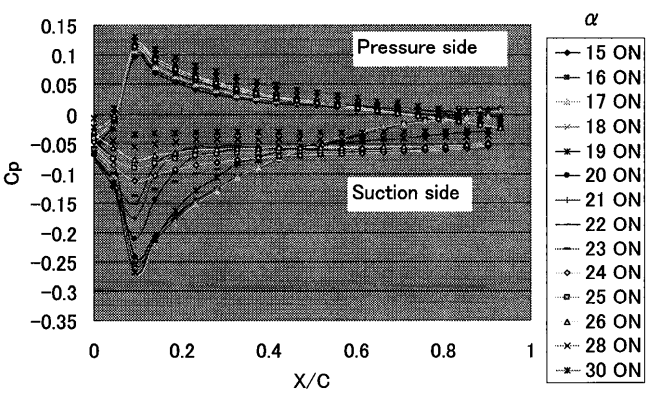


Fig.7 Cp distributions against Attack angle
(U=20m/s, Plasma ON, f=700Hz)

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

増大し、α＝20° になってSuction側のCp分布がほぼ平坦になるのが確認された(Fig.8)。70m/s の放電 OFF 時における計測した静圧のバラつき誤差は平均11.2Pa (測定した平均静圧の 1.8%程度の誤差)であった。

次に放電をパルス変調した場合の迎角の変化に対する圧力分布の変化を調べた(Fig.9)。U=70m/s においても翼背側で計測した熱膜流速計信号に明瞭な周期構造が認められなかったため、パルス変調周波数を変えながら最も効果的な変調周波数と駆動電圧を選定した。最適制御条件として、U=70m/s ではパルス変調周波数を900Hz(Duty 率 10%)を設定した。駆動電圧は使用した電源の制約から最大値である 5kV(0 to ピーク値)と設定した。放電入力は約5W であった。パルス変調制御した場合には放電 OFF で前縁剥離したα＝20° を超えて28° 辺りに至るまでSuction側前縁寄りのCp分布には下向きのふくらみが認められ、α＝30° でようやくほぼ平坦な分布となることがわかった。70m/s のパルス変調制御時の静圧のバラつき誤差は平均 12.7Pa(測定した平均静圧の 3.5%程度の誤差)であったが放電 OFF 時の分布とは誤差範囲を超えて明らかな違いが認められた。70m/s(=252km/h)という新幹線並みの高速域においても誘電体バリア放電によって前縁剥離流れの制御が可能であることが明らかになった。

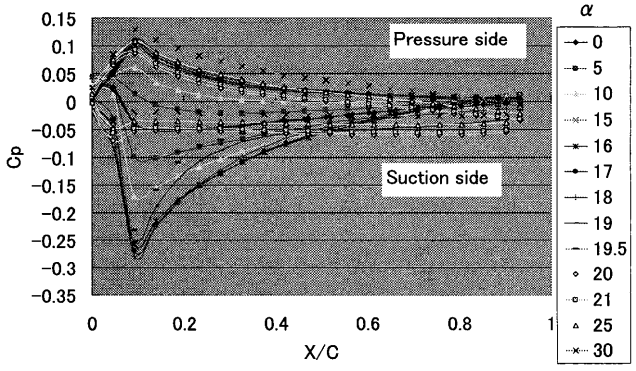


Fig.8 Cp distributions against Attack angle (U=70m/s, Plasma OFF)

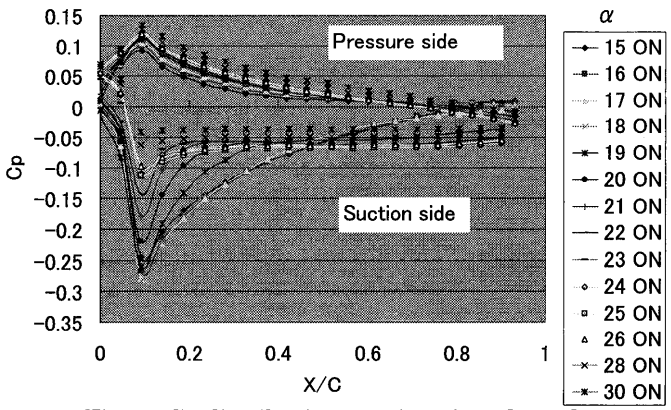


Fig.9 Cp distributions against Attack angle (U=70m/s, Plasma ON, f=900Hz)

3.2 揚力係数の変化

前項に示した静圧分布から揚力係数 Cl を求めた。揚力係数Clの定義を式2に示す。

$$Cl = 2LA / \rho U_\infty^2 \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots(式2)$$

ここにLは揚力でありAは代表面積でありここではスパン方向長を 1 として算出した。揚力は壁面静圧の鉛直方向成分を翼周り全体にわたって静圧孔間毎に積分することによって、A は静圧孔間距離 Si を積分することによって求めた(Fig.10)。なお翼前縁部の静圧については、Suction側・Pressure側共に最も前縁に近いデータが保持されるものと仮定して算出した。

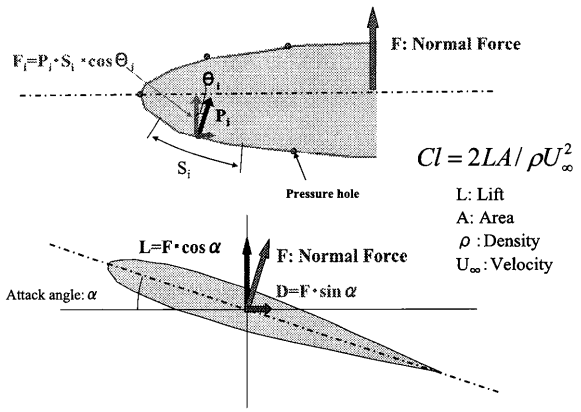


Fig.10 Schematic diagram how to obtain Lift coefficient

3.2.1 代表長さの影響

同じ翼型に対して流速一定条件のもと代表長 Re 数を変えた場合の影響を次に検討した。主流速度 U=20m/s 条件の下に求められた迎角の変化に対する揚力係数の変化を，別の風洞試験で求められたNACA0015翼を対象とした試験結果[5]と比較してFig.11に示す。従前の風洞試験条件は翼コード長90mm(翼コード長に基づくRe＝120000)であり、今回の試験は翼コード長180mm(翼コードに基づくRe＝230000)である。放電OFF時の両者のデータ(黄色の三角印と紺色の菱形印)を見てみると、揚力係数は今回の試験データの方が大きい。これは、代表長Re数の違いによる影響に加え、前回の試験に使用した試験翼には大きさの制限から静圧孔を 10 数点しか設けることができなかったため前縁側の負圧を十分計測できなかったことによる揚力係数の算出誤差の影響もあると判断される。ただし失速角はほぼ 16° と同じ傾向を示している。また大きく迎角を取ったときの揚力係数の算出誤差によるものか、失速以降の揚力回復が前回の試験結果(黄色△)には認められるが、今回の試験データではClがほぼ0.5に保持されている。一方、剥離流れに同調させ、放電ON(パルス変調Duty10%制御)にした場合の

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

Clの変化見ると、両者ともに放電OFF時の失速角を大きくこえて揚力係数が増大していくことがわかる。また両者ともにα＝20°近辺でCl分布がコブ状に盛り上がるといった共通の傾向を示している。このコブ状のCl分布の盛り上がりは翼後方に生成される大きな渦構造に起因したものであることが数値流体計算で確認されている[12)]。

同じ翼型に対して流速一定条件のもと代表長Re数を変えた試験を行うことにより、揚力係数に及ぼす代表長Re数変化の傾向を捕えることができた。また今回の試験結果が定量的にも妥当であることを確認した。

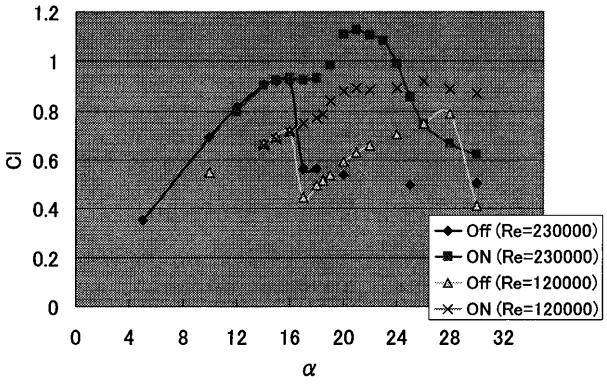


Fig.11 Effect of code length on Lift coefficient
(U=20m/s, Re=120000 vs 230000)

3.2.2 代表速度の影響

次に主流速度を変えてRe数を変えた場合の迎角の変化に対する揚力係数の変化をFig.12に示す。

前述のようにU=20m/sでプラズマOFF状態の場合(Re=230000)はα＝16.5°で失速、急激に揚力係数が低下しCl=0.5程度に保持される。パルス変調制御(f=200Hz, Duty=10%, St=fc/U=1.8)でプラズマをONにした場合はプラズマOFF時の失速角を大きく超えてα＝22°で最大揚力を取り、その後、迎角の増大とともに緩やかに揚力係数が減少していく。

U=50m/sでプラズマOFF状態の場合(Re=550000)は失速角がU=20m/sの場合よりもいくらか伸びるものの、α＝18.5°で失速、急激に揚力係数が低下し0.5程度に保持される。この傾向はU=20m/sの場合と同様である。一方、パルス変調制御(f=700Hz, Duty=10%,St=2.5)でプラズマをONにした場合は、U=20m/sの場合のように迎角の増大にともなってClが大きくなるようなことは無いものの、プラズマOFF時の失速角を過ぎても揚力係数が急激に低下することはなく緩やかな変化を示すようになる。またα＝23°をピークにU=20m/s同様に上向きに凸のCl分布を示す。

こうした傾向はU=70m/sの場合も同様であり、プラズマOFF状態の場合(Re=760000)は失速角がα=20°付近まで伸びるとともに、その後、急激にClが低下しCl=0.5程度を示すようになる。これに対してパルス変調制御(f=900Hz, Duty=10%, St=2.3)でプラズマをONにした場合は、プラズマOFF時の失速角を過ぎても揚力係数が急激に低下することはなく緩やかな変化を示すようになる。またα＝25°をピークにU=50m/s同様に上向きに凸のCl分布を示す。

パルス変調制御した誘電体バリア放電プラズマによって主流速度U=50m/s (180km/h)はおろか70m/s (252km/h)という速度条件においても、剥離流れの制御ができることが明らかになった。70m/sという速度域は大型風車の先端速度を上回る速度であり、航空機の着陸速度相当の速度に相当する。今回の試験における入力電力は70m/s試験時においても最大5W未満であり、こうした小さな電力で高速流れを制御ができることは工業上極めて有効な制御技術であると判断される。

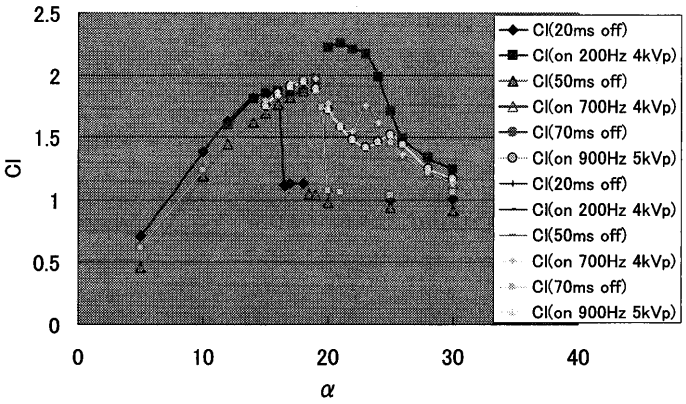


Fig.12 Effect of inlet velocity on Lift coefficient
(Code=180mm, U=20m/s,50m/s, 70m/s)

4．まとめ

NACA0015翼前縁に誘電体バリア放電電極を設置して主流速U=20,50,70m/sにおいてプラズマ気流制御による剥離抑制効果を調べた。また前縁剥離流れに対する翼コードRe数の影響を，風速一定条件のもと代表長さを変えた場合と、一定コード長のもと代表速度を変えた場合について検討した。実験の結果、次のことが明らかになった。

1) プラズマ誘起流をパルス制御することによって、主流速度U=50m/s (180km/h)はおろか70m/s (=252km/h)という速度条件においても、剥離流れの制御ができることが明らかになった。
2) 主流速度U=50m/sおよび70m/s時でも、プラズマ誘起流により急激な揚力低下を防止でき、プラズマOFF時の失速角を越えても穏やかな揚力変化を保持できる。
3) 今回の試験における入力電力は70m/s試験時においても最大5W未満であり、小さな入力電力でも高

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

速流れを制御ができることを確認した。

4) 風速一定条件のもと代表長さを変えた場合は失速角度は変わらないが Re 数の増大によって揚力係数が幾分増加する傾向が認められる。一方，一定コード長のもと代表速度を変えて Re 数を増大させた場合は揚力係数の大きさはほぼ同様であるが、Re 数の増大につれ失速角が増大していく傾向があることを明らかにした。

70m/s という速度域は大型風車の先端速度を上回る速度であり、航空機の着陸速度相当の速さに相当する。今後、風車の効率化応用を含め、自動車や航空機等の高速移動体ほか様々な流体・移動機械への適用にも期待が持たれる。

5．謝辞

本成果の一部は独立行政法人新エネルギー・産業技術総合開発機構（NEDO）の委託業務の結果得られたものである。謹んで謝意を表する。

参考文献

1. E.Moreau(2007),Airflow control by non-thermal plasma actuators, Journal of Physics D: Applied Physics.40,605-636
2. 藤井・松野(2007), DBD プラズマアクチュエータ -バリア放電を利用した新しい流体制御技術，http://www.jsme-fed.org/newsletters/2007_12/no2.html#ctop
3. 田中・野田(2008), 非平衡プラズマを用いた気流制御技術の動向, 電気学会論文誌 A,Vol.128,No.12,pp699-702
4. 深潟・瀬川・石川(2010)、プラズマアクチュエータの基礎と研究動向、ながれ、第 29 巻, No.4、pp243-250.
5. 松田・大友・田中・林・野田・水野・内田・青木・新関・野田(2008), 非平衡プラズマによる気流制御(パルス変調制御の効果)、機論 B,74 巻,744 号.pp.1667-1672
6. 藤井・浅田(2010), DBD プラズマアクチュエータによる翼剥離制御メカニズム -バースト波解析が語るもの-, ながれ第 29 巻,No.4, 259-270.
7. 満尾・浦・小池・加藤・渡辺・伊藤・浅井(2009), プラズマアクチュエータによる二次元翼から発生する空力音の低減, 第 41 回流体力学講演会/航空宇宙数値シミュレーション技術シンポジウム.
8. 小池・満尾・加藤・浦・渡辺(2009),騒音低減のためのプラズマアクチュエータ付き NACA0012 翼の PIV 計測, 第 41 回流体力学講演会/航空宇宙数値シミュレーション技術シンポジウム.
9. 満尾・渡辺・跡部・大久保・内田・田中(2012)、プラズマアクチュエータによる2次元動的失速翼の揚力改善、日本航空宇宙学会第43期年会講演会講演論文集, A-05.
10. H.Matsuda, M.Tanaka, S.Goshima, K.Amemori, M.Nomura and T.Osako (2012), Experimental Study on Plasma Aerodynamic Control for Improving Wind Turbine Performance, Asian Congress on Gas Turbine 2012-Tradition, Challenge and Future, Shanghai,R.P.China, ACGT2012-1058.
11. 松田・田中・五嶋・大久保・跡部・小林(2010)、プラズマアクチュエータを用いた後向きステップ流れの制御に関する実験的研究、ながれ、第 29 巻, No.6、pp.411-416.
12. 田中・林・松田・大友・野田・新関・安井・志村・藤井・大山・二宮(2007)、非平衡プラズマによる気流制御(第 1 報)-プラズマ誘起流による翼面剥離抑制効果-日本機械学会流体工学部門講演会講演論文集(東広島),講演番号 503.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 40 回日本ガスタービン学会定期講演会（釧路）講演論文集，2012.10

【研究報告】

C-16

プラズマアクチュエータによるタービン翼列負圧面側の剥離制御実験における主流速度の影響

*松沼 孝幸，瀬川 武彦（産総研）

Effects of Mainstream Velocity on Flow Separation Control of Turbine Blade Suction Surface Using Plasma Actuators

*Takayuki MATSUNUMA, Takehiko SEGAWA (AIST)

ABSTRACT

Dielectric barrier discharge plasma actuators were used for the active control of the flow separation on the simulated suction surface of a turbine blade at three different mainstream velocities, U_{MF} = 2.2 m/s, 4.1 m/s and 6.3 m/s. Due to the change of mainstream velocity, Reynolds number was varied from Re = 1.7 x 10^4, 3.1 x 10^4 and 4.7 x 10^4. Particle image velocimetry (PIV) was used to obtain two-dimensional velocity field measurements. The amplitude of input voltage for plasma actuator was changed from ±2.0 kV to ±4.0 kV. At the lower mainstream velocity, U_{MF} = 2.2 m/s (Re = 1.7 x 10^4), the separated flow induced on a curved wall was successfully reduced by the flow control using the plasma actuator. Meanwhile, the effect of flow control by plasma actuator was gradually reduced at the higher mainstream velocities, U_{MF} = 4.1 m/s and 6.3 m/s (Re = 3.1 x 10^4 and 4.7 x 10^4). The flow control effect was improved by changing the position of plasma actuator.

Key words: Plasma Actuator, Flow Separation, Active Flow Control, Turbine, Particle Image Velocimetry (PIV)

1．はじめに

タービン翼列は，ガスタービンの主要な構成要素として，航空推進用ジェットエンジンや発電用ガスタービンに全世界で広範に利用されているため，わずかな性能向上でも高い省エネルギー効果が期待できる。特に，低圧タービンでは，翼負圧面側の流れが低レイノルズ数域において層流剥離を起こすと性能が大幅に低下するため，流れの制御により剥離を抑える研究が広範に行われている[(1),(2)]。一般的に，タービン翼列の剥離制御に関する研究は，受動制御（Passive control）と能動制御（Active control）の２つに大別される。受動制御は，翼の表面に，ディンプル，V溝，ステップ，トリップワイヤ等を取り付けて境界層を乱すことにより剥離を抑制する方法であり，構造が簡単という長所がある反面，効果が期待できる流れ場の条件が限定され，流れの制御が必要でない場合には，表面の突起物により性能を低下させる原因となる。また，能動制御は，吹き出し，渦発生ジェット等のアクチュエータを用いる方法であり，構造が複雑になるという短所があるものの，作動範囲が広く，制御効果が高い点で優れている。

一方，近年研究が盛んになっている誘電体バリア放電プラズマアクチュエータ（DBD-PA）は，図１のように，絶縁体を挟んだ電極間に高周波の高電圧を加えることにより局所的にプラズマを発生させて，翼表面に沿った流れを誘起することができる。機械的な可動部を持たず，構造が簡単かつ小型軽量であるため，将来の能動制御デバイスとして有望視されている[(3)-(5)]。

産総研では，レーザードップラ流速計（LDV）や熱線流速計を用いて，実際のガスタービンに近い環状タービン翼列（３次元翼列）で，静翼（静

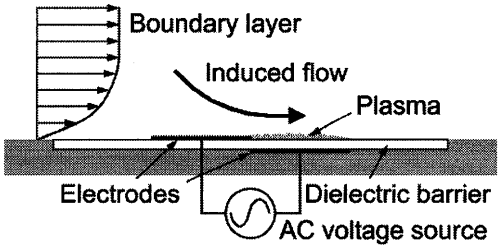


Fig. 1　Schematics of plasma actuator

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

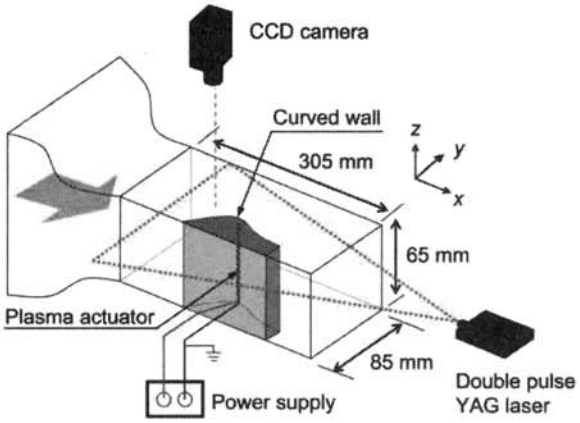


Fig. 2　Measurement system

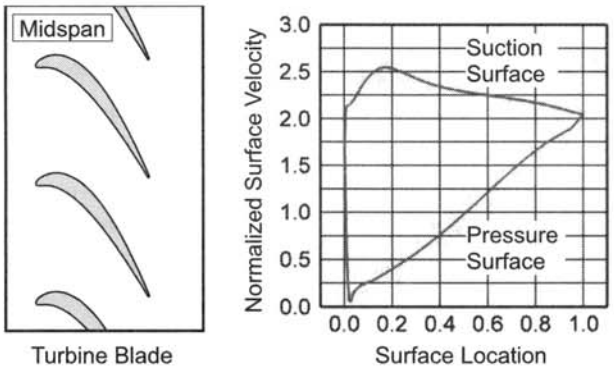


Fig. 3　Corresponding turbine blade

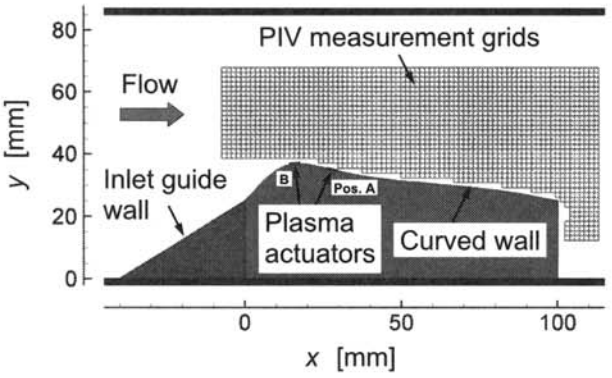


Fig. 4　Test section and PIV grids

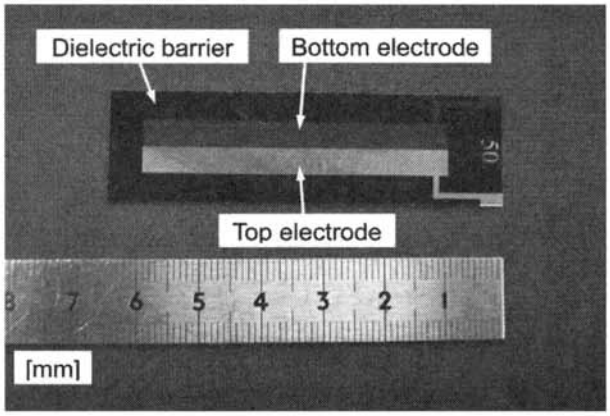


Fig. 5　Plasma actuator

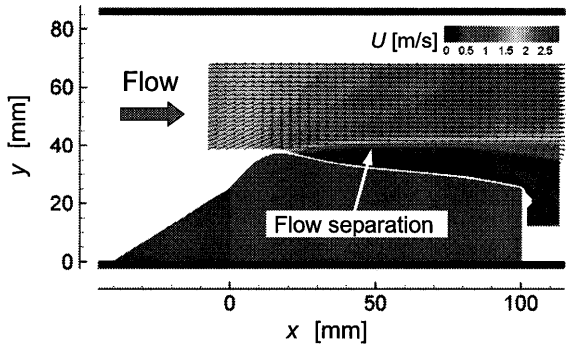
止翼列）と動翼（回転翼列）の空気力学的干渉による非定常流れを計測する実験に取り組んできた[6],[7]。この研究を発展させ，プラズマアクチュエータを用いて回転するタービン動翼の能動剥離制御を計画している。その準備として，タービン翼列負圧面側の剥離をプラズマアクチュエータが効果的に抑制できる動作条件を明らかにする必要がある。そこで，小型風洞の測定部にタービン動翼の負圧面側の速度分布を模擬した湾曲壁面を設置し，プラズマアクチュエータを用いて，減速領域にできる剥離を抑制することを試みた。初めの実験では，後縁付近での主流速度を 2.2 m/s に固定し，プラズマアクチュエータの入力電圧を ±2.0 kV～±2.8 kV の範囲で変化させ，剥離を抑制することに成功した[8]。しかし，主流速度を 4.1 m/s に増やしたところ，剥離抑制効果が減少してしまい[9]，改善の余地があることが明らかになった

そこで今回は，アクチュエータに加える電圧範囲を±4.0kV まで増加し，主流速度も 6.3 m/s にまで増加して，剥離抑制効果がどのように変わるかを調べた。さらに，プラズマアクチュエータの設置場所も変えてみて，その影響を調べた。

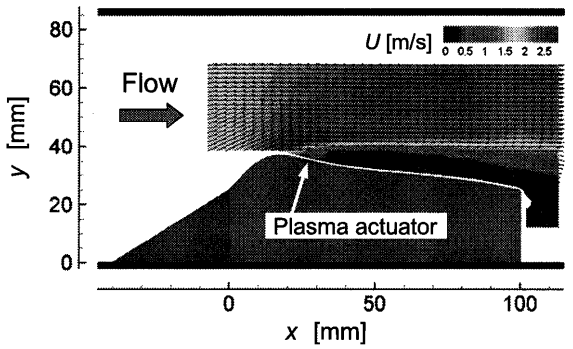
2．実験装置と実験方法

本研究で用いる実験装置の概要を，図 2 に示す。小型の吹き出し式風洞に接続された測定部（流路の幅 85 mm×高さ 65 mm×長さ 305 mm）に，アクリル製の湾曲壁面（長さ 100 mm）が設置されている。この湾曲壁面の形状は，著者が研究に用いているタービン動翼[7]のミッドスパン負圧面側における速度分布（図 3）を模擬するように設計してある。湾曲壁面の減速領域の上流部には，流れ制御用のプラズマアクチュエータが貼り付けられている。プラズマアクチュエータの両電極には，高電圧高周波電源（PSI 製，PG1040F）により，電圧振幅 ±2.0 kV ～ ±4.0 kV，周波数 8.1 kHz の疑似矩形波が印加される。湾曲壁面の減速領域まわりの速度場を，粒子画像流速測定法（PIV）により計測した。今回の実験では，瞬時速度分布を 50 回測定し，その平均値を求めた。図 4 に，測定部の湾曲面とプラズマアクチュエータの設置位置と，PIV の測定格子を示す。初めは，プラズマアクチュエータを，設置しやすい位置 A（流れ方向位置 X = 30 mm）に貼り付けて実験を行った。図 5 に，プラズマアクチュエータの写真を示す。このプラズマアクチュエー

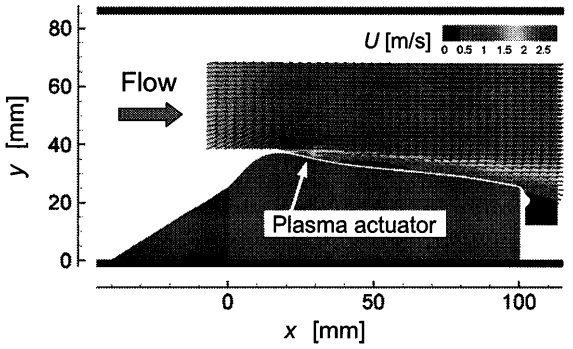
Download service for the GTSJ　via 216.73.216.204, 2025/07/04.



(a) Baseline

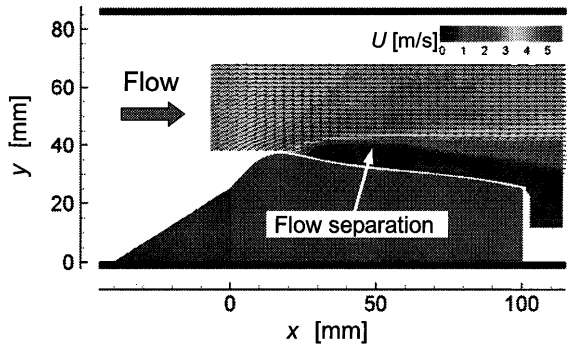


(b) Flow control (V_{AC} = ± 2.0 kV)

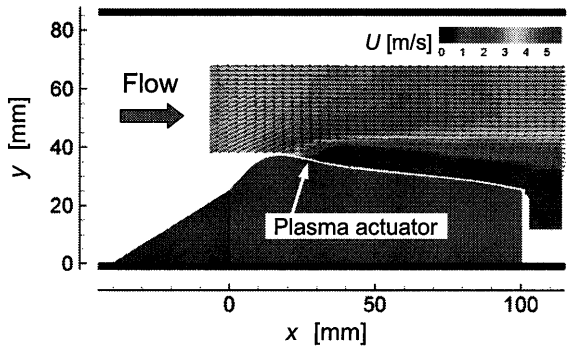


(c) Flow control (V_{AC} = ± 2.8 kV)

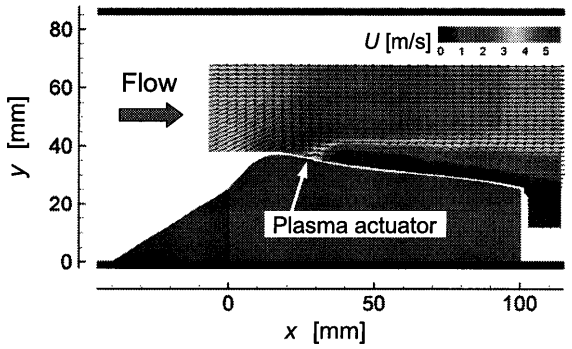
Fig. 6 Time-averaged velocity distributions at various DBD-PA input voltages (PA: position A) (U_{MF} = 2.2 m/s, Re = 1.7 x 10^4)



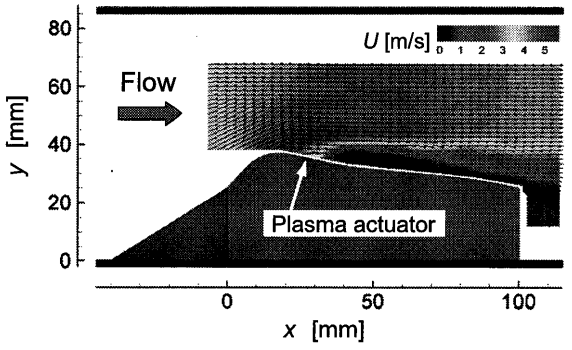
(a) Baseline



(b) Flow control (V_{AC} = ± 2.0 kV)



(c) Flow control (V_{AC} = ± 2.8 kV)



(d) Flow control (V_{AC} = ± 4.0 kV)

Fig. 7 Time-averaged velocity distributions at various DBD-PA input voltages (PA: position A) (U_{MF} = 4.1 m/s, Re = 3.1 x 10^4)

タは，厚さ 125 μm のポリイミド薄膜を絶縁層とする両面銅張積層板に，表裏両面をエッチング加工することによって，厚さ 35 μm の電極パターンを作成したものであり，有効長さは 50mm である。

3．実験結果

3.1 時間平均速度分布

図 6～8 に，湾曲面の後縁での主流速度が U_{MF} = 2.2 m/s (Re = 1.7 x 10^4), U_{MF} = 4.1 m/s (Re = 3.1 x 10^4), U_{MF} = 6.3 m/s (Re = 4.7 x 10^4)での速度分布を示す。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

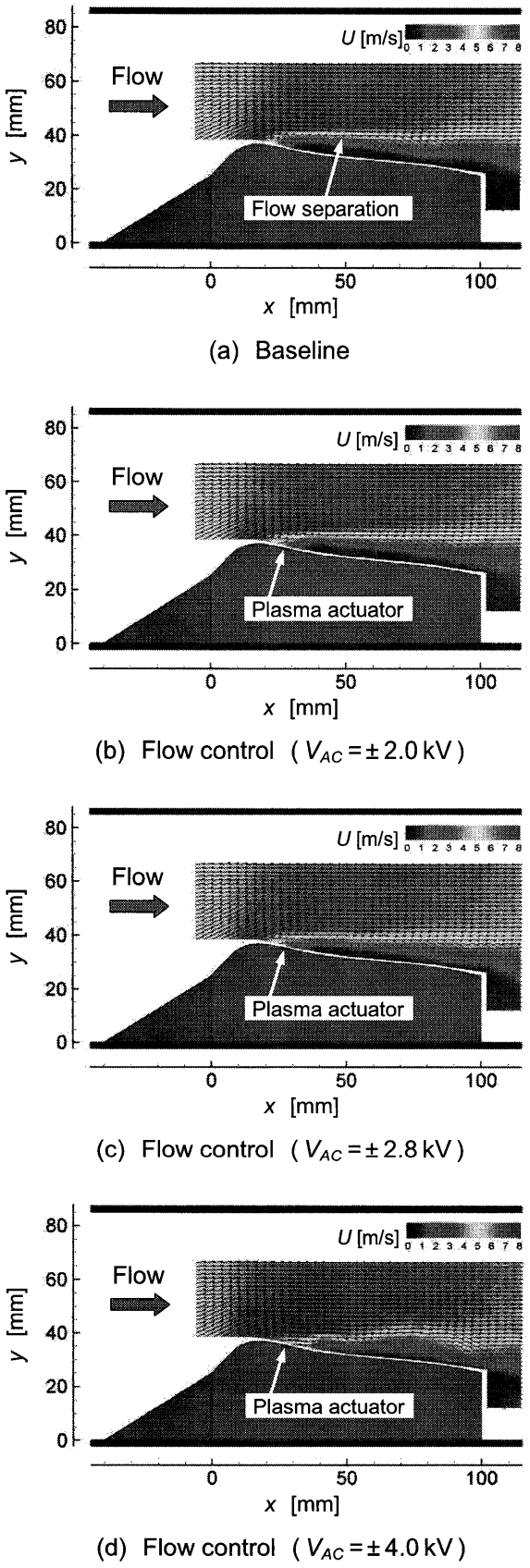


Fig. 8 Time-averaged velocity distributions at various DBD-PA input voltages (PA: position A) (U_{MF} = 6.3 m/s, Re = 4.7 x 10^4)

プラズマアクチュエータは，図 4 中の位置 A（X = 30 mm）の位置に設置してある。

各図の(a)は，基準となる「流れ制御なし」での速度分布であり，減速領域に大きな剥離が発生していることが確認できる。図 6(a)と図 7(a)では，剥離の大きさがほぼ同じだが，図 8(a)では剥離がやや小さくなっている。これは，主流速度が増えることによってレイノルズ数が増加し，剥離流れが乱流遷移しやすくなるためである。

図 6(b), (c)は，主流速度が最も低い U_{MF} = 2.2 m/s において，プラズマアクチュエータによる流れ制御を行った場合である。制御なしの図 6(a)と比べて，入力電圧± 2.0 kV の図 6(b)では，剥離領域の大きさがほとんど変わらないが，入力電圧を±2.8 kV に上げた図 6(c)では，剥離領域が大幅に減少し，湾曲面の後半では，剥離した流れが再付着している。

図 7(b)～(d)は，主流速度 4.1 m/s において，流れ制御を行った場合の速度分布を示す。入力電圧を上げると，剥離領域が徐々に減っていくものの，その効果は U_{MF} = 2.2 m/s（図 6）と比べて少ない。

図 8(b)～(d)は，主流速度 6.3 m/s において，流れ制御を行った場合の速度分布を示す。ここでも，入力電圧を上げると剥離領域がわずかに減るが，その効果は図 6 と比べて非常に少なくない。主流速度が増えると剥離制御効果が少なくなる理由として，主流に対するプラズマアクチュエータでの誘起流れの速度比率が減ることが考えられる。

3.2 境界層の定量的観察（排除厚さと全圧損失）

各主流速度において，入力電圧の違いを明らかにするため，境界層を定量的に観察する。図 9 に，湾曲壁面の後縁付近での速度分布から算出した境界層排除厚さ δ_1 を示す。

図 9 の破線は，制御なしの場合の境界層排除厚さを示している。主流速度が増えて，レイノルズ数が増加するほど，境界層排除厚さが減っている。主流速度が U_{MF} = 2.2 m/s の場合，入力電圧±2.8 kV では，制御なしの場合よりも境界層排除厚さが 77 %も減少している。一方，主流速度 4.1 m/s の場合，入力電圧±2.8 kV では 30 %の減少となり，2.2m/s の場合と比べて効果が少ない。入力電圧を±4.0 kV まで増やしても，41%の減少に留まる。主流速度 6.3 m/s の場合には，境界層排除厚さの減少は，±2.8 kV で 15 %，±4.0 kV で 26 %で，プラズマアクチュエータの剥離抑制効果がさらに少なくなっている。

図 10 は，湾曲壁面の後縁付近での境界層排除厚さと運動量厚さを用いて，Denton が提案した式[10]を用いて見積もった全圧損失を示す。主流速度 2.2 m/s の場合，入力電圧±2.8 kV で，全圧損失が制御なしと比べて 55 %減少している。しかし，主流速

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

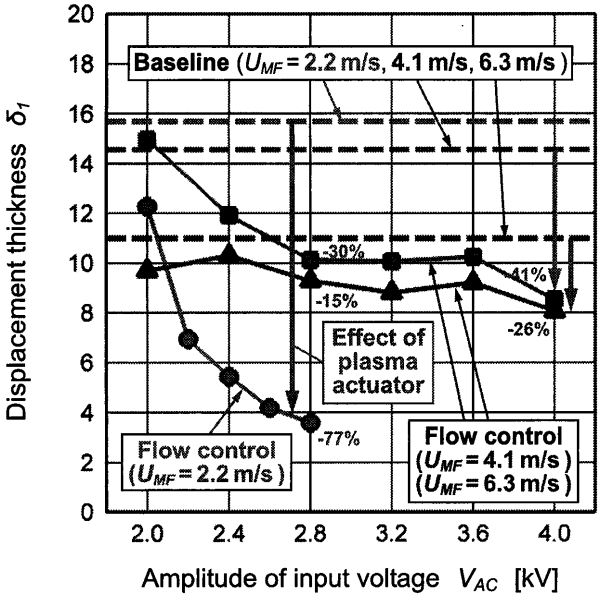


Fig. 9 Displacement thickness near trailing edge (PA: position A)

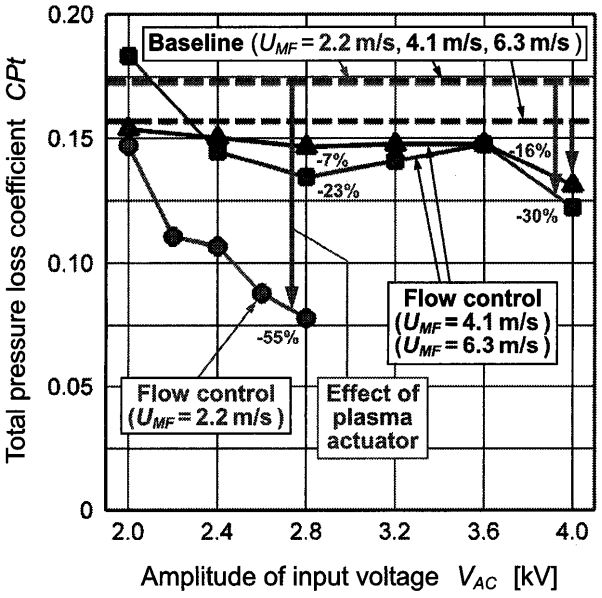


Fig. 10 Estimated total pressure loss (PA: position A)

度 4.1 m/s と 6.3 m/s の場合, 最大の入力電圧±4.0 kV でも，それぞれ 30 %，16%の減少に留まり，剥離制御が不十分である。

3.3 プラズマアクチュエータ設置位置の変更

主流速度が高い 6.3 m/s の場合の剥離抑制効果を高めるため，プラズマアクチュエータの設置位置をより上流側に移し，ほぼ剥離開始地点となる図 4 中の位置 B（X= 16 mm）に設置した。図 11 に，主流速度 6.3 m/s での速度分布を示す。同じ主流速度で位置 A に設置した場合（図 8）と比較すると，入力電圧±2.0 kV の図 8(b)と図 11(b)では，あまり違

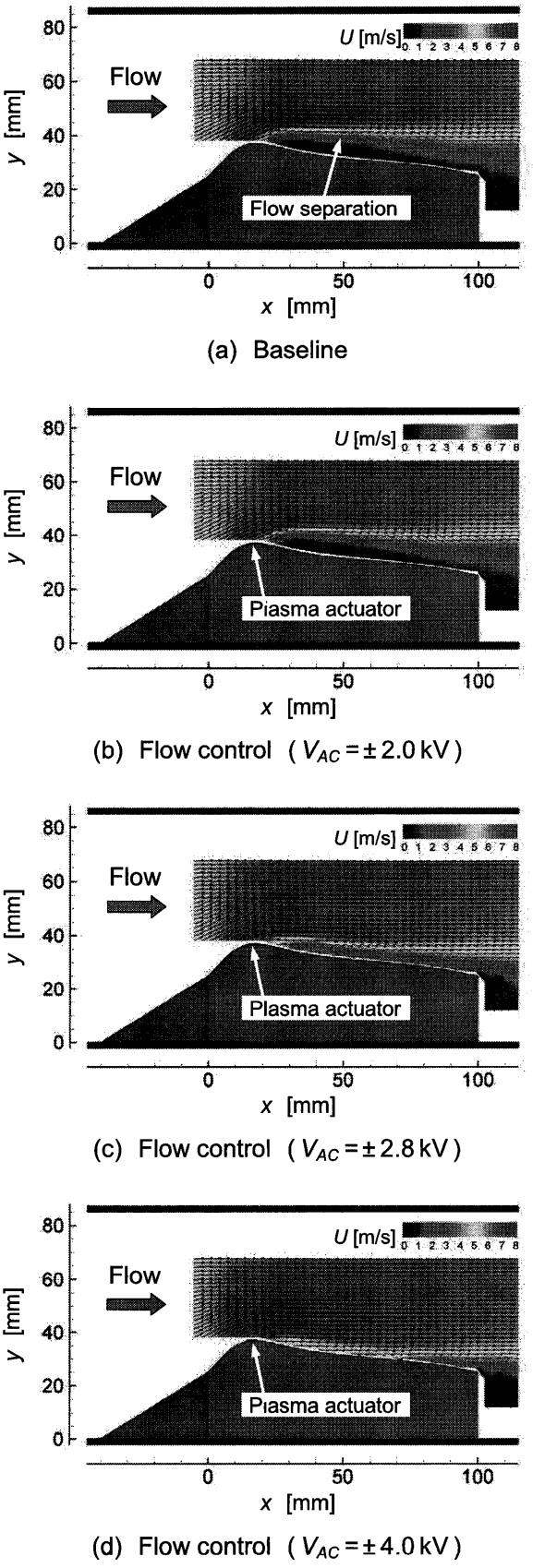


Fig. 11 Time-averaged velocity distributions at various DBD-PA input voltages (PA: position B) (U_{MF} = 6.3 m/s, Re = 4.7 x 10^4)

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

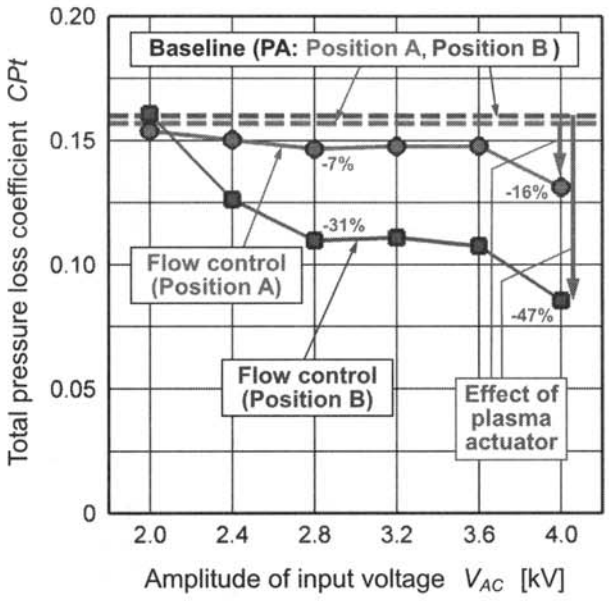


Fig. 12 Estimated total pressure loss (U_{MF}=6.3 m/s)

いが見られない。しかし，図 8(c)と図 11(c)のように，入力電圧が±2.8 kV に増えると，剥離の大きさに違いが見られる。入力電圧 ±4.0kV では，図 11(d)のように位置 B に設置した場合には剥離がかなり小さくなり，十分な剥離抑制効果が得られている。

設置位置 A と B の違いを定量的に観察するために，図 12 に全圧損失を示す。入力電圧 ±4.0kV では，位置 A に設置した場合には 16 %の減少であるが，位置 B に設置した場合には 47 %減少している。

4．まとめ

タービン動翼の負圧面側の速度分布を模擬した湾曲壁面を小型風洞の測定部に設置し，流れの能動制御デバイスであるプラズマアクチュエータを用いて，減速領域にできる剥離を抑制することを試みた。プラズマアクチュエータを剥離領域の前半部分に設置したところ，主流速度 2.2 m/s では十分な剥離抑制効果が得られたが，主流速度を 4.1 m/s，6.3 m/s に増やすと，その効果が大幅に少なくなった。プラズマアクチュエータへの入力電圧を増やしても，十分な剥離抑制効果は得られなかった。主流速度が増えると，レイノルズ数が高くなって剥離自体が小さくなる反面，主流に対するプラズマアクチュエータの誘起流れの割合が減って剥離抑制効果が少なくなる。そこで，アクチュエータの設置場所を剥離開始位置に変更したところ，主流速度が 6.3 m/s の剥離制御効果を改善することができた。今後さらに剥離抑制効果の高い条件を探すとともに，回転するタービン翼列での実験準備も進めていく。タービン翼列での実験では，図 13 のように，新たに開発された「ひも状プラズマアクチュエータ」[11]の設置を検討している。

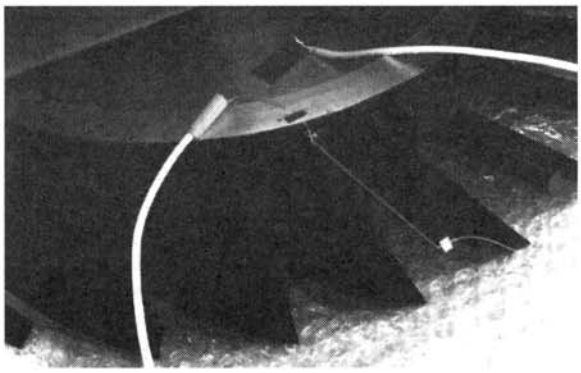


Fig. 13 Stringy plasma actuator on turbine blade

謝　辞

本研究は，科研費（若手(B)，課題番号: 20760124）の助成を受けて遂行された。

参 考 文 献

(1) Zhang, X. F., Vera, M., Hodson, H. P., Harvey, N. W., "Separation and Transition Control on an Aft-loaded Ultra-High-Lift LP Turbine Blade at Low Reynolds Numbers: Low-Speed Investigation," *ASME Journal of Turbomachinery*, Vol. 128, No. 3, (2006), pp. 517-527.

(2) Volino, R. J., "Separation Control on Low-Pressure Turbine Airfoils Using Synthetic Vortex Generator Gets," *ASME Journal of Turbomachinery*, Vol. 125, No. 4, (2003), pp. 765-777.

(3) Corke, T. C., Enloe, C. L., Wilkinson, S. P., "Dielectric Barrier Discharge Plasma Actuators for Flow Control," *Annual Review of Fluid Mechanics*, Vol. 42 (2010), pp. 505-529.

(4) Roth, J. R., Sherman, D. M., Wilkinson, S. P., "Boundary Layer Flow Control with A One Atmosphere Uniform Glow Discharge," AIAA Paper 98-0328 (1998).

(5) 深潟康二，山田俊輔，石川仁，"プラズマアクチュエータの基礎と研究動向"，*ながれ*, Vol. 29, No. 4, (2010), pp. 243-250.

(6) Matsunuma, T., "Effects of Reynolds Number and Freestream Turbulence on Turbine Tip Clearance Loss," *ASME Journal of Turbomachnery*, Vol. 128, No.1, (2006), pp. 166-177.

(7) Matsunuma, T., "Unsteady Flow Field of an Axial-Flow Turbine Rotor at a Low Reynolds Number," *ASME Journal of Turbomachnery*, Vol. 129, No. 2, (2007), pp. 360-371.

(8) 松沼孝幸，瀬川武彦，"プラズマアクチュエータによるタービン翼列負圧面側の剥離制御のための基礎実験"，*第 39 回日本ガスタービン学会定期講演会講演論文集*, A-8, (2011), pp. 67-70.

(9) Matsunuma, T. Segawa, T., "Reynolds Number Effects on Flow Separation Control of Low-Pressure Turbine Using Plasma Actuators," *Proceedings of Asian Congress on Gas Turbines 2012*, ACGT2012-1126, (2012), pp. 1-8.

(10) Denton, J. D., "Loss Mechanisms in Turbomachines," *Transactions of ASME - Journal of Turbomachinery*, Vol. 115, No. 4, (1993), pp. 621-656.

(11) 瀬川武彦，Jukes, T.，湯木泰親，"ひも状プラズマアクチュエータ誘起噴流の流動特性"，*日本流体力学会年会 2012 講演論文集*, (2012).

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 40 回日本ガスタービン学会定期講演会（釧路）講演論文集，2012.10

【研究報告】 C-17

プラズマアクチュエータを用いた能動剥離制御システムの導電性ブレードへの適用技術

*瀬川　武彦（産総研），湯木　泰親（産総研），前田　茂（産総研），前田　哲彦（産総研）
阿部　裕幸（産総研），小方　聡（首都大），武川　信也（ピー・エス・アイ）

Application Technologies of Active Flow Separation Control System by Using Plasma Actuator for Metallic Blades

*Takehiko SEGAWA(AIST), Yasuchika YUKI(AIST), Shigeru MAEDA(AIST),
Tetsuhiko MAEDA(AIST), Hiroyuki ABE(AIST), Satoshi OGATA(Tokyo Metropolitan Univ.)
and Shinya TAKEKAWA(PSI)

ABSTRACT

Active control of flow separation on a NACA4418 airfoil were investigated by dielectric barrier discharge plasma actuators (DBD-PAs) at Re = 3.4×10^4 in an open-circuit blower type wind tunnel. Longitudinal vortices induced by DBD-PAs, which are arranged in streamwise direction, are effective to mitigating flow separation at higher angles of attack in comparison with tangential jet from the leading edge. In preparation to apply DBD-PAs for metallic turbine blades, stringy DBD-PAs were newly developed and flow properties of flow induced by stringy DBD-PAs, which were put on a metallic surface of the airfoil, were clarified by PIV analysis.

Key words: DBD Plasma Actuator, Flow Separation, Flow Control, Longitudinal Vortex, Metallic Blade

1．はじめに

誘電体バリア放電プラズマアクチュエータ（DBD-PA）は、絶縁材を挟んで表裏両面に電極を設置しただけの極めてシンプルでな構造でありながら、電極形状の多様化により機能的な噴流を生成できるため、次世代の流体制御素子として注目されている[1-4]。Fig.1(a)に示すような *x-y* 断面に対して電極を非対称配置したシート状DBD-PAでは、表面電極の片側だけに誘電体バリア放電が生成され、表面電極から裏面電極へ向かう一方向の tangential jet が誘起される。Tangential jet は剥離流れの抑制に有効であると考えられるため、円柱、翼型、さらには小型風車等に DBD-PA を搭載した能動剥離制御の研究も活発に行われている[5-14]。これまで多くの研究では流れ方向に tangential jet が誘起れるシート状 DBD-PA を用いた流体制御を中心に行われてきたが、本研究ではスパン方向へ吹き出される tangential jet と主流の合成により縦渦を誘起することで剥離制御効果の向上を図る。また、シート状 DBD-PA では搭載が困難であった金属筐体や 3 次元曲面での能動剥離制御に向け、新たに開発したひも状DBD-PA[15,16]の導電性ブレード上での流動特性を PIV 計測により明らかにする。

2．シート状 DBD-PA による能動剥離制御

2.1　縦渦誘起用シート状 DBD-PA

一方向 tangential jet を誘起するためのシート状 DBD-PA の概略図を Fig.1(a)に示す。125 μm 厚ポリイミド絶縁層の両面に圧延接着された 35 μm 厚の銅箔をエッチングすることにより、*x-y* 断面に対して表裏電極を非対称配置し、裏面電極は誘電体バリア放電が発生しないよう絶縁塗装を施す。

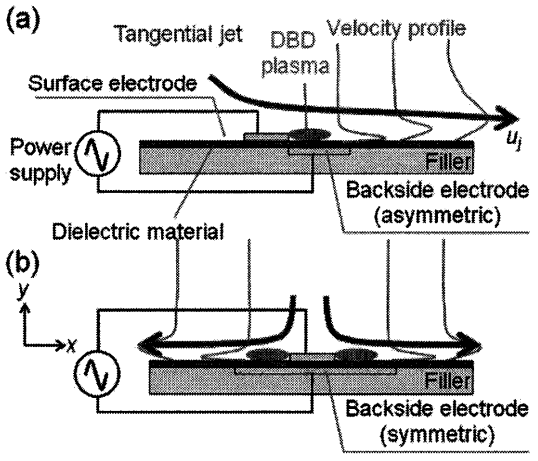


Fig.1　Sheet DBD-PA for inducing (a) one-way tangential jet, (b) two-way tangential jet.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

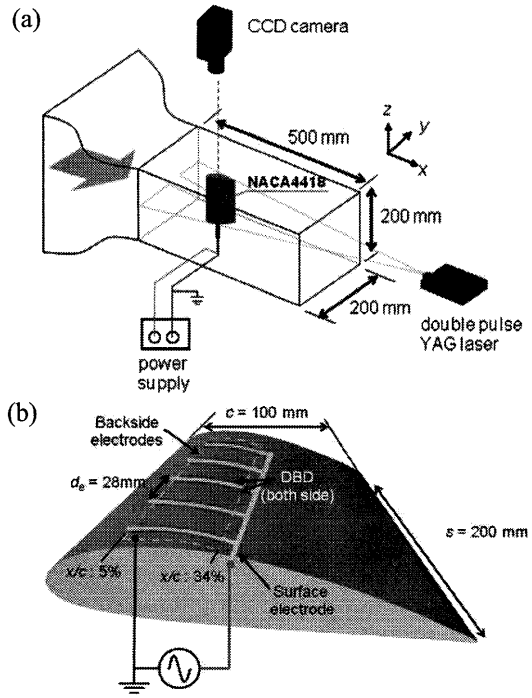


Fig.2 (a) Experimental setup, (b) surface electrode of streamwise DBD-PA patterns on NACA4418.

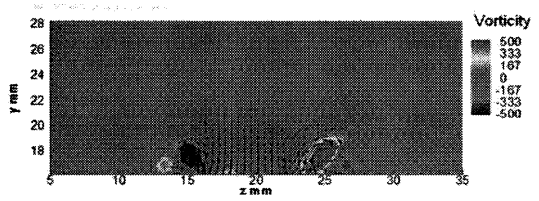


Fig.3 Velocity and vorticity distributions in *y-z* plane at $x/c = 0.45$, $Re = 3.4\times10^4$.

一方 Fig.1(b)に示すように表面電極に対して裏面電極を対称配置した場合には、誘電体バリア放電が表面電極両側に発生し、$\pm x$ 方向に tangential jet が誘起され、電極上方は吸い込み流れとなる。

2.2 能動剥離制御システム

本研究で用いる実験装置の概略図を Fig.2(a)に示す。使用する吹出し型風洞は、縦 200 mm、横 200 mm、長さ 500 mm のアクリル製測定部を有し、測定部での主流速度は 2.0 m/s から 20.0 m/s まで調節できる。また、主流速度 10 m/s において乱れ度は 0.5%以下である。剥離流れは、ダブルパルス Nd:YAG レーザー（Litron Lasers, NANO S30-15PIV, 30 mJ/pulse）によりラスキンノズルで 1μm 程度に微粒化された DOS（Dioctyl Sebacate）により可視化され、1,280×1,024 画素の解像度を有する PIV 用クロスコリレーションカメラ（TSI, PIVCAM13-8）で短時間間隔の 2 枚の可視化画像を取得することにより、*x-y* 及び *y-z* 断面内における速度ベクトルの解析を行う。

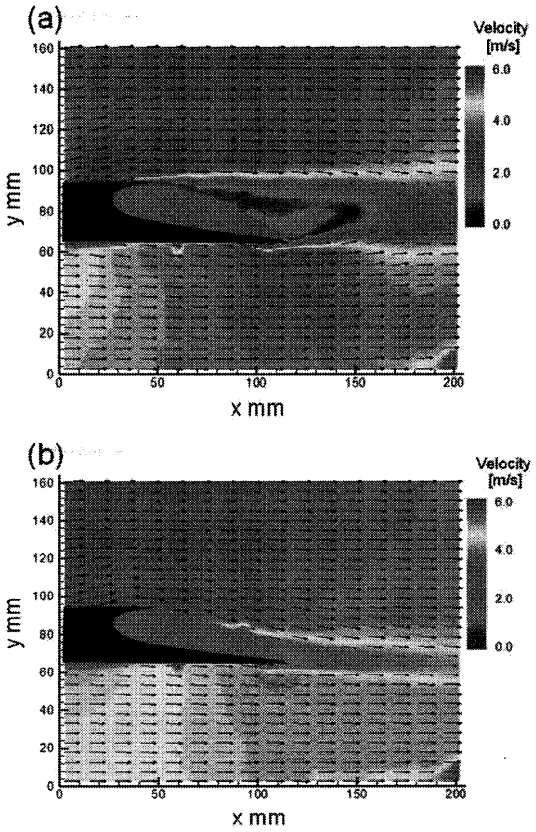


Fig.4 Velocity distributions at $\alpha = 12°$. (a) Without flow control, (b) flow control by streamwise DBD-PAs.

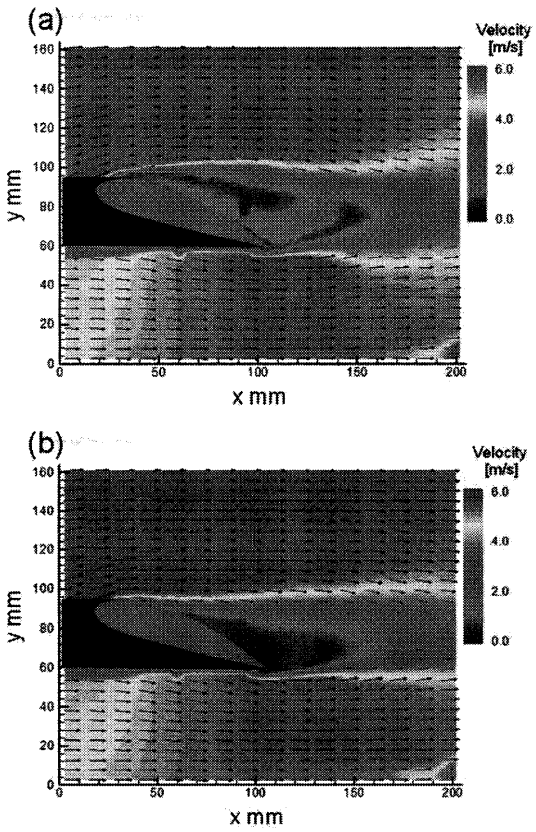


Fig.5 Velocity distributions at $\alpha = 18°$. (a) Without flow control, (b) flow control by streamwise DBD-PAs.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

本研究で使用する翼型は、Fig. 2(b)に示すような3次元プリンタにより造形した翼弦長 c = 100 mm、翼幅 s = 200 mm の ABS 製 NACA4418 翼型とし、重心を測定部入口から下流 x = 100 mm、z = 100 mm に固定する。剥離流れの抑制効果は、電極のスパン方向配置（spanwise DBD-PAs）と流れ方向配置（streamwise DBD-PAs）の2条件について試験する。Spanwise DBD-PAs は x/c = 0.05 及び 0.34 に2本の電極（15 cm×2）をスパン方向に配置し、翼型負圧面の流れ方向に tangential jet を誘起する。一方、streamwise DBD-PA は図2(b)に示すように流れ方向に延びる表面電極に対し $0.05 \le x/c \le 0.34$ において対称配置となるような裏面電極を設置して表面電極両側に誘電体バリア放電を発生させる。また、スパン方向に d_e = 28 mm 間隔で計5本設置することで、負圧面の広範囲に tangential jet を誘起できる。これらの結果、誘電体バリア放電が発生する電極の総長さは spanwise DBD-PAs と同じ 30cm となる。Streamwise DBD-PAs では、tangential jet が両方向に誘起され、主流との相互作用で壁面近傍にペアの縦渦が形成され（Fig.3）、電極上方が吸込み流れになることから、剥離制御効果の向上が期待できる。

DBD-PA を駆動するために、表裏電極を高電圧高周波電源（PSI 製: PG1040F）に接続し、最大電圧頂点間振幅 $V_{p\text{-}p}$ = 4.8 kV、周波数 f_p= 6.4 kHz の bipolar 疑似矩形波形を表裏電極間に印加する。PIV 計測により静止流体中での空間速度分布を解析した結果、表面電極エッジから 15 mm 下流における誘起噴流の最大流速（$u_{j\text{-}max}$）は 0.72 m/s である。

2.3 能動剥離制御システム

NACA4418 翼型周りの剥離流れについて、streamwise DBD-PAs を用いて feedforward 制御を行う。また、本研究では風洞試験部での主流速度は U_∞ = 5.3 m/s（Re = 3.4×10⁴）で一定とし、DBD-PA 誘起噴流との比は $u_{j\text{-}max}/U_\infty$ = 0.14 とする。

Fig.4 は α = 12° における空間速度分布（50回平均）を示す。制御しない場合は後縁近傍に低速領域が形成され、大規模な剥離流れが生じているが、DBD-PA を作動させた場合には低速領域が減少し、剥離が抑制されていることがわかる。一方、Fig.5 に示す α = 18° では、アクチュエータを作動させた場合に多少の制御効果は認められるが、剥離抑制効果は減少する。そこで、制御効果の比較のために、制御なし、streamwise DBD-PAs、及び spanwise DBD-PAs の3条件について、$-4 \le \alpha \le 22°$ の範囲で

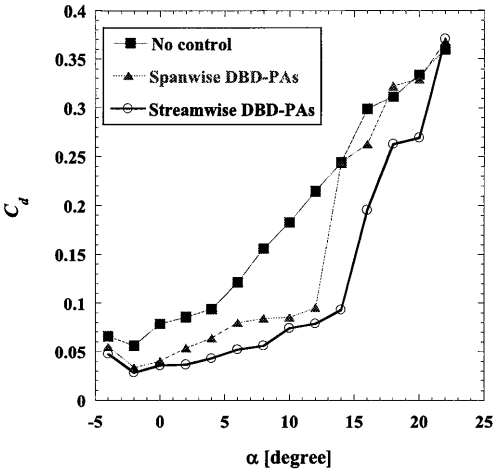


Fig.6 Drag coefficient as a function of angle of attack at Re = 3.4×10⁴.

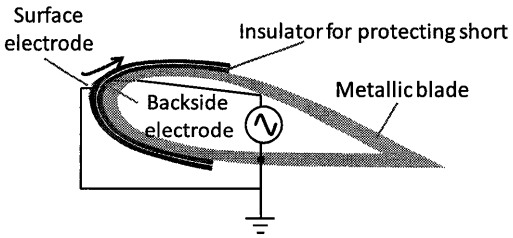


Fig.7 Application of sheet DBD-PAs for metallic blade.

PIV 計測による空間速度分布を解析し、翼型後縁から 60 mm 下流（x/c = 1.6）における抗力係数を、

$$C_d = 2\int U(U_\infty - U)dy / cU_\infty^2,$$

により $-0.7 \le y \le 0.7$ の範囲で算出した結果を Fig.6 に示す。$\alpha \le 12°$ の低迎角では DBD-PA の配置様式に依らず C_d が著しく減少し、高い制御効果を示す。一方、$\alpha \ge 14°$ では spanwise DBD-PAs ではほぼ制御効果が無くなるのに対し、streamwise DBD-PAs では $\alpha \le 20°$ の範囲まで C_d を低減させることが可能である。Spanwise DBD-PAs では tangential jet が流れ方向に誘起されるが、制御効果を向上させるには剥離点より上流から tangential jet が誘起されるように電極配置することが望ましいと推察される。しかし剥離点の位置が迎角の変化に伴い前縁近傍から下流方向へ移動するため、$\alpha \ge 14°$ で制御効果が失われた可能性がある。一方、streamwise DBD-PAs では Fig.3 に示すような縦渦が翼表面に形成されるため、剥離点が移動した場合でも境界層と主流の運動量交換を広範囲で行うことができ、spanwise DBD-PA より制御効果が高められたと考えられる。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

3．導電性ブレードへの DBD-PA 適用技術

3.1　シート状 DBD-PA の実用化に向けた問題点

これまで行われてきた DBD-PA 研究の多くは、Fig.1(a)に示すような Roth *et al.*や Corke *et al.*により提唱されたシート状 DBD-PA の基本構造を踏襲しており、3 次元形状や金属製の筐体への適用に向けた多くの課題が残されている。DBD-PA を金属表面へ装着する場合に起こる問題を Fig.7 に例示する。まず、DBD-PA の表裏電極の極性については、表面電極に高電圧を高周波数で印加し、裏面電極を接地するケースが多く見られるが、極性を逆転させて表面側を接地することで安全性を高めることができる。ただし、裏面電極が高電圧になるため、金属表面との間で短絡を防ぐための絶縁コーティング層を追加する必要があり、絶縁性を強化すれば膜厚の増加や表面との段差が生じ、デザインした形状との差や重量増が問題になる。また、筐体が 3 次元形状の場合はシートが皺になり、結果として形状抵抗の増加や DBD-PA 絶縁層の劣化が問題になる。また、部分的に絶縁破壊が起こった場合においてもシート状 DBD-PA や絶縁コーティング層全体を交換する必要がある。

更なる問題点は DBD-PA の各端面から発生する沿面放電であり、それらの絶縁処理が必要不可欠であるが、安全性を高めるために絶縁処理を強化するほど凹凸部や重量の増加に繋がる。また、表面電極と電力供給用ケーブルとの接合は筐体表面を避けて裏側配線することが望ましいが、DBD-PA 裏面で起こる電極間の沿面放電を防ぐための絶縁処理は容易ではなく、実用化に向けた安全性確保に関する更なる工夫が必要になる。

3.2　ひも状プラズマアクチュエータ

先に述べた様々な課題を解決できる可能性がある新しい手法として、金属製筐体そのもの、もしくは絶縁性筐体に部分的に設置した導電性補助電極を接地側電極として利用し、予め絶縁被覆された導電性ワイヤに高電圧高周波信号を印加することでプラズマを生成できるひも状 DBD-PA を考案する（Fig.8）。ひも状 DBD-PA は，絶縁被覆材料の選択により 3 次元形状の表面に対しても柔軟に取り付けることも可能であるため、シート状 DBD-PA と比較して適用場を拡大が期待できる。また、筐体表面上を一筆書きで這わすことで短絡の危険性が高まる電極露出部がワイヤ両端面のみとなり、ワイヤを筐体（接地側）の外部に導出できれば絶縁材の劣化や沿面放電による短絡の頻度を低減させることができるうえ、破損した場合でもワイヤ

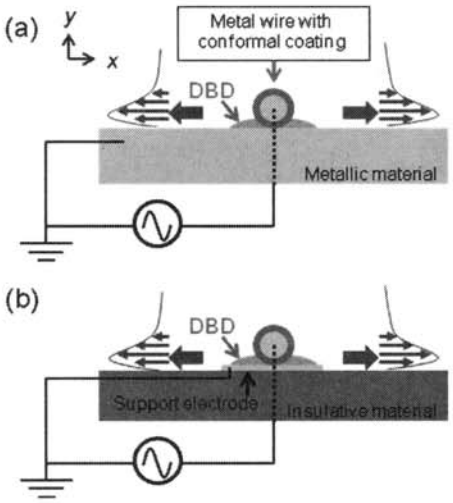


Fig.8　Schematic diagrams of stringy DBD-PA, (a) on metallic plate, (b) insulative plate.

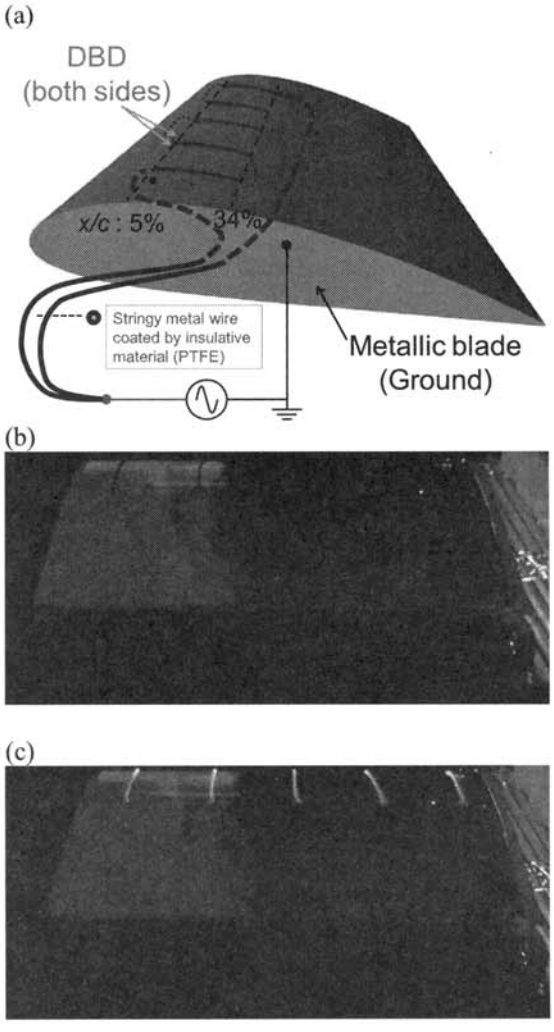


Fig.9　(a) A sample alignment of stringy DBD-PA applying for metallic blade, (b) picture of metallic airfoil with stringy DBD-PA, (c) visualization of DBD around stringy DBD-PA at $V_{p\text{-}p}$ = 4.8 kV, f_p= 6.4 kHz.

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.204, 2025/07/04.

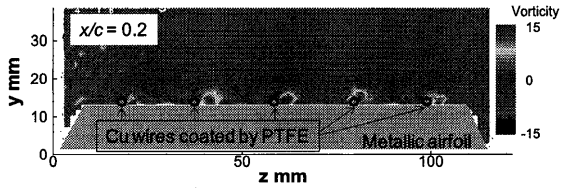


Fig.10 Vorticity distributions with velocity vectors at $x/c = 0.2$, $V_{p\text{-}p} = 4.8$ kV, $f_p = 6.4$ kHz.

の交換だけで修復できる利点がある。本研究では，ひも状DBD-PAの素材として外径0.65 mmのPTFE被覆銅線（銅線直径：ϕ0.25 mm，被膜厚さ：0.2mm）を用いる。ひも状DBD-PAから誘起される噴流は、筐体表面に設置する場合、埋め込む場合、電極の配置様式により変化するため、それらの流動特性は著者らの先行研究[15,16]を参照されたい。筐体表面上に接触するように配置した場合（Fig.8）には導電性、非導電性に依らず$\pm x$方向にtangential jetが誘起され、Fig.3に示すような対称電極シート状DBD-PAと等価な速度分布が形成され、PTFE被覆銅線上方は吸い込み流れが形成される。

3.3 ひも状DBD-PAの導電性ブレードにおける流動特性

導電性ブレードに対してひも状DBD-PAを適用するため、3次元プリンタで造形したABS製NACA0024（$c = 80$ mm）に厚さ0.074 mmの銅箔テープを貼ることで表面全体を等電位面（接地）として金属筐体を模倣し、PTFE被覆銅線を高電圧側電極として翼型表面に配置する。本研究はfeasibility studyとして位置づけ、$x/c = 0.05, 0.34$の位置にスパン方向に20 mm間隔でϕ1.0 mmの貫通した小孔に、Fig.9(a)に示すように一筆書きでPTFE被覆銅線を配置する。筐体とPTFE被覆銅線の接着性は弱いため、張力をかけながらワイヤ両端を曲げ、翼型内部の円柱構造に巻きつけて固定する。Fig.9(b)及び(c)は、翼型下流側から撮影したひも状DBD-PA及び電極間に$V_{p\text{-}p} = 4.8$ kVを$f_p = 6.4$ kHzで印加した場合に翼負圧面に発生する誘電体バリア放電の写真であり、翼型が導電性を有する場合においても流れ方向に1次元的に誘電体バリア放電の生成が可能である。Fig.10は静止流体中で高電圧を印加してから$t = 0.5$ sec後に$x/c = 0.2$のy-z断面における渦度及び速度ベクトルの空間分布であり、PTFE被覆銅線の近傍にペア渦が形成さ、PTFE被覆銅線直上の狭い領域で強い吸込み流れが形成されることが明らかになった。シート状DBD-PAとの剥離流れ抑制効果の比較については今後の研究課題とする。

一方、ひも状DBD-PAの実用化に向けて、絶縁性筐体においても使用できればさらなる用途の拡大が可能になる。絶縁性筐体の場合にはそれ自体を接地側電極とすることができないため、例えばFig.8(b)のように補助電極を絶縁被覆された金属ワイヤ近傍に設置することができれば金属筐体の場合と同様の流れを誘起することができる。また補助電極として絶縁被覆されていない電線を用い、接地側電極として絶縁被膜された金属ワイヤの形状に沿わせて配置する手法も考えられ、特に3次元形状の筐体に対して有効な手段になると考えられる。

4．まとめ

本研究では、NACA4418からの剥離流れについて、DBD-PAをスパン方向及び流れ方向に配置し、制御効果の違いをPIV計測による空間速度分布から評価した。特に流れ方向配置により翼表面に縦渦を導入することで、より高迎角においても抗力係数を低減できることが明らかになった。一方、DBD-PAの実用化に向け、導電性筐体や3次元形状の表面に対しても柔軟に展開できるひも状DBD-PAを絶縁被膜された導電性ワイヤを用いて新たに開発し、streamwise DBD-PAsと同等の流れを導電性の翼表面上に形成させることができる設置例を提示した。書者らはこれまでもFBGセンサと組み合わせた剥離流れのfeedback制御[17-20]を実施してきており、今後これらの剥離検出技術と組みわせることで、小型風車だけでなくガスタービン等の流体機械への実装に向けた取り組みを行っていく予定である。

本研究は，新エネルギー・産業技術総合開発機構（NEDO）平成23年度先導的産業技術創出事業「能動流体制御技術を用いたバーチャルブレード構築による風力発電システムの飛躍的な始動性及び設備利用率向上に向けた研究開発（11B04022c）」により行われた。

参考文献

1) Corke, T. C., Enloe, C. L., Wilkinson, S. P.: Dielectric Barrier Discharge Plasma Actuators for flow control, Annual Review of Fluid Mechanics, Vol.42 (2010), pp.505-529.
2) Roth, J. R., Sherman, D. M., Wilkinson, S. P.: Boundary Layer Flow Control with A One atmosphere uniform glow discharge, (1998), AIAA Paper 98-0328.
3) 深潟康二,山田俊輔,石川仁：プラズマアクチュエータの基礎と研究動向，ながれ，Vol.39, No.4 (2010),

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

pp.243-250.
4) 瀬川武彦, 小方聡, 武川信也: DBD プラズマアクチュエータへの入力電圧波形が誘起噴流の流動特性に与える影響, ながれ, Vol.39, No.4 (2010), pp. 251-258.
5) Jukes, T., Choi, K.-S.: Long lasting modifications to vortex shedding using a short plasma excitation, Physical Review Letters, Vol. 102, (2009), 254501.
6) Jukes, T., Choi, K.-S.: Dielectric-barrier-discharge vortex generators: characterisation and optimisation for flow separation control, Experiments in Fluids, Vol. 52 (2012), pp. 329-345.
7) Choi, K.-S., Jukes, T., and Whalley, R.,: Turbulent boundary-layer control with plasma actuators, Philosophical Transactions of the Royal Society A, Vol. 369 (2011), pp. 1443-1458.
8) Labergue, A., Moreau, E., Zouzou, N., Touchard, G.,: Separation control using plasma actuators: Application to a free turbulent jet, Journal of Physics D: Applied Physics, Vol.40, No.3 (2007), pp. 674-684.
9) Segawa, T., Yoshida, H., Nishizawa, A., Murakami, K, Mizunuma, H.: Active Control of separation flow around airfoil using DBD plasma actuator, Theoretical and Applied Mechanics, Vol.59, (2011), pp.265-274.
10) Walker, R. S., Segawa, T.: Mitigation of flow separation using DBD plasma actuators on airfoils: A tool for more efficient wind turbine operation, Renewable. Energy, Vol. 42 (2012), pp. 105-110.
11) Jukes, T., Segawa, T., Walker R. S., Furutani, H., Iki, N. and Takekawa, S.: Active Separation control over a NACA0024 by DBD plasma actuator and FBG sensor," Journal of Fluid Science and Technology, Vol. 7, No.1 (2012), pp. 39-52.
12) Jukes, T. N., Segawa, T., Furutani, H.: Active flow separation control on a NACA 4418 using DBD vortex generators and FBG sensors, (2012), AIAA Paper 2012-1139, and also to be published in AIAA Journal, DOI: 10.2514/1.J051852
13) Greenblatt, D., Ben-Harav, A., Schulman, M.: Dynamic stall control on a vertical axis wind turbine using plasma actuators, (2012), AIAA paper 2012-0233.
14) Matsuda, H., Tanaka M., Goshima, S., Amemori, K., Nomura, M., Osako, T.: Experimental study on plasma aerodynamic control for Improving wind turbine performance, Proceedings of Asian Congress on Gas Turbines 2012, (2012), ACGT2012-1058, pp. 1-7.
15) 瀬川武彦, Jukes Timothy: 表面プラズマアクチュエータ, 特願 2012-175614 （出願日 2012 年 8 月 8 日）.
16) 瀬川武彦, Jukes Timothy, 湯木泰親: ひも状プラズマアクチュエータ誘起噴流の流動特性, 日本流体力学会年会 2012 講演論文集 (2012).
17) Rao, Y. J.: Recent Progress in Applications of in-fibre Bragg grating sensors, Optics and Lasers in Engineering, Vol.31, No.4 (1999), pp. 297-324.
18) 野村武弘, 阿部裕幸, 菊島義弘, 村上正秀: FBG カンチレバーセンサーによる翼面上流れ場の剥離検知, 日本航空宇宙学会論文集, Vol.56, No.653 (2008), pp.249-255.
19) Abe, H., Nomura, T., Kikushima, Y., Yoshida, H.: Smart control of flow separation around an airfoil, Journal of Power and Energy Systems, Vol. 2 (2008), pp.1036-1047.
20) Segawa, T., Pang, J., Ikehara, T., Maeda, R., Yoshida, H.: MEMS-based Cantilever sensor for fluid dynamics measurements, edited by M. Ichiki and R. Maeda (Research Signpost, ISBN: 978-81-308-0220-6), (2010), pp. 217-243.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 40 回日本ガスタービン学会定期講演会（釧路）講演論文集，2012.10

【技術紹介】

C-18

ガスタービン翼の TBC を対象としたテラヘルツ波による トップコート膜厚測定技術の開発

*福地　哲生，布施　則一，岡田　満利，尾関　高行，藤井　智晴（電力中央研究所），
水野　麻弥，福永　香（情報通信研究機構）

Development of measurement technique for topcoat thickness of TBC of gas turbine blade using terahertz wave

*Tetsuo FUKUCHI, Norikazu FUSE, Takayuki OZEKI, Tomoharu FUJII (CRIEPI),
Maya MIZUNO and Kaori FUKUNAGA (NICT)

ABSTRACT

The topcoat thickness of thermal barrier coating (TBC) of gas turbine blades is an important parameter for evaluation of the thermal insulation characteristics. Electromagnetic waves (terahertz waves) can penetrate the topcoat and provide high spatial resolution, and are effective for topcoat thickness measurement. The topcoat thickness was obtained based on the time difference of the waves reflected from the upper and lower surfaces of the topcoat. The topcoat thickness of TBC applied to a gas turbine blade was measured. The measurement results were in agreement with microscope observation of the cross section to within 10%.

Key words: Thermal barrier coating, nondestructive testing, terahertz wave

1．はじめに

ガスタービン翼に施工される遮熱コーティング（TBC）はセラミックス製のトップコート（TC）と合金製のボンドコート（BC）から成り，TC 膜厚は TBC の遮熱性能評価において重要なパラメータである。使用済み部品については，切断面の顕微鏡検査で TC 膜厚を実測することができるが，再使用に供する場合は TC 膜厚の非破壊測定法が必要となる。

各種膜厚測定に用いられる光干渉法や光コヒーレンストモグラフィなどの光学的測定法は高空間分解能が得られるが，TC が高散乱媒質であるため TC 膜厚測定への適用が困難である。一方，コンクリート内部の鉄筋の健全性評価などに用いられている電磁波レーダーは TC などのセラミック材料をよく透過するが，空間分解能が低く，膜厚の高精度測定に向かない。光波と電波の間の周波数領域の電磁波であるテラヘルツ波は透過性と高空間分解能を両立できることから，TC 膜厚測定や TC 下の剥離の検出に有効であると考えられる。著者らはこれまでに，TBC を施工した試験体を対象としたテラヘルツ波を用いた TC 測定を行い，本手法の妥当性を示した [1,2]。

2．測定方法の概要

光伝導アンテナを用いると，時間幅 1ps 程度のテラヘルツ波パルスを発生させ，測定対象物からの反射波の時間波形を得ることができる [3]。TBC にテラヘルツ波を照射すると，Fig. 1 に示すように，TC 表面からの反射波 S，TC/BC 界面からの反射波 R1 が発生し，これらの電界の時間波形を得ることができる（TC 内を 2, 3,...往復する多重反射波 R2, R3, ...も発生する）。

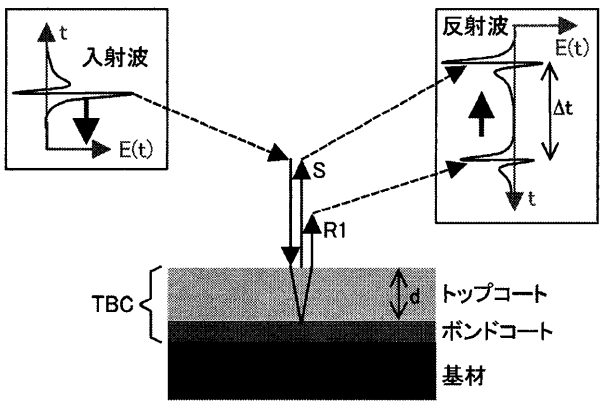


Fig. 1. Reflection of terahertz wave from TBC

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

反射波R1はSに対して時間Δtだけ遅れて検出されるが，これはテラヘルツ波がTC内を1往復する時間に相当することから，TCの膜厚dは

$$d = \frac{c\Delta t}{2n} \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots \quad (1)$$

から得られる。ここでnはTCの屈折率，cは光速である（TC中の伝播速度はV=c/nである）。よって，TCの屈折率が分かっていれば，式(1)に基づき，反射波の時間波形から直接得られるΔtをTC膜厚dに変換することが出来る。

TCは通常，大気中プラズマ溶射によって施工され，その屈折率は溶射条件に依存する。よって，TBC施工タービン翼など，測定対象物毎に屈折率を求める必要がある。これまでに，反射波S，R1，R2の周波数特性から屈折率を導出する方法を開発し，TC材料であるYSZの試験体および金属基板上に施工したTBCの試験体に適用した[2]。YSZ試験体で得られた屈折率は従来の測定方法である時間領域分光法の測定結果と合致し，TBC試験体で得られたTC屈折率をもとに算出したTC膜厚は試験体断面の顕微鏡観察値と合致したことから，本手法の妥当性を確認した。これまで得られたテラヘルツ波に対するTCの屈折率は4.5～5.0である[1]。

3．測定結果

TBC施工ガスタービン動翼を対象にTC膜厚測定を行った。測定部位をFig. 2に示す。これらは比較的高温になると想定される部位（前縁背側翼高さ約70%，後縁腹側翼高さ約70%）であり，点検時に重点的に評価を行う必要があると考えられる[4]。

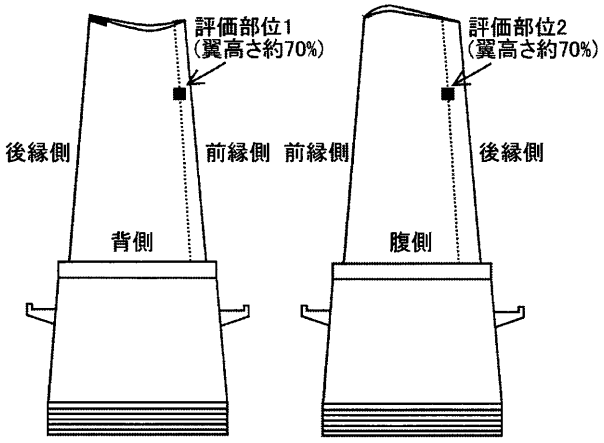


Fig. 2. Location of TC measurement points of gas turbine blade

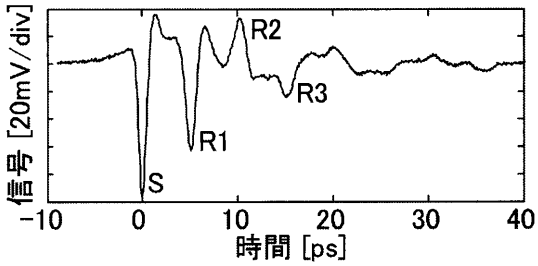


Fig. 3. Typical waveform of THz wave reflected from TBC of gas turbine blade

評価部位1において得られた典型的なテラヘルツ波の反射波形をFig. 3に示す。TC表面からの反射波S，TC/BC界面からの反射波R1に加え，多重反射波R2, R3が現れている。反射波の周波数特性をもとに算出したTC屈折率は4.50であった。

テラヘルツ波を用いたTC膜厚測定後，翼を切断し，評価部位における断面を光学顕微鏡で観察し，TC膜厚を実測した。テラヘルツ波を用いた測定値と顕微鏡観察による実測値をTable 1に示す[4]。双方は10%以内で一致した。

Table 1. Topcoat thickness measurement result

評価部位	1 前縁背側	2 後縁腹側
測定値（テラヘルツ波）	275μm	207μm
実測値（断面観察）	260μm	189μm
誤差	5.8%	9.5%

4．おわりに

テラヘルツ波を用いてTBC施工ガスタービン動翼のTC膜厚測定を行った。測定結果は翼断面の観察による実測値と10%以内で一致した。

今後，テラヘルツ波を用いたTC/BC界面における剥離の検出および剥離時における空気層の厚さ測定を進めていく予定である。

参考文献

1) 福地哲生，布施則一，高橋紹大，岡田満利，藤井智晴，藤岡照高：テラヘルツ波を用いたガスタービン用遮熱コーティングの非破壊検査技術の開発，電力中央研究所報告 H10003 (2011).
2) 福地哲生，布施則一，岡田満利，藤井智晴，水野麻弥，福永香：テラヘルツ波を用いたガスタービン用遮熱コーティングの非破壊検査技術の開発，電力中央研究所報告（第2報）H11004 (2012).
3) テラヘルツテクノロジー動向調査委員会：テラヘルツ技術，オーム社 (2006).
4) 藤井智晴，尾関高行，酒井英司，福地哲生，布施則一：ガスタービン翼を対象としたTBC遮熱性能非破壊評価法の開発，電力中央研究所報告 M11009 (2012).

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 40 回日本ガスタービン学会定期講演会（釧路）講演論文集，2012.10

【技術紹介】

C-19

ガスタービン翼の TBC を対象としたはく離の非破壊検出手法の開発

*藤井　智晴，岡田　満利，福地　哲生，尾関　高行（電中研），森田　聡（関西電力）

Development of Nondestructive Testing Method for TBC Delamination of Gas Turbine Blade

*Tomoharu FUJII, Mitsutoshi OKADA, Tetsuo FUKUCHI, Takayuki OZEKI and Akira MORITA

ABSTRACT

A new non-destructive evaluation method for topcoat delamination of thermal barrier coatings using laser beam heating has been developed. This method is based on the active thermography technique. This method was applied to the disk shaped TBC samples that had been introduced artificial delamination under the topcoat, and the identification accuracy of this method was evaluated. As the results of that, this method could successfully identify the delamination by detecting the peak temperature that is observed on the topcoat surface. The thermal wake of the laser beam heating that was caused by the delamination could also be applied to the high accuracy identification.

Key words: TBC, Nondestructive testing, Delamination

1．はじめに

高効率なガスタービン複合発電の中心となるガスタービンは、タービン入口ガスの高温化が進められており、高温ガス通路に位置するタービン動静翼等の高温部品には、フィルム冷却などの高度な冷却法とともに、遮熱コーティング（TBC）の適用が不可欠となっている。この TBC は、合金製のボンドコート（BC）とセラミックス製のトップコート（TC）の 2 層から構成されているが、この BC と TC の界面付近において、経年的にはく離が発生する。このはく離は、TC 表面からは確認することはできず、場合によっては部品表面からの TC の離脱を引き起こすことになる。TC が離脱した場合には、基材が高温ガスに曝されるため、部品自体の耐久性に影響が及ぶことが懸念される。このため、はく離の発生状況を検査により的確に把握しておく必要がある。

このはく離の非破壊検出手法として、従来、ランプ加熱などにより、TBC に熱的な変化を与えた際に、健全部とはく離部の TC 表面で生じる温度差を赤外線カメラで計測し、はく離を検出するいわゆるアクティブサーモグラフィによる手法が提案されている [1]。著者らは、この原理をさらに発展させ、TBC 施工動翼に発生するはく離を高い確度で検出することが可能な手法の開発に取り組んでおり [2]、本報ではこの概要について紹介する。

2．非破壊検出手法の概要

Fig.1 に開発した手法の概要を示す。本手法では、TC 表面に加熱用の CO_2 レーザを照射し、TC 表面の温度変化を赤外線カメラで計測する。はく離部の TC 表面を加熱した場合には、健全部と比較して TC 表面温度が高くなるため、その部分に温度ピークが現れ、はく離の検出が可能となる。

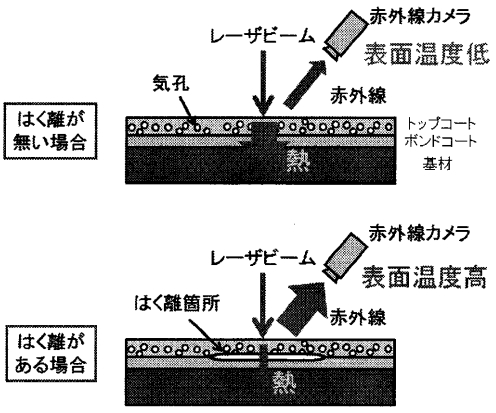


Fig.1 New nondestructive evaluation method for TBC delamination

本手法の利点としては、従来のランプ加熱などの場合と比較して、レーザビームを採用することで熱流束を高く設定することが可能なため、はく離部と健全部の温度差が付きやすく、赤外線カメ

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

ラによるはく離の検出が容易になる点である。また、ビームにより、狭い範囲を均一に加熱することが可能なため、加熱ムラができにくく、はく離の誤検出の可能性が低くなる。さらに、Fig.2 に示すように、ビームを TC 表面に沿って移動させながら連続的に検査を行うことで、はく離部の TC 表面に残熱像を得ることができる。これは、ビームで加熱された TC 層内で熱が拡散し、温度が均一化される際に、はく離部が断熱層となり、その TC 表面で熱が短時間滞留することによるものである。例えば、TC 表面に汚れなどが付着している場合に、その部分のみ周辺とは放射率が異なるため、赤外線カメラの画像上では、見かけ上の温度が異なり、はく離の誤検出を招くことになる。しかし、このはく離に特有の残熱像を利用することで、この欠点を解消することが可能と考えられる。

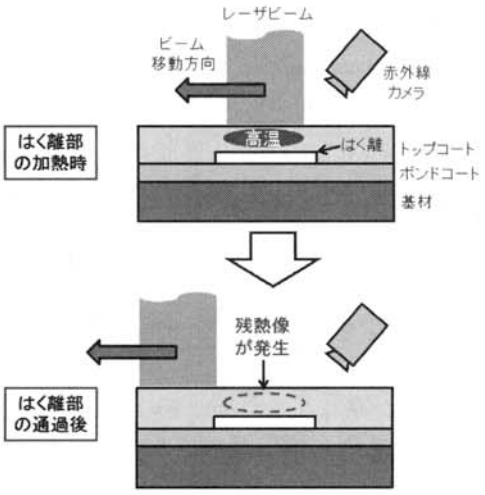


Fig.2 Schematic diagram of the thermal wake by laser beam heating

3．TBC 試料を用いた試験結果

開発した手法のはく離検出への適用性を確認するために、TBC 試料を用いた試験を行った。この試料は、直径 25mm、厚さ 3mm の耐熱合金製の円盤状基材の片面に、TBC が施工されており、その中心部の BC と TC の界面に直径約 3mm の模擬はく離が導入されている。また、BC と TC の厚さはそれぞれ、約 0.15mm と約 0.4mm である。試験では、円盤状 TBC 試料の TC 表面に対して、レーザビームを右側から左側に一定速度で移動させ、円盤上のレーザ移動経路に設定した各計測点（合計 39 点）の最高到達温度を計測した。

TC 表面の温度分布を赤外線カメラの画像とともに Fig.3 に示す。この結果、試料の中心部で温度ピークが確認されるとともに、ビームが中心部を通過した直後に残熱像が確認され、はく離部を検出することができた。

4．おわりに

TBC に発生するはく離を高感度に検出することが可能な新たな非破壊検出手法を開発した。この手法を、模擬はく離を導入した TBC 試料に適用した結果、はく離に起因して確認される温度ピークと残熱像を利用することで、TC 表面の汚れ等による放射率変化の影響を受けない確度の高いはく離検出が可能であることが判明した。

今後は、実際の TBC 施工動翼に対するはく離検出を想定した適切な検査条件の選定を進める予定である。

参 考 文 献

1）澤田佳也，セラミック遮熱コーティングの検査と評価，非破壊検査，Vol.51，No.7，pp.392-396，(2002)
2）藤井智晴，ガスタービン動翼を対象とした遮熱コーティングの非破壊検査法の開発，平成 24 年度火力原子力発電大会要旨集，(2012)

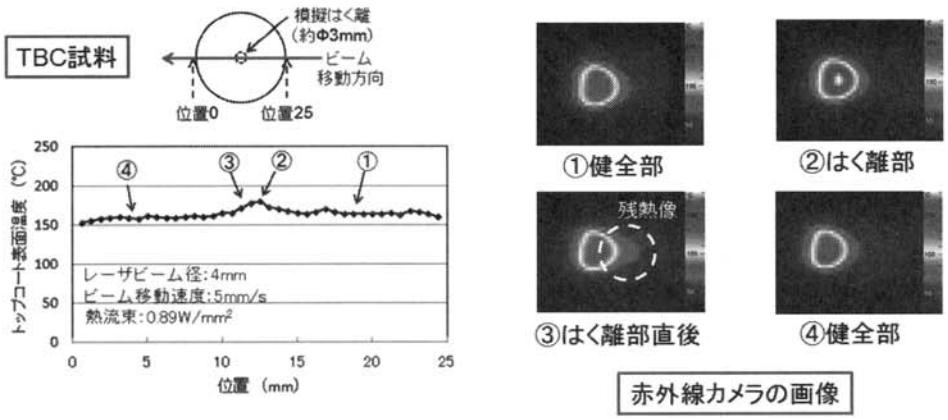


Fig.3 Test result of delamination identification

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 40 回日本ガスタービン学会定期講演会（釧路）講演論文集，2012.10

【技術紹介】

C-20

ガスタービン翼の TBC を対象とした熱抵抗の非破壊評価法の開発

*尾関　高行，藤井　智晴，酒井　英司，福地　哲生，布施　則一（電中研）

Development of Non-Destructive Evaluation Method for Thermal Resistance of TBC on Gas Turbine Blade

*Takayuki OZEKI, Tomoharu FUJII, Eiji SAKAI, Tetsuo FUKUCHI and Norikazu FUSE (CRIEPI)

ABSTRACT

A non-destructive method for evaluating the thermal resistance of thermal barrier coatings (TBCs) on gas turbine blades has been developed. This method is based on active thermography using carbon dioxide laser heating. In this method, in order to heat each topcoat surface of the blade with the laser beam from the equal vertical distance, a robot arm controls the position of a laser nozzle. The surface temperature is measured by an infrared camera. Additionally, a three-dimensional analysis of unsteady heat conduction, which simulates the laser beam heating to topcoat surface, derives an expression for the relationship between the thermal resistance and the topcoat surface temperature. The thermal resistance is calculated by the expression and the measured temperature. In this paper, the method was applied to a cylindrical TBC sample, and the result showed the suitable heating condition of this method. This method could also evaluate the thermal resistance at 70% height of the blade. The results showed that the estimated error of the thermal resistance is within 4%.

Key words: Non-Destructive Evaluation, Thermal Barrier Coating, Thermal Resistance, Active Thermography

1．諸　言

東日本大震災以降，電力の安定供給のためにこれまで以上にガスタービン（GT）を健全に運転することが求められている。健全性確保の上で問題となるものの一つに，高温・高圧ガスに曝される燃焼器や動静翼などの高温部品に適用されている遮熱コーティング（TBC）の劣化が挙げられる。この TBC は耐食性の高い合金製のボンドコート（BC）と，気孔率が高く遮熱性の高いセラミックス製のトップコート（TC）で構成されており，金属基材を高温ガスから保護しているが，TC の減肉や焼結による気孔の減少によりその遮熱性能（熱抵抗）が経年的に低下することが知られている[1]。したがって，TBC の熱抵抗の低下による基材温度上昇が，高温部品の耐久性に影響を及ぼすことが懸念されている。

この TBC の熱抵抗の低下を非破壊で検査する手法は，これまでに燃焼器に施工された TBC について報告されている[2]。しかし，近年の GT の高温化にともない，GT の動翼にも TBC が施工されているため，著者らは動翼を対象として，TBC の熱抵抗を非破壊で検査する手法及び装置を開発している[3]-[5]。本報では，動翼背側の曲率を模擬した円筒状 TBC 試料の熱抵抗の検査結果から適切な検査条件を選定し，同条件にて TBC 施工動翼の熱抵抗を非破壊で検査した結果について紹介する。

2．熱抵抗の検査手法

TBC を構成する TC と BC のそれぞれの熱伝導率について，TC は基材の熱伝導率の約 10%と低いのに対し，BC は基材と同等であるため[6]，TBC の熱抵抗は TC の熱抵抗（R）のみで考えてよいものとした。R は TC の熱伝導率（λ）と TC 厚さ（d）より式(1)で表され，減肉による d の減少や焼結によるλの増加を合わせて評価可能な指標である。

$$R = \frac{d}{\lambda} \tag{1}$$

この R を求めるため，本手法ではアクティブサーモグラフィを利用している。図 1 のように TC 表面に加熱用のレーザビームを照射すると，初期状態の R であれば，基材側に熱が伝わりにくいため，TC 表面温度は高くなる。一方で，経年後の TBC

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

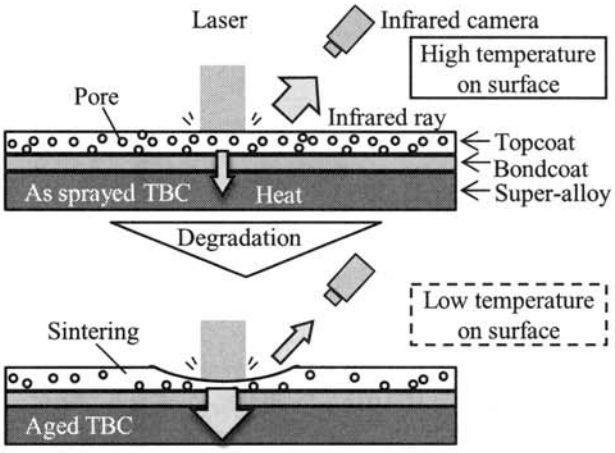


Fig. 1 Basic concept of non-destructive heat resistance evaluation method

のように R が低くなると，基材側に熱が伝わりやすくなるため，TC 表面温度が低くなる。この TC 表面温度と R の関係性を把握することで，TC 表面温度から R を求める。具体的には，ビームによる加熱を模擬した数値解析により，TC 表面温度と R の検定線を作成し，この検定線と実際に計測した TC 表面温度から非破壊で R を求める。

この原理を基に開発した非破壊検査装置の構成および検査フローを図 2 に示す。まず，X 線 CT システムなどを用いて非破壊で TBC 施工動翼（図 2 の①）の形状を計測し（②），3 次元翼形状モデルを作成する（③）。作成した翼形状モデルを基に，先端にレーザビーム照射ノズルを取り付けたロボットアームの動作プログラムを作成する（④）。ロボットアームは 6 軸で制御され，さらに動翼は回転テーブルに置かれるため，計 7 軸でビームの照射位置を調整することができ，複雑な 3 次元構造を有する動翼に対して常に垂直かつ等距離からビームを照射することができる。また，照射ノズルを走査することで，動翼全体を連続的に加熱することができる。加熱用のレーザビームにはϕ2mm の CO_2 レーザを，TC 表面温度の計測には赤外線カメラをそれぞれ用いた。赤外線カメラで取得した熱画像から，検査点のビーム通過に伴う TC 最高到達温度（T^m_{max}）を計測する（⑤）。

数値解析では，まずテラヘルツ波（THz 波）により非破壊で TC 厚さ（d^e）を求め（⑥），□を文献[1]から仮定することで，式(1)により R を設定する（⑦）。設定した R において，レーザ加熱を再現した非定常熱伝導解析（⑧）により，TC 最高到達温度（T^e_{max}）を計算する（⑨）。⑦での R の設定を変更し，再度⑧，⑨を繰り返すことにより T^e_{max} と R の検定線を作成する（⑩）。得られた検定線と T^m_{max} から，検査点の熱抵抗（R^e）が求められる（⑪）。

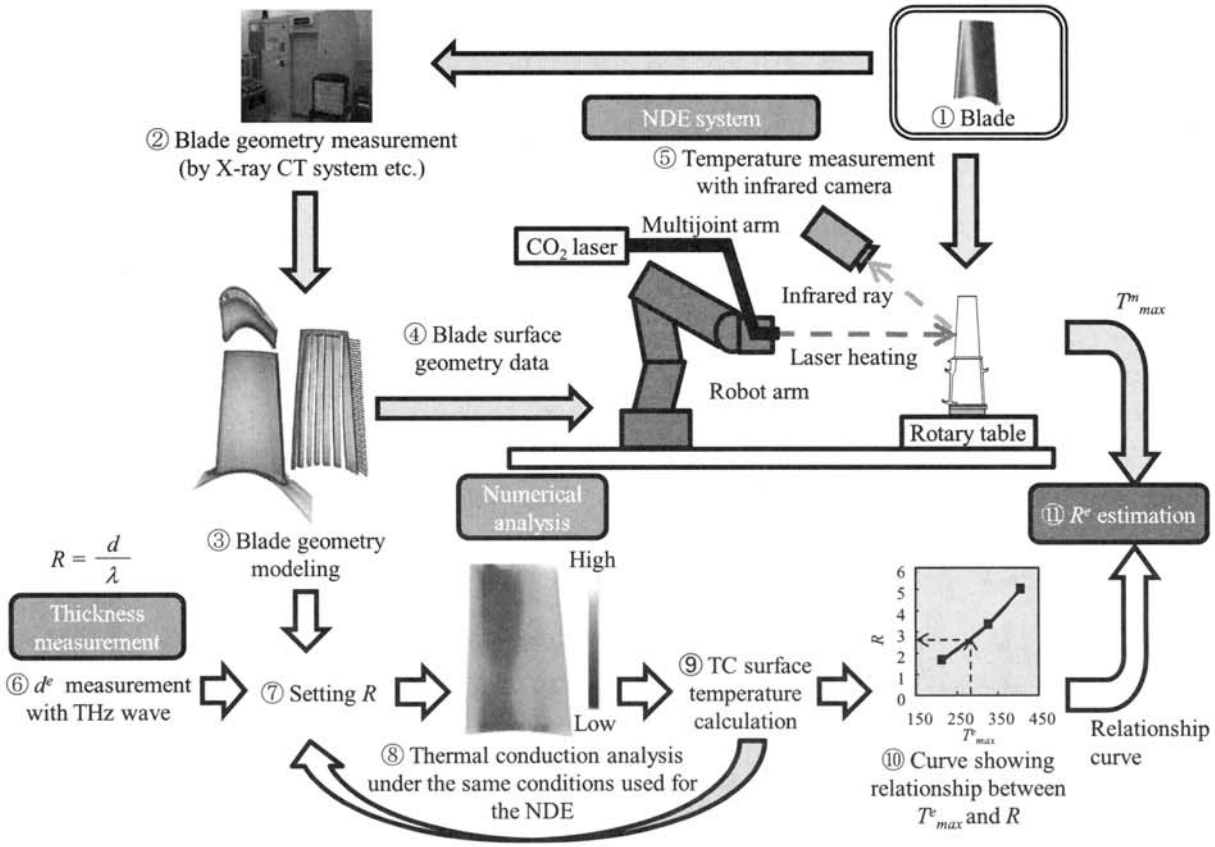


Fig. 2 System configuration and evaluation flow of thermal resistance for TBC of gas turbine blade

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

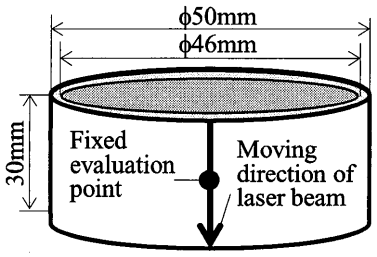


Fig. 3 Overview of evaluation point on cylindrical TBC sample

3．検査条件の決定

検査装置の適切な検査条件を求めるため，R^e に影響する因子をパラメータとして，円筒の外表面に TBC を施工した試料（円筒状 TBC 試料）の R^e を求めた。図 3 に円筒状 TBC 試料を用いた検査の概要を示す。この試料は動翼の背側の曲率を模擬しており，基材の直径はϕ50mm である。また，円筒状 TBC 試料の側面に対して垂直にビームを照射し，円筒に対して鉛直下向きに一定速度で照射ノズルを走査した際の中心高さを検査点とした。

本手法では T^m_{max} から R^e を求めるため，T^m_{max} に関係する検査条件が R^e の精度に影響すると考えられる。そこで，表 1 に示した通り，レーザ加熱の熱流束および照射ノズル走査速度の組合せを 3 種類として，それぞれの条件で R^e を求めた。また，d の違いによる R^e への影響を調査するため，円筒状 TBC 試料の d を 0.1mm（試料 1）と 0.3mm（試料 2）に設定して TBC を施工した。

円筒状TBC試料のTHz波による d^e とレーザ加熱による T^m_{max}，R^e の結果を表 2 に示す。T^m_{max} は試料 2・ケース 3 の時に約 185°C と最も高くなるが，TC の焼結は生じない温度であると考えられる[7]。

d^e，R^e を検証するため，検査点で円筒状 TBC 試料を切断し，光学顕微鏡で TC 厚さ（d^m）を，レーザフラッシュ法で TC の熱伝導率（λ^m）をそれぞれ計測した。得られた d^m と λ^m より，R の実測値（R^m）を式(1)より計算した。d^m と R^m の結果および，d^m，R^m に対する d^e，R^e それぞれの誤差を表 3 に合わせて示す。円筒状 TBC 試料に対して，THz 波による d^e は約 10%で，本手法による R^e は試料 2・ケース 3 を除いて，約 6%でそれぞれ実測値と一致した。

Table 1 Test conditions for cylindrical TBC sample

Sample-Case	1-1	1-2	1-3	2-1	2-2	2-3
d (target value) [mm]	0.1			0.3		
Heat flux [W/mm^2]	0.276	0.276	0.551	0.276	0.276	0.551
Nozzle speed [mm/s]	3	5	5	3	5	5

Table 2 Evaluation results of cylindrical TBC sample

Sample-Case	1-1	1-2	1-3	2-1	2-2	2-3
d^e [mm]	0.093			0.335		
T^m_{max} [°C]	62.3	60.4	96.5	116.6	109.6	184.1
R^e [mm^{2}K/W]	99.8	96.5	97.8	362.1	363.4	333.6

Table 3 Destructive measurement results of cylindrical TBC sample

Sample-Case	1-1	1-2	1-3	2-1	2-2	2-3
d^m [mm]	0.091			0.304		
d^e error [%]	2.2			10.2		
R^m [mm^{2}K/W]	95.6	95.4	100.6	346.8	343.0	387.9
R^e error [%]	4.3	1.2	-2.8	4.4	5.9	-14.0

試料 2・ケース 3 において，R^e の誤差が大きくなる一因として，λの温度依存性が挙げられる。図 4 にλと温度の関係を示す。本手法は検定線を得るために，T^m_{max} 付近のλ（たとえば，図4のλ_1 やλ_2）に固定して数値解析を実施する必要があり，λの温度依存性を考慮できない。特に，T^m_{max} が低くなる条件では，λの変動幅（$\Delta\lambda_1$）は小さいが，T^m_{max} が高くなる試料 2・ケース 3 のような場合にはλの変動幅（$\Delta\lambda_2$）が大きくなる。λの変動幅が大きくなるほど，実際のレーザ加熱による熱伝導現象と乖離するため，正確な検定線が得られず，R^e の誤差が大きくなったと考えられる。したがって，ケース 3 は施工されたTC厚さによっては T^m_{max} が高くなり，R^e の誤差が大きくなると考えられるため，検査条件として適さないと判断した。

ケース 1 と 2 の R^e の誤差は試料 1，試料 2 に関わらずほぼ同等であるが，検査装置において動翼全体の T^m_{max} を短時間で計測するには，照射ノズル走査速度が速いケース 2 の方が適切であると判断した。なお，この条件で動翼 1 枚全体の T^m_{max} を計測するのに必要な時間は約 1 時間である。

4. TBC 施工動翼の熱抵抗の検査

TBC 施工動翼を対象に非破壊で R^e を求めた。ただし，動翼の内部には冷却流路が存在し，部位毎に熱の伝わり方が異なる可能性がある。そのため，

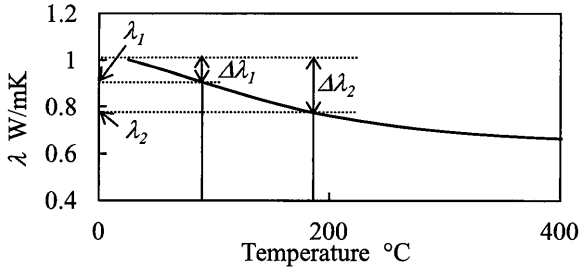


Fig. 4 Thermal conductivity of TC

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

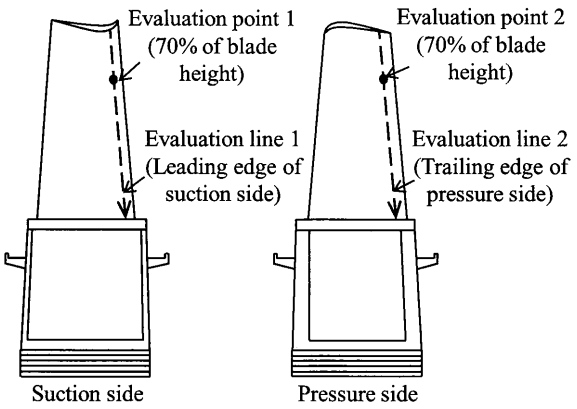


Fig. 5 Overview of evaluation point on TBC blade

部位毎の検定線を作成しなければならず，動翼全体の R^e を求めるのは時間が掛かる。そこで，本報では運転中の動翼に対する表面温度解析[8]において，他の部位と比較して高温になると推定される翼高さ 70%の前縁側と後縁側の 2 点を検査点とした。動翼に対する検査の概要および検査点を図 5 に示す。照射ノズルは動翼の先端側から翼根部へと走査され，ビームは動翼表面に垂直になるように照射される。検査条件は前述の通り，ケース 2 とした。

各検査点で得られた d^e，$T^m{}_{max}$，R^e を表 4 に，検証のため TBC 動翼を切断して求めた d^m, R^m および d^e，R^e の誤差を表 5 にそれぞれ示す。円筒状 TBC 試料と同様に $T^m{}_{max}$ は 100°C 以下であり，TC に焼結は生じていないと考えられる。また，d^e の誤差は実測値に対して約 10%であり，円筒状 TBC 試料の結果と同程度である。R^e の誤差は実測値に対して約 4%以内となることが判明した。この誤差の要因として，d^e の誤差の他に，レーザの出力安定性（3%）や赤外線カメラの計測誤差（2%）などが含まれると考えられる。また，実測値にも光学顕微鏡による d^m の誤差（5%）およびレーザフラッシュ法による λ^m の誤差（6%）が含まれると考えられる。

Table 4 Evaluation results of TBC blade

Evaluation point	1	2
d^e [mm]	0.275	0.207
$T^m{}_{max}$ [°C]	99.1	88.7
R^e [mm^{2}K/W]	271.1	204.4

Table 5 Destructive measurement results of TBC blade

Evaluation point	1	2
d^m [mm]	0.260	0.189
d^e error [%]	5.8	9.5
R^m [mm^{2}K/W]	276.9	196.8
R^e error [%]	-2.1	3.9

4. まとめ

TBC 施工動翼の熱抵抗を非破壊で検査できる装置を開発した。開発した装置を用いて，動翼の背側の曲率を模擬した円筒状 TBC 試料の熱抵抗を検査し，適切な検査条件を見出した。同条件にて，運転中に比較的高温になると推定される TBC 施工動翼の 70%高さの TBC の熱抵抗を検査し，同部位の TC 厚さと熱伝導率を実測して求めた熱抵抗と比較したところ，4%以内の誤差で熱抵抗を検査できることが判明した。

参 考 文 献

1) 藤井智晴, 高橋毅, “ガスタービン用コーティング層の熱特性—第4報 実機想定条件におけるTBCの遮熱性能変化と実機運転温度の推算—”, 電力中央研究所報告(W97017), (2001)
2) M. Morinaga and T. Takahashi, “Development of non-destructive inspection for the performance of thermal barrier coating, *Annals of the New York Academy of sciences*, Vol.934, (2001), pp.489-496
3) 藤井智晴, 高橋俊彦, 藤岡照高, “ガスタービン翼を対象とした TBC 遮熱性能非破壊評価法の開発—評価手法と装置構成の提案—”, 電力中央研究所報告(M08012), (2009)
4) 藤井智晴, 酒井英司, 岡田満利, “ガスタービン翼を対象とした TBC 遮熱性能非破壊評価法の開発—板状 TBC 試料を用いた計測条件および計測精度の検討—”, 電力中央研究所報告(M09007), (2010)
5) 藤井智晴, 尾関高行, 酒井英司, 福地哲生, 布施則一, “ガスタービン翼を対象とした TBC 遮熱性能非破壊評価法の開発—TBC 施工動翼を対象とした熱抵抗の推定値の精度検証—”, 電力中央研究所報告(M11009), (2012)
6) 藤井智晴, 高橋毅, “ガスタービン用コーティング層の熱特性—第 1 報 コーティング層と耐熱超合金の熱物性測定および新旧材の比較—”, 電力中央研究所報告(W97017), (1998)
7) 藤井智晴, 高橋毅, “ガスタービン用コーティング層の熱特性—第 2 報 溶射粉末粒度および粉末形状による劣化状態の比較—”, 電力中央研究所報告(W98017), (1999)
8) 高橋俊彦, 渡辺和徳, 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 3 報 1100°C 級初段動翼温度の 3 次元解析—”, 電力中央研究所報告(W98006) , (1999)

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 40 回日本ガスタービン学会定期講演会（釧路）講演論文集，2012.10

【研究報告】

C-21

異なる制御モード下での TBC システムの熱機械疲労試験による損傷挙動の比較
—危険な制御モードの推定—

*北澤留弥（東大先端研（現 JAXA)），香川豊（東大先端研），
垣澤英樹（東大先端研），後藤健（JAXA）

Comparison of Damage Behaviors of TBC System by Thermo-mechanical Fatigue Test under Different Control Modes
—Presumption of Dangerous Control Mode—

*Rumi KITAZAWA(Tokyo Univ. (Currently at JAXA)), Yutaka KAGAWA(Tokyo Univ.), Hideki KAKISAWA(Tokyo Univ.) and Ken GOTO(JAXA)

ABSTRACT

Deformation behaviors of TBC system under four major modes of thermo-mechanical fatigue test conditions have been studied, *i.e.*, in-phase and out-of-phase conditions under stress or strain control modes. Stress-strain behavior of TBC system under each thermo-mechanical fatigue condition was compared qualitatively considering elastic, creep and thermal strains. Micro-scale deformation behaviors of TBC system under thermo-mechanical fatigue conditions were discussed using calculated macro-scale behaviors.

Key words: Thermal Barrier Coatings (TBCs), Superalloy, Thermo-mechanical Fatigue, Damage evolution, Deformation

1．諸言

熱遮蔽コーティング(以後、TBC と記述する)を施した金属部材は一つの部材中でも異なる熱や力を受ける。そのために、種々の熱や力が働く条件下でコーティングを施した部材の損傷やコーティングの剥離などの現象を理解する必要がある。

現在までに、TBC を施した耐熱金属材料(以後、TBC システムと記述する)の熱と力が同時に働く条件下での損傷を調べるために熱機械疲労試験が行われている。熱機械疲労試験の試験条件としては、基本的に基材の耐熱金属材料と同様の試験方法が適用されている。また、損傷に関しても、TBC 層が剥離した後には、基材として用いられている耐熱金属材料に類似した酸化挙動、クラックの進展などが生じることが知られている。

一方、TBC システムとしての剥離現象は、TBC 層に働く圧縮力によるバックリングや引張力に起因して発生する。この現象が超合金と TBC システムの熱機械疲労試験の大きな相違点である。しかし、TBC システムとしての熱機械疲労試験の定量的な評価・解析に関しての報告例は極めて少ない。本研究では、種々の熱と力の負荷条件下での熱機械疲労試験条件下において TBC 層が存在するために生じる現象について理論的に検討し、TBC システムの熱機械疲労試験を行う際の特徴的なミクロ損傷現象に関しても考察を行った。

2．解析モデル

解析は、Fig. 1 に示すコーティング層が超合金基材上にコーティングされたものと等価である。コーティング層が負担する力は基材に比較して数%以下である。コーティング層が剥離あるいはコーティング層中にクラックが発生する以前で、セラミックスであるコーティング層が基材の動きに追従できれば、超合金の熱機械疲労試験と極めて類似した条件になる。

本解析では、基材は完全弾塑性体であると仮定し、同位相(R=0)、逆位相(R=-∞)の負荷条件とし、制御様式は一軸負荷の応力、ひずみ制御の計 4 条件とした。

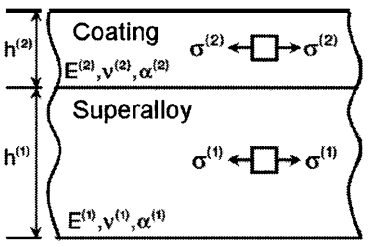


Fig. 1 Analytical model of TBC system.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

このような条件下において、全ひずみεを弾性ひずみε^e、クリープひずみε^c、熱ひずみε^Tの和とし、式(1)で表されるとした。クリープひずみにはPower Lawを用いる。

$$\varepsilon = \varepsilon^e + \varepsilon^c + \varepsilon^T = \frac{1}{E(T)}\sigma + \int_0^t A\sigma^n(t)\exp\left(-\frac{Q}{RT}\right)dt + \alpha\Delta T \quad (1)$$

ここで、A、n、はクリープ定数であり、Qは活性化エネルギーである。ひずみ制御試験において制御するひずみは機械的ひずみε^mで、次のように表す。

$$\varepsilon^m = \varepsilon - \varepsilon^T = \varepsilon^e + \varepsilon^c \quad (2)$$

このような条件下で初期の負荷応力及び機械的ひずみの絶対値が等しい場合の応力あるいはひずみの熱機械疲労試験を考えた。

3．結果及び考察

Fig. 2は、4種類の熱機械疲労試験モードに対応した応力/ひずみと時間の関係示したものである。今回計算を行った条件下では熱機械疲労の進展に伴い、TBCシステムが引張あるいは圧縮の状態になるモードに分類される。引張の場合にはTBC層のクラック、圧縮の場合にはTBC層のバックリングによる剥離が考えられる。Fig. 2に示すように、同じ初期応力及びひずみでは応力制御モードではひずみの変化が速く、クラック及びバックリングが発生する時間が最も早いと考えられる。ひずみ制御では同位相モードで圧縮応力と同時に引張ひずみが、逆位相モードでは引張応力と同時に圧縮ひずみが生じており、TBC 層クラックとバックリングが両方起こる場合も考えられる。

ここでは定引張力及び引張力に変化する場合を以後考察する。この図より、応力制御同位相モード及びひずみ制御逆位相モードの場合にはTBC層中の引張ひずみ

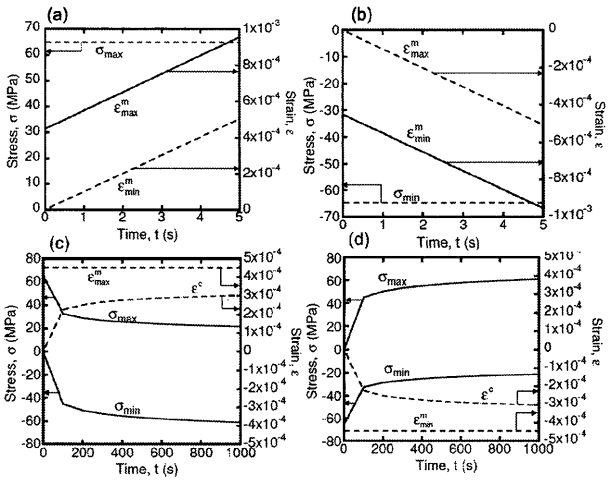


Fig. 2 Stress/strain behavior during thermo-mechanical fatigue test, (a) in-phase and (b) out-of-phase under stress control mode, and (c) in-phase and (d) out-of-phase under strain control mode.

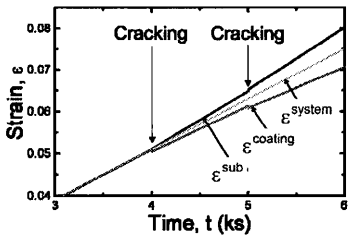


Fig. 3 Acceration of creep in substrate.

み/応力が増加すると考えられ、コーティング層中に引張方向に垂直な方向のクラックが発生することが予想される[1)]。クラックが発生した後にはFig. 3に示すように基材のクリープが加速される傾向にあり、TBC層の多重破断が生じた場合には開口の異なるものになると考えられる[1)]。クラックが発生した場合、界面で剥離が発生する場合には、引っ張り力がTBCシステムに働く条件下においてはクラックの進展が加速されることが考えられる。

一方、界面の剥離が生じない場合にはTBC層に発生したクラックの酸化物層(TGO層)やボンドコート層を貫通し、超合金基材の熱機械疲労に進む可能性が考えられる。この場合にはコーティング層の厚さだけ初期クラック長さが長いことと等価になり、基材の熱機械疲労挙動は加速される方向にあるといえる。ただし、TBC層中にクラックが発生しない場合には、基材の熱機械疲労寿命は長くなる傾向にあると考えられる。

4．結論

TBC システムの熱機械疲労試験で生じる内部の力とひずみの変化を推定した。推定したマクロ挙動からTBC層の存在する場合の熱機械疲労で生じるミクロ損傷を検討することが可能であるといえる。本研究では推定したマクロの応力ひずみ挙動によって、引張力/ひずみによるTBC層のクラック、圧縮力/ひずみによるTBC層のバックリングによる剥離の可能性を推定した。クラックまたはバックリングが最も早く生じる条件はひずみの増加速度が大きい応力制御条件であることが考えられた。

引張力または引張ひずみが生じる応力制御同位相モードとひずみ制御モードではTBC層のクラックが生じ、圧縮力または圧縮ひずみが生じる応力制御逆位相モードとひずみ制御モードではバックリングが生じることが考えらえる。特に、引張力が働く条件ではコーティング層にクラックが生じ、開口の異なる多重破断、基材のクリープの加速や寿命の低下を引き起こすことが考えられた。

参 考 文 献

1) Kitazawa, R., Tanaka, M., Kagawa, Y., Liu, Y. F.,: Damage Evolution of TBC System under In-phase Thermo-mechanical Tests, Mater. Sci. Eng. B, Vol. 173 (2010) pp.130-134.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 40 回日本ガスタービン学会定期講演会（釧路）講演論文集，2012.10

【技術紹介】

C-22

ガスタービン高温部品の損傷評価と寿命延伸技術開発

*伊藤勝康，斎藤大蔵，　石川揚介（(株)東芝）

Life Assessment and Repair Technology to Extend Service Life for Gas Turbine Hot-Section Components

*Shoko Ito, Daizo Saito, Yosuke Ishikawa (Toshiba Corporation)

ABSTRACT

Gas turbine hot-gas-path components which include combustion liners, transition pieces, turbine nozzles, and turbine buckets are exposed to the hot gases discharged from the combustion systems and suffer from severe materials degradation and damages even in the early stage of the operations.

Severity of the damages and degradations increases with increasing the inlet temperature and size of the gas turbines, which also increase the maintenance cost. The lifing of the components are, therefore, getting very critical issues.

This paper presents what kinds of damages and material degradations occur on the transition-piece which is one of the components using for 1300°C-class heavy-duty gas turbines and then how we revise this component lives from original design life. Analytical-base assessment methods associated with condition-base assessment ones, some examples of assessment results, and component life extension technologies are also described.

Key words: Life Assessment, Gas Turbine, Creep, Degradation, Transition-piece

1. はじめに

近年のガスタービンの高温化により、コンバインドサイクルプラントは、高い発電効率と低エミッションから主要な発電システムになっている。発電効率向上のためにはタービン入口温度の上昇が有効である。最新鋭のガスタービンを用いたコンバインドサイクルでは、60%（LHV）を超える発電効率を達成し、地球環境の面からも益々重要な位置を占めている。

一方で、ガスタービンの高温化に伴い、高温化のキーコンポーネンツである燃焼器、タービン動静翼等は、修理インターバルおよび交換寿命の短縮傾向と修理量の増大によりメンテナンス費用の増大は余儀なくされており、国内の電力会社ではこのガスタービン高温部品の修理費用の削減が重要な課題となっている。このため、ガスタービン高温部品（動翼、静翼および燃焼器等）の定検間隔および交換寿命の延伸を目指した種々の取り組みが行われている[1)~6)]。

これまで、東芝ではこれらの部品に対して寿命診断手法の開発を行い、個々の部品寿命の評価を行うことで最適な修理インターバルおよび交換寿命の延伸を図る取り組みを実施してきた。更に交換寿命到達品に対しては、再使用可能となる再生化修理技術を開発し、さらなる寿命延伸に努めてきた。これらの取り組みは高温部品の修理費用削減に留まらず、高価な高温部品の再利用により地球温暖化対策（CO2 排出量削減）にも有効と考えられる。

前報[7)]では、1300℃級ガスタービンのタービン静翼・動翼に関して、実機運用による損傷状況と構造解析等による損傷の発生要因を評価し、更にそれぞれの損傷に対して寿命延伸に向けた修理技術開発について述べた。本報では、1300℃級ガスタービン高温部品の一つであるトランジションピースについて同様に損傷の調査、評価結果および損傷の防止・修理技術の開発結果について報告する。

2. ガスタービン高温部品の修理と寿命延伸

通常ガスタービンの高温部品は、高温・高圧下での運転よりき裂、変形、酸化減肉等の損傷を受けるため、高温部品ごとに修理インターバルと修理基準のガイドラインが OEM により設定されている。またガスタービンの運用方法（ベースロード、ピークロード等）により運転時間と起動停止回数により修理インターバルは規定されている。これは損傷の発生要因が変形、酸化減肉等の運転時間に影響されるものとき裂等の起動停止回数に影響されるものに大別される傾向があるからである。

修理に関しては静止部品と回転部品で修理基準および修理内容が異なる。燃焼器ライナ、トランジションピー

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

スおよびタービン静翼等の静止部品は、損傷による破損および運転に与えるリスクが小さいため、ほとんどの損傷に対して修理し繰返し使用される。一方回転部品であるタービン動翼は、損傷による運転およびガスタービンへの及ぼす影響が大きく修理は限定的である。また設計的にも損傷に対して裕度を持った設計がなされている。

上述のように静止部品は、一定のインターバルでの修理を施すことで繰返し使用可能であるが、経年的な劣化により損傷の発生量が増加する傾向にある。このためき裂や変形等の損傷が修理可能限度を超えた場合や、損傷量増加による修理費用も増大と新品への交換費用の経済性の観点から交換寿命が設定される。

前記修理インターバルや修理基準同様に各高温部品の交換寿命に関しても、OEMによりガイドラインが設定されており、このガイドラインの下で各高温部品に対して経済的な運用計画を作成すると共に、余寿命評価により交換ガイドラインを超えた運用等で更に合理的な保守管理方法を確立することが可能である。

Fig.1 は高温部品の寿命評価手法のフローを示しており、構造解析を基本とする解析寿命評価法と実機で運用された高温部品の非破壊・破壊調査に基づくコンディションベース寿命評価法から成り、それぞれの評価結果を基に総合的に実機での運用形態における各高温部品の余寿命を予測実施する方法である。詳細な本寿命評価により、各部品の寿命に対するクリティカル因子が明確になると共に前記交換ガイドライン（運転時間、起動停止回数）を超えた運用を推奨することができる。また寿命のクリティカル因子が明確になることで、修理方法の改善および新規修理技術や防止技術の開発により更なる寿命延伸が可能となる。このような取り組みにより、補修量の削減や高価な高温部品の交換時期を延ばすこととなり補修費用の削減に貢献できる。

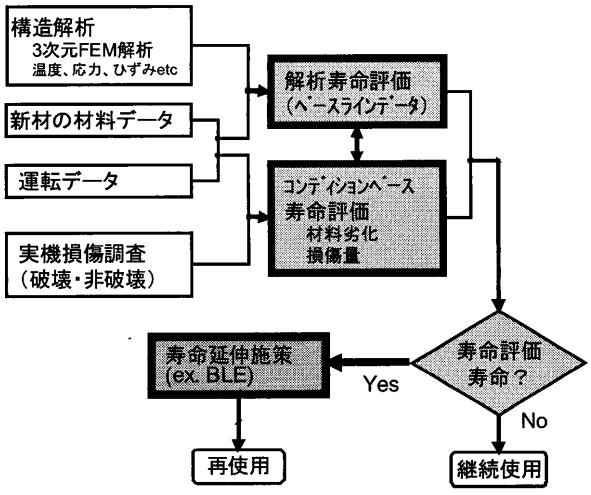


Fig.1 Analytical life assessment method associated with condition basis method

3. トランジションピースの寿命延伸技術開発

ここでは、1300℃級ガスタービンのトランジションピースに見られる損傷の調査結果と解析等による損傷要因の分析結果および寿命延伸に向けた修理技術と防止技術の開発結果について述べる。

Fig.2 にガスタービンの燃焼器廻り構造断面図を示す。トランジションピースは燃焼器ライナで発生した高温の燃焼ガスをタービンに導くために、燃焼器ライナとタービン第1段静翼との間に設置される。1300℃以上の燃焼ガス雰囲気中で使用されるため、トランジションピースは *Nimonic263* のＮｉ基耐熱合金で構成されており、更に冷却構造を有している。本体は外筒（インピンジメントスリーブ）で覆われており、更に外筒には多数のインピンジメント冷却孔が設けられ、本体外表面を圧縮機吐出空気でインピンジメント冷却している。冷却に使用した空気はそのまま燃焼器ライナ側に導かれ燃焼用空気となる。

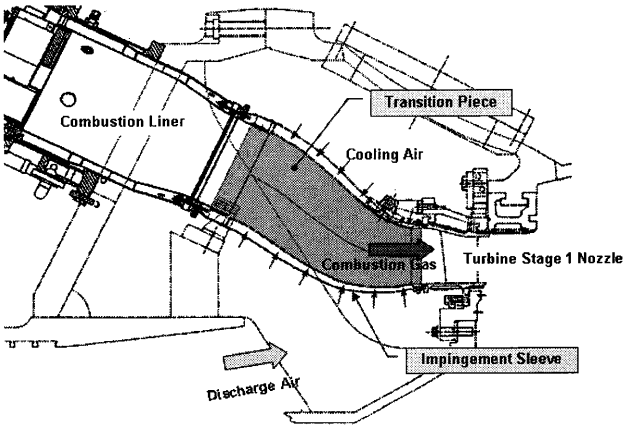


Fig.2 Sectional structure at the gas turbine combustor and transition-piece

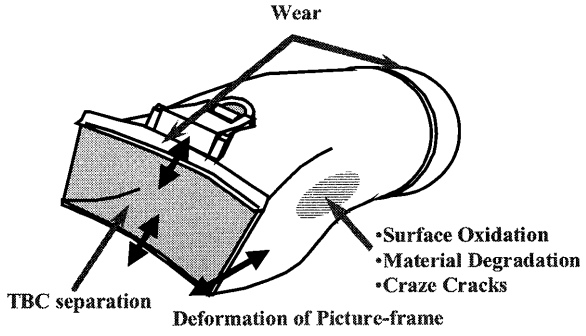


Fig.3 Typical damages on the transition-piece

3.1 実機損傷発生状況と要因

本トランジションピースは、修理インターバル間の運転で通常 Fig.3 に示すような損傷が観察される。但しこれらの損傷の殆どは修理可能であると共に繰返し発生する。しかしながら、一部の損傷は現状修理法が確立され

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

てなく経年的に進行し、また一部は経年的な材料劣化等により発生頻度が指数関数的な増加傾向を示す。このような損傷は本体の交換寿命に影響をおよぼすことが想定され、寿命延伸の観点から早期の対応が必要である。

以下に実機修理品の調査および解析結果から得られた交換寿命に影響を及ぼす損傷の発生状況をまとめる。

(1)ピクチャフレーム変形

トランジションピース出口の扇型フレーム部（ピクチャーフレーム）は、内輪側が下流側（第１段静翼側）に突き出る軸方向への変形が観察される。この変形はFig.4に示すように運転時間と共に増加の傾向にある。図中燃焼温度が異なる２種類のガスタービンで使用されたトランジションピースの変形履歴が示されており、Ｂ型はＡ型に対して約４０℃燃焼ガス温度が高い。Ａ型のトランジションピースの変形は僅かであり、ほぼ飽和状態にあるのに対して、Ｂ型は約３倍の速度で変形が進行しており、単調な増加傾向にある。

本変形は隣接するトランジションピース間の組立や第１段静翼との組立に影響し、過度の変形進行は組立不良に繋がる。

本変形の要因は、トランジションピース本体が外内差圧（冷却側－燃焼ガス側圧力差）により出口側が押しつぶされることによるクリープ変形と推定される。Fig.4中にＡ型トランジションピースに対してクリープ解析した結果を示すが、実機の変形状況と良く一致する。Ｂ型はＡ型に対して、燃焼ガス温度が高いことでメタル温度が高く、更にガスタービンの燃焼空気流量増加に伴い燃焼器圧損も増加し外内差圧が増加している。このためクリープ変形の進行が速いものと推定される。なおＢ型トランジションピースのピクチャフレーム近傍の本体側にクリープボイドが観察されていることからも明らかである。

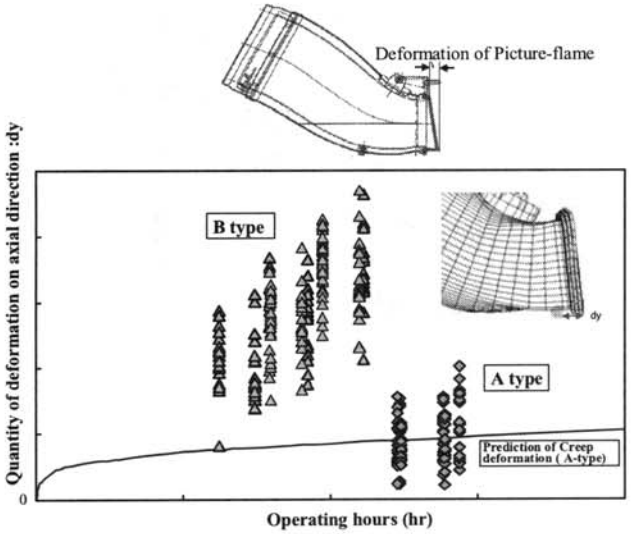


Fig.4　Tendency of the picture flame deformation vs operating hours

(2)組織劣化と変質層

Fig.5 は長時間使用後のＢ型トランジションピース本体の代表的部位の断面組織を示す。冷却側表面および燃焼ガス側表面共に酸化および窒化の影響を受け、基材(*Nimonic263*)本来の組織から変質した層が観察される。この変質した層の内面側ではη相の析出が認められる。これら組織変化の状況から本観察部位はメタル温度が高かったと推測される。

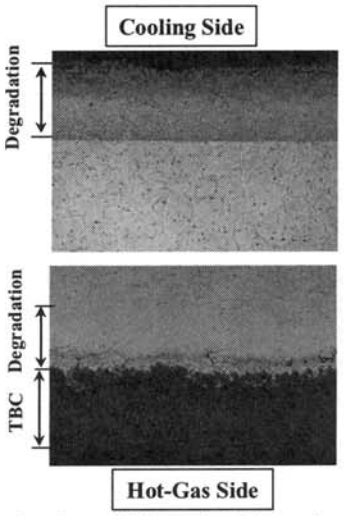


Fig.5　Microstructure of *Nimonic263* used on the B type gas turbine for long hours

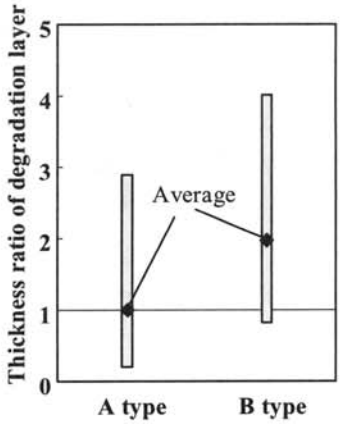


Fig.6　Differrential of the degradation thicness between A type and B type

本材料は高温に晒されて基材自身が高温化するとγ'相の粗大化やη相が析出するが、修理時の熱処理により組織は元の状態に回復する。しかしながら前記変質した層は熱処理を施してもそのまま残存する。しかもこの変質層は発生要因的に酸化および窒化の影響によるものであることからメタル温度が高い部位ほど厚く、運転時間の経過と共に厚くなる傾向にある。Fig.6にＡ型とＢ型について変質層の厚さを実測した結果をまとめた。Ｂ型の方が平均で約２倍変質層が厚くなっていることが確認された。但し本結果には、1.3倍程度Ｂ型の運転時間が長い影響も含まれている。

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.204, 2025/07/04.

Fig.7 にB型トランジションピースの解析によるメタル温度分布を示す。また同図に実機B型トランジションピースの外面側の変質層分布を示すが、メタル温度と変質層厚さに一定の関係が認められる。

変質した部位は、基材が有する材料特性とは異なり強度が殆ど期待できないと想定される。この変質した部位は除去して溶接肉盛等で修理可能と考えられるが、後述する密集き裂と同様に修理範囲が広範囲になるとトランジションピース本体が溶接変形を招く恐れがある。

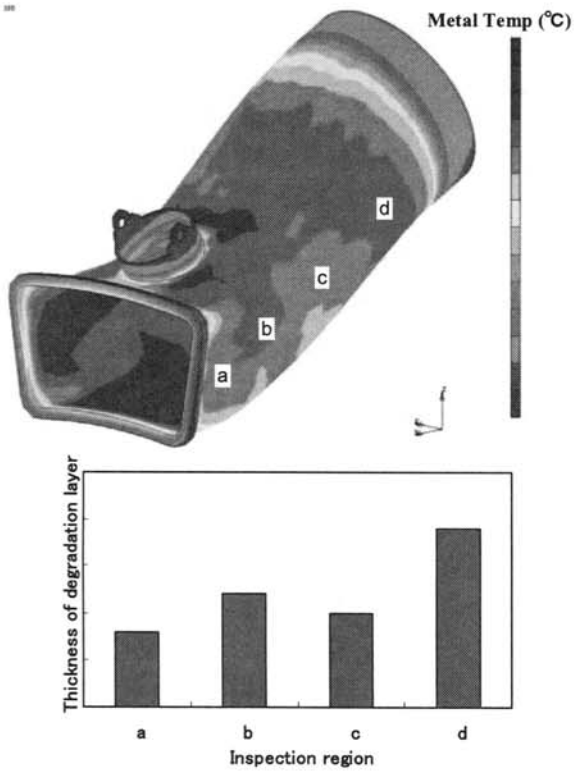


Fig.7 Metal temperature distribution and metal degradation thickness of the B type transition-piece with original TBC

(3)密集き裂

本トランジションピースに発生するき裂の特徴は、Fig. 3 に示すように外表面に密集したき裂が広範囲に発生することである。Fig.8 は前記B型トランジションピースにおける本密集き裂の発生傾向を示すものであり、1軸のガスタービンに使用されるトランジションピース1セット分缶数の修理回数と発生する密集き裂の1缶当り総面積を示している。新品から3回程度の修理まではき裂発生の現象は見受けられないが、その後は修理回数の増加と共にき裂の発生缶数と面積が増加している。

本き裂は発生したとしても、通常は表面のき裂を除去した後の溶接肉盛補修と表面仕上げで修理可能である。しかしながら、き裂発生面積が増加すると溶接修理面積も増加し、修理コストも増加する。更に過度の溶接修理は、トランジションピース本体の溶接変形を招き、修理困難になる可能性がある。

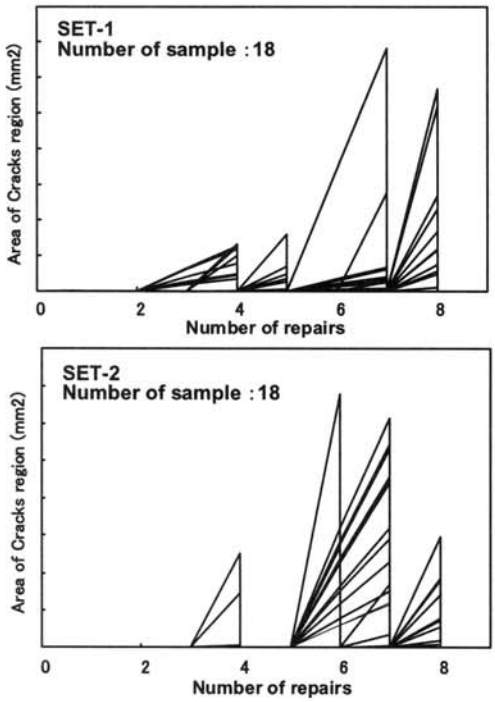


Fig.8 Tendency of the close cracks with number of repairs of B type

Fig.9 に Fig.7 の温度分布と流体差圧における応力分布を示す。傾向的に本き裂の発生が多く観察される部位は本体側面であり、熱応力が大きい部位と一致している。またこの部位はメタル温度が高い部位でもある。更に新品当時は殆ど発生しなかったのが運転時間の増加と共に急激に発生していることから、前記変質層増加に伴う材料劣化の影響も考えられる。



Fig.9 Thermal stress distribution of the B type transition-piece with original TBC

3.2 寿命延伸技術の開発

(1)損傷低減技術

前述のようにトランジションピースの損傷の殆どはメタル温度の高温化に起因するものである。従って、メタ

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

ル温度を低減することが損傷防止・低減の最も有効な改善策であると考えられる。メタル温度低減のためには冷却構造改良等で冷却を強化する必要があるが、燃焼特性や燃焼振動等のリスクが伴うため、今回はＴＢＣの遮熱性能向上によるメタル温度低減とした。

遮熱性能を向上するために以下の３点を考慮した。

(a)トップコートの気孔率増大による熱伝導率を低減

(b)トップコート膜厚を現状に対して約３倍に厚膜化

(c)現状ＴＢＣと同等以上の耐剥離性を確保

Fig.10 に開発したＴＢＣの断面組織を示し、Fig.11 には現状と改良後の皮膜における気孔率と熱伝導率の計測結果を示す。現状に対して気孔率が約 1.5 倍になり、それに伴い熱伝導率が約 0.7 倍になっていることが確認された。

更に本改良ＴＢＣの耐剥離性を確認するために、密着力試験と 150⇔1100℃の熱サイクル試験を実施した。現状ＴＢＣに対して改良ＴＢＣは、密着力で約１．２倍、剥離回数で約１．４倍であり、充分な耐剥離性を有することを確認した。

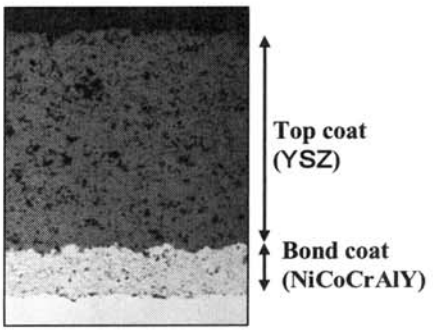


Fig.10　Microstructure of the improved TBC

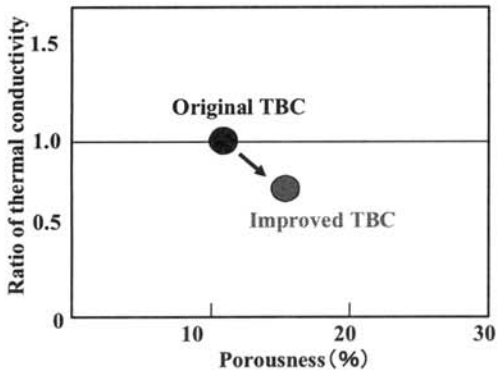


Fig.11　Reduceing the thermal conductivity of the TBC with porous top-coat

次に本ＴＢＣによるメタル温度低減効果を確認した。Fig.12 にＢ型ガスタービンのトランジションピースに本ＴＢＣを適用した場合の予測メタル温度分布を示す。予測結果によると、現状に対して約 100℃程度のメタル温度低下が確認されている。

Fig.13 にき裂発生部位におけるメタル温度と応力の改善効果を示す。改良 TBC 適用による大幅な熱応力低減は認められないが、メタル温度の大幅な低減により対象部位の材料強度が増大し、発生応力が基材の 0.2%耐力内に抑えられるものと考えられる。

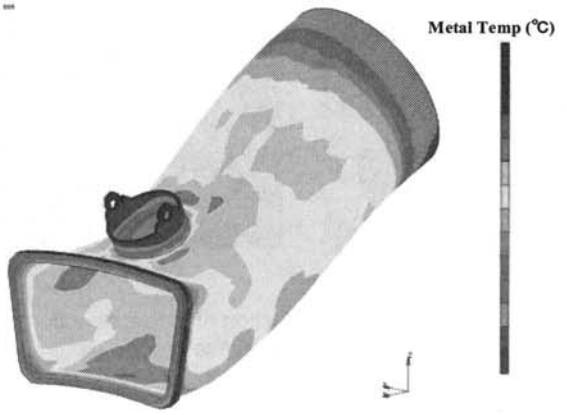


Fig.12　Metal temperature distribution B type tansition-piece with improved TBC

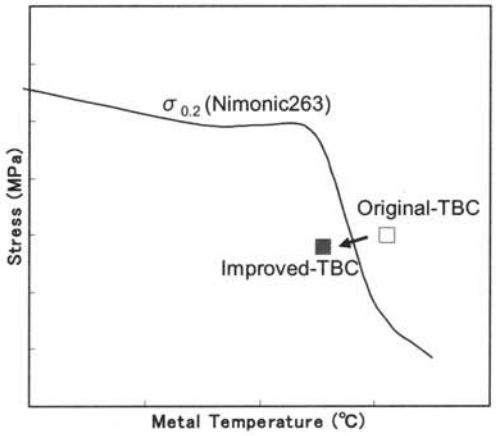


Fig.13　Effects of the decreasing metal temparature using improved TBC

(2)損傷修理技術

前記損傷を受けたトランジションピースを更に継続して運用するためには修理が必要となる。現状の修理メニューには無い修理に関しては新たに修理技術を開発する必要がある。今回下記２点について新たに修理メニュー開発を進めた。

(a)ピクチャフレーム軸方向変形修正技術

(b)広範囲密集き裂および変質層修理技術

軸方向変形修正に関しては、Fig.14 に示すようにピクチャフレームの本体側に変形修正量に応じたスリット幅を内輪側に入れた後に、溶接にて再接続する構成としている。溶接部の表面を仕上げ加工、更に熱処理後に最終的な変形修正量が決定される。

密集き裂および変質層の修理は、これらを除去した後に溶接にて肉盛補修することが可能であるが、溶接範囲

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.204, 2025/07/04.

が広範囲になるため溶接変形を起こす可能性があり、実際に発生したケースがある。そのため代替修理方法として均一に加熱が可能な拡散ろう付による修理方法の開発を進めている。

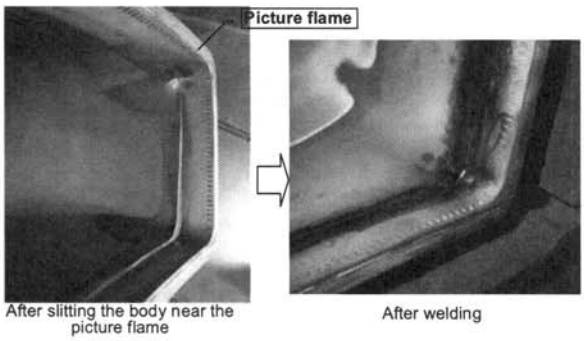


Fig.14 Reforming the deflection of axicial direction of transition-piece

5. まとめ

1300℃級ガスタービン高温部品の実機運用における損傷に対して、寿命評価手法による評価結果と管理寿命到達部品へ寿命延伸を目的とした再生修理技術と損傷防止技術について報告した。なお本報では、特に燃焼器ライナ下流のトランジションピースについて代表的な事例として述べた。

トランジションピースの長時間の運用に伴う経年的な損傷として、ピクチャフレームの変形、内外面変質層の成長および密集き裂の増大が認められる。評価の結果、これら損傷は主にメタル温度が高温であることによるクリープ変形や材料劣化に起因している。

損傷防止としてオリジナルに対して遮熱性能を大幅に向上したＴＢＣを開発した。また本ＴＢＣをトランジションピースに適用することで約 100℃のメタル温度低下が見込まれ、大幅な損傷低減が期待できることを確認した。

また、既に損傷を受けたトランジションピースに対する継続使用の修理技術として、ピクチャフレームの変形修正技術を開発した。

なお本論文掲載の商品名称は、それぞれ各社の登録商標として使用している場合があります。

参考文献

(1) T. Honma, "Gas Turbine Hot Parts Maintenance and Repair Technology." Proceedings of International Gas Turbine Congress 1999 Kobe, IGTC '99 Kobe KS-2. pp.5-13, 1999.

(2) Balevic D. Hartman S. Youmans R. Heavy-Duty Gas Turbine Operating and Maintenance Considerations. GE Reference Library GER-3620L.2009:1-53.

(3) Yoshioka Y., et al. Life Assessment Technique for Gas-Turbine Hot-Section Components. Materials for Advanced Power Engineering 1998; Part III: 1411-1420.

(4) Fujiyama K., et al. Damage Trend Analysis/Prediction System for Gas-Turbine Hot-Gas-Path Components, J. of Gas Turbine Society of Japan 1994; 22: 85.

(5) Yoshioka, Y., et al, "Service Temperature Estimation for Heavy-Duty Gas-Turbine Buckets Based on Microstructure Changes," in Superalloys/1996. R.D. Kisshinger, D.J. Deye, D.L. Anton, A.D. Cetel, M.V. Nathal, T.M. Pollock, and D.A. Woodford, Editors, TMS 1996: 173.

(6) Y.Yoshioka, D.Saito, K.Ishibashi, J.Ishii, A.Izumi, Y.Aburatani, A.Itou, Y.Kagiya, H.Watanabe, S.Hyakutome, Proceedng of ASME Turbo Expo 2004 Power for Land, Sea, and Air, ASME, Viena, GT2004-54040, 2004.

(7) 伊藤勝康, 吉岡洋明, 斉藤大蔵 "ガスタービン高温部品の損傷評価と寿命延伸技術", 第 38 回ガスタービン学会定期講演会会（徳島）講演論文集, 2010.10.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 40 回日本ガスタービン学会定期講演会（釧路）講演論文集，2012.10

【研究報告】 C-23

異なる二次方位を有する第一段高圧タービンブレードとして実機使用した単結晶 Ni 基超合金のγ’相の形態

*三浦　信祐，近藤　義宏（防衛大学校），茂木　翔大（防衛大学校，現 航空自衛隊）

Morphology of γ’ Precipitates in a First Stage High Pressure Turbine Blade of a Single Crystal Ni-based Superalloy with Different Secondary Crystal Orientations after Service

*Nobuhiro MIURA, Yoshihiro KONDO(NDA) and Shota MOKI(NDA, Now JASDF)

ABSTRACT

The morphology of γ’ precipitates in single crystal Ni-based superalloy with different secondary orientations service in a first stage high pressure turbine blade of a jet engine was examined. Microstructure observation by a FE-SEM were carried out on the thirty portions of the three blades with secondary orientations between the [100] direction and the line joining the leading edge to the trailing edge was counterclockwise to 14, 23 and 34 degs. A Marked morphological changes in the γ’ precipitates in each part of different secondary orientations of serviced blades were observed. The rafted γ/γ’ structures formed as the parallel to [010] or [100] direction near the blade surface independent of portions, parts and secondary orientations. Consequently, the secondary crystal orientation of the blade might be affected to the formation of γ’ precipitates in service.

Key words: Turbine blade, Rafted γ/γ’ structure, Single crystal Ni-based Superalloy,

1．はじめに

航空機用ジェットエンジンの第一段高圧タービンブレードには，優れたクリープ特性および熱疲労特性等を有する単結晶 Ni 基超合金が用いられている[1)-3)]。一般に，稼働中のタービンブレード(以降，ブレードと呼ぶ)は高速回転に伴う遠心力が発生し，ブレード長手方向への引張応力が負荷されると考えられている。このため，単結晶 Ni 基超合金においてクリープ特性等の高温における機械的特性のバランスが最も優れた[001]をブレード長手方向として設計，製造され，実用に供されている。単結晶 Ni 基超合金は高温にて[001]の引張応力が負荷されると，強化相である立方体状のγ’ ($Ni_3(Al, Ti)$) 相は応力軸に対して垂直方向，すなわち，(001)に沿って板状のラフト構造を形成することは良く知られている[4)-9)]。ブレードは実機使用中，高温下で高速回転しており，温度・応力の実測が困難であることから，γ’相の組織形態変化に関する知見に基づいた使用環境を推定する研究が注目されてきた[10)-12)]。

著者らはブレードの稼働環境把握と余寿命推定技術の確立を目的として，ジェットエンジンにて実機使用した単結晶 Ni 基超合金の第一段高圧タービンブレードについて詳細な組織観察を行い，γ’相の形態変化に基づく稼働中の温度・応力分布の推定を試みた。その結果，γ’相の形態は部位により大きく異なることからブレードの実機稼働環境把握が可能であると報告した。その上で，稼働中最も過酷な環境となるのはブレード腹側中央部リーディングエッジおよびトレーリングエッジであることを明らかにした。さらにラフト構造の形成方向から，ブレードの大半の部位に主として負荷される応力は回転に伴う遠心力ではなく，コーティング層と母相との熱膨張係数の差および／あるいは母相内の表面近傍と内部冷却孔付近との温度差に起因する熱応力であり，ブレード表面に対し垂直方向への引張応力が負荷されていることを示唆した[12)]。ところで，ブレードは長手方向である一次方位を[001]とするのに対し，長手方向に対して垂直方向の方位，すなわち，二次方位の制御はなされていない。単結晶 Ni 基超合金の引張クリープ特性は結晶方位に強く依存するため，ブレード表面に対して垂直方向からの応力に対してクリープ特性が低い結晶方位が配列した場合，優先的に変形が進む可能性がある。さらに，Ni 基超合金のクリープ変形に伴うラフト化は結晶の[001]と引張方向となす角度が 0°の場合最も早く，角度が大きくなるにつれて遅くなる[13)]。ブレードごとに二次方位が異なる場合，クリープ弱化に働くラフト化の程度に対応して寿命に差が生じることも予想される．したがって，二次方位の違いがγ’相の形態変化に及ぼす影響を明らかにすることはブレードの余寿命推定技術を確立するために不可欠であり，エンジンの安全な運用を行う上で非常に重

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

要であろう。

そこで本研究では，二次方位が異なる実機使用した単結晶 Ni 基超合金の第一段高圧タービンブレードについて，それぞれ詳細な組織観察を行い，二次方位とγ'相の形態との関係について検討する。

2．供試材および実験方法

供試合金は，精密鋳造により結晶成長方向である長手方向を[001]とした空冷，中空の単結晶ブレードに溶製した後，所定の溶体化および時効処理を施した単結晶 Ni 基超合金である。供試材はジェットエンジンの第一段高圧タービンブレード，数千時間実機使用材の中から X 線ラウエ背面反射法を用いて二次方位の[100]を決定し，リーディングエッジとトレーリングエッジの先端を結ぶ直線に対し，先端部から見て[100]がそれぞれ 14，23 および 34°反時計方向に回転しているものを選出した．以後，14°，23°および 34°材と呼ぶ。組織観察用試料はブレードエアフォイル部先端より約 5.5，22 および 44mm の部位について，ブレード長手方向と垂直な(001)を放電加工機により切り出した。以後，それぞれ先端，中央および付け根部とする。組織観察部位の模式図を Fig.1 に示す。組織観察は，二次方位の異なるブレードそれぞれの先端，中央および付け根部について，腹および背側のリーディングエッジからトレーリングエッジへかけて 8mm 間隔で，5 部位，合計 30 箇所について電解放出型走査電子顕微鏡（FE-SEM）を用いて行った。

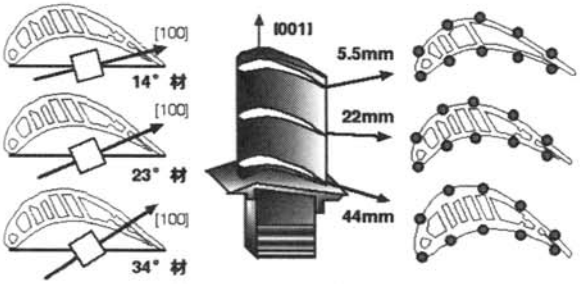


Fig.1 ブレード組織観察部位の模式図

3．実験結果

3.1　ブレードの外観

ブレードの外観を Fig.2 に示す。ブレードの寸法は全長約 77mm，最大幅約 44mm，エアフォイル部の全長および最大幅はそれぞれ約 45mm および約 32mm である。

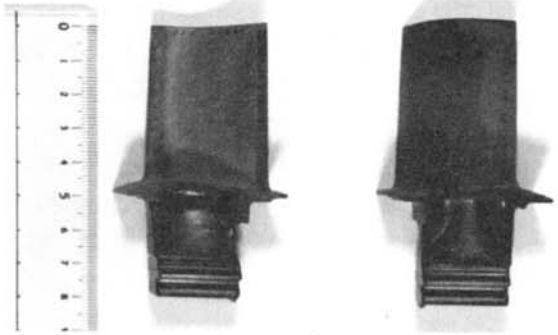


Fig.2　タービンブレードの外観

エアフォイル部腹側中央部および背側中央部リーディングエッジに茶褐色に変色した跡が認められ，他の部位に比べ，コーティング層が剥がれている。しかし，欠損および割れは認められない。

3.2　14°材の各断面，各部位におけるγ'相の形態

始めに，14°材のブレード各断面，各部位における SEM 観察を行った。14°材先端部腹側，表面近傍における SEM 組織を Fig.3 に示す。なお，写真は全て写真右手方向を[100]，上方向を[010]に統一した。また写真中の右上に着色部がブレード部材とし，ブレード表面の方向を明示した。リーディングエッジ，リーディングエッジより 24mm 部およびトレーリングエッジではγ'相が立方体状を保っ

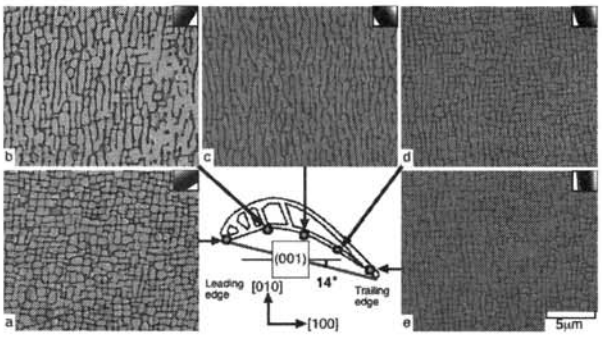


Fig.3 14°材先端部腹側表面近傍の(a)リーディングエッジ，(b)リーディングエッジより 8mm，(c)16mm，(d)24mm および(e)トレーリングエッジにおける SEM 組織

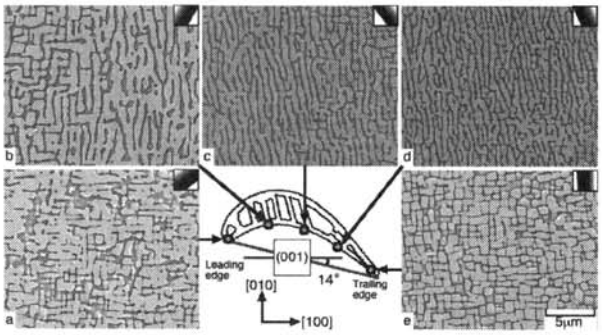


Fig.4 14°材中央部腹側表面近傍の(a)リーディングエッジ，(b)リーディングエッジより 8mm，(c)16mm，(d)24mm および(e)トレーリングエッジにおける SEM 組織

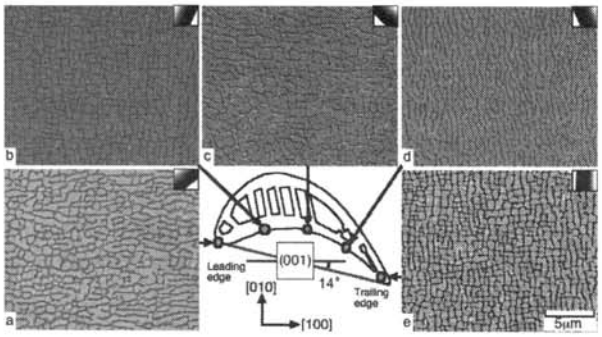


Fig.5 14°材付け根部腹側表面近傍の(a)リーディングエッジ，(b)リーディングエッジより 8mm，(c)16mm，(d) 24mm および(e)トレーリングエッジにおける SEM 組織

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.204, 2025/07/04.

ている(Fig.3-(a), (d), (e))。一方，リーディングエッジより8mm 部では γ'相が[010]へ連結し(Fig.3-(b))，リーディングエッジより16mm部では[010]へのラフト構造を形成している(Fig.3-(c))。背側ではリーディングエッジより24mm 部では γ'相が立方体状を保っていた。一方，リーディングエッジでは[100]へ，リーディングエッジより8mm 部では[010]および[100]の二方向へ，リーディングエッジより16mm 部では[010]へ γ'相が連結していた。さらにトレーリングエッジでは，表面近傍において[010]へのラフト構造の形成が認められた。

14°材中央部腹側，表面近傍における SEM 組織を Fig.4 に示す。リーディングエッジでは<100>へ γ'相が連結し，凝集粗大化している(Fig.4-(a))。リーディングエッジより8 から 24mm 部では表面近傍において，[010]と平行なラフト構造が形成されている(Fig.4-(b)〜(d))。一方，トレーリングエッジにおいては γ'相が立方体状を保っている(Fig.4-(e))。背側ではリーディングエッジでは[100]へ，リーディングエッジより16mm 部およびトレーリングエッジでは[010]へ γ'相は連結し，棒状のラフト構造を形成していた。一方，リーディングエッジより 8mm 部では[010]および[100]の二方向へ，リーディングエッジより 24mm 部では[010]へ γ'相が連結していた。

14°材付け根部腹側，表面近傍における SEM 組織を Fig.5 に示す。リーディングエッジでは[100]へ(Fig.5-(a))，リーディングエッジより 8mm 部では[010]へ(Fig.5-(b))，リーディングエッジより 16mm 部では[010]および[100]の二方向へ γ'相が数個程度連結している(Fig.5-(c))。リーディングエッジより24mm 部では[010]への γ'相の連結が見られる(Fig.5-(d))。しかし，トレーリングエッジでは γ'相は立方体状を保っている(Fig.5-(e))。背側ではリーディングエッジでは γ'相が立方体状を保っていた。リーディングエッジより 8mm 部では[010]への数個程度の連結が見られた。一方，リーディングエッジより 16，24mm 部およびトレーリングエッジでは，表面近傍で γ'相が[010]へ連結していた。

3.3 23° 材の各断面，各部位における γ' 相の形態

次に，23°材のブレード各断面，各部位における SEM 観察を行った。23°材先端部腹側，表面近傍における SEM 組織を Fig.6 に示す。リーディングエッジでは[010]と(Fig.6-(a))，リーディングエッジより 8 および 16mm 部では[100]と平行なほぼ完全なラフト構造が認められる(Fig.6-(b), (c))。リーディングエッジより 24mm 部では[100]へ γ'相が連結している(Fig.6-(d))。トレーリングエッジでは[010]および[100]への数個程度の γ'相の連結が認められる(Fig.6-(e))。背側ではリーディングエッジでは γ'相は凝集粗大化していた。リーディングエッジより 8mm 部では[100]へ，リーディングエッジより 24mm 部では

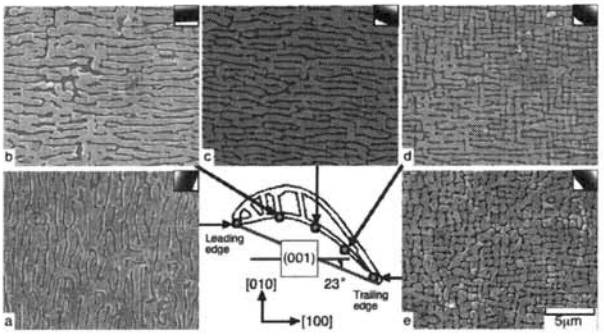


Fig.6 23°材先端部腹側表面近傍の(a)リーディングエッジ，(b)リーディングエッジより 8mm，(c)16mm，(d)24mm および(e)トレーリングエッジにおける SEM 組織

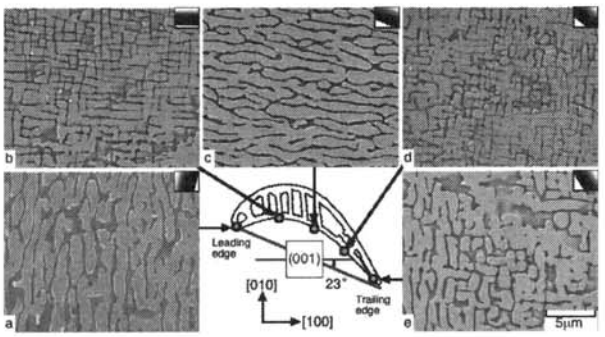


Fig.7 23°材中央部腹側表面近傍の(a)リーディングエッジ，(b)リーディングエッジより 8mm，(c)16mm，(d)24mm および(e)トレーリングエッジにおける SEM 組織

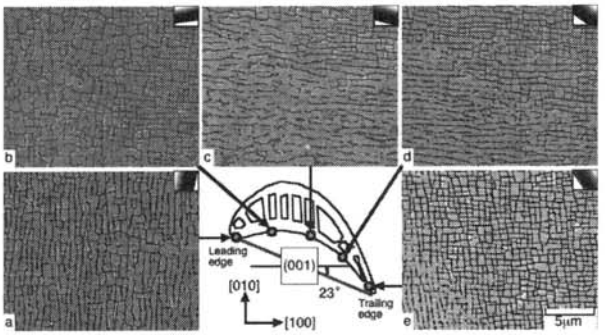


Fig.8 23°材付け根部腹側表面近傍の(a)リーディングエッジ，(b)リーディングエッジより 8mm，(c)16mm，(d)24mm および(e)トレーリングエッジにおける SEM 組織

[010]および[100]の二方向へ，トレーリングエッジでは[010]へ数個程度の γ'相の連結が認められた。一方，リーディングエッジより 16mm 部では γ'相は立方体状を保っていた。

23°材中央部腹側，表面近傍における SEM 組織を Fig.7 に示す。リーディングエッジでは[010]へ形成されたラフト構造が崩れ始めている(Fig.7-(a))。リーディングエッジより 16mm 部では[100]へ(Fig.7-(c))，トレーリングエッジでは表面近傍において[010]へほぼ完全なラフト構造を形成している(Fig.7-(e))。一方，リーディングエッジより 8 および 24mm 部では[100]への γ'相の連結が認められる(Fig.7-(b), (d))。背側ではリーディングエッジから 16mm 部にかけて，[100]へ数個程度の γ'相の連結が認められ，

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

リーディングエッジより 24mm 部ではγ'相は立方体状を保っていた。しかし，トレーリングエッジではラフト構造が崩れ，γ'相は凝集粗大化していた。

23°材付け根部腹側，表面近傍における SEM 組織を Fig.8 に示す。リーディングエッジでは[010]へ γ'相が連結している(Fig.8-(a))。リーディングエッジより 8mm 部では[100]へ(Fig.8-(b))，トレーリングエッジでは表面近傍において[010]へ γ'相は数個程度連結している(Fig.8-(e))。一方，リーディングエッジより 16 および 24mm 部では表面近傍にて[100]と平行なラフト構造を形成していた(Fig.8-(c), (d))。背側ではリーディングおよびトレーリングエッジではγ'相が立方体状を保っていた。これに対し，リーディングエッジより 24mm 部では[010]へγ'相が数個程度の連結が認められ，リーディングエッジより 8 および 16mm 部では[100]へラフト構造が形成していた。

したがって，各部位においてγ'相の形態は大きく異なっており，14°材に比べ，γ'相の形態変化が著しい部位が存在する。

3.4 34° 材の各断面，各部位におけるγ' 相の形態

最も角度が大きい 34°材のブレード各断面，各部位における SEM 観察を行った。

34°材先端部腹側，表面近傍における SEM 組織を Fig.9 に示す。リーディングエッジでは表面近傍において[010]と平行な(Fig.9-(a))，リーディングエッジより 16mm 部では[100]と平行にγ/γ'相界面が直線的な完成度の高いラフト構造を形成している(Fig.9-(c))。また，リーディングエッジより 8mm 部では[100]へのγ'相の連結が認められる(Fig.9-(b))。一方，トレーリングエッジ側ではγ'相は立方体状を保っている(Fig.9-(d), (e))。背側では，リーディングエッジより 8 から 24mm 部ではγ'相が立方体状を保っていた。これに対し，リーディングエッジで[100]へ γ'相の数個程度の連結が認められ，トレーリングエッジではγ'相が[010]および[100]の二方向に連結していた。

34°材中央部腹側，表面近傍における SEM 組織を Fig.10 に示す。リーディングエッジではγ'相は凝集粗大化している(Fig.10-(a))。リーディングエッジより 8mm 部では[100]へ沿ってほぼ完全なラフト構造を形成している(Fig.10-(b))．リーディングエッジより 16mm 部では表面近傍でのみ[100]と平行にラフト構造を形成している(Fig.10-(c))。一方，リーディングエッジより 24mm 部では[100]へ，トレーリングエッジでは[010]へのγ'相の連結が認められた(Fig.10-(d), (e))。背側では，リーディングエッジより 8mm 部では γ'相が立方体状を保っていた。しかし，リーディングエッジではγ'相が[100]へ連結し，さらにリーディングエッジより 16mm 部では[100]へ，リーディングエッジより 24mm およびトレーリングエッジでは[010]へ，いずれも表面近傍においてラフト構造の形成が始まっていた。

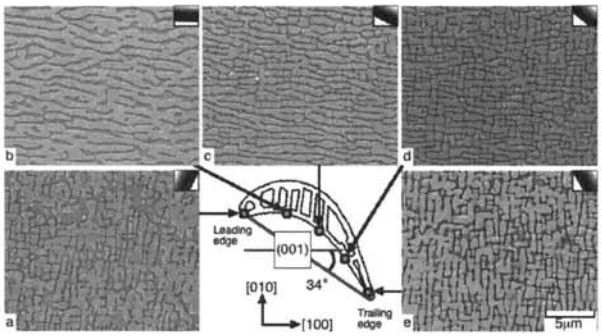


Fig.9 34°材先端部腹側表面近傍の(a)リーディングエッジ，(b)リーディングエッジより 8mm，(c)16mm，(d)24mm および(e)トレーリングエッジにおける SEM 組織

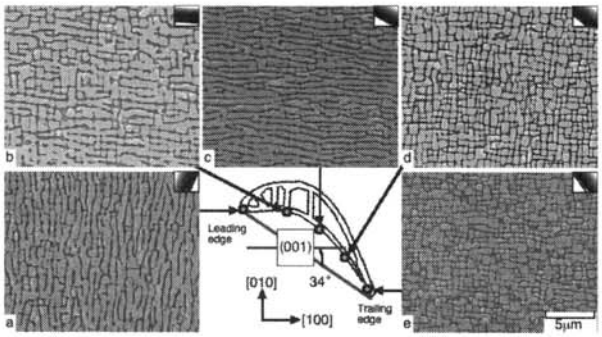


Fig.10 34°材中央部腹側表面近傍の(a)リーディングエッジ，(b)リーディングエッジより 8mm，(c)16mm，(d)24mm および(e)トレーリングエッジにおける SEM 組織

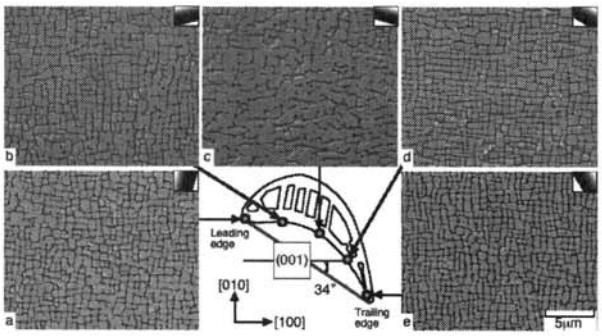


Fig.11 34°材付け根部腹側表面近傍の(a)リーディングエッジ，(b)リーディングエッジより 8mm，(c)16mm,(d)24mm および(e)トレーリングエッジにおける SEM 組織

34°材付け根部腹側，表面近傍における SEM 組織を Fig.11 に示す。リーディングエッジおよびリーディングエッジより 8mm 部ではγ'相の[010]への数個程度の連結が認められる(Fig.11-(a), (b))。リーディングエッジより 16mm 部ではγ'相は大半が[100]へ連結しているが，[010]への連結もわずかに認められる(Fig.11-(c))。リーディングエッジより 24mm 部では[100]へ(Fig.11-(d))，トレーリングエッジでは[010]へ γ'相が数個程度連結している(Fig.11-(e))。背側ではリーディングエッジより 16mm 部では[100]へ，リーディングエッジ，リーディングエッジより 8, 24mm 部およびトレーリングエッジでは[010]へγ'相の数個程度の連結が認められた。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

4．考察

4.1　二次方位が異なるブレードのγ’相の形態分布

前章までに，ブレードは部位によりγ’相の形態は大きく異なることおよびその形態は二次方位により差異が生じていることが明らかとなった。そこで，γ’相の形態変化に及ぼす二次方位の影響に関する詳細について検討するため，γ’相の形態を立方体状からラフト構造，そしてラフト構造が崩れているものへと 5 つに分類し，γ’相の形態分布を整理する。

14°，23°および 34°材それぞれの腹側について，γ’相の組織形態分布を Fig.12 に模式的に示す。14°材では，先端部リーディングエッジより 16mm 部および中央部リーディングエッジより 8 から 24mm 部においてラフト構造の形成が認められた。しかし，付け根部ではγ’相の連結がほとんど生じていない。さらに，トレーリングエッジでは，断面によらずγ’相が立方体状を保っている。23°材では先端部リーディングエッジ側，各断面のリーディングエッジより 16mm 部などで完成度の高いラフト構造が形成され，さらに中央部リーディングエッジではラフト構造が崩れ始めている等，14°材に比べてγ’相の形態変化が進み，その部位は拡大している。34°材では，ラフト構造はリーディングエッジ先端および中央部で認められ，中央部リーディングエッジでは凝集粗大化している。しかし，付け根部やトレーリングエッジではγ’相が連結している程度であり，γ’相の形態変化は 14°材より進んでいるものの，23°材に比べ小さい。これらの結果より，腹側では二次方位が異なることで，γ’相の形態分布に大きな差異があることがわかる。すなわち，最もラフト化が進んでいたのは 23°材であるのに対し，γ’相が立方体状を保っている領域が大きいのは 14°材である。

したがって，γ’相の形態変化が最も促進されたのは 23°材であった。

次に背側についても同様の検討を行う。14°，23°および 34°材それぞれの背側における γ’相の組織形態分布を Fig.13 に模式的に示す。14°材では，腹側に比べ全体的にγ’相の連結が進行している。ラフト構造の形成は先端部トレーリングエッジ，中央部リーディングエッジ，リーディングエッジより 16mm 部およびトレーリングエッジで認められ，腹側とは大きく異なっている。23°材では，14°材に比べγ’相の連結が進んでおらず，数個程度のものが大半であった。しかし，付け根部リーディングエッジより 8 および 16 mm 部でラフト構造が形成され，さらに，中央部トレーリングエッジではラフト構造が崩れて凝集粗大化していた。34°材では，供試材の中で最もγ’相が立方体状を保っている領域が大きい。一方，中央部トレーリングエッジ側で表面近傍にのみ完成度の低いラフト構造の形成が認められることから，局部的にγ’相の形態変化が促進される部位も存在する。背側でのγ’相の形態変化は腹側と同様，二次方位によって異なり，最も進んだ方位は 14°材と腹側とは正反対の結果が得られた。

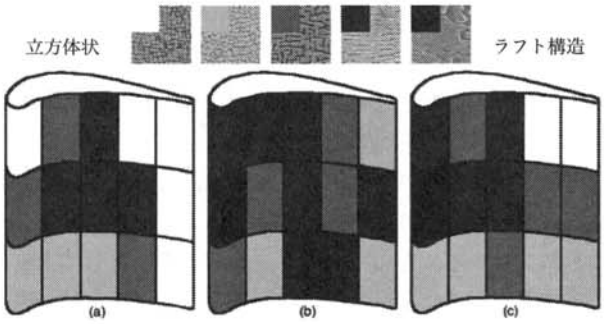


Fig.12 ブレード腹側組織分布図
(a)14°材，(b)23°材および(c)34°材

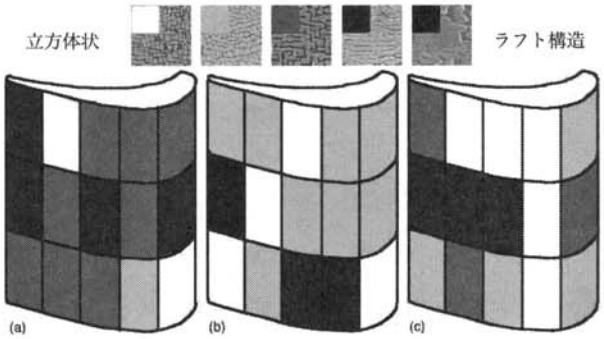


Fig.13 ブレード背側組織分布図
(a)14°材，(b)23°材および(c)34°材

4.2　γ’相の形態変化に及ぼす二次方位の影響

前節までにラフト構造の形成は腹側では 23°材で優先的に形成されるのに対し，背側では 14°材で顕著であることが見出された。これまで，Ni 基超合金における高温クリープ変形に伴うラフト構造の形成は結晶の[001]と引張負荷応力方向となす角度が 0°の場合最も早く，結晶の[001]と引張方向とのなす角度が大きくなるにつれて遅くなることが明らかとなっている [13]。ブレードは同一形式のエンジンで同一時間稼働した場合，使用時に負荷される温度・応力条件は基本的に差異が生じない。これらの知見に基づけば，稼働中の温度・応力分布はブレードの二次方位に関わらず同一であることから，二次方位が異なるブレードのγ’相の形状に差異が生じたのは，応力負荷方向と結晶方位とのなす角度が異なることに起因すると推論される。すなわち，腹側では 23°材が，背側では 14°材が最もラフト化を進める結晶方位であったといえる。

4.3　ラフト構造の形成方向

各ブレードの各部位に形成された(001)におけるラフト構造の大半は，いずれも棒状であることから，ブレード長手方向に平行な[001]への板状のラフト構造を形成していると推測される。一方，単結晶材であるにもかかわらず，ラフト構造の形成方向が部位によって異なって

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.204, 2025/07/04.

いる。(001)でのγ'相の連結方向はいずれも[010]もしくは[100]であり，ブレード表面と平行に近い方向が選択されている。

ところで，実機稼働中のブレードには回転に伴う遠心応力のみならず，ブレードエアフォイル表面に高温の燃焼ガスが当たることでブレード表面に施されているコーティング層と母相との熱膨張係数の差によって発生する熱応力が負荷される。加えて，母相内におけるブレード表面近傍と内部冷却孔付近の温度差によって生じる熱応力も負荷される。その方向はブレード表面に対して垂直方向であり，これらが主応力であると考えられる[12]。温度応力一定条件下にて，引張方向を[001]，[011]および[111]としてクリープ変形した単結晶 Ni 基超合金では，結晶方位によらずラフト構造はその応力軸方向に対して垂直方向に近い{100}に沿って形成する[14]。この傾向は単結晶材のみならず，多結晶材でも認められる[13),14)]。したがって，結晶の二次方位や各断面，部位に関係なく，γ'相の連結やラフト構造はブレード表面と平行に近い方向の[010]もしくは[100]が選択され，形成されたものと結論される。

以上の結果から，最も高温高応力に曝されている部位のブレード表面に対し，クリープ弱化に働くラフト構造の形成が遅い結晶方位を配列することによって，ブレード寿命を延長させることが期待できる。その一方で，ラフト化が抑制される方位を選択した場合，異方性によるクリープ寿命が短くなることも想定され，両者のバランスが重要であると考えられる。近年のエンジンではより空力性能を向上させるため，ブレードに付け根部から先端部へ向けてひねりを加えた形状とし，ブレード付け根部を衝動タービン，先端部を反動タービンとした反動衝動タービンとなり，ブレードの二次方位はより複雑化する傾向にある。今後，γ'相の形態に基づいたブレードの余寿命推定を行う際には，二次方位を考慮して行う必要があろう。

5．結論

本研究では，二次方位が異なる実機使用した単結晶 Ni 基超合金の第一段高圧タービンブレードについて，それぞれエアフォイル部の詳細な組織観察を行い，二次方位とγ'相との関係について検討を試みた結果，以下の結論を得た。

1) ブレードの部位によりγ'相の形態は大きく異なり，二次方位によっても差異が生じる。

2) γ'相のラフト化が最も進むのは腹側で 23°材，背側で 14°材であり，二次方位はγ'相の形態変化に影響を及ぼす。

3) 結晶の二次方位や各断面，部位に関係なく，γ'相の連結やラフト構造はブレード表面と平行に近い方向の[010]もしくは[100]が選択される。

4) 最も高温高応力に曝されている部位のブレード表面に対し，クリープ弱化に働くラフト構造の形成が遅い結晶方位を配列することによって，ブレード寿命を延長させることが期待できる。その一方で，ラフト化が抑制される方位を選択した場合，異方性によりクリープ寿命が短くなることも想定され，両者のバランスが重要であると考えられる。

参考文献

1) 原田広史：学振 123 委研究報告，Vol.38, No.3(1997), pp.185-196.
2) 服部博：学振 123 委研究報告，Vol.38, No.2(1997), pp.237-256.
3) 吉岡洋明：学振 123 委研究報告，Vol.48, No.2(2007), pp.365-375.
4) J. K. Tine and S. M. Copley : Met. Trans, Vol.2, (1971), pp.543-553.
5) R. A. MacKay and L. J. Ebert : Proc. of the 5th Int'l Conf. Superalloys '84, (1984), pp.135-144.
6) T. M. Pollock and A. S. Argon : Acta Metall. Mater., Vol.40, (1992), pp.1-30.
7) V. Sass, V. Glatzel and M. F. Kniepmeier : Acta Metall. Mater., Vol.44, No.5(1996), pp.1967-1977.
8) L. Shin, S. Tian, T. Jin and Z. Hu : Mater. Sci. and Eng. A, 418(2006), pp.229-235.
9) N. Miura, Y. Kondo and T. Matsuo : Proc. of 9th Int'l Conf. on Creep and Fracture Eng. Mat. and Structures 2001, (2001), pp.437-445.
10) 柴崎倫男，村雲岳郎，小泉裕，大沢真人，原田広史，杉浦重泰，今井八郎：日本金属学会講演概要集，(2002), p.154.
11) 三浦信祐，原田尚樹，近藤義宏：材料とプロセス，Vol.11, No.6(1998), p.1104.
12) N. Miura, N. Harada, Y. Kondo and T. Matsuo : Proc. of the 8th Int. Conf. on Mater. for Adv. Power Eng., 2002, (2002), pp.235-254.
13) 三浦信祐，近藤義宏，松尾孝：鉄と鋼，Vol.90, No. 8 (2004), pp.567-573.
14) 三浦信祐，近藤義宏，松尾孝：鉄と鋼，Vol.90, No.5 (2004), pp.250-256.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 40 回日本ガスタービン学会定期講演会（釧路）講演論文集，2012.10

【研究報告】 C-24

SiC/SiC 複合材料の損傷挙動の X 線 CT を利用したその場観察と破壊過程の解析

＊ 香川　豊（東大先端研），垣澤英樹（東大先端研），
間宮崇幸（東大先端研), J.M. Yang (カリフォルニア大学ロスアンゼルス校)

Direct Observation of Damage Evolution Process in SiC/SiC Composite using X-ray CT and Analysis of Fracture Process

*Yutaka KAGAWA (RCAST, Univ. Tokyo), Hideki KAKISAWA (RCAST, Univ. Tokyo), Takayuki MAMIYA (RCASR, Univ. of Tokyo), J.M. YANG (University of California, Los Angels)

ABSTRACT

Direct observation of damage evolution process in SiC fiber-SiC matrix composite fabricated by PIP process has been carried out using conventional X-ray CT method. Damage stored in SiC/SiC is obtained anisotropic damage parameters. Relationship between the damage parameters and observed fracture behaviors are compared. Merits and demerits for application of X-ray CT method to SiC/SiC composites are discussed based on the set of experimental results.

Key words: SiC/SiC, Composite, X-ray CT, Damage parameter, Fracture process

1．はじめに

SiC 繊維強化 SiC マトリックス複合材料(以後、文章中では SiC/SiC と記述する)は軽量かつ耐熱性を持つことから、ガスタービン用材料への適用が期待されている。現段階では、SiC/SiC では素材、成形プロセス、特性の理解のフェーズを修了し、実応用技術開発が行われているステージに達している。実使用に際し、SiC/SiC 特有の現象として、マイクロクラック、層間剥離などの損傷が材料中に累積する現象や、酸化により SiO_2 を主成分、とするガラス層が生成することなどが、特性劣化の要因になることが明らかになっている。またこれらの現象が融合して、材料全体の特性劣化に大きく寄与することも知られている。

実際の使用前の製品検査やメンテナンス時にはこれらの損傷を分けて検出し、複合材料中に蓄積された損傷をすることが必要である。将来の検査システムを考えた場合には非接触かつ非破壊で検出することが好ましい。本研究では、SiC/SiC の損傷の定量評価、SiC/SiC の損傷と破壊過程を X 線 CT で検出することを試み、X 線 CT を適用する際のメリットとデメリットを検討することを目的とした。

2．実験方法

実験に用いた SiC/SiC は BN コーティングした SiC 繊維(Nicalon™)を平織りとしたものである。この繊維織物と SiC マトリックスとの複合化は PIP(Polymer-Infiltration-pyrolysis)法により行った。複合化後のポアの総体積率は〜16vol%であり、総体積に占める繊維の体積率は〜35vol%である。

SiC/SiC を平板状試験片に加工し、引っ張り試験を室温、大気中で行った。引っ張り試験は破断後の複合材料では切断・研磨後に組織の観察を光学顕微鏡及び SEM にて行った。

X 線 CT による内部の損傷状況は引っ張り試験と同時に行った。今回の実験では、試験時に SiC/SiC を引っ張り軸を中心に回転させることができる装置を使用し、引っ張り破壊現象を観察した。また、破断試験後の SiC/SiC の X 線 CT による観察も行った。

3．結果及び考察

Fig. 1 は引っ張り試験の結果の一例を示している。SiC/SiC の応力− ひずみの関係は引っ張り負荷応力が〜200MPam 程度までは直線であるが、〜200MPa を超えた時点で非線形変形に移行する。また、応力− ひずみの関係は明らかに異方性を持っていることがわかる。非線形変形を生じているところで

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

は Fig. 2 に示すように永久ひずみ量が負荷応力の増加につれて大きくなっている。このような現象を考慮して、今回の評価では異方性を考慮して SiC/SiC 中に生じた損傷の程度を定量的に評価するために $D_{ij}(\sigma_a)=\left(1-E_{ij}(\sigma_a)\right)/E_{ij}^{0}$ を用いた。ここで、D_{ij} は損傷パラメータ、σ_a は負荷応力であり ij は xyz 直交座標系での方向を示している。

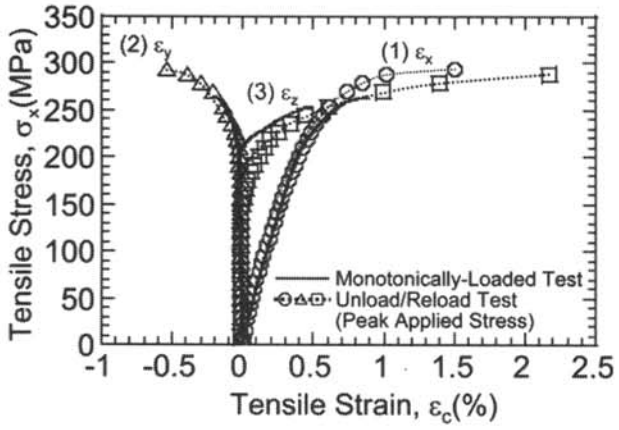


Fig. 1 Typical tensile stress-strain relations (SiC/SiC).

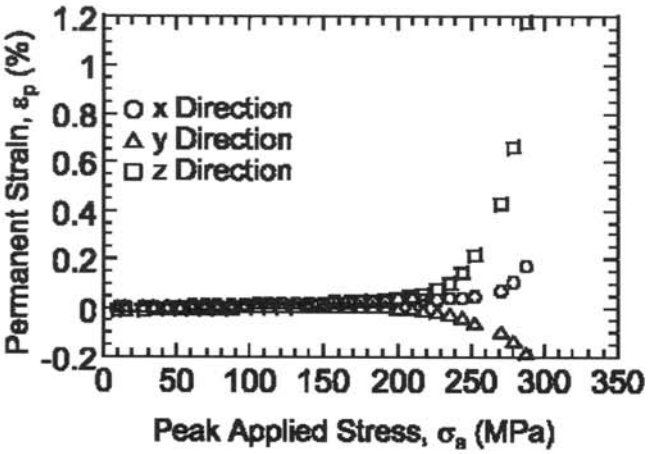


Fig. 2 Plots of permanent strain *vs.* peak applied stress. Peak applied stress is defined as maximum applied stress.

Fig. 3 は SiC/SiC の引っ張り試験後の様子と図中に示した断面での X 線 CT 像を示している。この図から明らかなように、X 線 CT 像では SiC/SiC 中のポアや層間剥離に近い現象が生じている箇所を見ることができる。ポアの分布は断面により異なっている。PIP 法により作製した SiC/SiC ではポアの分布がランダムでありその大きさも mm オーダーであることがわかる。層間剥離については破断部近傍では SiC/SiC の一部が欠損しているとともに破断部の近くでは試験片の幅方向に細い線が見られ、SiC/SiC 中で層間剥離が生じている可能性を示唆している。

引っ張り試験時に求めた異方性を考慮した損傷パラメータと X 線 CT の観察結果から X 線 CT を用いた損傷検出の可能性について検討した。また、破断後の試験片の任意の断面を切断・研磨し、光学顕微鏡及び SEM を用いて観察した。これらの結果を用いて X 線 CT による損傷検出のメリットとデメリットについても考察した。

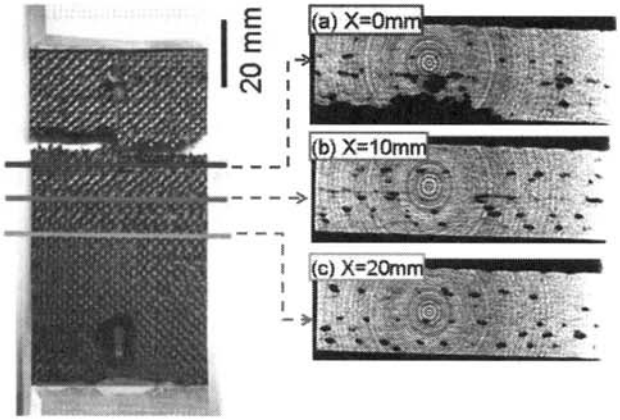


Fig. 3 Typical example of fracture appearance and X-ray CT images of selected cross sections. X is distance from fracture surface.

4. 結論

SiC/SiC の引っ張り試験時に X 線 CT を用いて損傷を観察することを試みた。通常の測定条件では X 線 CT でポアの分布やポア近傍の層間剥離は検出することが可能であることが確認された。切断した SiC/SiC の研磨面の観察では数 mm から数 100μm オーダーの層間剥離は見にくいが、数μm オーダーのマイクロクラックの発生は明瞭に観察できた。

損傷パラメーター D_{ij} はマイクロクラックの発生と密接に関連していることが知られている。したがって、X 線 CT を用いて損傷を判断する際には、損傷パラメータの設定にも工夫が必要であると考えられる。これらについては今後の課題としたい。

参 考 文 献

1) Zhu. S, Mizuno. M, Kagawa. Y, Mutoh. Y: Monotonic tension, fatigue and creep behavior of SiC fiber-reinforced SiC matrix composites: a review, Composite Sci. Technol., Vol. 59, No. 6, (1999) pp.833-851.
2) Zhu. S, J Cao, Mizuno M, Kagawa Y: Time-dependent deformation in an enhanced SiC/SiC composite, Metall. Mater. Trans A, Phys. Metall. And Mater. Sci., Vol. 35A, No.9 (2004) pp.2853-2859.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 40 回日本ガスタービン学会定期講演会（釧路）講演論文集，2012.10

【研究報告】

C-25

熱応力サイクルと機械応力複合環境下における単結晶合金の組織変化

*山根　敬（JAXA）、青木亮太（東京農工大）、福山佳孝（JAXA）

Structure Change of Single Crystal Superalloy under Cyclic Thermal Stress with Mechanical Stress

* Takashi YAMANE (JAXA), Ryota AOKI(TUAT), Yoshitaka FUKUYAMA

ABSTRACT

In order to evaluate structure changes of single crystal superalloy under the simulated condition of jet engine operations, new test equipment which also adds tensile stress as well as cyclic thermal stress has been build. The thermal stress is made by a ring burner which surrounds an internally cooled CMSX-4 tube while the mechanical stress which simulates centrifugal force for turbine blades is added by stretching the tube continuously. By keeping the burner for 3 minutes at heating position then taken away for 3 seconds, one thermal cycle which emulates engine heat up and cooling is established. Three tensile stress conditions, 0MPa (no tensile stress), 137MPa, and 197MPa, have been selected with the common thermal stress cycles. After 1000 thermal cycles, the development of raft structures have been examined and compared among three tensile conditions, then it was found that some delays of the development of raft were observed at higher tensile stress conditions because the mechanical stress relaxed the thermal stress.

Key words: Single Crystal, Superalloy, Thermal Stress, Tensile Stress

1．はじめに

CO_2 排出削減や原油価格上昇にともなう経済性向上の必要性からジェットエンジンの高効率化に対するニーズはますます高まっており，エンジンの高温高圧化が求められている。高温耐熱性の向上を担う要素の一つである耐熱金属材料は，物質・材料研究開発機構(NIMS)やエンジンメーカなどによって研究開発が進められている。開発された新材料をジェットエンジンに適用するには，より実機に近い条件での材料評価により，設計に必要なデータを取得する必要があるが，ジェットエンジンの高温タービンパーツの量産実績に乏しい我が国では，海外の主要エンジンメーカと比べて実機レベルでのノウハウが不足している。

JAXA では，「クリーンエンジン技術の研究開発」の一環として，ニッケル基単結晶材をジェットエンジンに使用することを想定して，実機と同等の表面温度と内部温度勾配を持たせ，燃焼ガス雰囲気にさらし，かつエンジンの運転・停止のサイクルを模擬するバーナーリグ装置を開発し，ラフト化の進行，TCP 層の発生や材料の耐酸化性などを評価してきた[(1)(2)(3)]。しかしながら，開発したバーナーリグ装置では実機並の熱応力サイクルは模擬できるものの，機械的応力，特に動翼が受ける遠心力の影響は評価できなかった。

そこで本研究では，これまでの熱サイクル試験を行う機能は維持しつつ，一定の静的な負荷を試験体を引っ張ることで加えることができるように試験装置を改造し，負荷の大きさが結晶組織変化にどのように影響するか調べた。

2．実験装置および実験手法

2.1　実験装置概要

実験装置全体の概略を Fig.1 に示す。これまでの研究[(1)(2)(3)]では，パイプ状の試験体を３方向からプロパン＋酸素バーナーで加熱し，試験体を回転させて周方向の加熱の平滑化を行ったが，試験体を引っ張る場合には回転動作が困難になることも想定し，全周に合計 24 個の小型ノズルを配置したリングバーナーを製作した。小型のノズルではあるが，吹き出した火炎が直接，試験体表面に当たることで高熱伝達率となり，必要な熱流束が確保できる。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

バーナーは半分に分割されており，試験体から退避させることで加熱・冷却サイクルを作り出す(Fig.2)。なお，本研究で設定した引張負荷は，電動式の汎用引張試験機により試験体取り付けチャック部分を引っ張ることで加えた。また，試験体の回転機構に支障はなかったため，試験中は加熱の平滑化を確実に行うために回転させた。

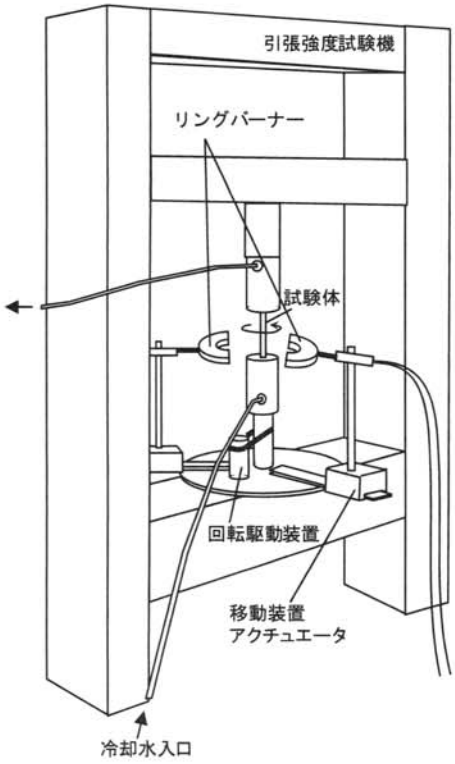


Fig. 1 試験装置全体概要



(a) 加熱状態　(b)退避（冷却）状態



(c) 加熱中の試験体温度（サーモカメラ画像）

Fig. 2 リングバーナーによる試験体加熱

2.2 試験体及び実験条件

試験体形状(Fig.3)は，これまでの研究と同様に外径φ12mm，内径φ4mm とした。内径を大きくすると水による冷却が過大となり加熱面の温度が低下するためこのサイズとなったが，肉厚が 4mm と実機よりも厚いため，結晶組織観察は加熱側表面から深さ 2mm 程度までに限定した。

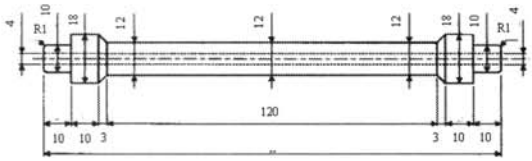


Fig. 3 試験体形状

試験条件は以下の通りである。

試験体素材：	CMSX-4
加熱部表面温度：	1090℃
加熱・冷却サイクル：	加熱３分＋冷却３秒
サイクル数：	1000 サイクル
引張負荷：	0, 137, 197MPa の３ケース

引張負荷は，CF6 の初段動翼の翼 Hub 部の断面において，137, 197MPa がそれぞれ 10000rpm, 12000rpm での運転状態に相当する値である。

加熱部表面温度は火炎越しに温度を計測できる赤外線温度計を用いた。熱電対を埋め込んだ無冷却試験体を製作し，温度勾配がない状態での熱電対測定温度を用いてキャリブレーションを行った。また，試験中に高さ方向の温度分布も計測し，次項の熱応力解析のための温度分布を取得した。

3．試験体内部温度・応力分布推定

1000 サイクル試験後の単結晶材の結晶組織変化を観察する際には，観察部位の温度および応力に関連付けて整理する必要がある。そこで，試験中に測定した試験体外表面の温度分布を用いて，温度分布の推定を行い，Nastran で熱応力と引張負荷の複合応力下での応力分布を解析した。

温度情報としては，試験体内部の水冷却面の情報が未知である。そこで核沸騰が発生していると判断して管内流の経験式をもとに内面の熱流束を計算して半径方向の温度分布を 2 次元熱伝導計算により求め，Fig.4 のように内部温度分布を得た。

これによって解析した応力のうち，最大加熱断面における半径方向成分(r-comp.)と高さ方向成分(z-comp.)を加熱表面からの深さ位置に対してプロ

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

ットしたのがFig.5である（値は正が引張）。半径方向成分については3つの引張負荷による差がほとんどなかったが，高さ方向成分は加えた負荷に応じて応力値がシフトしている。

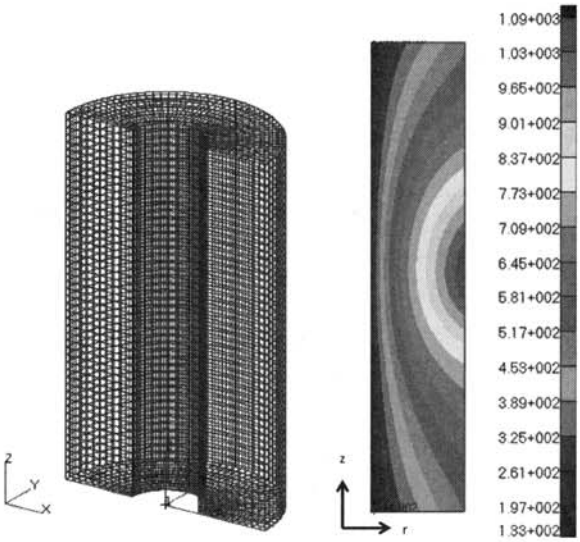


Fig. 4 応力解析格子と与えた温度分布

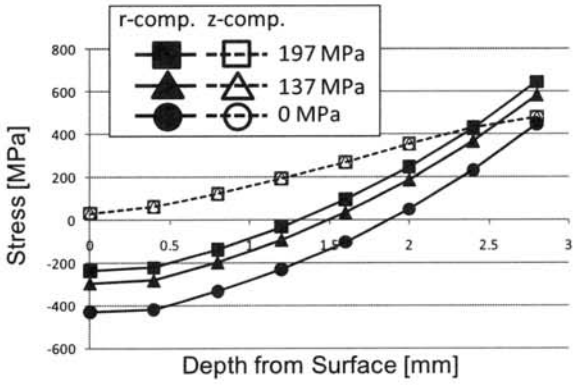


Fig. 5 解析応力分布

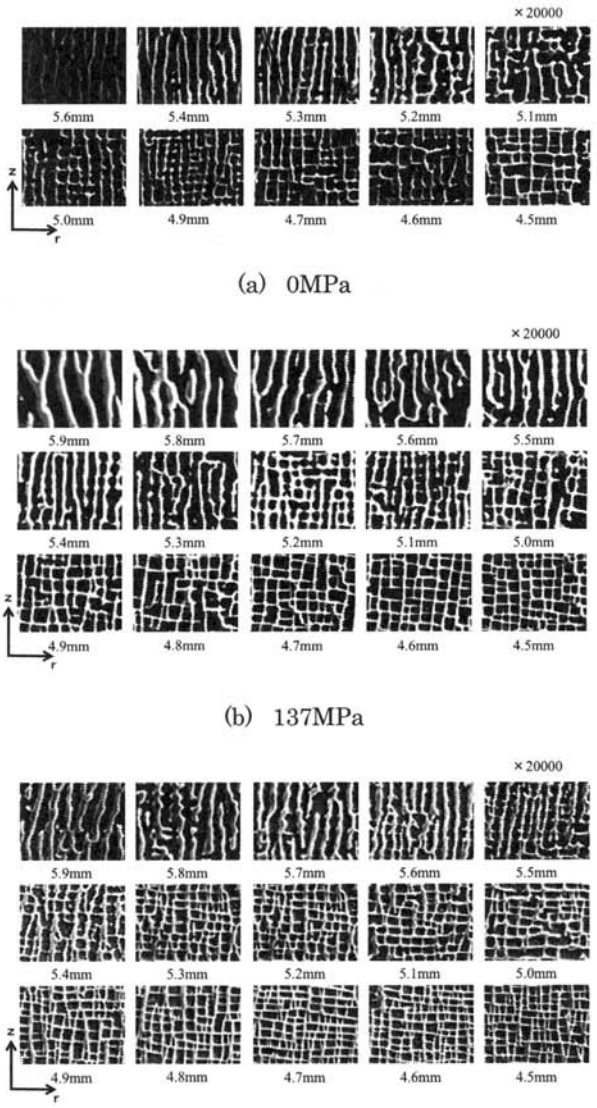


Fig. 6 結晶組織観察結果

4．サイクル試験後の結晶組織観察

1000サイクルの加熱・冷却試験が完了した各試験体は，顕微鏡観察用に切断，樹脂埋め込み，鏡面研磨，エッチングを行い，走査型電子顕微鏡(SEM)で観察を行った。本研究では，負荷応力による違いが最も現れることが期待される，r-z断面の観察を重点的に行った。

Figure 6に3つの引張負荷での試験後の各半径位置での組織観察画像を示す。なお，半径位置6.0mmが試験体外表面（加熱位置）に相当する。

いずれのケースも，外表面に近いほど，z方向に組織の連結が見られるようになる。一般に，高温下での応力に対してγ'相の連結方向は負荷応力と基材のγ相とγ'相との格子定数ミスフィットの値に依存するとされており，CMSX-4の格子定数ミスフィットが負であることから，圧縮応力に対して平行にγ'相が連結しようとする。すなわち前述の解析結果から熱応力による圧縮応力がz方向の組織の連結をもたらしていると考えられる。引張負荷が加わった場合，Fig.5のように圧縮応力が緩和される方向となり，実際にFig.6の組織観察においても，ラフト化の進行がより浅い位置にとどまっている。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

5．組織変化の定量的評価の試み

前述の結晶組織観察結果を定量的に分類・評価することを試みた。まず，ラフト化の進行度をFig.7のように4つのレベルに分類した。

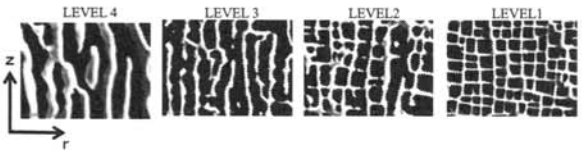


Fig. 7 本研究でのラフト化進行レベルの定義

ここで，
Level 1　初期状態
Level 2　γ'相の連結が始まる
Level 3　立方体構造が消失
Level 4　ラフト組織の形成
とし，これらの定性的評価を定量的データと結び付ける。

定量化の一つの方法として，γ'相の数の変化に注目した。Level 1から4に進行するに従って，一つのγ'相の範囲が広がるとともに個数は減少する。そこでLevel 1の観察画面中のγ'相の個数で無次元化を行った。

まず無次元γ'相数を加熱時温度に対してプロットしたのが，Fig.8である。引張負荷にかかわらず横軸の温度値は試験体表面からの深さに対応する。Level 1から3の分布変化は，ほぼ全温度域において付加した引張応力に応じてシフトする結果となった。Level 2から3の間で急速に無次元γ'相数が減少する温度域が各試験体で見られるが，この温度域も同様に負荷に応じてシフトしており，Level 4の領域以外では引張応力の付加が使用可能温度レベルの上昇に関連付けられる。

次に加熱状態での熱応力と引張応力の複合下での歪を横軸としたプロットをFig.9に示す。歪に対する分類では，温度に対する分布と比べて分布の全体的なシフトは顕著ではなく，圧縮応力のレベルそのものがラフト化進行のポイントとも判断できる。しかしLevel 2付近では引張負荷の有無により分布の違いも見られ，熱応力と機械応力それぞれの影響を切り分けたさらなる考察が必要と考えている。

6．まとめ

ニッケル基単結晶材料について，ジェットエンジンの使用サイクルを模擬する加熱冷却サイクルと，タービン動翼が受ける遠心力を模擬する引張負荷の複合環境下での結晶組織変化試験を行い，3つの引張負荷での違いを観察した。その結果，熱応力による圧縮応力を引張応力が緩和し，ラフト化の進行が遅れる効果があることが確認できた。また，組織変化の定量評価により，使用温度や歪状態との関連付けを試みた。

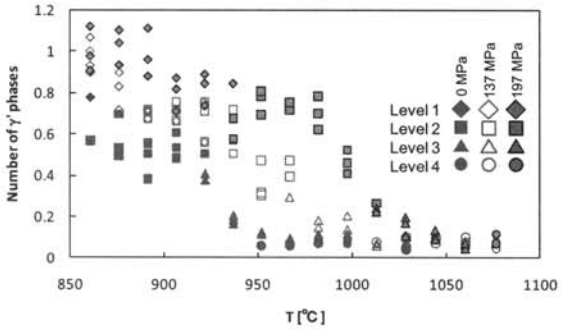


Fig. 8 γ'相数の温度との相関

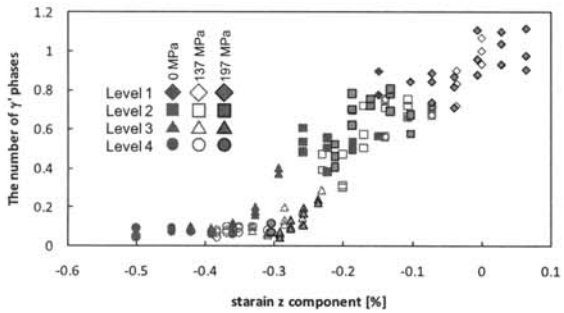


Fig. 9 γ'相数の歪との相関

謝　辞

本研究で使用した試験装置の構築には，元JAXA宇宙航空特別研究員の松下政裕氏の在籍時の労によるところが大きい。ここに感謝する。

参 考 文 献

1) 松下政裕，福山佳孝，藤沢良昭，青木祥宏：単結晶耐熱合金の実機適用のための熱応力印加ラフト組織形成試験，第３４回ガスタービン定期講演会講演論文集，2006，10，（弘前）
2) 松下政裕，福山佳孝，藤沢良昭，陳　錦祥，吉岡洋明，日野武久：高熱応力負荷による単結晶材料のラフト化試験，日本ガスタービン学会誌 Vol. 35　No. 1 1/6
3) 松下政裕，福山佳孝，藤沢良昭，陳　錦祥，吉岡洋明，日野武久：熱応力による単結晶材料のラフト組織，日本機械学会論文集Ａ編 第73巻 728号 2007-4 27/33

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.204, 2025/07/04.

編集・発行　©　公益社団法人 日本ガスタービン学会　150　2012.10

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.