A−1

発電用ガスタービン動翼に適用する渦電流試験法の数値シミュレーション

＊福冨広幸，緒方隆志（電中研）

1．まえがき

我が国の火力発電プラントでは，コンバインドサイクル発電システムの主機として，発電用ガスタービン（GT）の導入が進められている．発電用GTの高効率化を実現するためには，燃焼ガスの高温化が有効であることから，動静翼や燃焼器などの高温部品には厳しい運転条件が課せられる．そのため，これらの部品は材料の劣化・損傷が激しく，部品の設計寿命は短期間に設定されている．燃焼ガスの高温化に対応する目的で高温部品に高級な材料が使用されることから，部品単価は高くなる．したがって，このような高価な部品を適切な寿命まで使用するため，定量的な余寿命評価技術と非破壊評価技術の開発は経済的観点から必要性が高い．

クリープ損傷および組織劣化に関する情報を得るにはレプリカ法が有効である[1]．検査時間の短縮には，表面処理を必要とせず，超音波試験のように接触媒体を必要としない，非接触で，高速に検査が可能な手法が望まれる．Czech らによって，動翼および静翼の母材と耐食コーティングが劣化損傷を受けることにより非磁性もしくは常磁性から強磁性に転ずることに着目し，試験体の比透磁率を磁気センサにより測定して劣化損傷を評価する例が報告されている[2]．この他に，高速な検査手法にはき裂などの欠陥検出および導電率(稀に透磁率)測定が可能な渦電流試験（ECT）がある．き裂発生以前の損傷劣化により電気的物性が変化するのであれば，ECTを用いて，例えば導電率を測定することにより，損傷および組織劣化を評価できる可能性がある．

本論文では，ECTを対象とした電磁界有限要素解析に基づく順問題および逆問題数値解析プログラム[3]を用い，1100℃級初段動翼の母材および耐食コーティングの導電率測定，耐食コーティング厚さ測定，き裂検出に適する励磁・検出方式，試験周波数を順問題および逆問題の観点から検討し，表面および内在き裂の検出信号の特徴も明らかにした．

2．数値シミュレーション手法

ECTの順問題解析は，この検査手法が電磁誘導を原理としているため，渦電流解析と見なすことができる．ECTの詳細な順問題モデリングには，次式に示す導体領域Ω_dおよび空気領域Ω_aでの準定常状態における磁気ベクトルポテンシャル$\boldsymbol{A}$を変数とする支配方程式を

$$\nabla\times\nu\nabla\times\boldsymbol{A}+j\omega\sigma\boldsymbol{A}=0 \qquad \text{in } \Omega_d \tag{1}$$

$$\nabla\times\nu_0\nabla\times\boldsymbol{A}=\boldsymbol{J} \qquad \text{in } \Omega_a \ , \tag{2}$$

ν ： 磁気抵抗率，　ν_0 ： 真空中の磁気抵抗率

σ ： 導電率，　j ： 複素単位

ω ： 角周波数，　$\boldsymbol{J}$ ： 励磁電流

遠方の境界Γにおいて，

$$\boldsymbol{A}=0 \qquad \text{on } \Gamma \tag{3}$$

のディリクレイ条件を課し，辺要素有限要素法により近似的に解く手法が多く用いられている．この辺

第１５回ガスタービン秋季講演会
講演論文集，2000.11，(北九州)
Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

要素を用いた電磁界有限要素法に基づき，本研究で用いた順問題解析手法には，以下の特徴がある．

1. 空気領域において，磁気ベクトルポテンシャルの代わりに変形磁気ベクトルポテンシャルを用いることによって，全体の有限要素モデルと独立に任意の空間にコイルを配置することができる[4].
2. 支配方程式にGalerkin法を適用して得られる残差方程式のGauss-Legendreの求積法による計算を工夫することによって，導体の有限要素分割に依存せずに任意のき裂形状を表現できる[5].
3. き裂もしくは劣化による励磁コイルのインピーダンス変化もくしは検出コイルの誘導電圧変化(渦電流信号)を，磁気ベクトルポテンシャルを用い，コイルの鎖交磁束および相反定理から計算できる[6,7].
4. データベース型電流ダイポール法[7]の適用により，渦電流信号のシミュレーションに要する時間を約1/100に短縮することが可能である．

一方，逆問題解析は被試験体の透磁率および導電率，もしくはき裂形状を相当する渦電流信号から求める最適化問題として解釈できる．一般に，この問題の体系として，現象における入出力の因果関係や，出力の一部と観測データとの関係が必要となる．ここでは，入出力を記述する数理モデルおよび観測方程式に上記の順問題解析手法を，また，最適化解を得るための感度解析には，最急降下法を用いる[8]．最適化すべきパラメータを導電率およびき裂形状とする．

本章で述べた各手法は，実験との比較により，その有効性を確認している[3].

3．結果と考察

1100℃級初段動翼に対するECT測定条件を決定するため，ニッケル基の母材と耐食コーティングの導電率の推定，およびき裂検出に際し，図1に示すコイルセンサの励磁・検出方式および試験周波数の優劣について，数値解析プログラムを使用して評価した．センサを構成するコイルは内径1.2mm，外径3.2mm，高さ0.8mmおよび0.2mm，巻数140回および20回であり，最大励磁電流を7.14mAとした．センサCのコイル間隔およびセンサDの検出コイルの間隔をそれぞれ0.2mmおよび0.02mmとした．ただし，小さいコイルはセンサBおよびDの検出部にのみに用い，以下の数値解析では各センサにおいて同じリフトオフ0.3mmを設定した．図中のE coilおよびD coilはそれぞれ励磁及び検出コイルを意味する．逆問題解析は実測値から各種パラメータを推定するためではなく，測定条件決定の一指標を得るためであるので，実測値の代わりに順問題解析による予測値を用いた．センサAは絶対値型センサ，センサBおよびセンサCは送受信型センサ，センサDは送受信型で差動出力を得るためのセンサである．市販されている渦電流探傷器の試験周波数帯域が数kHzから数MHzであることから試験周波数を1kHzから1MHzとした．

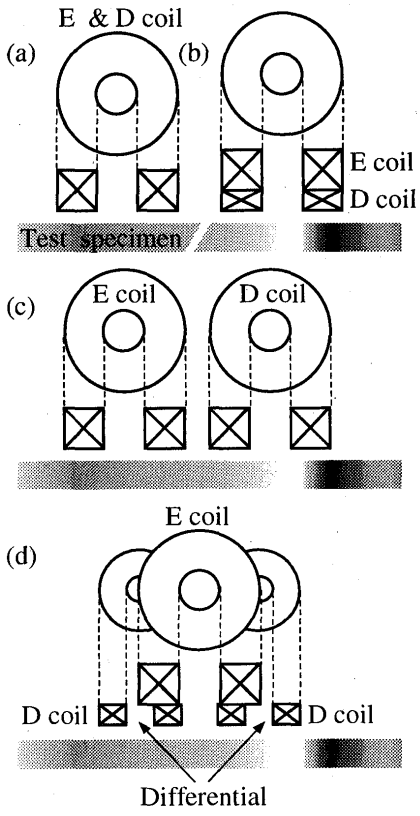


図1　4種類のセンサコイル，(a)センサA，(b)センサB，(c)センサC，(d)センサD

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

数値解析にあたり，実機初段動翼の母材(IN738LC)および耐食コーティング(CoCrAlY)と同じ材料の試験片を作製し，導電率および比透磁率を測定した．四端子法により抵抗率を測定し，導電率に換算した結果，IN738LC および CoCrAlY はそれぞれ 7.1×10^5S/m および 7.2×10^5S/m と，両者は近い値となった．比透磁率に関しては，μ メータによる測定の結果，ともに 1.01 以下であったことから，ECT の測定において磁性を無視できることが判った．

以下に，得られた数値解析結果およびその考察を述べる．なお，本数値解析では，十分な精度を得られるように，有限要素分割などの条件を設定した．

3．1　導電率とコーティング厚さの推定

母材および耐食コーティングの導電率の測定において，逆問題解析によって使用する検出・励磁方式および試験周波数について考察した．検出・励磁方式に関しては絶対値型センサと送受信型センサの違いを調べるため，図 1 に示す中でセンサ A および B を選んだ．

図 2 に示す 2 層導体を有する体系において，母材および耐食コーティングの導電率を推定したときの推定誤差を図 3 に示す．この問題設定では推定すべきパラメータの真値が既知であるため，推定誤差を

$$\mathrm{Error}=\frac{\sigma_t-\sigma_i}{\sigma_t}\times100 \qquad (4)$$

とした．ここで σ_t は母材またはコーティングの導電率に対して，σ_i は推定値である．熱時効されたニッケル基の母材は，新材に比べて導電率が 2 割程度上昇することが報告されており[9]，母材導電率の真値を 9×10^5S/m とした．一方，著者らの知る限り，熱時効によるコーティング材の導電率の変化については報告がないため，真値を新材の導電率とした．作成した有限要素モデルでは，渦電流の観点から半無限平板と考えられるほど導体部を十分に広く確保し，コーティングの厚さは 0.2mm とした．センサ A では試験周波数 200kHz 以上で良好な結果が得られるのに対し，センサ B ではいずれの試験周波数においても推定誤差が大きい．これらの推定計算では母材およびコーティングの導電率の初期値を伴に 5×10^5S/m とした．なお，リフトオフを 0.5mm したとき，および初期値を変化させても推定結果は変化しないことを確認している．

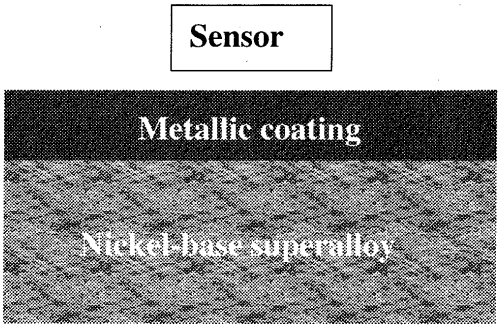


図 2　数値解析モデル

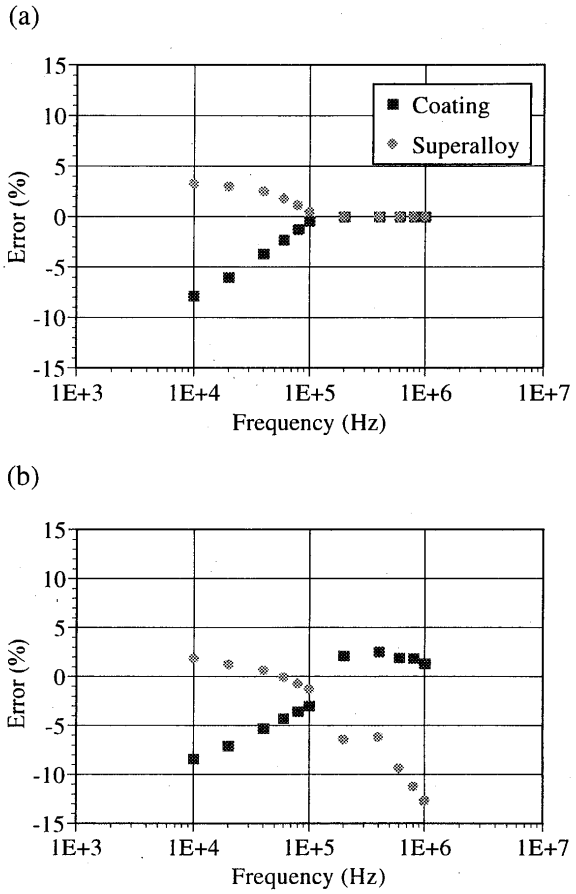
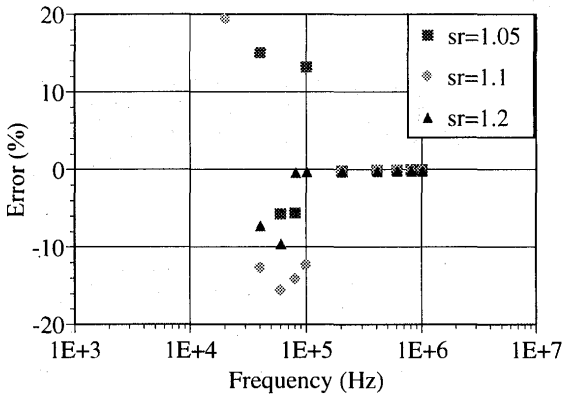


図 3　母材とコーティングの導電率推定誤差，(a)センサ A，(B)センサ B

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

(a)



(b)

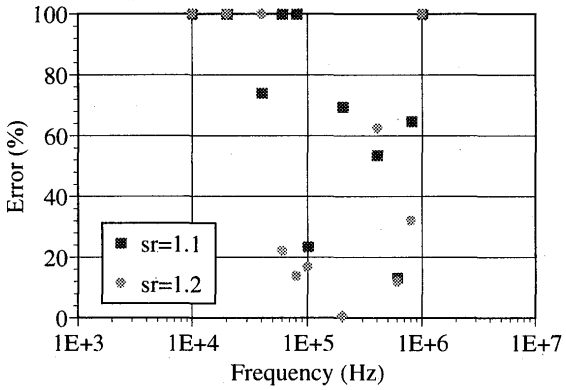


図 4　コーティング厚さの導電率推定誤差，(a)センサ A，(B)センサ B

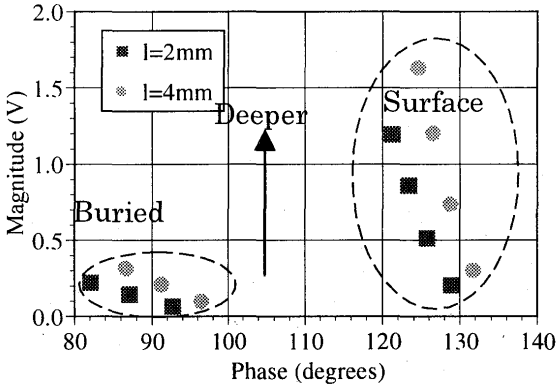


図 5　異なるき裂の渦電流信号の最大振幅およびその位相

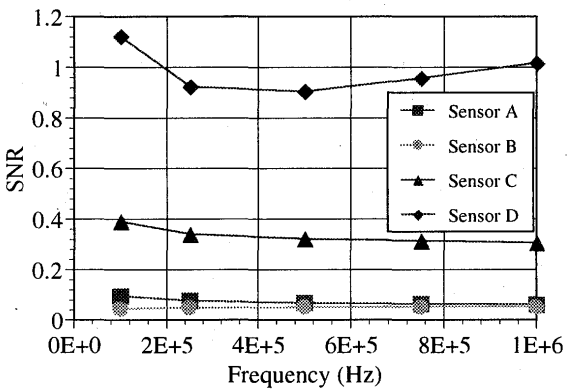


図 6　各センサにおける表面き裂の S/N 比

コーティング厚さを推定したときの推定誤差を図 4 に示す．ここでは母材とコーティングの導電率が等しければ推定は不可能である．コーティングの導電率を一定(7.5×10^5S/m)として，コーティングの導電率と母材の導電率の比を 1.05，1.1 および 1.2 とした．コーティング厚さの初期値および真値をそれぞれ 0.1mm および 0.2mm とした．異なる初期値を与えても同一の結果が得られることを確認している．導電率の推定と同様に，センサ A では試験周波数 200kHz 以上で良好な結果が得られるのに対し，センサ B ではいずれの試験周波数においても良好な結果が得られなかった．したがって，導電率およびコーティング厚さの測定では，送受信型センサは検出感度が低いため，絶対値型センサを試験周波数 200kHz 以上で用いることにより良好な結果が得られることが判った．導電率と厚さは物理単位が異なるため，両者を同時に推定していない．

3．2　き裂検出特性

長さおよび深さの異なるき裂に対する渦電流信号について考察した．伊藤らによって，試験後のクリープ試験片において，耐食コーティングには明瞭なき裂は観察されていないにもかかわらず，母材にはき裂が進展している例が報告されている[10]．よって，表面き裂と耐食コーティング下の内在き裂を対象とした．3 次元数値解析モデルの簡単化のため，図 2 のように母材および耐食コーティングを平板とし，センサをき裂直上で長さ方向に一次元走査する数値解析体系を設定した．母材およびコーティング

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

には新材の導電率を与えた．表面き裂の長さは 2mm および 4mm，深さは 0.1mm かから 0.5mm(0.1mm 毎)，幅は 0.2mm とした．内在き裂の場合の深さは母材とコーティングの境界から 0.1mm から 0.3mm(0.1mm 毎)とした．

一般に，ECT のき裂による渦電流信号では体積は振幅に関係し，深さは位相に関係することが知られている．センサ A を用いた場合のき裂による渦電流信号の最大振幅とその位相を図 5 に比較して示す．この結果は，設定した周波数帯域で，最も表面き裂と内在き裂の位相分離性が高かった試験周波数 1MHz の結果である．表面き裂は内在き裂より信号振幅が大きく，両者の位相は大きく異なっている．表面き裂と内在き裂の渦電流信号の関係は，薄肉管の内面き裂と外面き裂に対する信号の関係と類似することが判った．通常，き裂深さを判定するため，事前に信号の振幅と位相の検定曲線が作成される．動翼の検査においても，検定曲線を用いることにより表面き裂と内在き裂の識別，およびき裂深さの判定が十分可能である．いずれのセンサについても同様な結果を得ている．

3．3　き裂検出時の S/N 比

き裂検出のためのセンサの選定において，検査時の機械的ノイズに対する S/N 比も評価項目の 1 つとなり得る．動翼を対象とした検査では，動翼は複雑な曲面形状を有しているため，試験片が平面の場合と異なり，センサと動翼表面の間隔が一定とならないことによるノイズ(リフトオフノイズ)が発生する．動翼前縁部の探傷を想定したリフトオフノイズをノイズ信号として，各センサの S/N 比を比較した．図 6 に表面き裂(長さ 2mm，深さ 0.2mm，幅 0.2mm)の信号とノイズ信号の比を示す．送受信型差動出力センサのリフトオフノイズに対する S/N 比が最も高いことが確認できる．高い試験周波数では各センサの S/N 比が低下している．これは，高い試験周波数を用いると，表皮効果により表面形状に敏感になるからである．よって，センサの大きさから見て，表面の荒い個所，もしくは一定ではない曲面形状を有する個所の検査では，S/N 比の観点からも試験周波数の決定には注意を要することになる．内在き裂についても同様の結果を得ている．

3．4　き裂形状の推定

き裂形状の推定の観点から，励磁・検出方式および試験周波数について考察した．測定点をき裂の長さ方向に-2.5mm から 2.5mm まで 1mm 毎(センサとき裂の中心が一致する位置を 0mm とする)に設定した．リフトオフノイズに対する S/N 比が最も高かったセンサ D による表面き裂形状の推定誤差を，センサ A を用いた場合と比較して図 7 に示す．き裂は図中のパラメータ番号 4 から 7 の位置に存在する．各パラメータの推定誤差を(4)式のように評価すると，両センサの推定誤差は 4%(8mm)未満となった．試験周波数による顕著な推定結果の差は見られないが，センサ D の結果の方が若干正確である．内在き

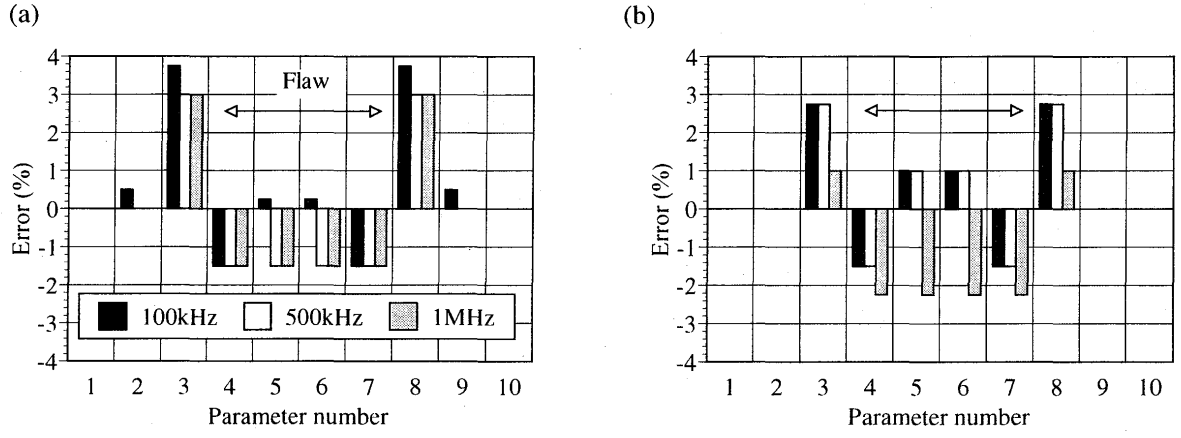


図 7　表面き裂形状の推定誤差，(a) センサ A，(b) センサ D

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

裂についても同様の結果を得ている．

4．まとめ

1100℃級 GT 初段動翼において，き裂検出，母材および耐食コーティングの損傷劣化のための非破壊評価法として ECT を適用することを踏まえ，電磁界有限要素解析に基づく順問題および逆問題解析を用いて，各項目における試験条件を検討した．得られた結果を以下にまとめて示す．

1. 初段動翼の母材および耐食コーティングの劣化検出，耐食コーティング厚さ測定において，絶対値型センサを動翼の構造で決まる試験周波数 200kHz 以上で使用することにより，高精度な測定が可能であることを明らかにした．
2. き裂の形状推定に適した S/N 比の高い励磁・検出方式および試験周波数を明らかにし，渦電流の位相を利用して，表面およびコーティング下の内在き裂を判別できることを示した．

初段動翼の非破壊検査において，各種の抽出すべき要因の検出性を系統的に評価するためには，実機を想定した多くの試験が必要であるが，これらを実験的に行うことは費用，時間の両面で困難である．本数値解析プログラムによるコンピュータシミュレーションは実験を代替および補完するものであり，検査手法の高度化に十分有効である．

参考文献

[1] R. Viswanathan and A. C. Dolbec: Lift Assessment Technology for Combustion Turbine Blades, Jour-nal of Engineering for Gas Turbines and Power, 109, pp.115-123, (1987).

[2] N. Czech, F. Kirchner and W. Stamm: Life Assessment of Service Stressed High Temperature Coatings by Permeability Measurements, Elevated Temperature Coatings: Science and Technology II, pp.361-371, (1996)

[3] 福冨，緒方：電力中央研究所　研究報告：T99033（平成 12 年 5 月）

[4] 福冨，高木，谷：渦流探傷試験におけるコイルとき裂のメッシュレス有限要素解析法，日本機械学会論文集(A 編)，64(622)，pp.1541-1547，(1998).

[5] Z. Chen and K. Miya: ECT Inversion Using a Knowledge-Based Forward Solver, Journal of Nondestructive Evaluation, 17(3), pp.167-175, (1998).

[6] T. Takagi, et al.: Benchmark Models of Eddy Current Testing for Steam Generator Tube: Experiment and Numerical Analysis, International Journal of Applied Electromagnetics in Materials, 5, pp.149-162, (1994).

[7] 黄，福冨，高木：ノイズを含む渦流探傷信号の高速シミュレーション，日本機械学会論文集(A 編)，65(638)，pp. 2024-2031，(1999).

[8] 黄，福冨，高木：ノイズを含む渦流探傷信号の逆問題解析，日本機械学会論文集(A 編)，66(641)，pp. 63-70，(2000).

[9] 小川，久保，古村：渦電流法を用いたガスタービン動翼の損傷評価，日本非破壊検査協会平成 8 年秋季大会講演概要集，pp.273-276，(1996).

[10] 伊藤，斎藤，宮崎：高温耐食コーティング部材のクリープ寿命特性，日本機械学会論文集(A 編)，62(593)，pp.156-161，(1996).

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

A－2

チタン基複合材圧縮機ロータの最適化設計

河内幸雄　　福島　明
山田　毅　＊廣田　雅
（（株）先進材料利用ガスジェネレータ研究所）

Optimum design of titanium matrix composite compressor rotor

Yukio Kawachi　Akira Fukushima
Takeshi Yamada *Masashi Hirota

Key words : Titanium matrix composite, Compressor rotor

Abstract

This paper describes about design concept of titanium matrix composite(TMC) compressor blade and disk and evaluation of test result. Fiber of the composite is SCS-6(SiC) and mother metal is SP-700(Titanium alloy). In our project of AMG(Institute of Advanced Material Gas Generator) the object of study shall be 50% weight reduction. In this paper design concept of TMC should be written based on the results of AMG study.

１．まえがき

当研究所（先進材料利用ガスジェネレータ研究所（ＡＭＧ））は、ガスタービンに複合材料を適用するすることにより、燃費低減 20%、重量低減 50%、Nox 低減率 70%の課題を解決するための革新技術の研究開発を実施している。圧縮機においては一般的に用いられるチタン合金と比較し比強度の高いチタン基複合材料(TMC)をブレード、ディスクに適用することにより、重量低減をめざす試作研究を実施している。本文では当該研究におけるチタン基複合材料を圧縮機に適用する際の設計の考え方を述べる。

２．TMC 複合材料

AMG で使用した TMC は強化繊維に SiC 系の SCS-6、母材となる金属に SP-700(Ti-4.5Al-3V-2Fe-2Mo)を用いており、HIP(Hot Isostatic Pressing)処理により複合化成形している。SP-700 は超塑性変形特性に優れ HIP 処理をより低温で実施することができるため、複合時の繊維劣化を抑制することができる。材料の比強度は Vf 値（全体に占める繊維の含有率）を変化させることにより制御することができ、AMG では繊維強化方向の比強度を母材であるチタンの約２倍にして設計している。

3.ブレードの設計・評価

3.1　TMC ブレード設計の基本的な考え方

第１５回ガスタービン秋季講演会
講演論文集，2000.11，(北九州)

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.124, 2025/08/23.

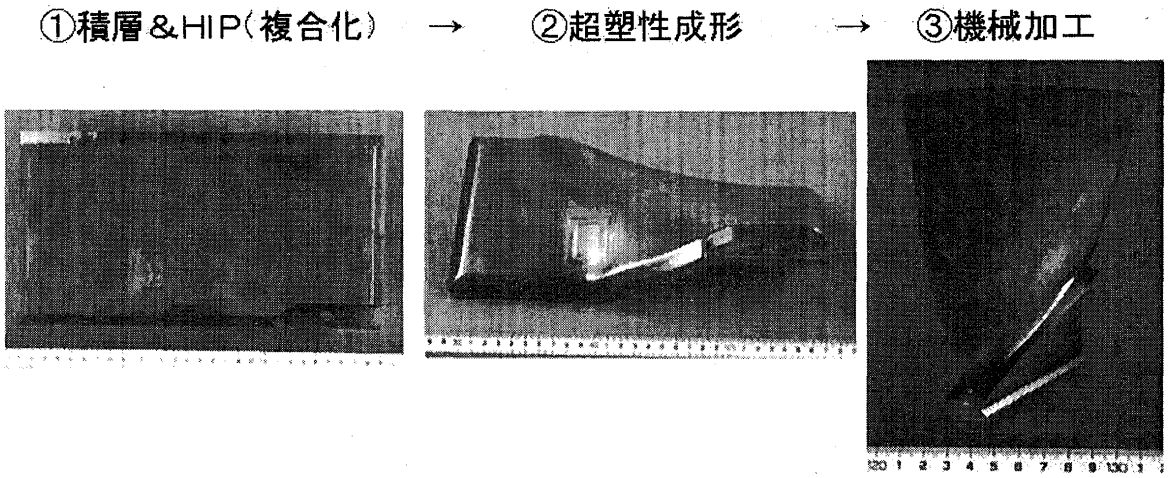


図1　TMCブレード製造プロセス

ブレードに複合材料を適用することのメリットは複合材料がもつ強い異方性特性（特定の方向に対し高強度を有する特性）にある。ブレードでは回転による遠心力が支配的要因となり、回転体の半径方向に高応力が発生する。そのため複合材料の高強度方向と半径方向を一致させることにより効率的に高強度化、軽量化を行うことができる。実際の製造プロセスを図1に示す。厚肉の TMC 平板を製作しこれを超塑性成形により翼形状に近い形に成形した後、機械加工を施すという 3 工程で構成されるプロセスであり、平板を製造する段階で高強度を必要とする方向に繊維を配向する。

3.2　ブレードの詳細設計項目

ブレードの構造設計を行ううえで必要となる評価基準としては、航空用ガスタービンの一般的な基準を用いて評価した。現状の一般的な評価基準は必ずしも TMC に対応した内容となっていないが、TMC を対象とした基準がないためである。なお設計材料特性としては負の 3σ 値に基づき、破壊じん性を考慮しなければならない。設計基準の概要は以下の通りとなる。

①破壊回転数　：回転体の最大許容回転数の 122%回転数で破断しないこと
②ロータの健全性：最高温度状態かつ最大許容回転数の 115%回転数で永久変形しないこと
③クリープ　：設計者が規定する温度と寿命時間で規定値以上にクリープしないこと
④LCF 寿命　：エンジン運転を規定のサイクル数繰り返したときに破断しないこと
⑤HCF 寿命　：3×10^7 サイクル繰り返し応力を負荷されたときに破損しないこと
⑥耐 FOD　：エンジンが異物を吸い込んだとき重故障を発生しないこと

ここではブレードの評価基準として比重の高くなる破壊回転数と HCF 寿命に対する評価結果を述べる。

3.3　破断回転数に対する設計と評価

122%回転時におけるブレード各断面の断面平均応力が材料の破断強度以下となることを評価する。TMC ブレードの設計結果と回転試験による破断評価結果を図2に示す。図は横軸にブレードのハブからチップまでの無次元半径をプロットし、その他に高応力の発生するダブテール部を加えた。縦軸には発

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

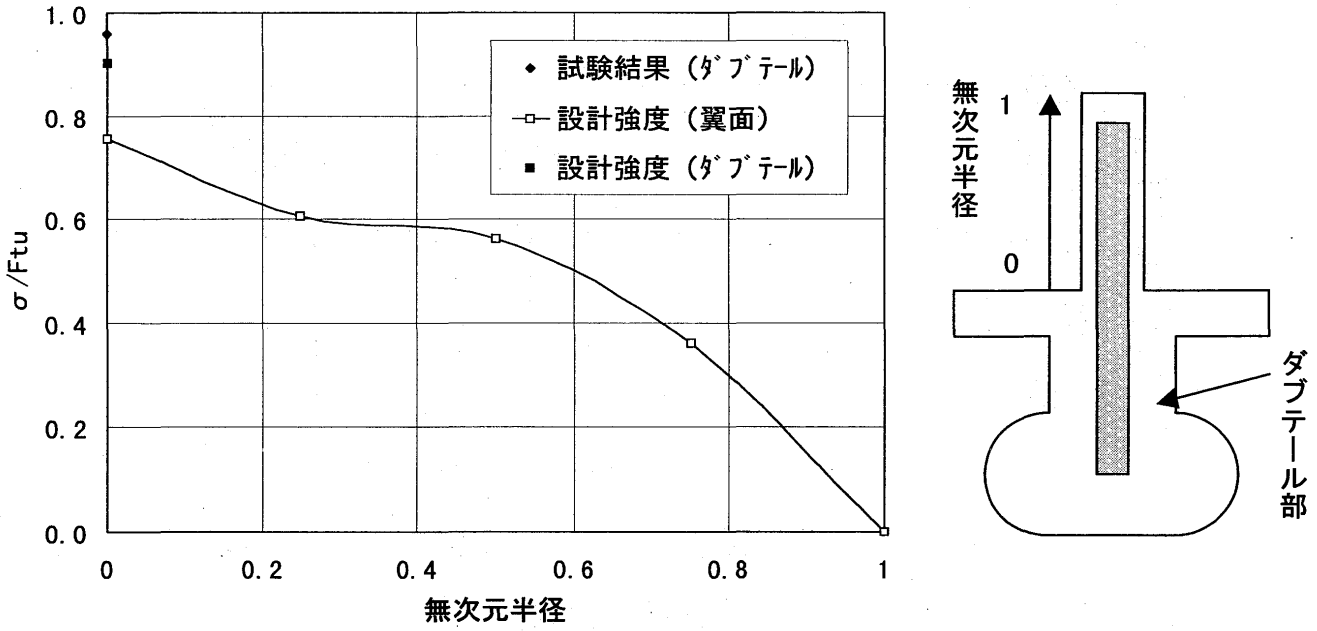


図２　破断回転数に対する評価結果

生応力を材料の破断応力(Ftu) で無次元化した値を用いた。TMC では評価する断面ごとに Vf（繊維の体積含有率）が異なるため、複合則（下式、繊維の含有率と材料強度を線形補間する法則）

$$\sigma = V_f \sigma_f + (1 - V_f)\sigma_m$$ （Vf：繊維体積含有率、σf：繊維強度、σm：母材強度）

にしたがい材料強度を評価した。図から破断回転数に対して設計値、試験結果とも基準値を満足することを確認した。破断回転数だけを考えればダブテールの強度レベルに翼部の強度を合わせて翼部を薄肉化することが最適化設計として考えられる。

3.4　HCF 寿命に対する設計と評価

エンジンが定格運転しているときのブレードに発生する繰り返し発生応力に対し 3×10^7 サイクル寿命を有することを評価する。繰り返し数は一般の非鉄金属材料の疲労限サイクルにあわせたが厳密には疲労試験結果から疲労限サイクルで評価することになる。材料的な HCF 特性の意味としては、その疲労強度特性が弾性変形領域のみの荷重制御特性であることであり、塑性変形領域を含む LCF 寿命評価と異なる点である。ただ TMC の場合は界面剥離等による疲労強度特性の評価も必要となるため上記の通りとは一概には定義できない面もある。AMG ブレードの設計結果を図３に示す。横軸はブレードに発生するミーゼス換算の平均応力、縦軸はブレードに発生する応力振幅であり経験的な励振力に安全率を設けて発生応力を設定する。本設計では翼表面上の最大応力発生位置における平均応力と応力振幅から HCF 寿命特性を評価したが、厳密な評価としては内部繊維の繊維配向方向の破断、繊維配向方向に直交する方向の破断、界面でのせん断破断なども評価の対象となる可能性がある。それについては実際のブレードを HCF 破断試験に供試し、破断モードを確認したうえで評価に加える必要がある。AMG で試作したブレードの HCF 試験では設計値に等しい応力振幅を負荷し 10^6 サイクルまでの健全性および、固有振動数、振動モード等が試験と FEM 解析で一致することを確認した。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

4. ディスクの設計・評価

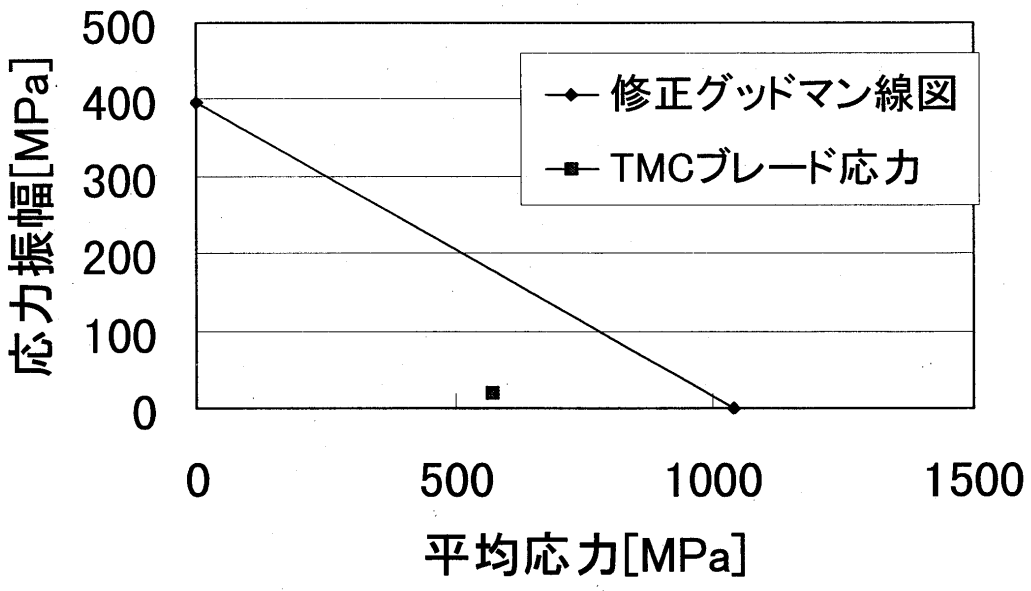


図３　疲労限度曲線

4.1　TMC ディスク設計の基本的な考え方

ディスクにおいてもブレードと同様に TMC の異方性特性がメリットとなるような設計を行う。ディスクでは回転時にフープ方向に高応力が発生するため、フープ方向に繊維配向を行うことで高強度化、軽量化を行うことができる。実際の製造プロセスを図４に示す。まず繊維を円盤状に巻き付けた後、SP-700 をプラズマ溶射して形状を固定する。繊維の円盤とチタン箔を交互に重ね合わせ HIP 処理することでディスクの予備形状とし最後に機械加工を施す。

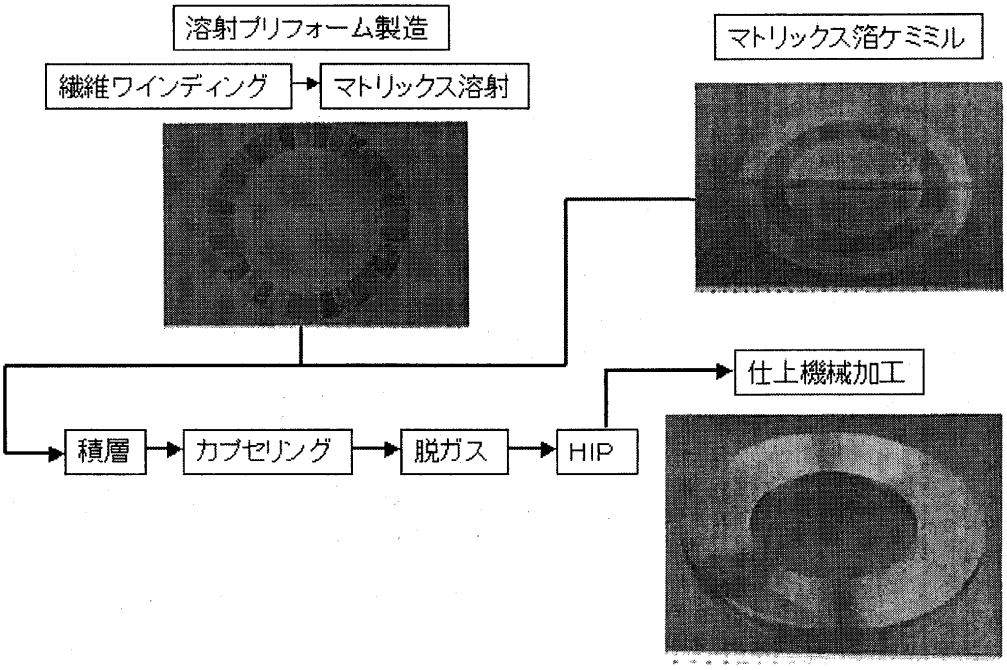


図４　TMC ディスク製造プロセス

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

4.2　ディスクの詳細設計項目

ディスクにおいてもブレードと同じ項目で評価するため評価項目の記述は省略する。ディスクではブレードと異なり破断回転数と LCF 寿命の比重が高くなる。ディスク研究では供試体の破壊モードと強度レベルを試験で確認するステップであるため、以下の設計と評価では設計するうえでのポイントを中心に記述する。

4.3　破断回転数に対する設計と評価

通常の金属材料では 122%回転時におけるディスクの断面平均応力が材料の破断強度以下となることを評価する。TMC では回転試験結果と FEM 解析結果から最大発生応力が材料の破断応力に達したときに破断する結果が得られている。通常の金属材料では局所的に降伏応力に達しても、塑性変形による応力再配分により評価断面全体まで降伏領域が拡大するのに対し、TMC では繊維含有により塑性変形が抑制されるためであると考えられる。また TMC では局部的なマトリックスの損傷などで変形が生じ、破断に至る前に回転体の軸振動が急増し運転が困難になることもあるので同様に評価する必要がある。

4.4　LCF 寿命に対する設計と評価

エンジン運転を規定のサイクル数繰り返したときに破断しないことを評価する。サイクル数はエンジンの用途や環境温度により異なる。ディスクのように空力励振力等の作用が少ない部品では定常歪みの繰り返しである LCF 寿命がクリティカルとなる場合が多い。対象が金属材料の場合は対象に発生する最大定常歪みを規定サイクル負荷した場合に破断しないことが求められる。一方 TMC のような異方性材料では多軸応力条件下での疲労破壊の挙動が金属ほど明確となっていないが、単結晶合金などと同様最大歪み則、最大応力則等で評価される。TMC が単結晶合金などと異なる点としては、繊維と金属との間に特性の異なる境界面が存在することであり、境界面が疲労破壊の起点となる可能性が高いことである。よって LCF 寿命評価では繊維配向方向の強度のほかに繊維配向方向と直交方向の疲労強度および境界面の強度について回転時の多軸応力状態で評価する必要があり、各評価項目に対し安全率を同等とできるような設計が必要となる。

5. まとめ

TMC ブレードに対する設計内容を以下の通り纏める。

① 半径方向に繊維配向を行い軽量化、高強度化を図る
② 破断回転数の観点からは翼部、ダブテール部の強度安全率を均一にし最適化する
③ HCF 寿命の観点からは翼ハブ部の応力振幅低減のために繊維強化する必要がある

TMC ディスクに対する設計内容を以下の通り纏める。

① フープ方向に繊維配向を行い軽量化、高強度化を図る
② 破断回転数の観点からはボア部（内径部）の強度を設計のクリティカルに設定して最適化する
③ LCF 寿命の観点からは繊維配向方向、繊維配向と直交方向、境界面のそれぞれの寿命安全率を均一にし最適化する

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

6. 参考文献

(1)　次世代複合材料ハンドブック（日本規格協会）

(2)　「構造用耐熱複合材料のデータベース構築に関する研究」成果報告書（次世代金属・複合材料研究開発協会）

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

A－3

高強度Ｎｉ基単結晶超合金の開発

*日野武久,小泉 裕, 小林 敏治,
原田 広史（金属材料技術研究所）
吉岡 洋明,石渡 裕,平岸 政洋,
北山 和弘, 石井 潤治（東芝）

１．まえがき

ガスタービンの燃焼効率向上を目的とした燃焼ガス温度の高温化によってガスタービン動／静翼にはより高い高温強度特性が求められており、そのため産業用次世代ガスタービンの第１段動／静翼には従来使用されてきた一方向凝固合金に替え高温強度に優れた第２世代の単結晶超合金が採用される見込みである[1)]。航空機用ジェットエンジンではクリープ強度向上により更なる燃焼効率の向上を図ることができることから第２世代単結晶超合金（Re 添加量：3wt%）に対し、よりクリープ強度の高い第３世代単結晶超合金(Re 添加量：5~6wt%)が使用され始めている[2)]。しかし第３世代単結晶超合金はクリープ強度が高い反面、Re 添加量の増加により組織安定性が悪く、長時間の使用では TCP 相が析出しクリープ強度が低下するため[3)] 産業用ガスタービンで使用することは難しい。これより組織安定性に優れかつ第２世代単結晶超合金に対しより優れたクリープ特性を有する合金の開発を行った。以下、得られた成果について報告する。

２．合金設計

合金設計は金材研にて開発した合金設計プログラム[4)]によった。本プログラムは多くの Ni 基単結晶超合金の物理、機械特性をγ'析出率およびγ,γ'組成をパラメータとして重回帰分析したものであり、合金組成を入力することでクリープ等の合金特性を得ることができる。

開発合金は①第２世代単結晶超合金に対し 137MPa/10^5時間クリープ耐用温度の 30℃向上、②従来材と同等以上の組織安定性，耐高温酸化性をもつことを目標とした。具体的には Ni 基超合金の主強化因子であるγ'相の析出率を 60%以上としかつ耐酸化性向上に有効な Al_2O_3 皮膜が形成するよう Al，Ti，Ta 等のγ'相形成元素量を調整し、かつ TCP 相が析出せず固溶強化が最大となるよう固溶限限界までの元素添加を試みた。固溶限の推定には固溶指数（Solution Index, SI 値）[5)] を用いた。一般にこの値が 1.25 以上となると TCP 相の析出が予想される。しかしこの TCP 相の析出限界値は合金により多少の差があるため、数種の合金を作製しその中から TCP 相が析出せず最もクリープ強度が高い合金として TMS-82+を得た。その合金組成を比較材として用いた TMS-75，CMSX-4，Rene80 と併せて表１に示す。

表１　　供試材および比較材の合金組成

wt%

	Co	Cr	Mo	W	Al	Ti	Ta	Hf	Re	Ni	その他	SI 値
TMS-82+	7.8	4.9	1.9	8.7	5.3	0.5	6.0	0.1	2.4	Bal.		1.20
TMS-75	12.0	3.0	2.0	6.0	6.0	-	6.0	0.1	5.0	Bal.		1.10
CMSX-4	9.0	6.5	0.6	6.0	5.6	1.0	6.5	0.1	3.0	Bal.		1.12
Rene80	9.5	14.0	4.0	4.0	3.0	5.0	-	-	-	Bal.	C 0.07 B 0.016 Zr 0.04	1.29

第１５回ガスタービン秋季講演会
講演論文集，2000.11，(北九州)

Download service for the GTSJ Via 216.73.216.124, 2025/08/23.

3．実験方法

TMS-82+および比較材として用いたTMS-75は一方向凝固炉によりφ10×100mmの丸棒および100×150×20mmの板状に溶製した。これら供試材について1300℃/1時間→1320℃/5時間の溶体化熱処理、1150℃/4時間1段時効、870℃/20時間2段時効熱処理を施した後、平行部φ4×22mm，全長60mmのクリープ試験片、10×20×2mmの酸化試験片に加工した。クリープ試験は900～1100℃/78～392MPの条件にて実施した。また酸化試験は950℃の大気炉中にて試験片をるつぼに入れて加熱し300,600,1000時間にて試験片の質量変化量および剥離スケールの質量を測定した。なお酸化試験では普通鋳造材であるRene80を比較材とした。組織安定性はクリープ試験片ネジ部の組織観察により評価を行った。また第3世代の単結晶超合金TMS-75を比較材として1100℃/137MPa・64hのクリープ中断材を作製し、断面のSEM/TEM観察を行うことによりクリープ強化メカニズムの検討を行った。

4．結果および考察

4．1　初期合金組織

図1にTMS-82+の熱処理後の合金組織を示す。溶体化が6時間と短時間であるにもかかわらずγ/γ'共晶はほぼすべて消失し、また0.4～0.5μmの矩形のγ'相が均一に析出した非常に良好な合金組織が得られた。

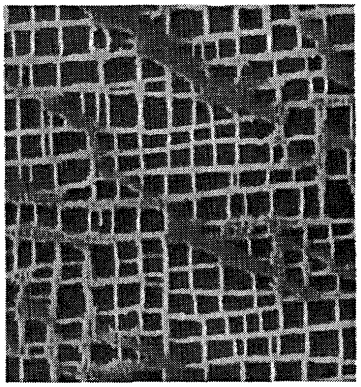


図1　熱処理後のTMS-82+の合金組織

4．2　クリープ特性

図2はTMS-82+，TMS-75およびCMSX-4[6]のクリープ破断寿命をラーソンミラパラメータを用いて整理したものである。

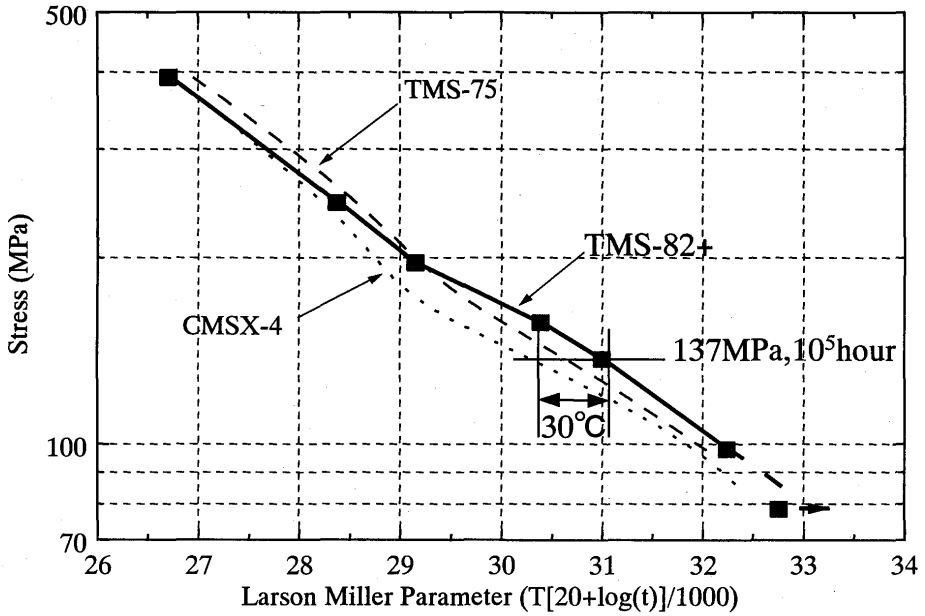


図2　TMS-82+,TMS-75およびCMSX-4のクリープ破断寿命

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

TMS-82+はCMSX-4に対してすべての応力域において優れたクリープ特性を示し、137MPa,10^5時間において 30℃のクリープ耐用温度の向上が見られた。また高温,低応力域では第3世代単結晶超合金TMS-75に対しても高いクリープ強度を示した。図3は1100℃/137MPaにおけるTMS-82+とTMS-75のクリープ歪ー時間曲線を示したものである。TMS-82+はTMS-75に対し定常クリープ域でのクリープ速度が小さくかつ定常クリープ域が長く持続していた。図4はTMS-82+およびTMS-75について定常クリープ初期の64hでクリープ中断した試験片の断面SEM観察結果である。いずれの合金も試験片長手方向に垂直にγ'相が連結粗大化したラフトの形成が観察されたが、TMS-82+では試験片長手方向に垂直により連続した形状となっていた。ラフトは転位の上昇運動を抑制することでクリープ特性を向上させると考えられており[7]、長手方向によりしたラフト組織を形成したTMS-82+はTMS-75に対して転位の上昇運動を効果的に抑制しその結果、良好なクリープ特性が得られたものと考えられる。

また図5に試験片長手に垂直なγ／γ'界面に生成した界面転位網の透過電子顕微鏡像、図6にそのg=[200]方向に転位間隔を測定した結果を示す。TMS-82+ではTMS-75に対し均一かつ細かい界面転位網の形成が見られた。ラフト形成時、転位はγ／γ'界面の界面転位網を切ることによって移動すると考えられる。転位網の寸法が小さければ、この転位網を切って進むために必要な力は大きくなり、結果として転位は動きにくくなると考えられる。連続したラフト組織の形成に加え、さらにこの細かい界面転位網の形成によりTMS-82+は良好なクリープ特性を示したと考えられる。

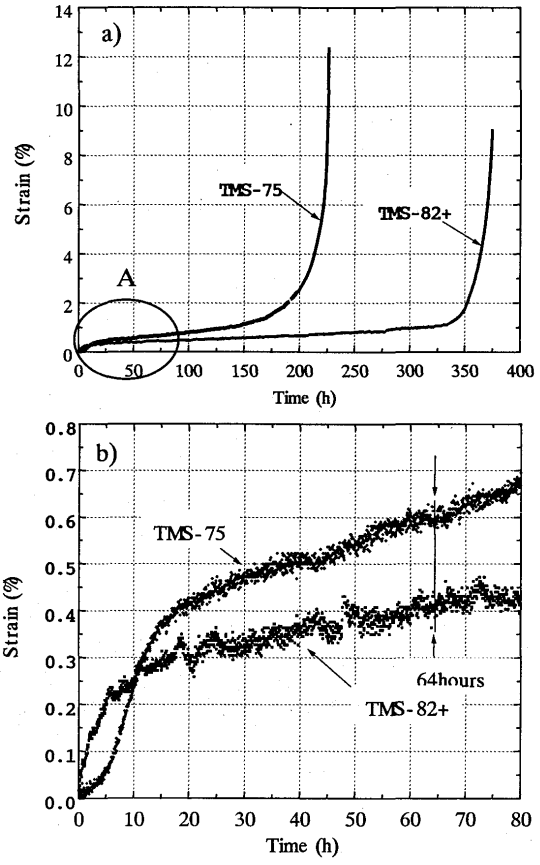


図3 TMS-82+およびTMS-75のクリープ曲線
a)全体図, b) A部拡大図

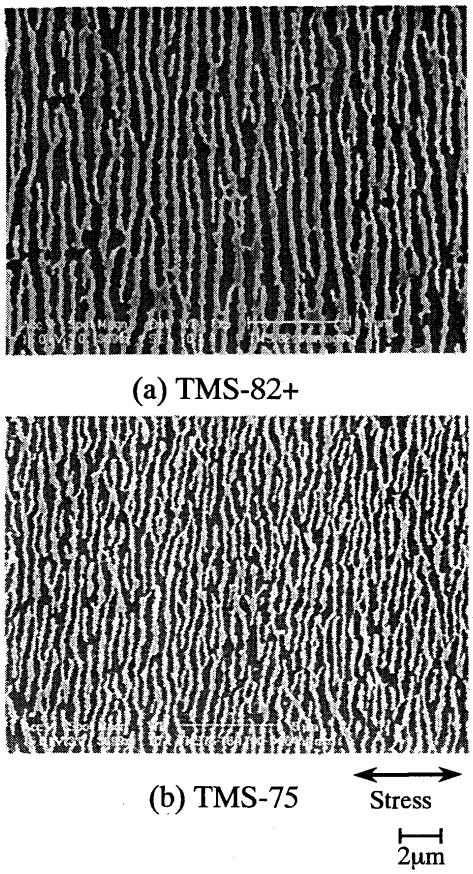


図4 1100℃/137MPaにて64時間クリープ中断時のTMS-82+およびTMS-75の断面組織

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

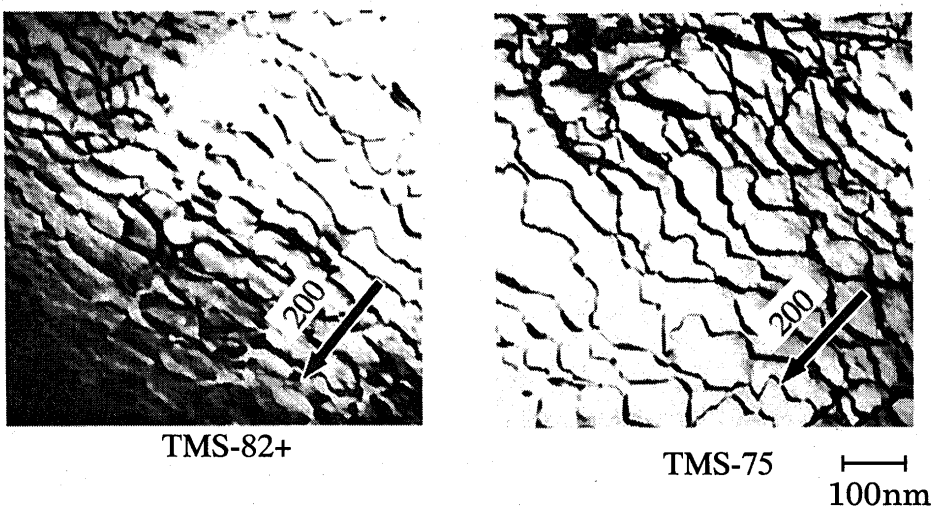


図5　1100℃/ 137MPa,64時間クリープ中断時にγ / γ'界面に生成した転位網

４．３　高温酸化特性

図 7 に TMS-82+,Rene80 の酸化試験結果を示す。TMS-82+の 950℃・1000 時間における酸化総質量変化量は Rene80 の 1/3 以下であり、十分な耐酸化性を有していることが確認できた。

４．４　組織安定性および鋳造性

組織安定性は 900～1100℃にて 790h まで試験を行ったクリープ試験片ネジ部の組織観察により評価を行った。その代表的な観察結果を図 8 に示す。極少量の TCP 相の析出は見られたものの強度に影響を及ぼすほどのものではなかった。またγ'相の異常な粗大化は観察されなかった。以上より TMS-82+は良好な組織安定性を有していることが明らかとなった。また図 9 に TMS-82+を 15MW 級ガスタービン１段動翼に鋳造した結果を示す。フレッケルやスリバといった欠陥は観察されず良好な鋳造性を示した。

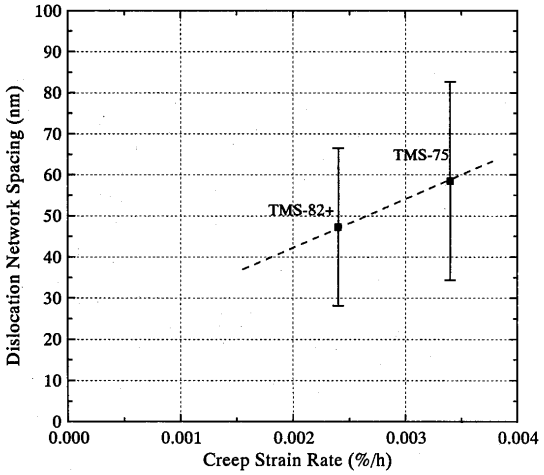


図6　クリープ歪速度に与える界面転位網の寸法の効果

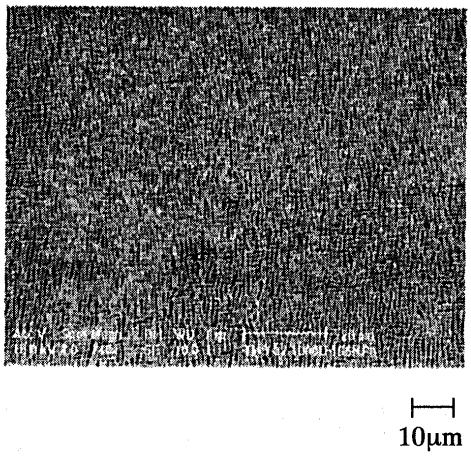


図7　1000℃/ 790h時効後のTMS- 82+の合金組織

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

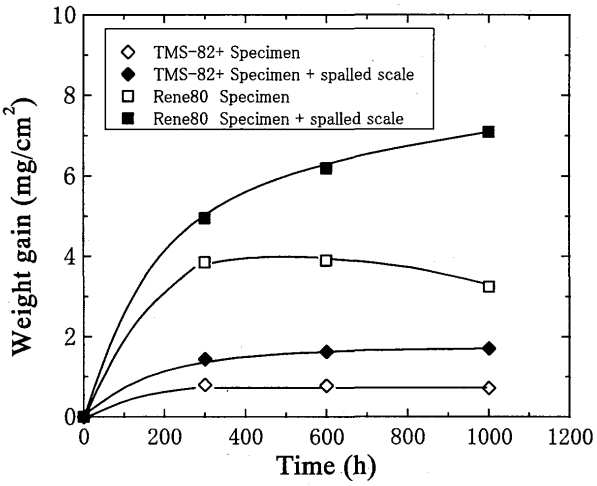


図8　TMS-82+およびRene80 の950℃×1000時間
大気中酸化試験結果

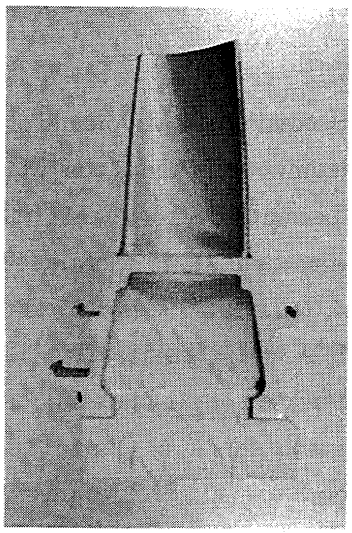


図9　TMS-82+の15MWガスタービン
1段動翼への試験鋳造結果

以上よりTMS-82+は従来合金に対し優れた合金特性を有していることを確認できた。なお現在、本合金を用いて15MW級ガスタービン1段動翼を作製中であり2000年秋期より東芝試験ガスタービンにより回転検証試験を実施する予定である。

5．まとめ

第2世代単結晶超合金に対し高いクリープ強度を有し、かつ組織安定性が良好なNi基単結晶超合金の開発を目的として研究を行い、以下の結果を得た。

1）金材研合金設計プログラムにより合金組成を設計し実験的な手法により合金組成の調整を行った結果、第2世代単結晶超合金に対して137MPa,10^5時間クリープ耐用温度が30℃向上した合金TMS-82+を開発した。

2）TMS-82+のクリープ強度向上は応力軸と垂直方向により連続したラフト組織が形成することにより転位の上昇運動が抑制されたことならびにγ/γ'界面に細かく均一な転位網が生成し、これによりγ'相への転位のカッティングが抑制されたことによるものと考える。

3）TMS-82+は高温酸化特性、組織安定性についても良好な結果が得られた。また翼形状への鋳造においてもスリバ、フレッケル等の異結晶の形成はなく良好な鋳造性を示した。

6. 謝辞

本研究を進めるに当たって、試験片作製に御協力を頂きましたロス&キャセロール社　P.E Waudby博士，石川島精密鋳造株式会社　上野昭浩氏，試験片の評価について御指導、御協力を頂きました金属材料技術研究所新世紀耐熱材料プロジェクトの関係諸氏、東芝 山本浩喜氏に感謝申し上げます。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

7. 参考文献

1）原田広史, 日本ガスタービン学会誌、Vol.28,No.4(2000)p14-20

2）B.W.Broomfield et.al, Journal of Engineering for gas turbine and Power,Vol.120(1998),p595-608

3）Y.Koizumi.et.al.,Proc.of the "Materials for Advanced PowerEnginnering1998", Ed.J.Lecomte-Beckers et.al,(1998),p1089-1097

4）T.Yamagata et.al., Proc.of the 5th International Symposium on Superalloys ,Sevensprings, ed.M.Gell,et.al,(1984),p157-166

5）山縣敏博,高性能結晶制御合金ハンドブック（山崎道夫編）,日本規格協会,P194

6）G.L.Erickson et.al., Material for Advanced Power Engineering 1994,_ed. D.Coutsouradis et.al., Part I :1055- 1074.

7）MacKay,R.A. et.al., Proc. of the 5th International Symposium on Superalloys, Sevensprings, ed.M.Gell,et.al,(1984), p135-144.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

A－4

遠心力及び熱荷重を受ける一辺固定反対称積層平板の変形

○ 周 風華　小河 昭紀　橋本 良作（航技研）

Deformation of Cantilevered Rectangular Laminate with Arbitrary Antisymmetric Layup under Centrifugal and/or Thermal Load

Fenghua ZHOU, Akinori OGAWA and Ryosaku HASHIMOTO　(NAL)

Key Words: Antisymmetric laminate, stretching-twisting coupling, centrifugal load, thermal load, Rayleigh-Ritz method, optimum layup

Abstract:

With stretching-twisting coupling property, antisymmetric laminate plate usually twists when loaded by in-plane forces. In this paper, the twisting deformation of arbitrary antisymmetric ($[\theta_1/\theta_2/\theta_3...]_{antisymmetric}$) laminate, loaded by centrifugal force or temperature change, is analyzed by Rayleigh-Ritz (RR) method. By mathematical deductions, the volume-integration process in RR analysis for total potential calculation is simplified as the surface-integration, to raise the analyzing efficiency. The deformation functions are assumed to be polynomial functions of x-variable up to the 6th order, and y-variable up to the 2nd order. Results of the present analysis are compared with those from FEM calculation to show that the analyzing scheme renders good numerical accuracy. Using this scheme, the twisting deformation of 16-ply antisymmetric laminates, stacked by 7-pair 30° plies and one pair 45° plies, are investigated. The optimum lamination layup is proposed, by which the plate has small thermal deformation during curing process, but reserves sufficient stretching-twisting coupling effect under centrifugal forces.

1．緒言

筆者らのグループは、反対称複合材構造特有の引張―ねじり連成効果（stretching-twisting coupling effect）を利用し、回転遠心力に応じて自動的に最適空力角度に調整できる動翼を提案した[1, 2]。この発想を確認するため、実際の形状に近い動翼モデルを用いて運転状態での遠心力連成したねじり変形を有限要素法（FEM）で評価した。その結果、エンジンの運転状況に応じた翼ねじり角度を起こさせ，空力的効率をあげる角度調整機能を持たせる事が可能であることを示した[2]。計算結果の整理、及び構造の非線形変形メカニズムを解明するため、Rayleigh-Ritz 数式解析方法（RR 解析）により、[θ/–θ]反対称積層材料で製作した矩形板、一辺固定支持条件／遠心力及び温度変化荷重を受ける場合の線形及び非線形変形を解析した。数式解析結果と FEM 解析結果を比較し、RR 解析の有効性及びその精度を確認した[3, 4]。二層反対称積層板（2 層斜交積層板、[θ/–θ]）の場合、繊維角度（θ）を変化させ、板のねじり変形を調べて、最大ねじり変形が生じる繊維角度を明らかにした[3]。

スマートブレードに関する実験研究を行う前、繊維角度だけではなく、各層のスタッキング順序の影響を理論上で調べ、最適積層方式を見出すことは重要である。しかし、ここまで用いた解析手法は、二層の反対称積層板（[θ/–θ]）を対象にして行ったもので、多数層で構成した反対称積層板に関する解析は複雑である。そこで本論は、一般反対称積層方式（$[\theta_1/\theta_2/\theta_3... \mid ...(-\theta_3)/(-\theta_2)/(-\theta_1]$）、以下は$[\theta_1/\theta_2/\theta_3...]_{antisymmetric}$ で記す）について、新しい Rayleigh-Ritz 解析数式を誘導した。この解析手法では、従来、複合材構造のポテンシャル計算に用いた体積積分計算を面積積分計算に変換した。Z-方向の積分計算が不要になるため、多数層で構成した積層板の計算効率を改善した。この解析法を利用し、繊維方向 30° または 45° 層を組み合わせた積層板の変形挙動を解析し、製造過程の温度反り変形が少なく、かつ充分な“回転荷重－ねじり変形”カップリング効果を発揮できる積層方式を提案した。

第１５回ガスタービン秋季講演会
講演論文集，2000.11，（北九州）

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.124, 2025/08/23.

2．解析モデル

図１は本論に用いた解析モデルを示す。動翼をスパンLx=300mm、幅 Ly=128mm の矩形板にモデル化する。平板である動翼モデルは根元で固定され、２種類の面内荷重を想定する：１．製造する段階、積層された翼の温度をキュアリング（Curing）温度（180℃）から室温（25℃）まで下げ、翼はΔT=-155℃の温度荷重を受ける；２．翼は根元より距離 r_0 の回転軸でω=10，000rpm の速度で回転し、遠心力を受ける（図１、r_0=170mm）。

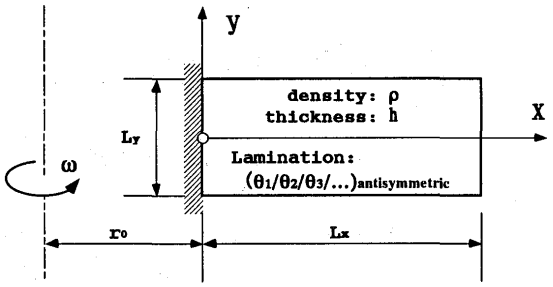


図１．回転積層板の解析モデル

動翼は厚さ h=2mm、一方向カーボン繊維強化樹脂プリプレグ T800H/#3631 を 16 層、反対称積層方式で製造する。単層（Ply）プリプレグの材料常数は表１に示した。

Table 1 Material Properties of UD CFRP T800H/#3631 Prepreg

E_L (GPa)	E_T(GPa)	G_{LT}(GPa)	ν_{LT}	α_{LL} (K^{-1})	α_{TT} (K^{-1})	ρ(Kg/m^3)	t (mm)
152.98	9.02	4.61	0.35	-0.60×10^{-6}	30.0×10^{-6}	1360	0.125

3．二層反対称積層板[θ/–θ]の変形挙動

反対称積層方法で作った翼構造は、“引張－ねじり変形”カップリング効果で面内荷重を受ける場合ねじり変形が発生する。翼先端外縁（$x=L_x$, $y=L_y/2$）のところで最大面外変位が生じ、その値を w_{max} で記し、翼モデルのねじり変形大きさの判定指標とする。図２に示すのは、従来の Rayleigh-Ritz 解析方法[3]で計算した２層反対称積層板（[θ_8/–θ_8]）で積層角度θ=0°~90°の範囲で変化した、w_{max} の変動曲線である。この結果を見ると以下の結論を得られる：

A. [θ/–θ]反対称積層板が温度荷重ΔT を受ける場合繊維角度 45° で最大ねじり変形が生じ、遠心力を受ける場合繊維角度 30° で最大ねじり変形を生じる。

B. [θ/–θ]方式で積層した反対称積層板が回転するとき大きいねじり変形を期待できるが、板の反り変形も大きいため、平らな試験片の製造は困難である。

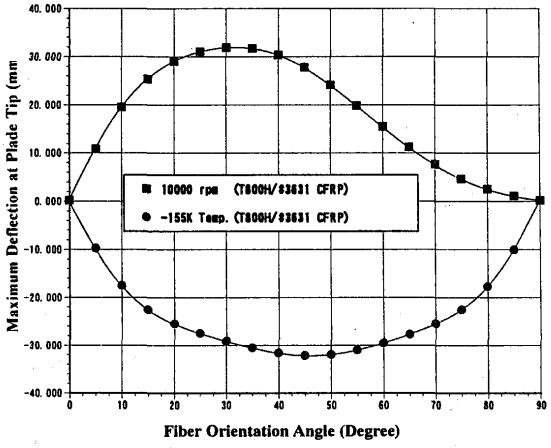


図２．［+θ/−θ］二層反対称積層板の変形

製造中生じる反り変形が小さく、しかも機能性効果（回転状況に応じたねじり変形）を発揮できる試験片を製造するため、先ず適当な積層方式で、温度変化に伴う反り変形の抑制が重要である。このような積層方式は当然、希望した“(空気温度の上昇による）温度－ねじり変形”も抑制されるが、“(遠心力による）荷重－ねじり変形”は高ければ、充分な機能性特性を期待できる。

ここで再び温度変化及び遠心力荷重の影響を考える。図２に示した w_{max}-θ 曲線で、[45/-45]積層板は温度荷重に対して一番敏感であり、[30/-30]積層板は遠心力に対して一番敏感であることが判った。従って、単純に“スマート効果及び製造可能性”を考慮した、最適な積層方式は、[30/-30]プライを主体積層にして（荷重スマート機能を最大化する）、それに伴う望ましくない温度反り変形の打ち消しは、反対方向でスタッキングした[45/-45]プライ（即ち、[-45/+45]、打ち消し効果を最大化する）の配置で実現すべきである。

本論では、この思想に従って、Rayleigh-Ritz 解析方法を改善して、９種類の積層方式で作った反対称積層板の温度降下による反り変形及び遠心力によるねじり変形の大きさを調べる。

4．Rayleigh-Ritz 解析方法

Rayleigh-Ritz 近似数式解析では、まず板が遠心力及び温度荷重を受ける場合中立面内ｘ-、ｙ-及びｚ-

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

方向の変形関数をそれぞれu(x,y)、v(x,y)とw(x,y)で記し、中立面内の歪み成分は：

$$\begin{Bmatrix} e_{11}^{\ 0} \\ e_{22}^{\ 0} \\ \gamma_{12}^{\ 0} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \dfrac{\partial u}{\partial x} + \dfrac{1}{2}\left(\dfrac{\partial w}{\partial x}\right)^2 & \dfrac{\partial v}{\partial y} + \dfrac{1}{2}\left(\dfrac{\partial w}{\partial y}\right)^2 & \dfrac{\partial u}{\partial y} + \dfrac{\partial v}{\partial x} + \dfrac{\partial w}{\partial x}\dfrac{\partial w}{\partial y} \end{Bmatrix}^T \tag{1}$$

（1）式中の非線形項はVon-Karmen歪み項であり、板の面外変位により大歪み非線形効果を表現する。積層板のまげ変形を考慮した内部歪み各成分の分布は式(2)になる：

$$\{e\} = \begin{Bmatrix} e_{11} \\ e_{22} \\ \gamma_{12} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} e_{11}^{\ 0} \\ e_{22}^{\ 0} \\ \gamma_{12}^{\ 0} \end{Bmatrix} - z\begin{Bmatrix} \dfrac{\partial^2 w}{\partial x^2} & \dfrac{\partial^2 w}{\partial y^2} & 2\dfrac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} \end{Bmatrix}^T = \{e_0\} - z\{\kappa_0\} \tag{2}$$

ここ$\{e_0\} = \begin{Bmatrix} e_{11}^{\ 0} & e_{22}^{\ 0} & \gamma_{12}^{\ 0} \end{Bmatrix}^T$，$\{\kappa_0\} = \begin{Bmatrix} \dfrac{\partial^2 w}{\partial x^2} & \dfrac{\partial^2 w}{\partial y^2} & 2\dfrac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} \end{Bmatrix}^T$、それぞれ板の面内歪み成分と板の曲げ曲率成分である。ベクトル$\{e_0\}$及び$\{\kappa_0\}$はz変数と関係なく、変数(x, y)の関数である。

Rayleigh-Ritz方法では、変形関数u, v, wを変数(x, y)の多項式に展開し、系全体のポテンシャル式(3)で計算する：

$$W = \int_{x=0}^{L_x} \int_{y=-L_y/2}^{L_y/2} \int_{z=-h/2}^{h/2} \Psi \, dxdydz \tag{3}$$

ここΨは系のポテンシャル密度で、次の3項に分けられる。

$$\Psi = \Psi_e + \Psi_T + \Psi_\omega \tag{4}$$

$\Psi_e, \Psi_T, \Psi_\omega$はそれぞれ板の内部変形、外部温度荷重、外部遠心力荷重によるポテンシャル密度で、以下の各式で計算する（$e_{12}=\gamma_{12}/2$）。

$$\Psi_e = \frac{1}{2}\left(Q_{11}e_{11}^{\ 2} + Q_{22}e_{22}^{\ 2}\right) + Q_{12}e_{11}e_{22} + 2\left(Q_{66}e_{12}^{\ 2} + Q_{16}e_{11}e_{12} + Q_{26}e_{22}e_{12}\right) \tag{5.1}$$

$$\begin{aligned} \Psi_T = -[&(Q_{11}\alpha_x + Q_{12}\alpha_y + Q_{16}\alpha_{xy})e_{11} + (Q_{12}\alpha_x + Q_{22}\alpha_y + Q_{26}\alpha_{xy})e_{22} \\ &+ 2(Q_{16}\alpha_x + Q_{26}\alpha_y + Q_{66}\alpha_{xy})e_{12}]\Delta T \end{aligned} \tag{5.2}$$

$$\Psi_\omega = -\rho\omega^2\left[(r_0 + x)u + \frac{1}{2}u^2 + \frac{1}{2}w^2\right] \tag{5.3}$$

各式の中、Q_{ij}は積層板を構成する単層（ply）の剛性常数、α_x, α_y及びα_{xy}は単層のx-, y-及びxy-方向の熱膨張係数。各係数はプリプレグの材料常数及び層内繊維方向により計算される[5]。(5.3)式中変位関数の2次項$u^2/2$と$w^2/2$は、追従荷重による非線形効果を考慮する部分である[4]。形状関数の形式が与えられれば、系のポテンシャルWが最大値状態になる条件で、板の形状変形関数が計算される。

系全体ポテンシャルの計算（積分式(3)）はRayleigh-Ritz解析中重要な一環である。2層複合材の場合でも、解析全時間の半分以上はポテンシャル積分に用いた。多数層で構成した積層板の場合、各層厚さ及び繊維方向が異なるため、各層のポテンシャル密度計算の所要時間（5.1-5.3式）、及び全体の積分計算（3式）の所要時間は、層数の増加に伴い増加する。

ここで、計算効率を上げるため、積分式（3）を以下のように書き直す：

$$W = \int_{x=0}^{L_x} \int_{y=-L_y/2}^{L_y/2} \left[\int_{z=-h/2}^{h/2} \Psi dz\right] dxdy = \int_{x=0}^{L_x} \int_{y=-L_y/2}^{L_y/2} \Phi \, dxdy \tag{3'}$$

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

$$\Phi = \int_{-h/2}^{h/2} \Psi dz = \int_{-h/2}^{h/2} \left(\Psi_e + \Psi_T + \Psi_\omega\right) dz = \Phi_e + \Phi_T + \Phi_\omega \tag{4'}$$

ここ、Φは系の単位面積にあたり総ポテンシャル密度であり、Φ_e、Φ_T及びΦ_ωはそれぞれ板内部変形、外部温度荷重及び外部遠心力荷重による部分である。多数層で構成した積層板では、各層の厚さ及び繊維角度を利用して、Φ_e、Φ_T及びΦ_ωの計算式を直接的に誘導できれば、ポテンシャルの積分は 1 次元減り、計算時間は大幅に短縮できる。

Φ_ωの数式誘導は簡単である。Ψ_ωはz-座標と関係しないため、

$$\Phi_\omega = h\Psi_\omega = -\rho\omega^2 h\left[(r_0 + x)u + \frac{1}{2}u^2 + \frac{1}{2}w^2\right] \tag{5.3'}$$

Φ_e及びΦ_Tを計算するため、(5.1, 5.2)式を考える。各層では、Q_{ij}及びα_{ij}は当層の繊維角度だけに依存し、z-座標とは直接に関係しない。一方、e_{ij}歪み分量は、(2)式に示すようにz-変数の線形関数である。従って、板の変形関数 u(x, y), v(x, y), w(x, y)はどんな形をとるに関わらず、Φ_e及びΦ_Tの表現式は直接誘導できる。

一般化した積層板の“合力・合モーメント－面内変形・曲げ曲率”関係を利用すれば、

$$\begin{Bmatrix}\{N\}\\ \{M\}\end{Bmatrix} = \begin{bmatrix}[A] & [B]\\ [B] & [D]\end{bmatrix}\begin{Bmatrix}\{e_0\}\\ \{\kappa_0\}\end{Bmatrix} \tag{6}$$

Φ_e及びΦ_Tは次の式により表せる：

$$\Phi_e = \frac{1}{2}\{e_0\}^T[A]\{e_0\} + \{e_0\}^T[B]\{\kappa_0\} + \frac{1}{2}\{\kappa_0\}^T[D]\{\kappa_0\} \tag{5.1'}$$

$$\Phi_T = -\left[\{e_0\}^T\{N_T\} + \{\kappa_0\}^T\{M_T\}\right] \tag{5.2'}$$

ここ[A]、[B]及び[D]はそれぞれ積層板全体の“面内”剛性マトリクス、“面内－曲げカップリング”剛性マトリクス、及び“曲げ”剛性マトリクスである。$\{N_T\}$及び$\{M_T\}$はΔT の温度変化が板に対し生じた等価面内合力荷重及び等価曲げモーメント荷重である。各マトリクス及びベクターの計算式は文献[5]にある。

前報と同じく、中立面内変形関数が u(x,y)、v(x,y)と w(x,y)で表せ、以下の多項式に展開する：

$$\begin{aligned} u(x,y) &= x(a_1x^5 + a_2x^3y^2 + a_3x^4 + a_4x^2y^2 + a_5x^3 + a_6xy^2 + a_7x^2 + a_8y^2 + a_9x + a_{10})\\ v(x,y) &= xy(b_1x^4 + b_2x^3 + b_3x^2 + b_4x + b_5)\\ w(x,y) &= x^2y(c_1x^3 + c_2x^2 + c_3x + c_4) \end{aligned} \tag{7}$$

ここ a_i、b_i及びc_iは未知係数であり、合わせ 19 個である。(7)式で仮定された変位関数を(5.1'-5.3')式に代入し、単位面積あたりポテンシャルの各部分Φ_e、Φ_T及びΦ_ωの数式を誘導する。それを(4')の面積積分に代入し、系全体のポテンシャルWを計算する。W が最大値になる条件で、各未知係数 a_i、b_i及びc_iが計算され、板の変形様子が解析される。

5．線形解析例・最適積層方式

2 節で討論した旨をふまえ、[30/-30]プライを主体とする積層板の中に逆方向の[-45/+45]プライをスタッキングした試験片の試作を想定する。反対称積層板の層は全部で 8 対（16 層）あり、その内 30 度層は 7 対、45 度層 1 対である。最適積層方式を探し出すため、線形解析を行った。各方式で作った板が各荷重条件で生じた最大面外変位 w_{max}は表 2 中に示した。比較のため、有限要素法により数値計算も行い、その結果も表 2 に示した。この結果で以下の結論を得られた：

A. Rayleigh-Ritz 方法で解析した結果は FEM での解析結果とよく一致する；

B. [30/-30]積層中に[-45/+45]プライを差込むと、積層板のねじり変形が小さくなる。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

Table 2 Maximum out-plane deflection (mm) of laminate with different lay-ups

Layup-No.	Stacking Sequences	DT=-155 K		10,000 rpm	
		FEM	R.R	FEM	R.R
Layup 4	$[(30)_8]_{As}$	29.2	29.335	-32.6	-31.674
Layup 7	$[(-45)/(30)_7]_{As}$	1.37	1.5664	-17.0	-16.310
Layup 9	$[(30)/(-45)/(30)_6]_{As}$	3.13	3.3162	-18.4	-17.681
Layup 10	$[(30)_2/(-45)/(30)_5]_{As}$	5.14	5.3156	-20.1	-19.308
Layup 11	$[(30)_3/(-45)/(30)_4]_{As}$	7.48	7.6470	-22.1	-21.269
Layup 12	$[(30)_4/(-45)/(30)_3]_{As}$	10.3	10.430	-24.5	-23.679
Layup 13	$[(30)_5/(-45)/(30)_2]_{As}$	13.7	13.848	-27.7	-26.711
Layup 14	$[(30)_6/(-45)/30]_{As}$	18.1	18.187	-31.7	-30.644
Layup 15	$[(30)_7/(-45)]_{As}$	23.8	23.942	-37.2	-35.947

図３は各積層方式の板の温度荷重（ΔT=-155K）及び遠心力荷重（ω=10,000rpm）を受ける場合の先端ねじり角度αを示す：$\alpha=\mathrm{Tan}^{-1}(2w_{max}/L_y)$

$[30_8/\text{-}30_8]$の積層板(Layup 1)は、遠心力で大きいねじり変形を発生するが、その板が製造過程中に生じた反り変形も非常に大きい。この積層構成の中に一対の[-45/45]プライを導入されれば、温度反り変形及び遠心力ねじり変形は小さくなる。45°層が積層板の中心位置から外へ移動するに伴い、この抑制効果は大きくなる。45°層を板の上下表面に設置する場合（Layup 7）、製造過程中に生じる反り変形が非常に小さく（従って反りの無い試験片の製造は可能である）、しかも遠心力荷重に対して充分のねじり変形を有することが分かった。

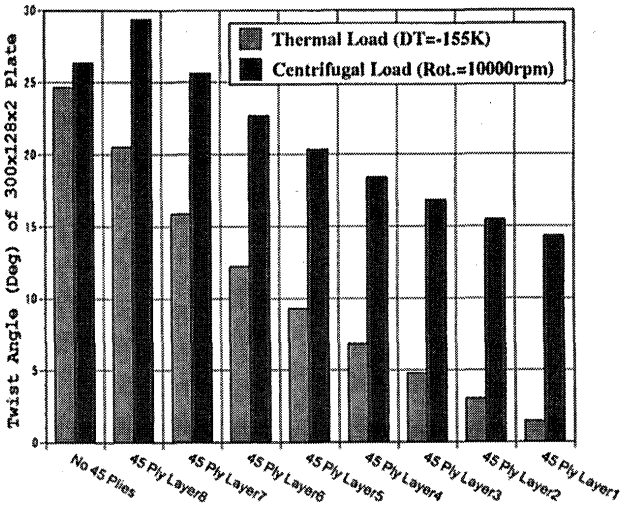


図３　各積層板の先端ねじり角度（線形解析）

６．積層板の非線形変形挙動

前報[4]で明らかにしたように、大きい面外変形が発生する場合、板の非線形効果を考慮する必要がある。ここで、上節で選んだ最適積層方式を含む３種類の積層板の非線形"w_{max}－荷重"挙動を調べた。各積層方式は次のとおりである：**Layup 7**：$[(-45)/(30)_7]_{Antisymmetric}$、**Layup 11**：$[(30)_3/\text{-}45/(30)_4]_{Antisymmetric}$ 及び **Layup 12**：$[(30)_4/\text{-}45/(30)_3]_{Antisymmetric}$ 。図４はこれらの積積層方式のイメージを示す。

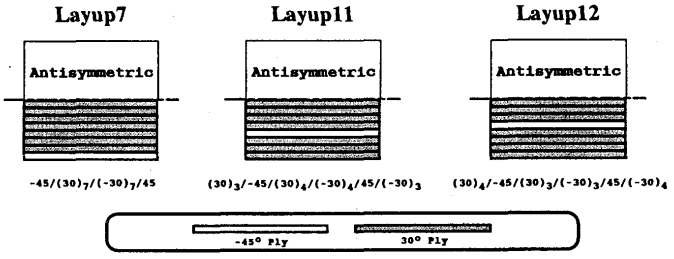
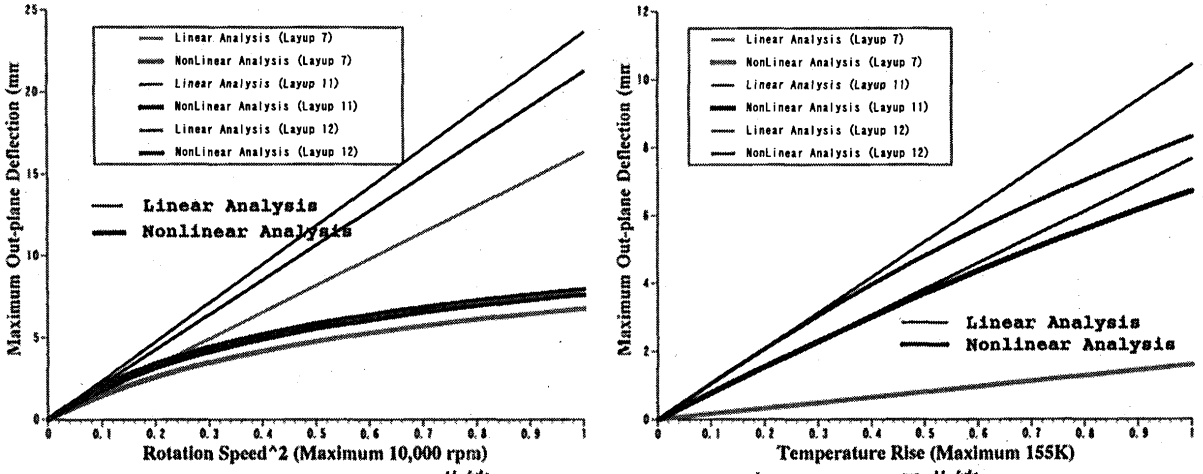


図４　試作した試験片の積層方式

図５a は上記三つの積層板が回転速度 10,000rpm までの遠心力荷重を受ける場合の"最大面外変形値－回転荷重"曲線を示す。この図の横軸は回転速度の自乗、すなわち荷重でスケーリングする。図５b は積層板が 155K までの温度変化を受ける場合"最大面外変形値－温度変化荷重"曲線を示す。各荷重状況の非線形効果が見受けられる。最適積層方式の Layup 7 試験片は、製造過程中に生じた最大面外変形は約 1.59mm（先端ねじり角度は約 1.42° 相当）、それを 10,000rpm 回転数で回すとき、最大面外変形は約 6.74mm のねじり変形が生じ、ねじり角度は約 6.01° 相当する。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.



a. W_{max}-ω 曲線　　b. W_{max}-ΔT 曲線

図5　Layup-7、Layup-11、Layup-12 積層板の非線形“最大撓み変形－荷重”関係

図6は試作した3種類の試験片（寸法 280x140x2mm）の外観を示す。製造した Layup 11 及び Layup 12 試験片は大きな反り変形が生じたが、Layup 7 の試験片は反り変形が殆どないことが確認された。

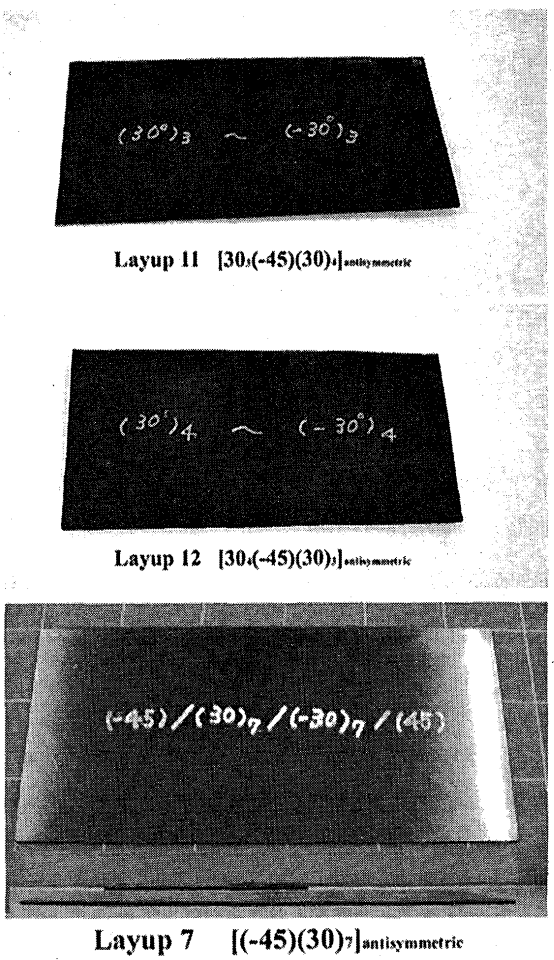


図6　製造した試験片の反り変形

7．結論

本論は、Rayleigh-Ritz 解析方法により一般反対称方式（$[\theta_1/\theta_2/\theta_3...]_{antisymmetric}$）で積層した平板が温度荷重及び遠心力荷重を受ける場合の変形解析を試みた。新しい解析数式を誘導し、複合材構造系のポテンシャル計算は従来の体積積分から積層板の面積積分に変換し、多数層積層板の計算効率を高くした。この方法を、30° と 45° 繊維方向積層の組み合わせの検討に用い、製造過程の反り変形が少なくしかも充分な“回転数－ねじりカップリング”効果を有する積層方式を提案した。試作した試験片の熱変形は解析結果と一致した。

8．参考文献

(1) 小河昭紀、橋本良作、周風華、「自動形状調整機能を有する回転翼」、特願平成１１年－２５８０４４

(2) Ogawa, A., Hashimoto, R. and Zhou, F., On the Smart Blade Structures of Aeroengine Compressors, Proc. 2nd CanSmart Workshop on Smart Materials and Structures (Sept. 13-14, St-Hubart, Canada, 1999)

(3) 周風華、小河昭紀、橋本良作、“回転荷重及び熱荷重を受ける片持ち非対称積層平板の変形　第１報：Rayleigh-Ritz 方法により線形解析”、JSME 2000 年年次大会、(2000 年 8 月、名古屋)

(4) 周風華、小河昭紀、橋本良作、“回転荷重及び熱荷重を受ける片持ち非対称積層平板の変形　第２報：板の大変形により非線形変形挙動”、JSME D&D2000 講演会、(2000 年 9 月、東京)

(5) I. Daniel and O. Ishai, "Engineering Mechanics of Composite Material", Oxford University Press, 1994

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

A－5

第３世代Ni基一方向凝固超合金の開発

＊佐藤昌宏，小林敏治，小泉裕，原田広史（金属材料技術研究所）
竹中剛，田村朗，藤岡順三（川崎重工業株式会社）

１．まえがき

ガスタービンの高温化による熱効率向上に対応するため、タービン翼用の超耐熱合金はNi基を中心に鍛造合金から普通鋳造(CC)合金，一方向凝固(DS)合金，単結晶(SC)合金へと開発が進み、耐用温度が向上してきた。ここでDSとSCの製造工程を比較すると、SC合金はDS合金よりも鋳造条件と熱処理条件が複雑になり歩留まりが低下するため、翼製造コストではDS合金のほうが有利である。しかしクリープ強度は既存DS合金で最も強いCM186LC（第２世代DS合金）でさえ第１世代SC合金よりも弱い。

本研究では、SC合金に匹敵する強度を持つDS合金として、第３世代DS合金TMD-103を開発し、その特性を評価した。

２．合金組織

金材技研で開発した第３世代SC合金TMS-75[1]をベースとし、DS合金に必要な粒界強化元素のCとBを添加してTMD-103を設計した。合金組成を 表１ に示す。金材技研合金設計プログラム（NRIM-ADP）[2]による計算では、TMD-103の比重は8.88である。また、溶体化温度幅が広くなるように設計しているため、熱処理の単純化が可能であり、組織安定性も高くできる。

棒状のDS試験片を200mm/hの凝固速度で鋳造し、1225～1300℃の範囲で熱処理温度を検討した結果、炭化物周辺での部分溶融が発生しない部分溶体化温度として1275℃を選定した。これに均質化処理と２段時効処理を加えた熱処理工程全体を 図１ に示す。また熱処理前後の組織を 図２ に示す。熱処理材ではγ'相が微細になり規則性も高くなっているが、as cast材でも比較的規則的な組織であることがわかる。これはReの効果であると考えられ、クリープ強度を高める要因となっている。

表１　合金組成（wt%）

	Ni	Co	Cr	Mo	W	Al	Ti	Ta	Hf	Re	C	B	Zr
TMD-103 (3rd DS)	Bal.	12.0	3.0	2.0	6.0	6.0	-	6.0	0.1	5.0	0.07	0.015	-

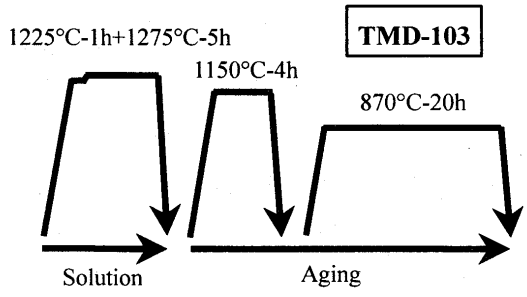


図１　熱処理工程

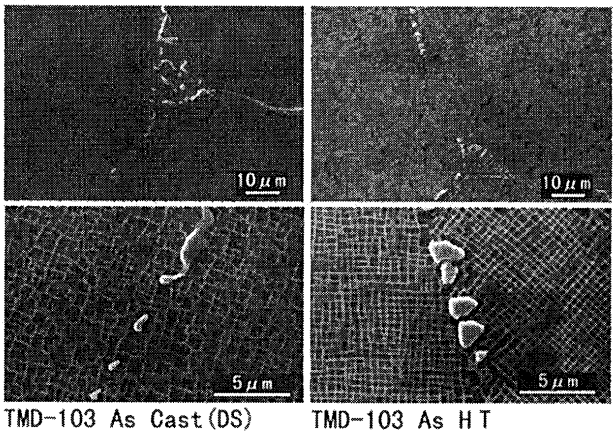


図２　熱処理前後の組織

第１５回ガスタービン秋季講演会
講演論文集，2000.11，（北九州）

Download service for the GTSJ Via 216.73.216.124, 2025/08/23.

３．高温強度

3-1 クリープ試験

クリープ試験を 900～1150℃, 65～392MPa の範囲で実施した。図 3 はクリープ破断強度を従来の DS 合金と比較したもので、第 3 世代 DS 合金 TMD-103 の強度が最も高い。図 4 は長時間データを含むクリープ破断強度を整理するために LMP を C=14.07[3]で計算したもので、最長データは TMD-103 が約 6300h, TMS-75 が約 7800h である。この結果から、TMD-103 のクリープ破断強度は第 2 世代 SC 合金の CMSX-4 と同等であることがわかった。また、長時間クリープ試験後のミクロ組織観察からは TCP 相等の有害相は発見されず、組織安定性が高いことを確認した。

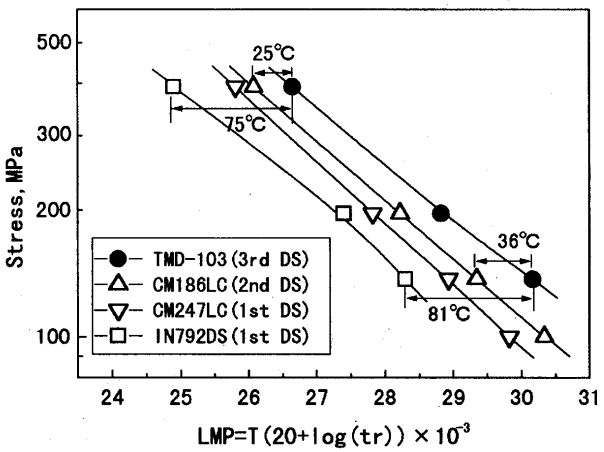


図３　クリープ破断強度（LMP；C=20）

3-2 低サイクル疲労試験

低サイクル疲労試験を 950℃,大気中,R=-1,ひずみ速度 0.1%/sec.の条件で実施した。図 5 に TMD-103 と TMS-75 の低サイクル疲労破断試験結果を示す。データ点数が不十分でバラツキもあるが、TMD-103 の低サイクル疲労特性は SC の TMS-75 とほぼ同等であり、良好であった。

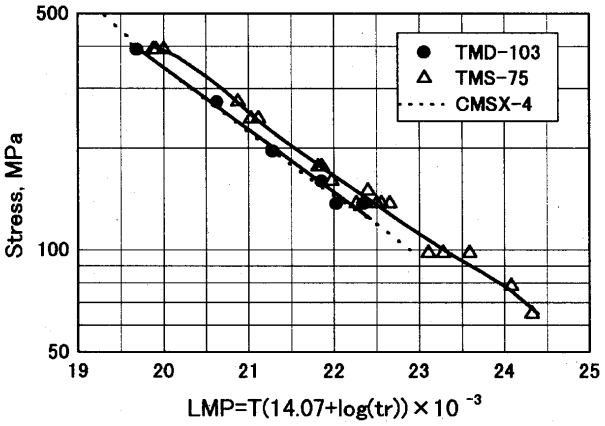


図４　クリープ破断強度（LMP；C=14.07）

４．高温耐食性

4-1 高温腐食試験

実機環境に近い高温腐食試験として、バーナリグ試験を実施した。A 重油燃料のガスタービンを模擬するため、灯油に硫化オイルと人工海水を添加し、燃焼ガス温度を 1050℃に調整して、試験片に 500h 噴射した。試験結果を 図 6 に示す。TMD-103 の Cr 量はわずか 3wt%であるにもかかわらず、12.5wt%Cr の IN792Hf に近い耐食性を示した。燃焼ガスの中心温度が 1050℃のとき、試験片表面の最高温度は約 910℃であり、最近の試験データから、耐食性に対する Re の効果は 900℃以上の温度域で発揮されることがわかってきた[4]。

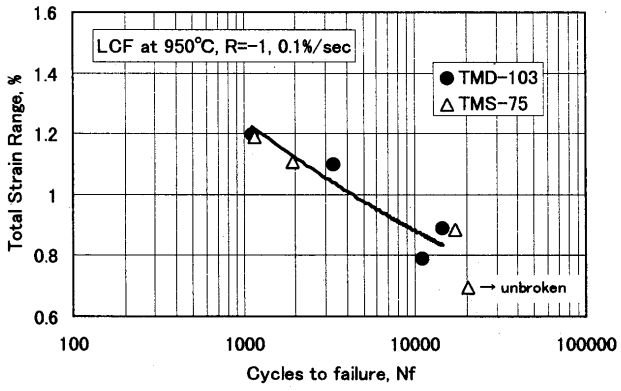


図５　低サイクル疲労試験結果

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

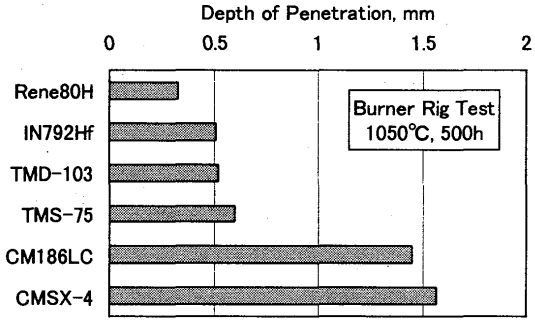


図６　高温腐食試験結果（灯油燃料+腐食成分添加）

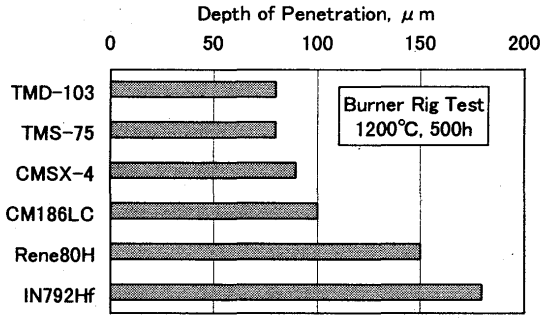


図７　高温酸化試験結果（灯油燃料のみ）

4-2 高温酸化試験

高温酸化試験ではバーナリグの試験条件を変更し、灯油に添加物を加えず、燃焼ガス温度を 1200℃に調整して 500h の試験を行った。試験結果を 図 7 に示す。高強度合金は一般に Al を多く含むため耐酸化性は良好であるが、TMD-103 は CMSX-4 と同等以上の耐酸化性を示した。この条件では、燃焼ガス中心温度が 1200℃で、試験片表面の最高温度は約 1030℃となるため、Al_2O_3 の保護膜が有効に作用すると考えられる。

５．まとめ

第 3 世代 Ni 基 DS 合金 TMD-103 を開発し、その特性を評価して以下の結果を得た。

1) 高温強度

・クリープ破断強度は既存の DS 合金中で最も強く、CMSX-4（第 2 世代 SC 合金）と同等

・低サイクル疲労強度は、950℃大気中において、TMS-75（第 3 世代 SC 合金）とほぼ同等

2) 高温耐食性

・耐高温腐食性は、900℃以上の高温域において IN792Hf（第 1 世代 DS 合金；高 Cr）とほぼ同等

・耐酸化性は、CMSX-4（第 2 世代 SC 合金）と同等以上

3) 生産性

・DS 合金であるため SC 合金よりも鋳造時間が短縮でき、歩留まりも高い（DS 合金の一般的特徴）

・溶体化処理温度幅が広いため、熱処理条件（特に昇温過程）を単純化できる

したがって、TMD-103 は CMSX-4 と比較して 高温強度：同等，高温耐食性：優位，生産性：優位であり、メタル温度 1000℃に対応できる動翼材として、高いコストパフォーマンスが期待できる。

参考文献

(1) T.Kobayashi, Y.Koizumi, S.Nakazawa, T.Yamagata, and H.Harada: Proc. of the 4th International Charles Parsons Turbine Conference, 4-6 Nov. 1997, Newcastle, U.K., p.766-773.

(2) H.Harada, M.Yamazaki, Y.Koizumi, N.Sakuma, N.Furuya, and H.Kamiya: Proc. of Conf. "High Temperature Alloys for Gas Turbines 1982", 4-6 Oct. 1982, Liege, Belgium, p.721-735.

(3) C.K.Bullough, M.Toulios, M.Oehl, and P.Lukas: Proc. of Conf. "Materials for Advanced Power Engineering 1998", 5-7 Oct. 1998, Liege, Belgium, p.861-878.

(4) 佐藤昌宏,小泉裕,小林敏治,原田広史,竹中剛,藤岡順三：日本金属学会講演概要 2000 年秋期大会（投稿中）

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

A－6

革新ガスジェネレータ用CMCブリスク材料の開発

*荒木　隆人、吉田　隆、西出　重人、
佐藤　光彦、田中　吉積（(株)　AMG　研究第二部）

1. まえがき

（株）先進材料利用ガスジェネレータ研究所（AMG）では1993年度より樹脂系、金属系、セラミックス系複合材料および金属間化合物などの先進材料を利用して、低燃費、小型・軽量、低NOx性を有する革新的ガスジェネレータの基盤技術を確立することを目的に研究を進めている。[1]　中でもCMC（セラミックス基複合材料）は耐熱性を有し、軽量であることから、ガスタービンの燃焼器や動静翼部品などへ適用することにより、燃費向上および軽量化に大きく寄与することが期待されている。

これまでAMGではSi-Ti-C-O系繊維を用いて、3次元織物を製作し、これらをCVI（化学気相含浸）法およびPIP（含浸焼成）法を用いて複合化したCMCの成形試験および強度試験を行なってきた。また、製作したブリスクモデル部品について回転破壊試験による回転体強度の評価、さらにはガス流回転試験を行い、タービン回転部品への適用の可能性が示された。[2),(3]　しかしながら、Si-Ti-C-O系繊維は1200℃以上の高温環境下では熱分解が進行し、AMGの目標とする1400℃級無冷却タービンには適していない。また、世界的にもより耐熱性の高い繊維を望む声が高まってきていたところ、近年になって従来の炭化ケイ素系繊維に対して高温特性が向上した新繊維が開発された。[4]　そこで本研究ではCMCの耐熱性向上に向けて、これらの繊維を用いたCMCの製造研究と材料評価を行い、タービンブリスクへの適用性を調べた。

2. 3次元織物の製作と評価の経緯

タービンブリスクをCMCで製作する場合、タービン翼およびシャフト結合構造を確保するために厚肉で非常に高密度な織物が必要である。図1に厚肉3次元織物を用いたCMCブリスクの外観を示す。当初、AMGにおいて3次元織物の繊維体積率（Volume Fraction;以下Vf）を高め、30mmを超える厚肉織物の製作するために高強度で非常にしなやかなSi-Ti-C-O系繊維（チラノLox-M;以下Lox-M）を適用した。種々の改良の結果、期待通りの高強度ブリスクが開発されたが、1200℃を超える温度領域でCMCの高温強度を維持するには繊維の高温安定性と繊維/マトリックス界面の耐酸化が不足していた。よって、より耐熱性の高い繊維が望まれていたところ、近年になってセラミックス繊維メーカーより添加元素が改良された繊維または結晶性の高い新耐熱繊維が開発された。

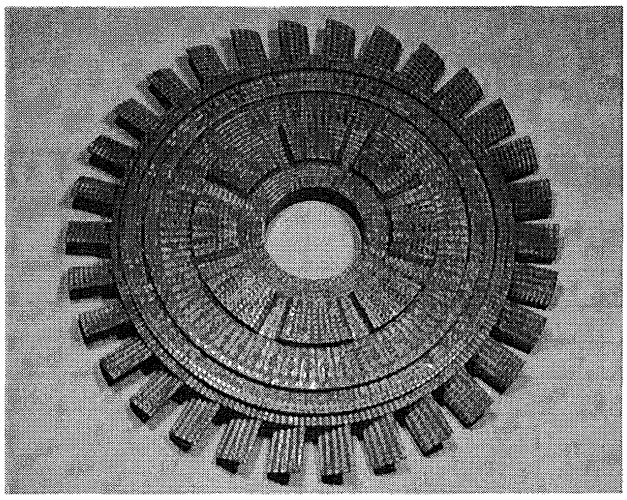


図1　CMCタービンブリスク（外形246mm×厚さ28mm）

第15回ガスタービン秋季講演会
講演論文集，2000.11，(北九州)

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.124, 2025/08/23.

ここで、炭化ケイ素繊維の特性を表１[5]に示す。 Si-Zr-C-O 系繊維（チラノ ZMI;以下 ZMI）はほぼ Lox-M に近い特性であるが、 Si-Al-C-O 系繊維（チラノ SA;以下 SA）は、比較的強度は低く、破断伸びも小さいため、高 Vf の３次元織物製作は困難である。 しかしながら、耐熱性の点では SA 繊維が上回っており、特に高温クリープ抵抗は優れている。[5] タービンブリスクの翼部分には高いクリープ強度が要求されるので、 少なくとも荷重方向には SA 繊維を使用するのが有利である。 そこでブリスク上で遠心および周方向荷重を受け持つｒθ方向には SA 繊維を配し、比較的回転による荷重を受けない Z 方向には ZMI 繊維を配する構造（以下 SA＋ZMI ハイブリッド織り）を考案し、従来の Lox-M 繊維を用いたものと同等の高い Vf を有する平板織物を作ることが出来た。（表２、図２参照）次に、厚肉円盤を模擬したケーキ状織物に SA＋ZMI ハイブリッド織り構造を適用して円盤織物の製作が可能か検討した。その結果、全体 Vf では多少低いものの、ｒθ方向には Lox-M 円盤織物と同等な Vf を有する織物が製作可能であることを確認した。[6]図３に円盤織物の外観を示す。これにより、非常に困難と思われた新耐熱繊維を用いた CMC ブリスクの成立性が高まった。

表１　セラミックス繊維の特性[5]

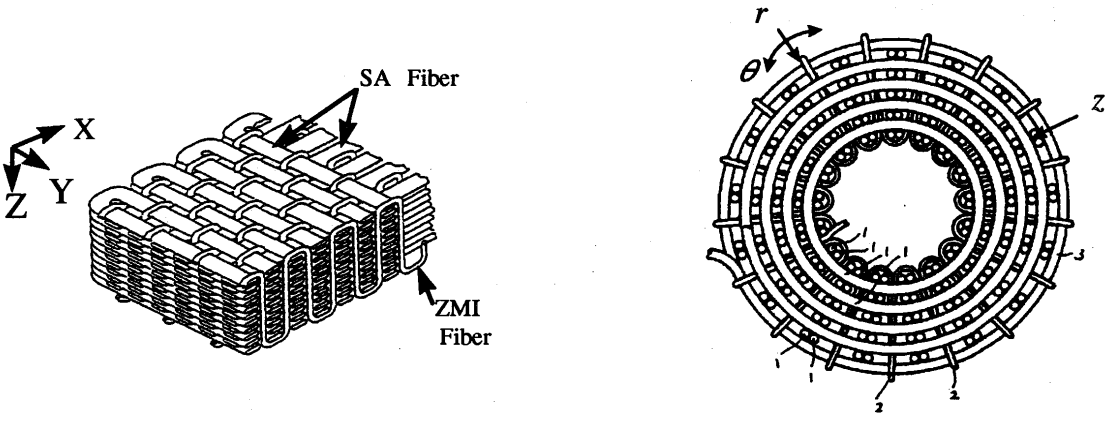
		LoxM	LoxE	ZMI	AM	SA
Chemical Composition (wt%)	Si	55	59	57	53	68
	C	32	37	35	34	31
	O	10	3	8	12	0.3
	Ti	2	2	-	-	-
	Zr	-	-	1	-	-
	Al	-	-	-	<1	<1
	C/Si(at%)	1.37		1.44	1.48	1.08
Fiber Diameter (um)		11	11	11	11	10
SiCbeta size (nm)		1.4	-	2.0	1.8	38.0
Density (g/cm3)		2.5	2.6	2.5	2.4	3.0
Thermal Coductubity(W/mK)		1.4	2.4	2.5		65
Tensile Strength* (GPa)		3.3	3.3	3.4	2.8	2.8
Tensile Modulus (GPa)		187	220	200	180	420
Elongation (%)		1.8	1.5	1.7	1.6	0.7

*: measured by the epoxy resin impregnated strand method

表２　３次元平板織物の特性[6]

織物 Type.	繊維		Vf	X:Y:Z	X方向Vf
	XY糸	Z糸	%		%
A	LOX-M	LOX-M	39	1:1:0.21	18
B	AM-SA	AM-SA	35	0.9:1:0.2	15
C	SA	SA	30	1:0.75:0.15	16
D	SA	ZMI	38	1:1:0.2	17

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.



a. 平板織物　　b. 円盤織物

図2　3次元織物モデル

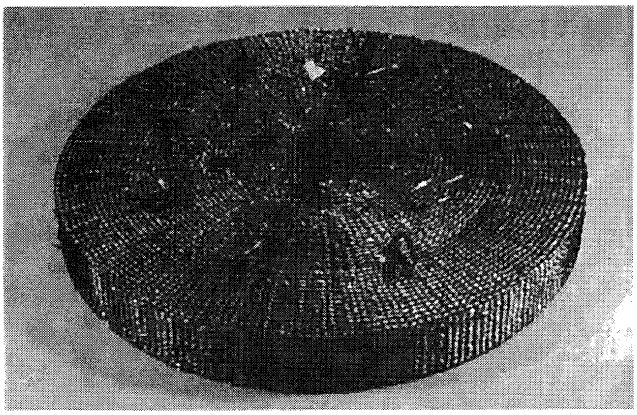


図3　3次元円盤織物（外形 256㎜×厚さ 34㎜）

3. CMC の製造と評価

3・1 3次元強化 CMC の評価

続いて SA＋ZMI ハイブリッド織物を用いて CMC を製作し、強度特性を調べた。この際、SA 繊維は2種類の繊維径（ϕ=10 μ m と ϕ=7.5 μ m）について評価した。製造方法の手順を以下に述べる。

初めに、ϕ=10 μ m の SA 繊維を用いた CMC は3次元織物を製作した後、CVI（化学気相含浸）法により C（カーボン）膜を形成した。一方、ϕ=7.5 μ m の SA 繊維を用いた CMC は繊維表面に CVD（化学気相析出）法による BN（窒化ホウ素）膜を形成し、3次元織物を製作した。次に、CVI（化学気相含浸）法により繊維表面に SiC マトリックスを 1～2 μ m 析出させたのち、PIP（含浸焼成）法によりケイ素ポリマーの含浸と焼成を繰り返して複合化した。その後、ダイヤモンド研削加工により試験片形状を切り出し、最後にもう一度 CVI（化学気相含浸）法により表面部分に SiC を形成させた。この様にして得られた CMC 試験片はそれぞれ Vf=38%および Vf=40%、見かけ密度で 2.3g/cm^3 であった。

強度特性を調べるため、室温にて引張速度 0.5㎜/min で引張試験を行なった。引張試験片形状を図4、代表的な応力－歪み曲線を図5に示す。ϕ=10 μ m の SA 繊維を用いた CMC の引張破断強度は平均 223MPa で破断歪みは 0.26%、ϕ=7.5 μ m の SA 繊維を用いた CMC の引張破断強度は平均 256MPa で破断歪みは 0.25%であった。よって、ϕ=7.5 μ m の SA 繊維を用ると CMC の強度は 15%向上することが分かった。これは ϕ=7.5 μ m の SA 繊維は繊維強度も高く、しなやかさも向上しているためと考えられる。この強度は Lox－M 繊維を用いた CMC の約 90%の値であることから、回転体としての強度は Lox－M 繊維を用いたブリスクと

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

ほぼ同等水準を達成する見通しが得られた。

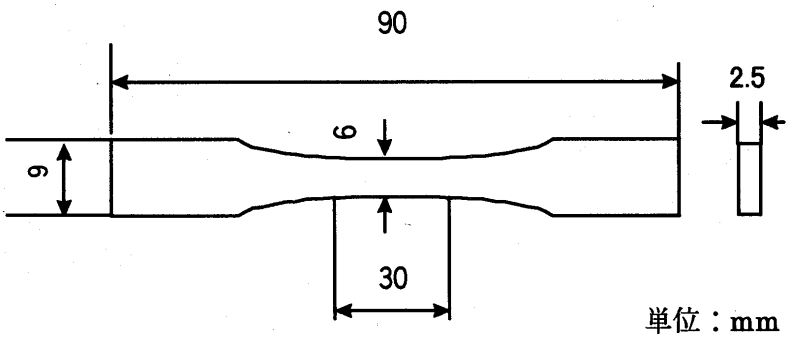


図4　引張試験片形状

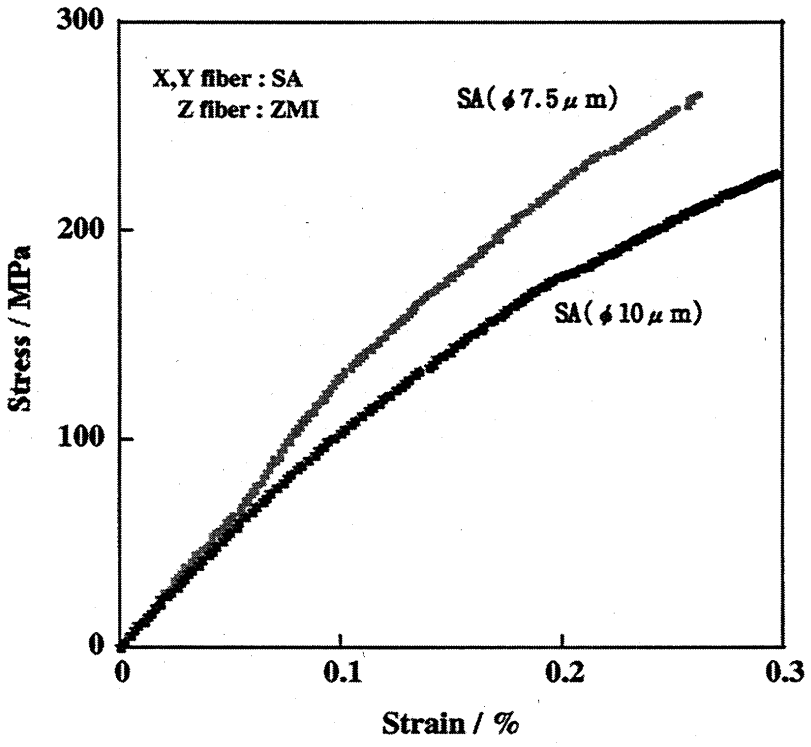


図5　CMC の応力－歪み曲線

3・2 ミニコンポジット CMC の評価

次に、 CMC の高温特性を調べるため、繊維束 1 本から成るミニコンポジットを製作し、引張試験を行なった。ミニコンポジットを用いて評価したのは、試験片製作および評価が比較的短時間で行なえるためである。ミニコンポジットは直径 10 μm および 7.5 μm の SA 繊維について BN コーティングをしたものを PIP 法により製作したものである。ただし、直径 7.5 μm の SA 繊維は S5 処理という繊維表面にカーボンリッチ層を形成するがなされている。ここで、ミニコンポジットの繊維数は直径 10 μm;800 本/束、直径 7.5 μm;1600 本/束で、試験片形状は直径 0.5～0.8mm×長さ 150mm、加熱域は 20mm とし、引張速度は 2 mm/min で行なった。図 6 に引張強度の比較を示す。 Vf は個々の試験片でばらつきがあるため 40%に換算している。室温では 400～500MPa の強度であったものが、1400℃では 280～250MPa 程度に低下した。 室温において直径 7.5 μm の SA 繊維ミニコンポジットの方が 20%以上高い強度を示したが、1400℃ではほ

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

ぼ同等であり繊維による違いは見られなかった。

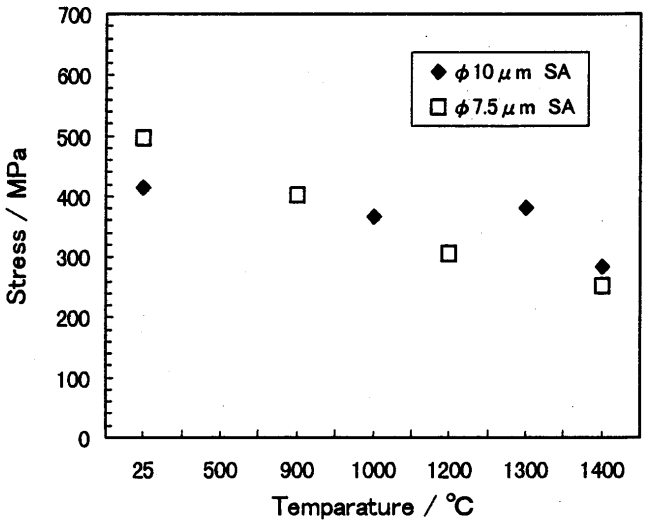


図6　ミニコンポジットCMCの引張強度

4. あとがき

近年開発された新耐熱繊維CMCの製造研究と材料評価を行い、タービンブリスクへの適用性を調べた。

・チラノSA繊維は比較的低強度で破断伸びも小さいが、SA+ZMIハイブリッド織りと細径のSA繊維を用いたCMCについて従来の高強度を有するLox-M繊維を用いたCMCに近い室温強度を得ることができた。

・ミニコンポジットを用いてCMCの高温特性を調べた結果、1400℃では室温強度の2/3～1/2の強度に低下した。また、繊維径の異なる2種類のCMCの高温強度には大きな差は認められなかった。

以上のことから、新耐熱繊維CMCの機械的特性はLox-M繊維を用いたCMCで実証したブリスク強度を示すことが期待されるが、高温となる翼部分の強度低下を考慮して設計する必要がある。また、長時間の耐久性についてもさらなる材料の改良と評価が望まれる。

参考文献

(1) M.Hiromatu,"Status of Advanced Material Gas-Generator Research and Development Project", Bulletin of GTSJ 2000, pp.25-26, 2000.

(2) T. Araki, N. Suzumura, S. Masaki, T. Natumura, M. Onozuka, H. Ohnabe, K. Yasuhira, "Manufacturing of Ceramic Matrix Composites Rotor for Advanced Gas-Generator", Ceramic Engineering & Science Proceedings, Vol.19, Issue 4, 1998, pp.241-248.

(3) Y.Nojima, T. Araki, Y. Saida, N. Suzumura, O. Funatogawa, S. Nishide and K. Yasuhira, "Development of Ceramic Matrix Composites Bladed Disk for Advanced Gas-Generator", Proceedings of International Gas Turbine Congress 1999 Kobe, pp.1031-1037.

(4) T.Ishikawa, Y. Koutoku, K. Kumagawa, T. Yamamura, T. Nagasawa, "High-strength alkali-resistant SiC fibre stable to 2,200℃", Nature, Vol.391, No.6669, pp.773-775, 1998.

(5) S. Masaki and T. Yamamura, "High Performance Tyranno (Si-C-M-O) Fibers for Composites", pp.67-72 in High Temperature Ceramic Matrix Composites Ⅲ CSJ Series Vol. 3, 1998.

(6) T. Araki, T. Yoshida, S. Nishide, "Sintered SiC Fiber Reinforced SiC Matrix Composites for Turbine Rotor Application", Ceramic Engineering & Science Proceedings, 2000.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

B－1

ガスタービンバーナ部での混合状態計測

＊柏原宏行（川崎重工明石技術研究所）
木村武清（川崎重工ガスタービン開発センター）
北嶋潤一（川崎重工明石技術研究所）

1．まえがき

ガスタービン燃焼器で生成される NOx は、高温の燃焼ガス中で空気中の酸素と窒素が反応して発生するサーマル NOx が大半を占めることが知られている。サーマル NOx を低減するためには燃焼器内の火炎温度を下げることが重要である。そのための技術の一つして、燃焼前に燃料と空気を完全に混合し、燃焼領域内に局所的な高温部を生じさせないようにすることにより、NOx の排出を減少させようとする希薄予混合燃焼技術がある。

しかし実際には、燃料と空気をあらかじめ完全に混合させるのは難しく、混合状態の不良により NOx の低減が達成出来ない問題がある。この問題を解決すべく、従来の研究ではバーナ部におけるスワーラ形状や燃料ノズル形状を様々に変えて試作し、実際に燃焼試験を行い、その影響を観察してきた。その結果、バーナ出口での燃料と空気の混合状態が、燃焼性能や排ガス性状に影響を与え、バーナ部の設計を最適化することにより燃焼器の高性能化を図れることがわかった[(1)]。そのためバーナにおけるスワーラのスワール角や形状、燃料ノズルの口径等のさまざまなパラメータが具体的に燃料と空気の混合状態にどのような影響を与えているかを知ることは、燃焼器開発において大変重要である。

そこで本研究では、トレーサレーザ誘起蛍光法[(2)]を用いた２次元濃度計測技術を用いて、バーナ出口近傍における燃料と空気の混合状態を計測し、バーナにおける様々なパラメータが、燃料と空気の混合状態に及ぼす影響を調べた。

2．試験装置

図１に本試験で用いた計測システムを示す。空気はブロワより、流量調節弁、オリフィス流量測定装置を経てガスタービンモデル燃焼器に供給される。ガスタービンモデル燃焼器の空気入口配管から入った空気は、バーナ部に均一に流れるように、いったんチャンバー部に入った後、改めてバーナ部に導かれスワーラにより旋回がかけられる。燃料であるメタンは、ボンベカードルより供給され、カードルから加温水槽、減圧弁、マスフローコントローラ（流量調節器）、シード装置の順に導かれ、そこでトレーサであるアセトンが添加された後、ガスタービンモデル燃焼器のバーナ部にある燃料ノズルから噴射され、旋回流の空気と混合される。バーナ出口は、燃料と空気の混合状態を計測するための計測ダクトに突き出た状態でつながっており、その断面は縦横ともに 190mm の正方形状のダク

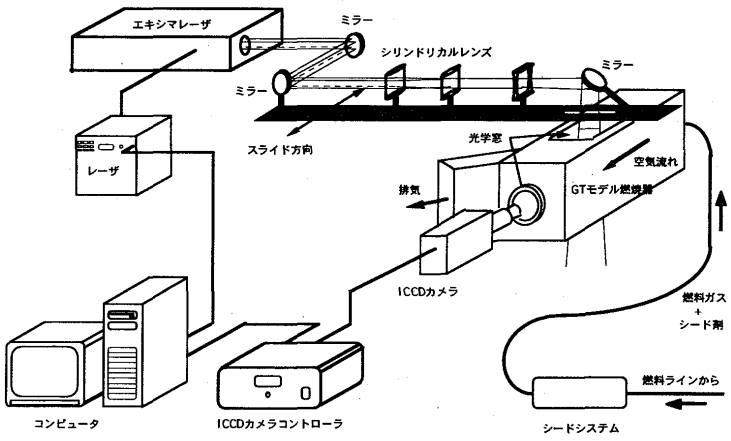


図１　トレーサレーザ誘起蛍光計測システム

第１５回ガスタービン秋季講演会
講演論文集，2000.11，（北九州）

Download service for the GTSJ Via 216.73.216.124, 2025/08/23.

トとなっている。それらダクトの上部と下部にそれぞれ励起光であるレーザシート光を入射・出射するための合成石英ガラスの窓が取り付けられている。モデル燃焼器を通過した空気および燃料ガスは、直径 106mm、厚さ 10mm の合成石英製の観測用窓を持った角ダクト側面から斜め方向に排気させるようになっている。

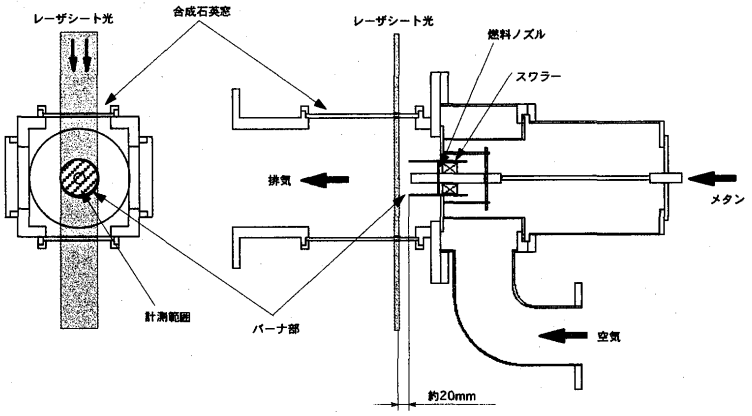


図２　ガスタービンモデル燃焼器

使用した光源は、ＫｒＦのエキシマレーザで、248nm の波長でパルス発振させている。パルスの半値幅は約 20ns である。エキシマレーザからのレーザ光は、シリンドリカルレンズによりシート光となるように整形され、ガスタービンモデル燃焼器の上部側に設けられたガラス窓を通り、バーナ部出口近傍部に横断面を切る方向に照射される。その後レーザ光はモデル燃焼器下部に設けられたガラス窓を通り抜けた後、ビームトラップにより減衰させられる。図２はガスタービンモデル燃焼器の縦・横断面におけるレーザシートの位置の関係を示したものである。レーザシートは厚さ約 0.5mm、幅約 70mm であり、バーナ出口から約 20mm のところを通過するように設定した。

シードシステムにより燃料（メタン）もしくは模擬燃料（窒素）中へ、約 3%のモル濃度でシードされたアセトンはレーザ光により励起され、それらの濃度すなわち燃料濃度に比例した蛍光をだす。これらの蛍光は、ガスタービンモデル燃焼器の下流側に取り付けられた角ダクトの観測用窓をとおして、イメージインテンシファイア付きＣＣＤカメラにより計測される。試験にあたっては励起光源であるレーザの発振パルスを 20Hz とし、イメージインテンシファイアのゲート時間を 50ns に設定。CCD カメラ上においてレーザパルス 100 回分の蛍光画像を積算計測している。なお、レーザパルス 100 回の積算計測により、十分な再現性を持った混合パターンが計測出来ることを確認している。また計測時には、励起用光源であるエキシマレーザからの励起光によるミー散乱、レーリ散乱をカットするため、ショット社製ＢＧ１４の光学フィルタを用いた。

3. バーナ形状に対する燃料分布可視化試験

図 3 に実験で用いたバーナの一例を模式的に示す。バーナの外形は円筒形状をしており、その中心部に直径30ｍｍの燃料供給管がある。燃料供給管の外側には、燃料噴射用のスポークが複数本取り付けられており、燃料供給管から燃料がスポークに供給される。また同じく燃料供給管には、空気旋回用のアクシャルスワーラが取り付けられており、バーナ部を通過する空気に旋回をかける仕組みになっている。また、スポーク部には、複数の燃料噴射孔がバーナの横断面方向にあけられており、そこから旋回のかかった空気流れ中に、燃料が噴射される。

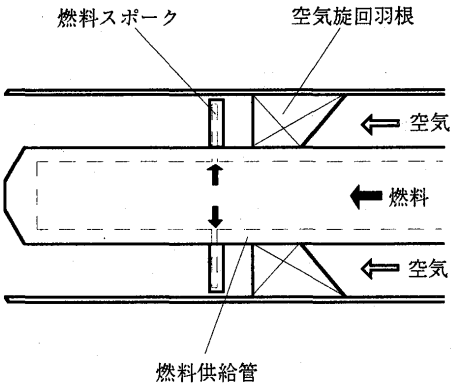


図３　バーナ部の構造

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

図４には、実験で用いたタイプＡからタイプＤまでの４タイプのバーナの概略を示す。これらは、前述のバーナ構造と同じコンセプトを持つが、各タイプごとに若干寸法等に違いがある。

タイプＡとタイプＢはともに旋回羽根の直径が 63mm であり、タイプＣとタイプＤは直径が 68mm である。タイプＡとタイプＢの大きく異なる点は、スポークの本数の違いであり、タイプＡにおいては、スポークが１段の８本から構成されるが、タイプＢでは２段の１６本からなり、タイプＡに比べ燃料の噴射総面積が大きく取られている。タイプＣとタイプＤにおいても同様になっている。それらの仕様を表１に示す。

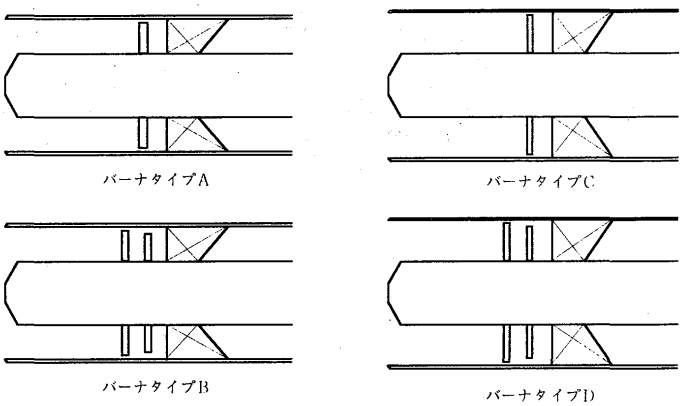


図４　供試体バーナのタイプ

表１　バーナの仕様

バーナタイプ	スポーク数	噴射孔総面積	スワラー径
A	8本	約20.11mm^2	φ63mm
B	16本	約47.75mm^2	φ63mm
C	8本	約13.57mm^2	φ68mm
D	16本	約47.75mm^2	φ68mm

試験では４種類の各バーナそれぞれにおいて、空気流量条件を 0.2kg/s、0.3kg/s、0.4kg/s の３条件、メタン流量を 50NL/min から 400NL/min まで、50NL/min ずつ増加させた８条件の合計９６条件での計測試験を行った。

４．試験結果

計測したデータからは、まず燃料噴射なしの状態で計測した画像を差し引き、バックグラウンドノイズの影響をなくした。その後レーリー散乱を用いて計測したレーザシート光の強度分布データを用い、計測データのレーザ強度補正を行った。ここで得られたデータが、バーナ出口における誘起蛍光強度分布すなわち燃料濃度分布となるが、より視覚的に理解しやすくするために、疑似カラーをつけた。疑似カラーは計測したデータを、蛍光強度が強い所は赤く、そこから順に弱くなるに従って、黄、緑、青、黒の順に 256 色調で表す。なお、疑似カラーは、混合パターンの比較のために、各計測データごとに最大値を計測し、それらを基準に混合パターンを表現した。

今回試験に用いたバーナはすべて、燃料噴射孔がバーナ横断面方向にあけられており、噴射されたメタンは、スワーラの影響を考えない場合、空気流れに対して直角に噴きこまれることになる。そのため、燃料と空気の混合状態には、燃料ノズルからの燃料噴流の空気流れに対する貫通力が影響を与えていると考えられる。また燃料噴射孔の位置も大きく影響するものと思われる。計測結果を図５から図８に示す。

・タイプＡのバーナは、タイプＢのバーナに比べ、スポークに均等に噴射孔をもうけている。そのため燃料流量が少ない状態において、空気流れに対して充分な燃料の貫通力が得られない。そのため、バーナ中心部に相対的に燃料濃度の高い場所ができている。燃料流量を徐々に増加させていくと、徐々に燃料の空気流れに対する貫通力が増し、本試験において最も燃料が貫通しやすい条件である、空気流量 0.2kg/s、燃料流量 400NL/min の条件では、バーナ出口断面において、ほぼ均一な燃料濃度分布になっている。しかし、空気流量が 0.3kg/s、0.4kg/s の条件では、燃料流量を 400NL/min まで増加させても、十分な燃料の拡散は得られず、バーナ中心部で相対

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

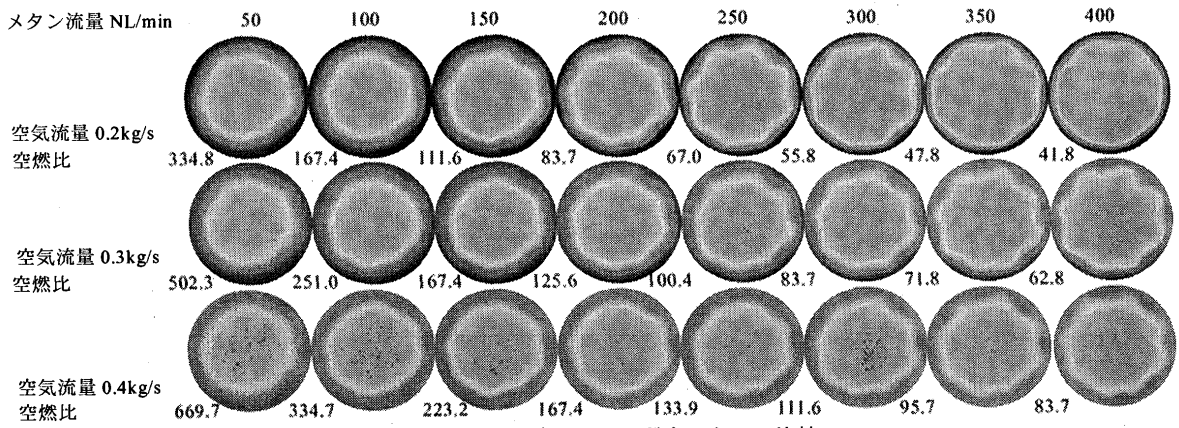


図 5　タイプＡバーナ混合パターン比較

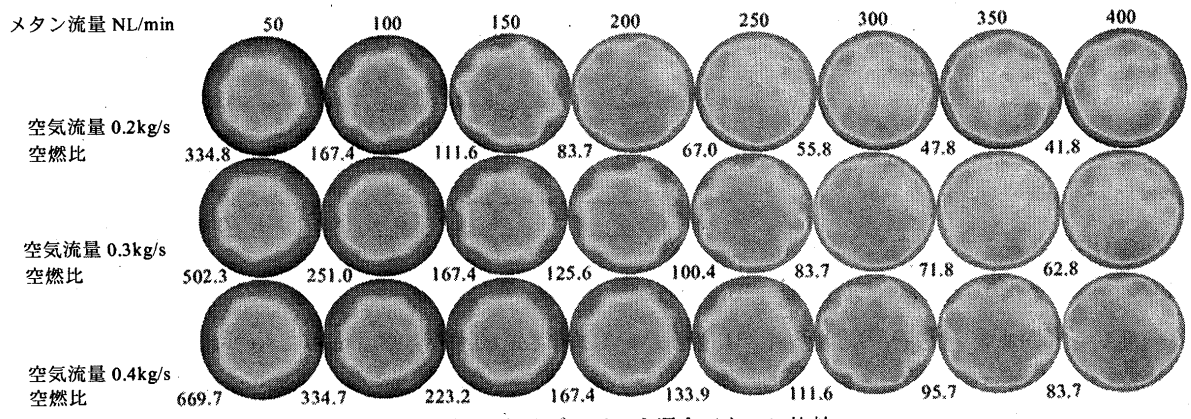


図 6　タイプＢバーナ混合パターン比較

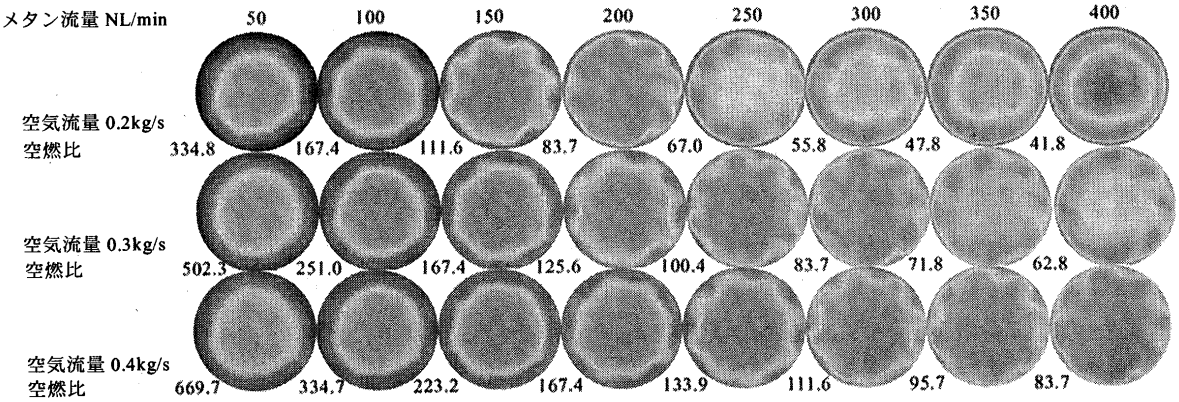


図 7　タイプＣバーナ混合パターン比較

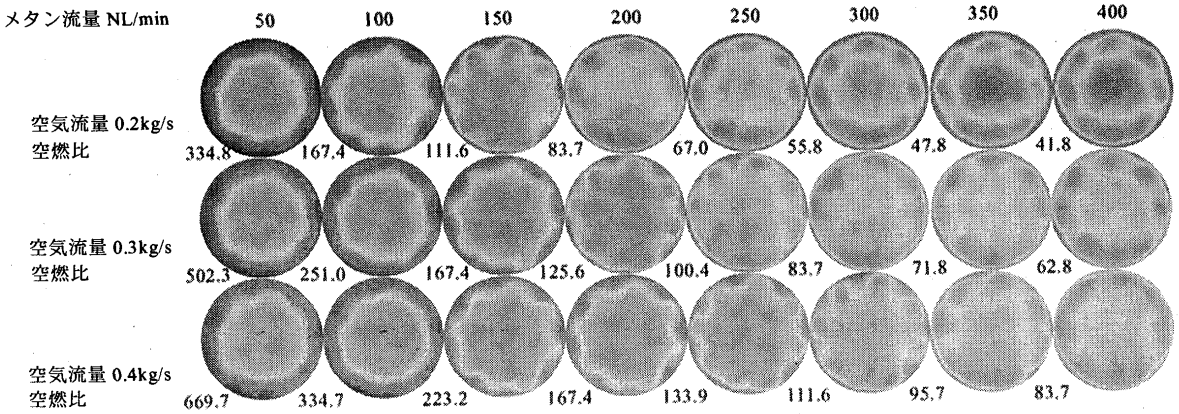


図 8　タイプＤバーナ混合パターン比較

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

的に高い燃料濃度分布となっている。

・タイプBは、タイプAのスポーク数の倍の１６本とし、燃料噴射孔をスポーク先端に近い部分に多く配置している。そのため、燃料流量の少ない状態では、やはりバーナ中心部に相対的に燃料濃度の高いところができるが、燃料流量の増加に伴って、壁面近傍領域への燃料の供給が進み、空気流量 0.2kg/s の条件では、燃料流量が 200NL/min で、ほぼ均一な燃料濃度分布が得られることがわかる。さらに燃料流量を増やすとバーナの中心部より、壁面近傍部分の燃料濃度が高くなる。これは、噴射された燃料が空気流れを貫通し、バーナの内壁に衝突し、その領域の濃度が高くなっていると思われる。噴射孔総面積がタイプAに比べ２倍以上になっており、燃料の噴射速度は低くおさえられており、燃料噴流の運動量は小さく設定されているが、燃料噴射孔の配置により、このような結果が得られたと考えられる。

・タイプCはタイプAのバーナと同じスポーク数８本であり、噴射孔も同じような配置である。ただし、表１にも示すように噴射孔径を絞り、タイプAと同じ燃料流量を用いた条件では、一層噴射速度を高めて、燃料噴流の空気流れに対する貫通力を高めた設計となっている。また、バーナの口径も大きくして、同じ空気流量条件では空気流速を若干低くしている。その結果、空気流量 0.2kg/s、燃料流量 200NL/min の条件で、ほぼ均一な燃料濃度分布が得られている。燃料流量をさらに増加させ 250NL/min とすれば、燃料噴流がバーナ内壁にまで到達して、内壁近傍に相対燃料濃度の高い領域が点在するようになる。さらに燃料流量を増加させると、先ほどの濃度の高い領域がお互いに重なり合い、結果的にバーナ中心部の相対的燃料濃度が低下し、ドーナツ状に燃料濃度の高い分布を形成する。

・タイプDはタイプBと同じコンセプトの燃料噴射孔の配置となっており、燃料噴射孔の総面積は等しくなっている。バーナ口径を大きくして、同じ空気流量条件において若干空気流速が低くなるように設計されている。計測結果から、空気流量 0.2kg/s、タイプBのバーナより燃料流量の少ない 150NL/min の条件で、ほぼ均一な燃料濃度分布が得られている。これは、タイプ B に比べ空気流速が低下したためと考えられる。その他の点では、タイプ B の結果と同様な挙動を示している。

図 5 から図 8 の各バーナにおいて空燃比でみた場合、空気流量が 0.2kg/s、0.3kg/s、0.4kg/s と変化しても空燃比が同じ値の場合、混合パターンはほぼ同じであることがわかる。すなわち、この試験条件においては、空気流量が変化してもバーナ形状と空燃比を合わせれば、同じ混合パターンを得られる事が明らかとなった。

５．模擬燃料を用いた混合可視化試験と試験結果

バーナ形状に対する燃料分布可視化試験の結果でも述べたとおり、この実験では空燃比を合わせることにより、各バーナでの混合パターンを特定することができた。しかし、実際の燃焼器においては、空気温度や圧力が違うため、これらの影響を考慮した混合状態の評価が必要である。そこで、ここでの試験においてはメタンと比重量ρの異なる窒素を模擬燃料として用いて混合試験を実施した。試験に用いるバーナは C タイプとし、燃料ノズルから噴く窒素の条件を、メタンを噴いた場合と体積、質量（ρV）、運動量（ρV^2）をそれぞれ一致させた３条件で行った。

図 9 は空気流量 0.2kg/s での計測結果である。これらの結果から、混合特性に影響を与える要素として空気と燃料の運動量比があげられることが確認できた。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

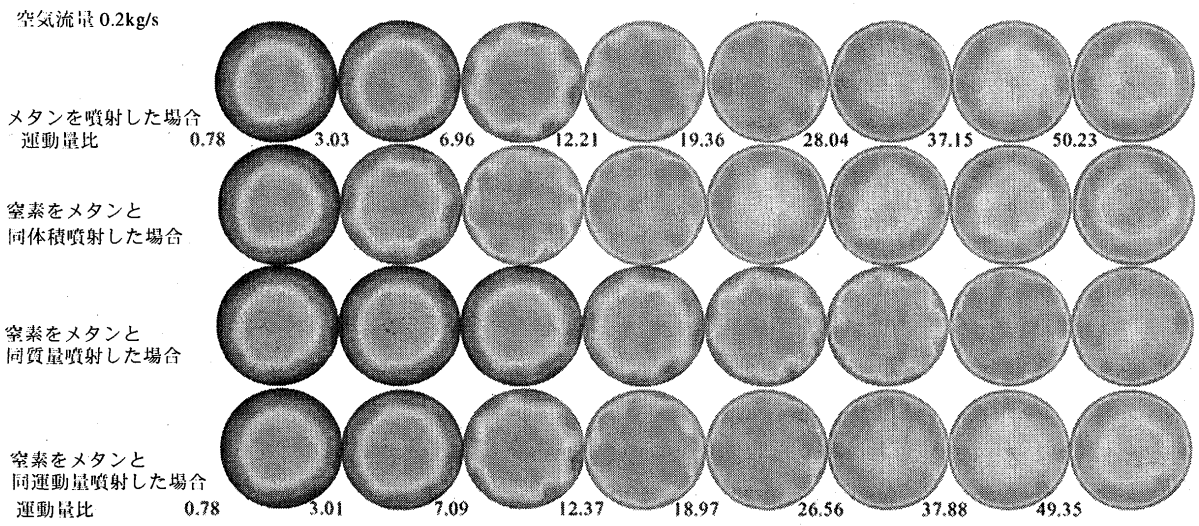


図9　窒素をメタンの体積、ρV、ρV^2の各条件に合わせた場合の混合パターン

6. まとめ

予混合希薄燃焼方式のガスタービンバーナ部での燃料・空気混合状態評価を目的として、トレーサレーザ誘起計測技術を用いて混合計測試験を実施し、以下の結果が得られた。

（1）バーナ形状に対する燃料分布可視化試験における各バーナタイプの比較から、燃焼噴射孔の寸法以外にも、噴射孔の設置位置などのジオメトリー的な要因が、混合状態に与える影響が大きいことが確認できた。

（2）アクシャルスワーラにより空気流れに旋回をかけられた予混合燃焼用バーナ部においても、旋回のない流れ場への噴流混合と同じように、空気流量を変化させても空燃比を同じ値にすれば、ほぼ同様の燃料・空気の混合パターンが得られることが今回試験を行った条件の範囲においては確認できた。

（3）模擬燃料を用いた混合可視化試験より、まとめ（2）の項目の中で、さらに燃料と空気の運動量比が混合特性に影響を与える要因であることが確認できた。

本研究の一部は、新エネルギー・産業技術総合開発機構（NEDO）における新規産業創造型提案公募事業において、NEDO から委託を受けて実施したものである。ここに関係各位に深く感謝致します。

参考文献

(1)J. Kitajima et al. : "Development of a second generation dry low Nox combustor for 1.5MW gas turbine", ASME Paper No.95-GT-255

(2)D. Wolff, V.Beushausen, P. Andresen : "Ketones : Suitable tracer substances for liquid fuel seeding", 第 33 回燃焼シンポジウム講演論文集 (1995) pp.448 ～450

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

B－2

ガスタービン燃焼器の燃焼振動に関する研究（第１報）（多缶構造の特性評価）

＊平田義隆　吉田正平
大塚雅哉　小林成嘉　（日立）

1. 緒言

発電用ガスタービン燃焼器では，地球環境保全の観点から低 NOx 化が要求されている。NOx 低減は，燃料と空気の混合を促進させ，希薄予混合燃焼により火炎温度を下げることで可能となる。しかし，予混合燃焼は燃焼器内部の圧力が変動する燃焼振動が発生する場合がある。

燃焼振動は発熱速度の変動と圧力変動が燃焼器の気柱系と共鳴して発生すると考えられるため，その特性は燃焼器の境界条件によって強く支配されていると推測される。そこで，著者らは非燃焼場での音響加振実験により，単缶容器とその単缶容器が複数連結して構成された多缶容器での周波数応答性について検討を行った。その結果，多缶容器では単缶容器では見られない連成振動が発生することを明らかにし，その周波数特性を把握した。

本研究では，燃焼場での連成振動特性の把握を目的に，燃焼装置の境界条件が燃焼振動特性に与える影響について検討した。

2. 多缶容器の連成振動

図１に，円筒容器を用いて行った音響加振実験装置及び，連成振動現象の模式図を示す。装置は 14 缶の円筒容器を連通管によって周方向にリング状に連結し，容器軸端部に設置したスピーカで容器内を音響加振し，他の端部に設置したマイクロフォンによって周波数特性を検討したものである。

このように構成された容器では，単一の容器で発生する振動現象の他に，14 缶の容器全体が１つの共鳴系を構成して振動する連成振動が発生する。図１に示した振動模式図は，その代表例で，隣接する容器がそれぞれ逆位相で振動し，全体に 14 個の節をもって振動している。

図２は，容器の両端部で腹，中央部で節となる基本モードの連成振動の周波数特性を調べたもの

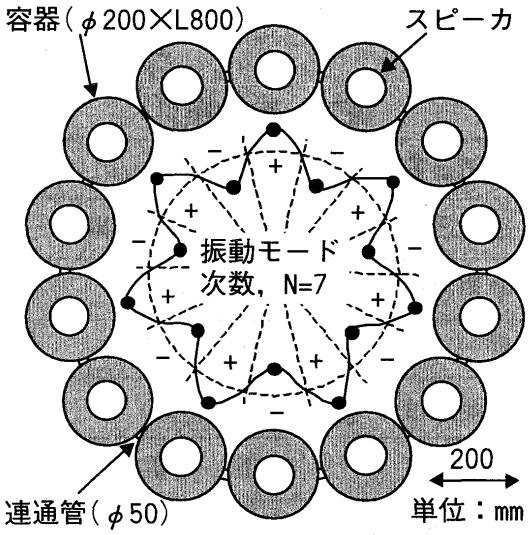


図１　音響加振装置と連成振動模式図

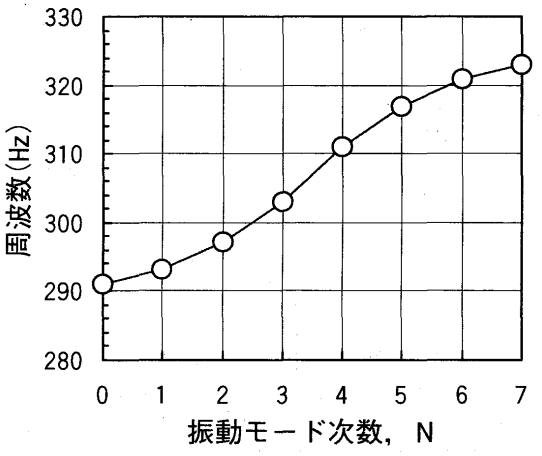


図２　振動モード次数と周波数

第１５回ガスタービン秋季講演会
講演論文集，2000.11，（北九州）

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

で，横軸に振動モード次数N（節の数／２），縦軸に基本モードの共鳴周波数を示す。共鳴周波数は振動モード次数の増加に伴い上昇し，単缶に相当する０次に対し，隣接容器が逆位相で振動する７次では周波数が約10%上昇しているのが分かる。

3. 実験装置及び実験方法

本研究では，燃焼場における連成振動特性，特に振幅応答性を把握するため，実験には図３に示す２缶燃焼装置を用いた。燃焼装置は，燃焼室（内径φ60mm，長さ800mm），連通管，燃料ノズル付き保炎器で構成され，燃焼室には炭化珪素製のパイプを使用した。燃焼室出口は境界条件を単純化するため開放構造とし，その出口に点火用バーナを設置した。

本燃焼装置では，燃焼室の出口が開放となっており，燃焼室出口付近は振動の節となることが予測されるため，連通管の位置は音響加振実験の結果[1)]より，連成振動が発生し易くなるように，出口から300mmの位置に設置した。

燃料には，液化天然ガス（CH_4:88.1%, C_2H_6:8.4%, C_3H_8:2.4%, C_4H_{10}:1.1%）を使用し，円錐型保炎器から燃料を噴射する拡散燃焼と，燃焼装置上流に設置した予混合燃料ノズルからの燃料噴射による予混合燃焼が可能な構造となっている。

実験は表１に示す実験条件で，拡散単独燃焼と予混合燃焼を組合わせた混焼方式（以下，予混合燃焼と呼ぶ）で行った。燃空比（燃料と空気の重量流量比），予混合燃焼比率をパラメータとし，保炎器出口部の流速を変化させた時の，燃焼振動特性について検討した。

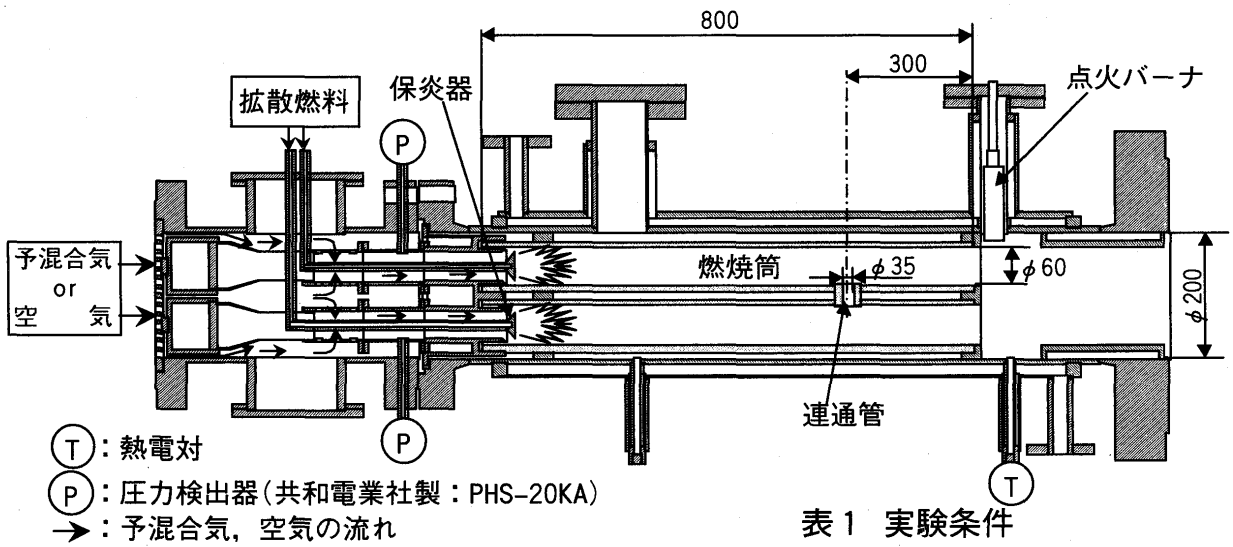


表１　実験条件

空気流量：Wa	0.3,0.5(kg/s)
空気圧力：Pin	大気圧～0.6(MPa)
空気温度：Tin	大気温度(℃)
燃　　料	液化天然ガス
燃焼温度：Tg	～1500(℃)
燃焼方式	拡散，予混合

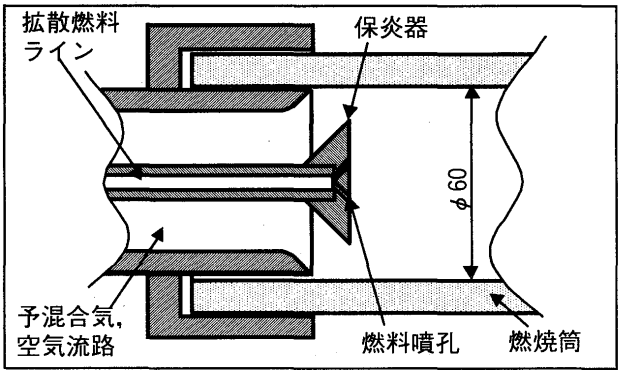


図３　２缶燃焼装置

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

燃焼振動データとなる燃焼室内の圧力変動は，測定点に圧力導管を挿入し，その先端から 0.3m の位置に設置した圧力検出器(共和電業社製:PHS-20KA)で測定し、周波数分析器，データ処理装置で振動周波数，振幅,位相などの分析を行った。

4.実験結果及び結果の検討

4.1 拡散燃焼時の特性

図 4 に拡散燃焼時に発生した連通管有り無しによる燃焼振動スペクトラム変化の一例を示す。燃焼条件は,空気流量 Wa=0.3kg/s,燃空比 F/A=0.007 で，連通管無しは 182Hz のピークが，連通管有りは 256Hz のピークが卓越している。また，連通管有りでは，連通管無しと同様な 180Hz のピークも存在していることが特徴である。

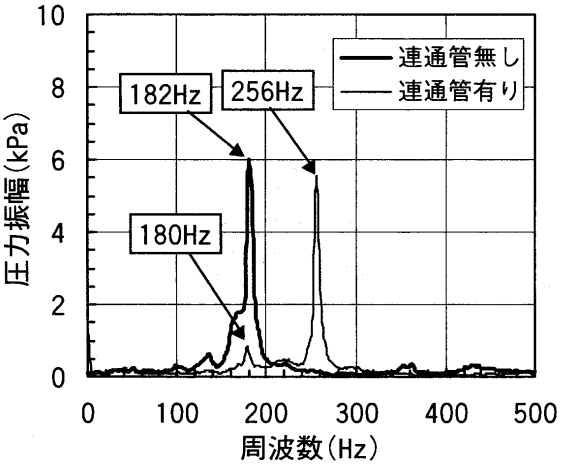


図 4 拡散燃焼時の振動スペクトラム
(Wa=0.3kg/s,F/A=0.007)

連通管の有無により，何故周波数ピークが異なるのかを明らかにするため，燃焼室及び空気流路の軸方向に圧力検出器を 10 個設置し,振動モードの計測を行った。図 5 は，横軸に空気流路入口から燃焼室出口までの軸方向距離を，縦軸に振幅の相対値を示したものであり，図中の実線は伝達関数法による解析結果[2)]である。

連通管無しでは，実験，解析ともに空気流路入口部と燃焼室出口で節となる両端開放の基本モードであり，単缶で発生する振動モードを示している。連通管有りでは，空気流路入口部と連通管位置で節となる振動モードで，連通管を介し隣接缶との間に振動モードを形成する多缶の連成振動モードを示している。また，連通管有無による周波数変化は波長が変化した結果である。以下，両端開放の基本モードをＳモード，燃焼器入口と連通管位置で節となる振動モードをＸモードと呼ぶ。

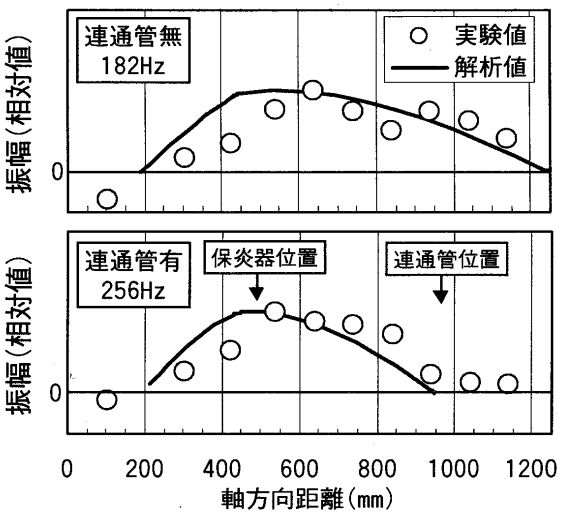


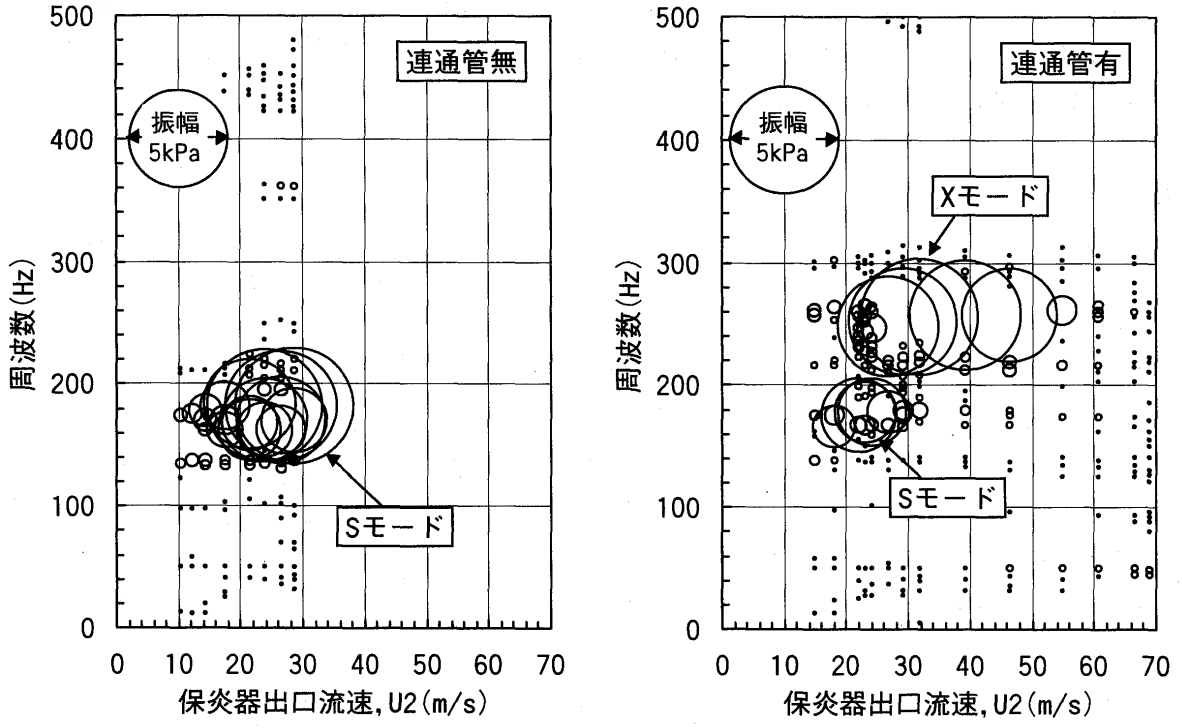
図 5　燃焼振動モード

図 6 に,空気流量 Wa=0.3kg/s,燃空比 F/A=0.007 の燃焼条件で，保炎器出口流速 U2 を変化させた時の燃焼振動特性を示す。横軸は保炎器出口流速 U2，縦軸は周波数，円の直径は振幅の大きさを示す。

連通管無しは，約 180Hz のＳモードのみが発生し，流速の上昇に伴い振幅が増加する傾向を示す。

連通管有りでは，Ｘモード及びＳモードの両方が発生し，Ｓモードは流速の遅い領域（U2=18～28m/s）で振幅が増加し，Ｘモードの振幅が増加し始める流速 U2=30m/s 付近で減衰し，Ｘモードは流速 U2=55m/s 付近で減衰する傾向を示す。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.



(a)連通管無し時の特性
(Wa=0.3kg/s,F/A=0.007)

(b)連通管有り時の特性
(Wa=0.3kg/s,F/A=0.007)

図6 保炎器出口部の流速が燃焼振動特性に与える影響

図7に，連通管無しのSモード，連通管有りのSモードとXモードの振動波形を示す。連通管無しのSモードは，燃焼室A，Bで逆位相となっている。これに対し，連通管有りでは，Sモードが燃焼室A，Bでほぼ同位相，Xモードが逆位相となっている。このように，同じSモードでも連通管の有無によって振動パターンが異なることがわかった。また，連通管有りの2つのモードは,例えば14缶の連通容器であれば,Sモードは全体が一つの共鳴系となって発生する0次のモードに対応し，Xモードは隣接缶で逆位相となる7次のモードに対応している。

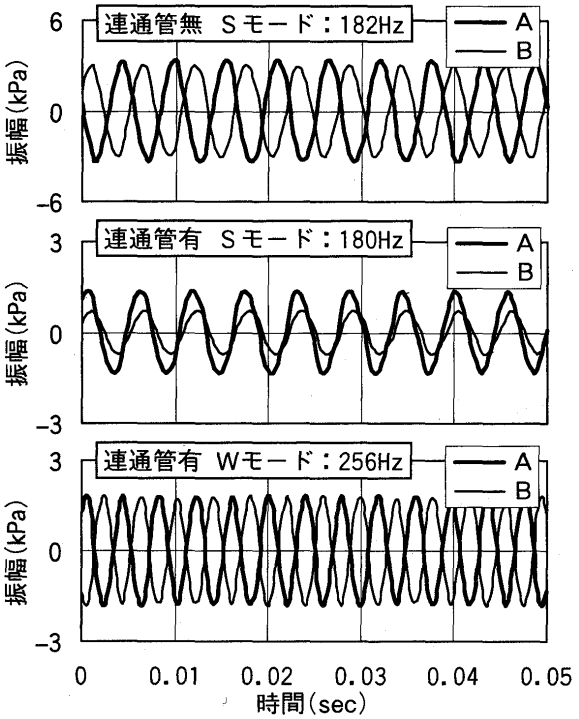
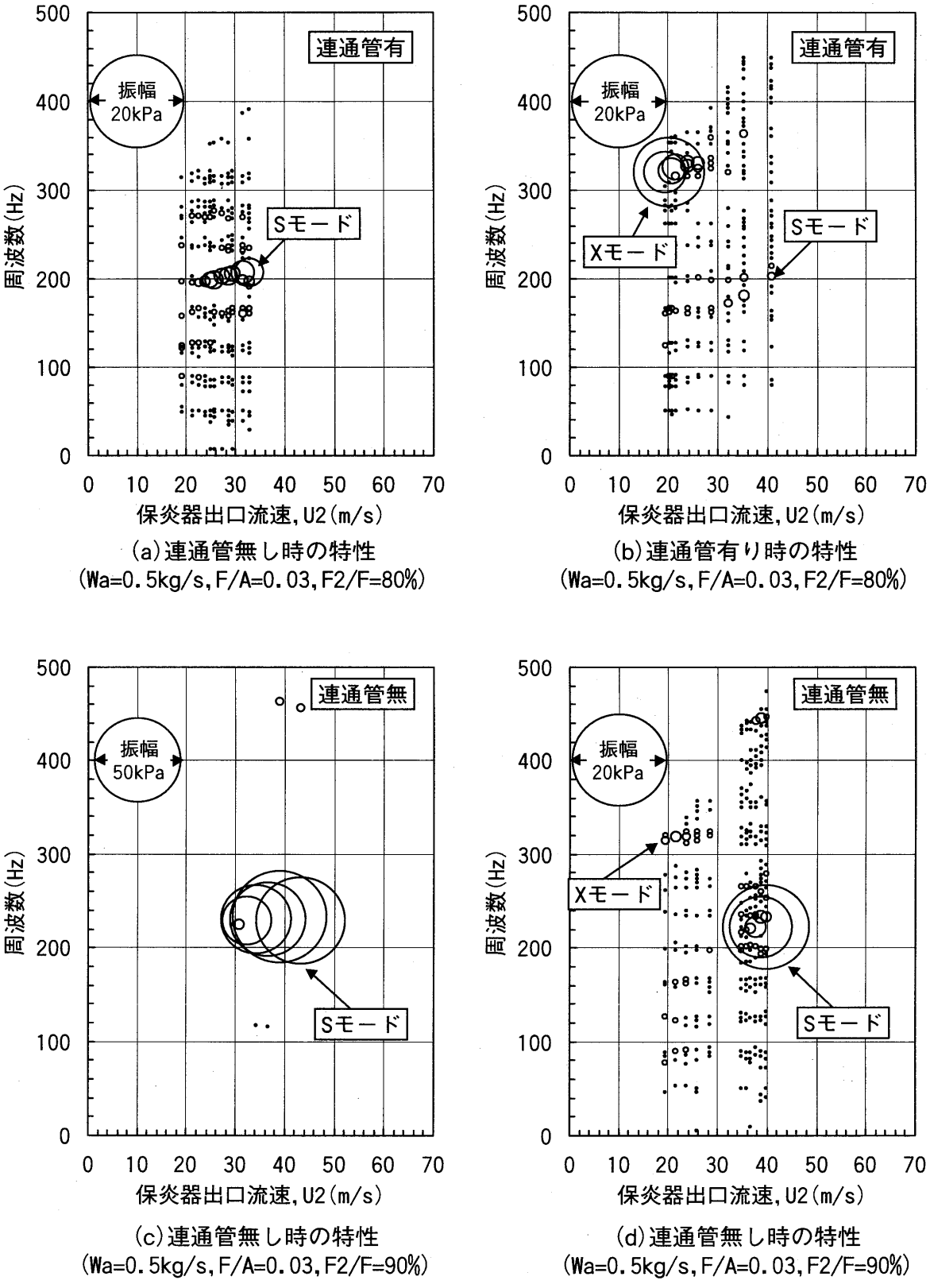


図7 燃焼振動波形

4.2 予混合燃焼時の特性

図8に予混合燃焼時の燃焼振動特性の一例を示す。燃焼条件は，空気流量Wa=0.5kg/s，燃空比 F/A=0.03 で，(a),(b)は予混合燃焼比率F2/F=80%の，(c),(d)はF2/F=90%の結果である。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.



(a)連通管無し時の特性
(Wa=0.5kg/s,F/A=0.03,F2/F=80%)

(b)連通管有り時の特性
(Wa=0.5kg/s,F/A=0.03,F2/F=80%)

(c)連通管無し時の特性
(Wa=0.5kg/s,F/A=0.03,F2/F=90%)

(d)連通管無し時の特性
(Wa=0.5kg/s,F/A=0.03,F2/F=90%)

図8 保炎器出口部の流速が焼振動特性に与える影響

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

予混合燃焼では拡散燃焼に比べ，燃空比の増加に伴い各モードともその周波数が上昇し，Sモードは約 220Hz，Xモードは約 320Hz である。

連通管無しは，F2/F=80,90％ともSモードのみが発生し，F2/F=80％では振幅があまり増加しないが，90％では流速 U2=30m/s 付近から増加し始め，U2=39m/s で最大 60kPa となり，拡散燃焼及びF2/F=80％で発生するモードに比べ振幅が非常に大きい。

連通管有りは，拡散燃焼と同様にSモードとXモードの両方が発生する。F2/F=80％でのSモードは流速が変化しても振幅はあまり変化しない。Xモードは流速 U2=20m/s で振幅が最大となり，流速の上昇とともに減衰する傾向がある。一方，F2/F=90％では，SモードがU2=39m/s で振幅が急激に増加し，Xモードは流速が変化しても振幅はあまり変化しない。

このように，2缶燃焼装置であっても，それらを連結する連通部の有無により，発生する振動モード，発生条件，振幅レベルや周波数特性が異なることがわかった。

5. 結言

燃焼場での連成振動特性の把握を目的に，2缶燃焼装置を用いて，燃焼器の境界条件が燃焼振動特性に与える影響について検討した。その結果，以下のことが明らかとなった。

(1) 連通管無しは単缶容器の振動を，連通管有りのSモード，Xモードは多缶容器で発生する連成振動の0次と7次に対応し，燃焼場での連成振動の周波数特性を把握した。

(2) 2缶の連通部の有無により発生する振動モードや発生条件，振幅レベル，周波数特性が異なることがわかった。

6. 参考文献

1) 吉田ほか，流体力学講演会講演集，(1997)，P105-108

2) 大塚ほか，第25回ガスタービン定期講演会講演論文集(1997)，P111-116

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

B－3

ガスタービン燃焼器の燃焼振動に関する研究（第２報）（燃料変動制御と燃焼振動特性）

＊吉田正平　平田義隆
大塚雅哉　小林成嘉　（日立）

1.緒　言

環境保全，発電効率の観点から，発電用ガスタービン用低NOx燃焼器では，希薄予混合燃焼が採用されることが多い。希薄予混合燃焼方式では，燃焼器内部の圧力が周期的に変動する燃焼振動が生じる場合がある。

燃焼振動は，圧力変動，発熱変動などの間に構成されるフィードバックループにおいて，燃焼装置の気柱共鳴によって特定の周波数変動が励起され，圧力変動が増幅する現象であり，燃焼装置（境界条件）の影響を強く受ける特性がある。そのため，同じ燃焼室でも単缶の場合と連通部を有する多缶の場合では発生する燃焼振動のモードが異なる[1)]ことがある。

このような燃焼振動の抑制については多くの燃焼装置で検討されているが，その対策はケースバイケースであり，すべての装置についてそのまま適用できるような普遍的なものは少ない。しかし近年，燃焼装置に供給される流体の変動を積極的に制御することで燃焼振動を抑制する研究が行われており，実機ガスタービンへの適用[2)]も試みられている。

本研究では，燃焼振動の抑制方法として，多缶燃焼装置の燃料流量に変動制御を適用した場合の燃焼振動特性変化についての実験結果を示す。

2.実験装置及び方法

燃料変動制御を適用した時の燃焼振動特性を検討するため，実験には図１に示す燃焼装置を用いた。燃焼装置は，２つの燃焼室，連通管，燃料ノズル付き円錐型保炎器，予混合燃料ノズルなどによって構成され，燃焼室(内径φ60mm，長さ 800mm)には炭化珪素系のパイプを用い，境界条件を単純にするため下流端を開放構造とした。連通管の位置については，燃焼振動の振幅の小さな位置へ

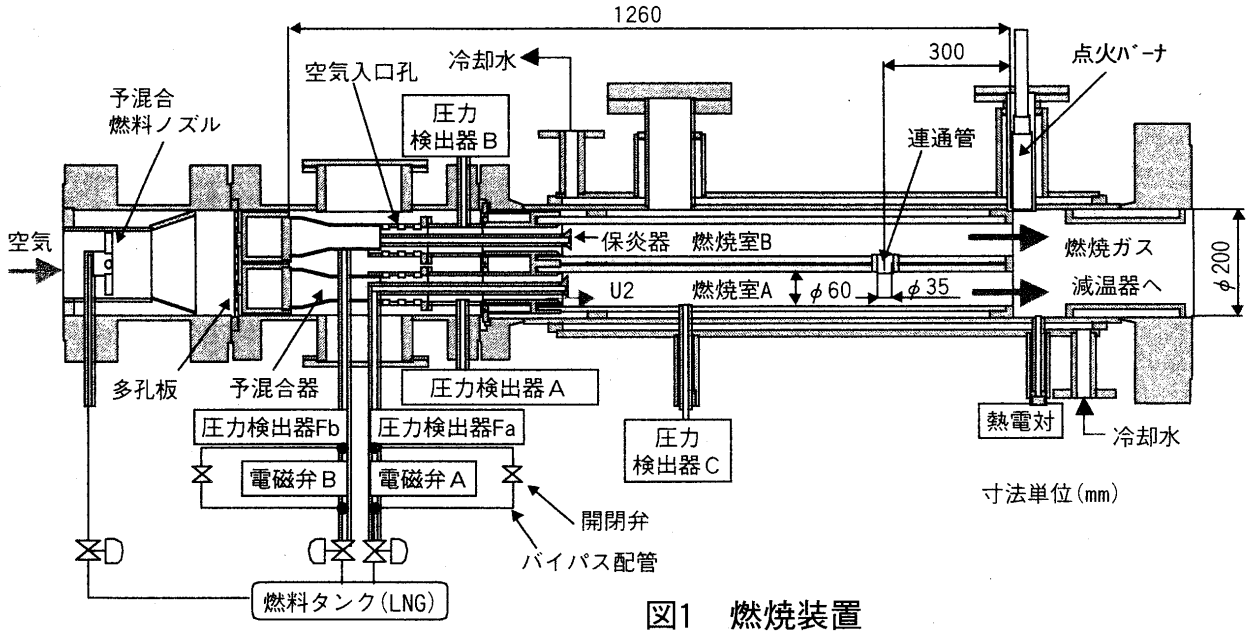


図1　燃焼装置

第１５回ガスタービン秋季講演会
講演論文集，2000.11，(北九州)

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

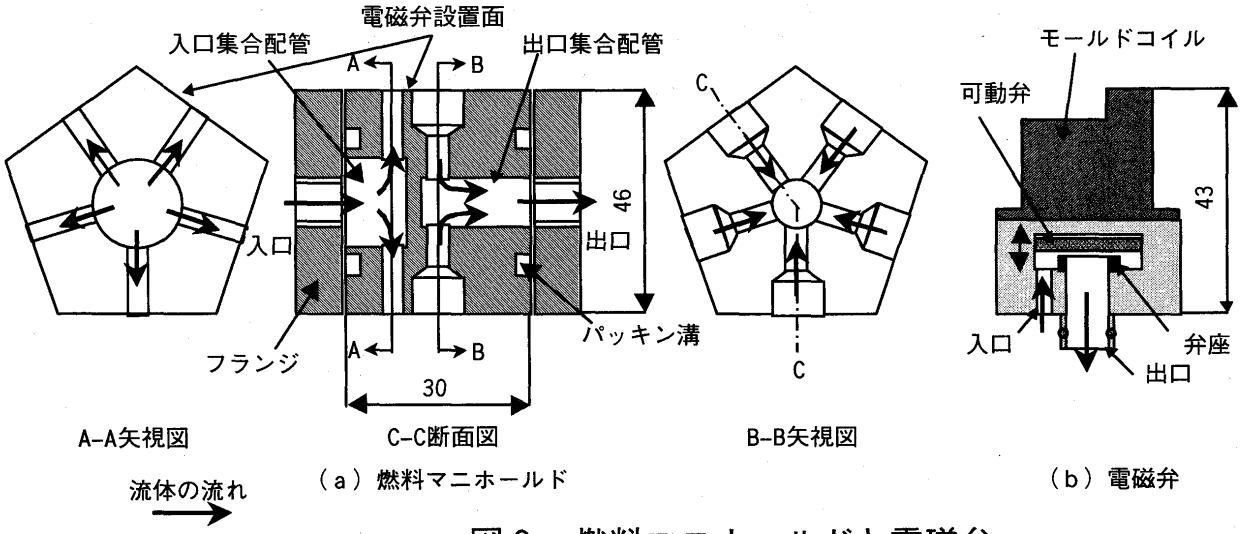


図２　燃料マニホールドと電磁弁

の設置は連成振動の発生を抑制することから，連成振動条件での実験をし易くするため，振幅の小さな開放端近くを避け，下流端から 300mm とした。

燃料には液化天然ガス（CH_4:88.1%, C_2H_6:8.4%, C_3H_8:2.4%, C_4H_{10}:1.1%）を用いた。拡散燃料配管には周波数応答性の高い電磁弁（CKD：PJ-C6）を設置し，これを迂回するように開閉弁付きバイパス配管が設けてある。但し，この電磁弁の供給流量が少ないため，下記に示すようなマニホールドを工夫し，位相ずれが生じないように流量増大を図った。燃料は保炎器，または燃焼室上流の予混合燃料ノズルから噴出し，拡散単独燃焼，あるいは予混合との混合燃焼（以下，予混合燃焼と記す）を選択するとこが可能となっている。

図２に燃料マニホールドと電磁弁の構造を示す。図（a）の燃料マニホールドは五角形で中央に入口，出口集合配管が設けてあり，電磁弁設置面から各集合配管に連絡する孔がそれぞれ形成されている。これらの流路へ図（b）に示す電磁弁を取付け，電磁弁内部の可動弁が上下運動することで弁座と可動弁に間隙が生じ，入口側から出口側に位相ずれのない変動流量を供給することができる。

燃焼振動の発生には，圧力変動と発熱量変動の位相関係が強く影響することから，本研究では燃料を変動させると発熱量が変動することに着目し，圧力変動と燃料変動の位相関係を制御することにより，燃焼振動を制御する方法を取上げた。図３に制御方法を示す。圧力検出器の圧力変動信号からバンドパスフィルタによって対象となる周波数成分を選択する。選択した信号の位相を位相器によって調節し，増幅器を介して関数発生器に入力する。関数発生器では信号電圧を検出し設定値以上の電圧の時，電磁弁を駆動する制御信号が出力され電磁弁が開閉するように構成されている。この方法により，燃焼室の圧力変動に対し燃料変動の位相を制御することが可能となる。２つの燃焼室の圧力変動には，同位相と

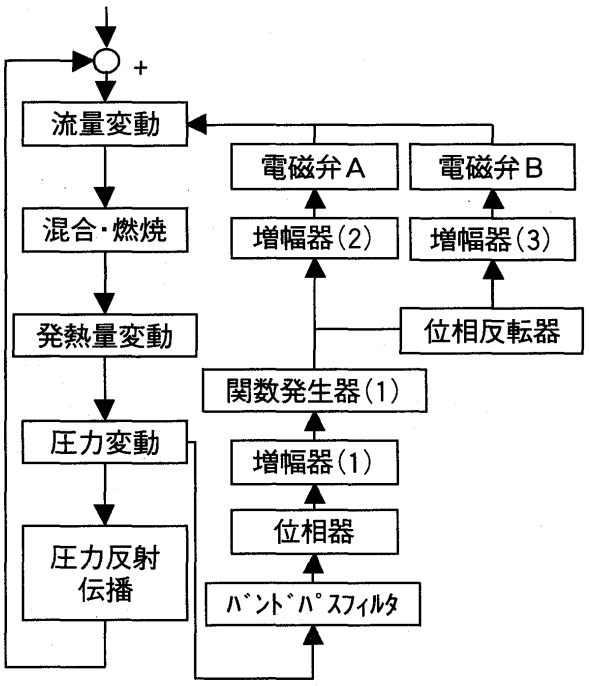


図３　燃料変動制御方法

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

逆位相との場合があることから，関数発生器の出力信号を分岐し，一方に位相反転器を設置することで，電磁弁を逆位相で作動させた。

実験条件を表１に示す。実験は，燃空比（燃料と空気の重量流量比）や予混合燃焼比率をパラメータとし，空気流量一定条件で，減温器下流の圧力制御弁を調整し，保炎器出口部の空気流速を変化させることで，燃焼振動を発生させ，この条件下で燃料変動を制御した。燃焼振動の振幅がある一定値より小さくなると電磁弁が動作しなくなるため，バイパス配管の開閉弁開度を調節することで，常時，失火限界以上の燃料流量を供給した。

燃焼振動データとなる燃焼室内の圧力変動は，測定点に圧力導管を挿入し，その先端から 0.3m の位置に設置した圧力検出器(共和電業社製:PHS-20KA)で測定し，周波数分析器，データ処理装置で振動周波数，振幅,位相などの分析を行った。

表１　実験条件

空気流量:Wa	0.3，0.5(kg/s)
空気圧力:Pin	0.1～0.6(MPa)
空気温度:Tin	30～45(℃)
燃料	液化天然ガス
燃焼方式	拡散，予混合

３．実験結果および考察

３．１　電磁弁の周波数応答性

本研究に用いた実験装置では 400Hz 以下の燃焼振動が発生することから，電磁弁ユニットの周波数応答性については 400Hz までの範囲で確認した。図４に実験結果を示す。電磁弁下流の圧力は弁制御信号に良く追従しており，400Hz までの周波数であれば連続運転が可能なことを確認できた。しかし，周波数が高くなるほど圧力変動の振幅が小さくなり，周波数の高い領域では燃料変動の制御による燃焼振動特性への効果低下が懸念される。

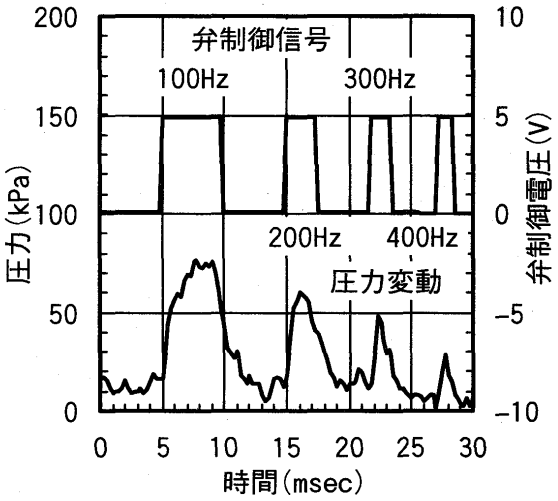


図４　電磁弁の周波数応答性

３．２　燃焼振動モード

本燃焼装置では，燃焼条件によって多くの振動モードが発生する。図５に燃焼振動の振動モードを，図６に周波数スペクトルを示すが，本研究では空気

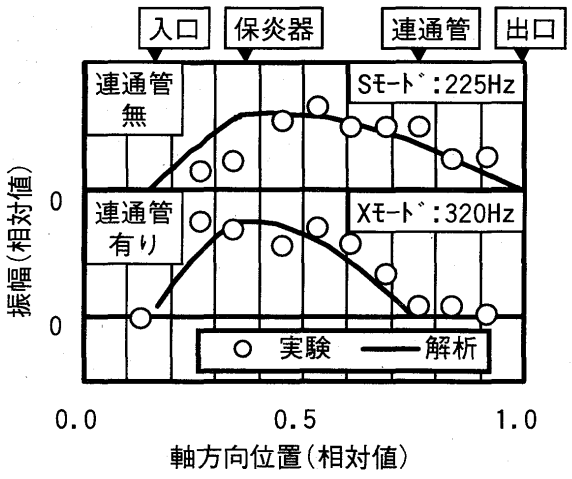


図５　燃焼振動モード

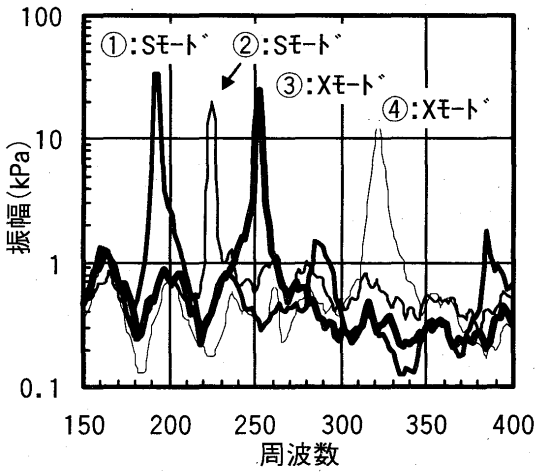


図６　燃焼振動スペクトル

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

入口孔と燃焼室出口で振幅の節，保炎器位置で腹となる両端開放の基本モード（Sモードと呼ぶ）と，空気入口孔と連通管位置で振幅の節となるモード（Xモードと呼ぶ）を対象とした。図5には伝達関数法による解析結果[3]を示すが，いずれのモードも実験結果と良く対応している。

燃焼振動の周波数は音速，すなわち燃焼ガス温度の関数であるため，同一モードでも燃空比によって周波数が異なる。図6に示した①，③のスペクトルは拡散燃焼，燃空比 F/A=0.007，②，④は予混合燃焼，燃空比 F/A=0.03 で発生したSモードとXモードである。

3．3　燃料変動制御と燃焼振動特性

図7に燃料の圧力変動を電磁弁で制御したときの燃焼振動特性を示す。実験は連通管を閉塞し，拡散燃焼（燃空比 F/A=0.007）のSモードを対象に行った。連通管を閉塞したSモードは燃焼室A，Bで逆位相となるモードのため，図3に示す位相反転器を反転し制御した。図の横軸は位相器前後の位相 θ すなわち，圧力変動と電磁弁制御信号の位相を示す。

図に示すように，燃焼室Aと燃料配管Aの圧力変動の位相 ϕ（▲）が位相 θ を制御することによって -103° から 172° の範囲で変化しており，電磁弁ユニットによって燃料配管の変動制御が可能であることがわかる。ここで，位相 ϕ は燃焼ガスと燃料の音速や測定位置によって生じる時間遅れを補正した値を用いた。

各測定点の振幅は，位相 θ によって大きく変化し，Sモードでの振幅が腹の位置となる燃焼室では制御無に比べ約 0.4～2.5 倍の範囲で変化している。

燃焼室の振幅は，燃焼室と燃料配管の圧力変動の位相 ϕ（▲）が 0°，すなわち同位相のとき最大値，逆位相となる 172° で最小値を示し，位相 ϕ（▲）が振幅特性に強く影響することを確認できた。

燃焼室や燃料配管の圧力変動の周波数は，位相 θ の変化よって同じ傾向を示し，位相 θ が-100° 付近で202Hzから190Hzまでステップ状に

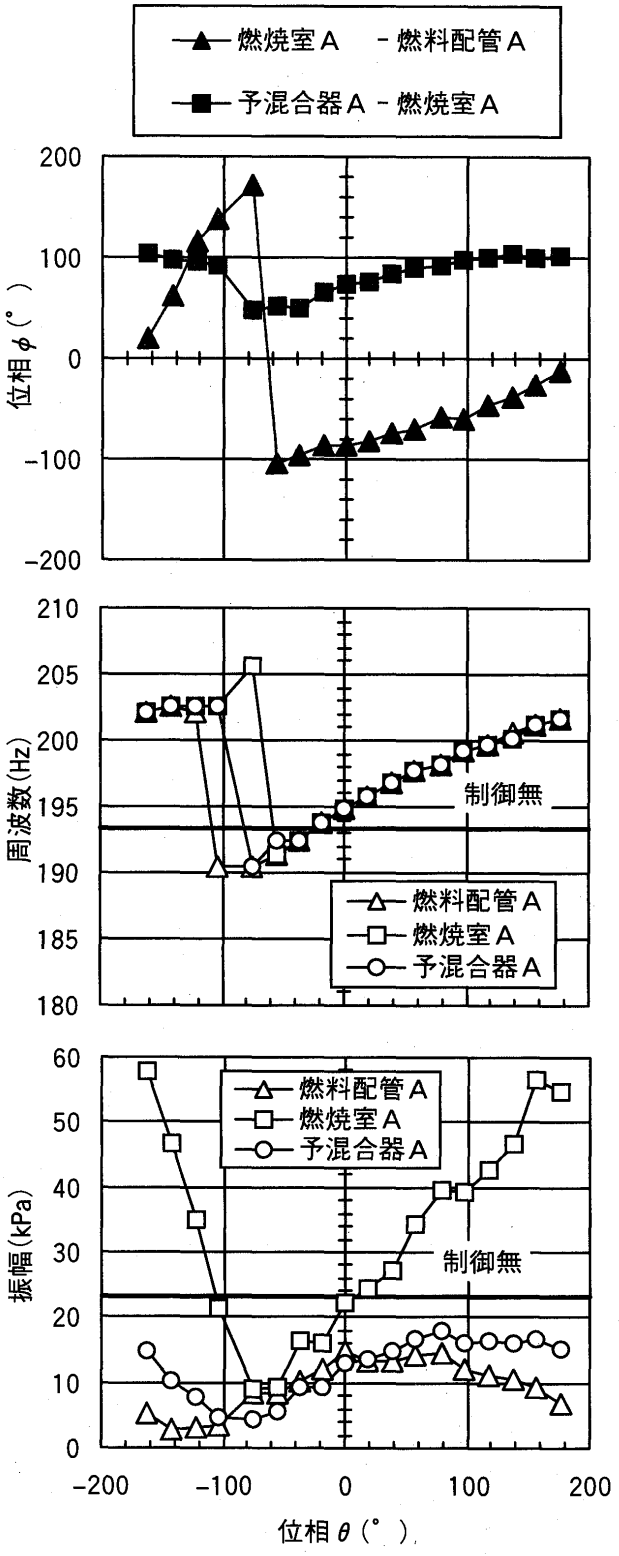


図7　燃料変動制御と燃焼振動特性

拡散燃焼：Sモード
Wa=0.50kg/s,Pin=0.6MPa,Tin=36℃
F/A=0.007,U2=18m/s

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.124, 2025/08/23.

下降し，その後，位相θに比例して202Hzまで上昇する特性を示す。周波数がステップ状に変化する領域では，燃焼室と燃料配管の圧力変動の位相ϕ（▲）もステップ状に変化しており，この条件で振幅が最小となっている。この領域では190Hzと202Hzの2つのピーク周波数が同時に発生しており，周波数がステップ状に変化する前後で両者の振幅レベルの大小関係が逆転している。また，振幅が最大のとき周波数も最高値を示している。

図8に周波数特性と燃焼ガス温度の関係を示す。燃焼ガス温度は連通管位置に設置した熱電対で測定した結果である。前述したように周波数は燃焼ガス温度の関数であるが，図7に示した周波数は燃焼ガス温度が降下する領域（位相θ=-50°～100°）でも上昇していることから，振動周波数の変化は燃焼室の温度変化によるものでないことがわかる。

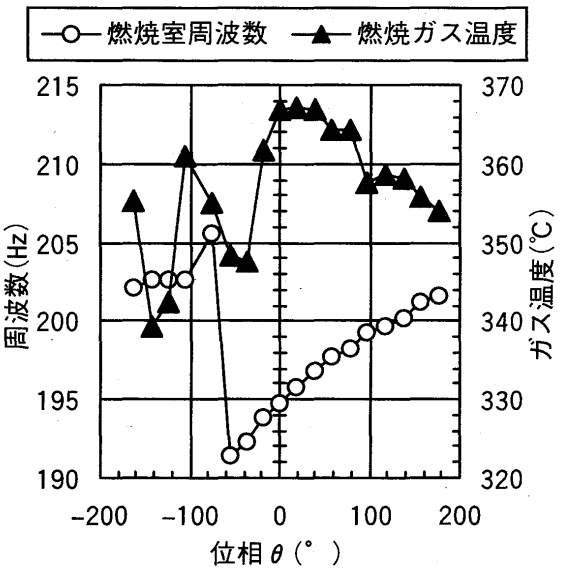


図8 燃焼ガス温度と周波数特性

燃料変動制御に伴って周波数が変化する理由の一つとして，火炎の形状あるいは形成位置の変化によって振動モードが変形することが考えられる。燃焼室下流から観察した火炎画像では，位相θを変化させると火炎が上流側に移動する様子が観察されている。また，図7に示したように，位相θに対する振幅特性が燃焼室と予混合器で異なり，燃焼室では位相θが約180°，予混合器では約100°で最大値を示す。さらに，予混合器と燃焼室の位相ϕ（■）が，周波数と同様な特性を示し，位相θが-100°付近でステップ状に変化し，その後，位相θの上昇に伴いゆるやかに上昇している。このことから，位相θを制御することによって，燃焼振動の加振源である火炎の形成位置が変化し，これに伴って振動モードが変形しているものと考える。

図9は予混合燃焼（燃空比F/A=0.03）で，連通管を開放し燃焼室A，Bを連結したモデルで発生したSモードの燃焼振動を対象に燃料変動制御を実施した結果の1例である。

連通管開放のSモードは燃焼室の両端開放の基本モードであるが，燃焼室A，Bの圧力変動が同位相となるモードであり，連通管を閉塞したときに発生した逆位相のSモードとは異なる。

位相θを制御することによって，燃焼室Aと燃料配管Aの位相ϕは0°から-90°の範囲で変化し，位相θが-80°から100°の範囲では，位相ϕは位相θにほぼ反比例しているのがわかる。

振幅は位相θが-40°から80°の範囲で増加し，この範囲では燃焼室Aと予混合器Aの振幅の比は約3：1でほぼ一定となり，その境界ではステップ状に変化している。

一方，各測定点の周波数は，位相が-80°から100°の範囲で約222Hzと一定になっている。また，位相θが-80°と100°とでは222Hzから202Hzまでステップ状に降下している。この領域では，拡散燃焼時でも見られたように2つの周波数ピークが発生し，周波数がステップ状に変化する前後で，振幅レベルの大小関係が逆転している。

拡散燃焼のSモード（燃焼室A，Bが逆位相）では，位相θの1周期の変化によって周波数，すなわち燃焼状態が緩やかに変化し，ある限界点で元の周波数（燃焼状態）にステップ状に戻る現象が見られた。しかし，予混合燃焼のSモード（燃焼室A，Bが同位相）では，位相θの1周期の変化のうち，-80°から100°のほぼ半周期は周波数が222Hz一定で，振幅の大きい燃焼状態，他の半

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

周期は202Hzで振幅の小さな安定した燃焼状態となっている。また，位相θが-80°から100°の範囲は周波数の変化がないこと，燃焼室Aと予混合器Aの圧力変動の位相ϕ（▲）はほぼ0°で変化がないことから，振動モードも変化していないものと考えられる。

予混合燃焼における燃焼振動の形態の一つに，拡散火炎と予混合火炎の干渉によるものが考えられる。予混合燃焼のSモードは拡散燃料の変動を制御することで，燃焼振動特性が変化していることから，この燃焼振動は拡散･予混合火炎の相互干渉によって発生しているものと考えられる。また，この形態の燃焼振動は拡散燃料の変動位相を制御することで燃焼振動を抑制することが可能であることも確認できた。

4．結　言

多缶構造の燃焼装置で発生する複数の燃焼振動モードに，燃料変動制御を適用した時の燃焼振動特性を検討し，以下の知見を得た。

（1）燃焼振動の圧力変動に対し，燃料の圧力変動位相を制御したとき，適用する振動モードによって，その制御特性が変化することを明らかにした。

（2）拡散燃焼と予混合燃焼の混合燃焼で発生する燃焼振動の抑制には，拡散燃料の位相制御が有効であることを明らかにした。

5．参考文献

1) 吉田ほか，流体力学講演会講演集，(1997)，P105-108

2) J.R. Seume et al: Journal of Engineering for Gas Turbine and Power vol.120,p721-726,(1998)

3) 大塚ほか，第25回ガスタービン定期講演会講演論文集（1997），P111-116

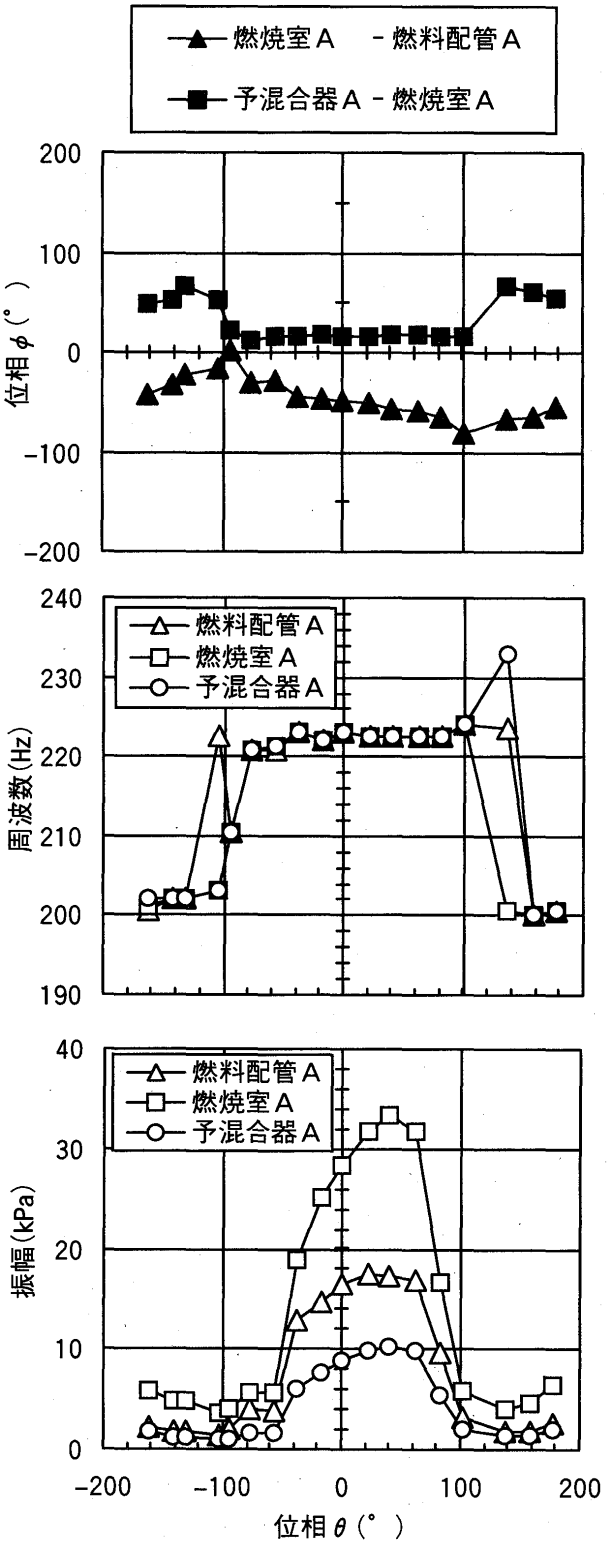


図9　燃料変動制御と燃焼振動特性

予混合燃焼：Sモード
Wa=0.50kg/s,Pin=0.25MPa,Tin=42℃
F/A=0.030,F2/F=90%,U2=38m/s

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

B－4

燃焼振動の低減法に関する研究（第二報）

＊山中　矢、前田福夫（東芝）
土屋　利明、清水雅典（東京電力）

1．まえがき

燃焼振動は、これまでガスタービン燃焼器やその他の燃焼を伴う種々の機器で経験され、燃焼機器の信頼性を損なう一つの大きな要因となっている。したがって、燃焼振動特性を理解し、燃焼振動の予測モデルや低減法を確立すれば、ガスタービンの運転信頼性の向上や部品の長寿命化に大きな意義を有すると考えられる。今後、益々設置が増大すると予測されるコンバインドサイクル発電や石炭ガス化発電においては、特に低ＮＯｘ化や燃料多様化対応が必須となるため、その重要性は益々高まるものと予想される。

本研究では、第一報[1]において燃焼振動の発生条件について、燃焼器の運転条件をパラメータとして調べた。今回、燃焼振動現象を理解するために火炎の可視化を行い、火炎変動（光強度、時間・空間的変動）と燃焼振動の相互関係を調べた。さらに、燃焼振動の低減に関する基礎試験を行い、有益な知見を得たので報告する。

2．試験装置および試験方法

燃焼振動は火炎の挙動と火炎を取り巻く境界条件（形状および作動条件）との相互関係で発生する。火炎の挙動は燃料や空気の流動条件で決まり、主要なパラメータは流速、予混合燃料割合および燃焼温度等である。これらの影響を把握するため、ガスタービン機器を模擬した燃焼器を用いて大気圧試験を行った。また、燃焼振動低減に関しては、これまで種々の報告[2]があるが、ここでは共鳴箱による方法を用いた。

2－1　燃焼器

図１に燃焼器の概要を示す。バーナ部は第一報[1]記載と同一であり、単一スワーラ構造で、中心部にパイロットノズル（拡散）がある。パイロットノズル周囲に予混合ガス流路が形成され、スワーラ（スワール数0.35）を介して燃焼管内に供給する。燃焼管径は第一報[1]のϕ 140 mmに対し、今回は燃焼振動発生条件と燃焼管径の関連を評価するためϕ 220 mmを用いた。燃焼管は二重管構造からなり、環状路部に水を流すことにより燃焼管壁を冷却する。火炎観察においては、燃焼管の上流500 mm区間を石英管に置き換え、高速度ビデオカメラによる火炎撮影を可能とした。なお、実機の静翼を模擬するため燃焼管出口にオリフィス板（流路開口率22.7%）を設けた。

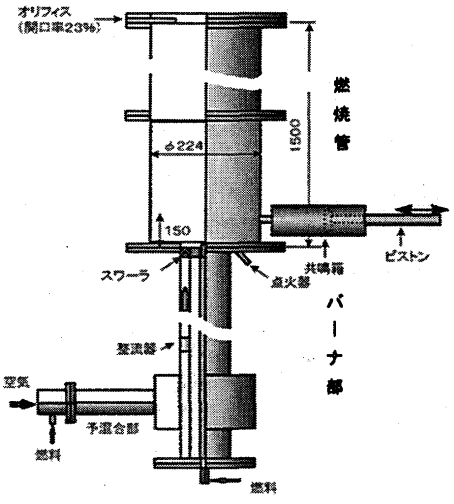


図１　燃焼器概要

燃焼振動低減の評価試験に用いた共鳴箱は、図１に示すようにスワーラ下流150 mmの燃焼管壁面に設置した。共鳴箱の内径はϕ 154mmで、燃焼管と共鳴箱の接続部（スロート）の孔径はϕ 27mmとした。共鳴箱の体積は、共鳴箱内に設けたピストンを移動させることにより任意に設定することができる。

第１５回ガスタービン秋季講演会
講演論文集，2000.11.（北九州）
Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

2—2　計測システム

図2に計測システムの概要を示す。主な計測は燃焼管内の圧力変動、燃焼ガス組成および火炎の画像である。圧力変動の計測には周波数応答特性0.5Hz～250kHzの圧力変動検出センサーを用いた。圧力変動検出センサーの設置箇所は、スワーラ面に1箇所および燃焼管の軸方向に5箇所とした。圧力変動検出センサーからの圧力信号はアンプを介して周波数解析装置により圧力変動レベルおよび周波数を常時モニターした。同時に圧力信号は、詳細な後処理解析をするためにデータレコーダに圧力変動の生データを記録した。

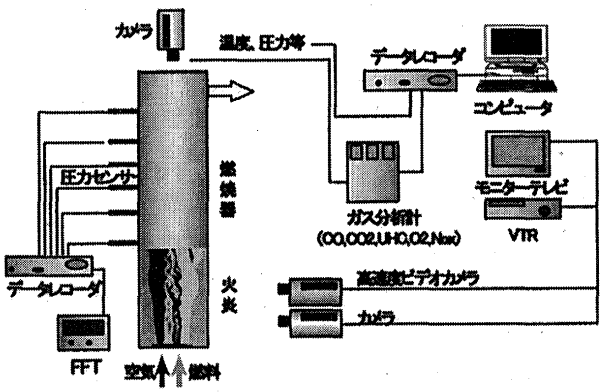


図2　計測システム

燃焼ガスの組成は、燃焼管出口上流200mmの個所を水冷式ガスサンプリングプローブで燃焼ガスを吸引後、ガス分析装置によりUHC（未燃炭化水素）、CO、CO_2、O_2、NOxを連続計測した。

火炎の挙動は、高速度ビデオカメラにより撮影し、1コマ毎の画像について輝度をベースに画像処理を行い、画像の時間トレンドにより評価した。高速度ビデオカメラの撮影速度は挙動解析の観点から、現象変動の1周期内に10倍以上のデータ収集を目安に4500コマ／secとした。また、CHラジカルはCH燃料の分解過程に発生し、広い当量比燃焼条件で観察されることから、カメラに429±37nmのフィルタ（429nmはCHラジカルの発光スペクトル）を設けた撮影も実施し、フィルター有無の場合の差異について調べた。

2—3　試験方法

試験条件を表1に示す。燃料は都市ガスを用い、ガスコンプレッサーで0.9Mpaに昇圧後、燃焼管に供給した。試験はスワーラ吹き出し流速3種類について、予混合割合、燃焼温度をパラメータとして、燃焼ガス組成、圧力変動データを収集した。なお、必要に応じて燃焼管の一部を石英管に置き換え、高速度ビデオカメラにより火炎撮影を実施した。

表1　試験条件

燃焼管長さ(mm)	1500
バーナ入口空気温度(℃)	約50℃(ブロア吐出温度)
スワール数	0.35
スワーラ吹き出し速度(m/s)	50～90
燃焼温度(℃)	～1600
燃料	都市ガス
予混合燃料／全燃料(%)	0～100

燃焼振動低減試験は表1の試験で比較的大きい振動レベルが発生した試験条件に限定し、共鳴箱の容積をピストンにより変化させて振動の低減を評価した。

2—4　可視化手法

火炎面周辺のラジカルから発生する自発光強度分布を火炎形状と考え、高速度ビデオカメラ画面の一コマ毎に画像処理し、その挙動と燃焼振動を関連付ける手法を試みた。図3に高速度ビデオカメラ画像の1コマを3種の光強度（階調）で表した画像処理例を示す。火炎挙動としては、火炎形状面積、　幅、上下移動、左右移動および火炎内の光強度の時間変動特性を画像処理ソフトによ

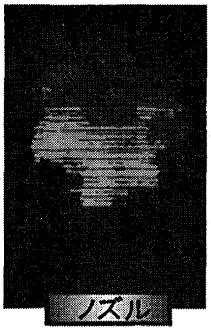


図3　画像処理例

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.124, 2025/08/23.

って求めた。図4に記号の定義を示す。得られた火炎面積や火炎内の光強度等に関する火炎挙動パラメータの時間トレンドを比較することにより、燃焼振動との相互関係を評価した。

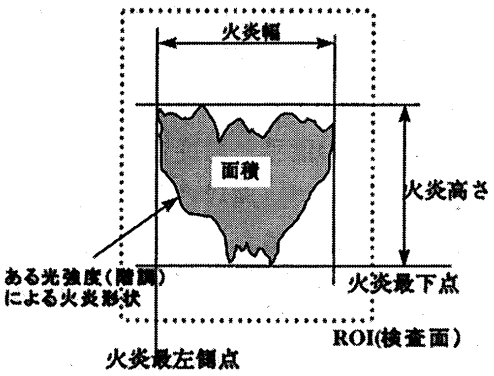


図4　火炎周辺の記号

3．結果

3—1　運転条件の影響

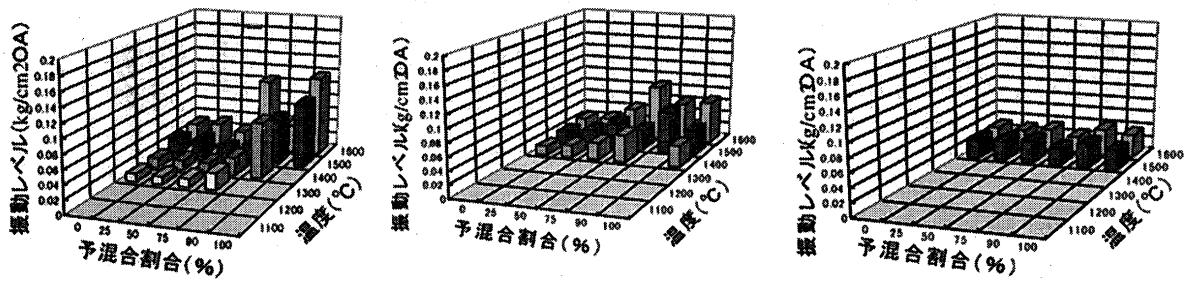
各スワール吹き出し速度（U）において、予混合割合および燃焼温度をパラメータとした燃焼振動レベルを図5に示す。ここで振動レベルは、最も大きい値を示すスワーラ下流100 mmの燃焼管壁に設置した圧力変動センサーのデータを用いて整理した。

①速度の減少に伴い、燃焼振動レベルは増大する傾向を示す。

②燃焼温度の上昇とともに燃焼振動レベルは増大する傾向となる。

③予混合割合の増加とともに燃焼振動レベルは増大する傾向となる。

以上の傾向は、第一報[1]の燃焼管径φ 140mm と同様であることから、上述の傾向は燃焼管径に影響ないと考えられる。



U＝50m/s　　U＝67m/s　　U＝85m/s

図5　各種運転条件における燃焼振動レベル

3—2　火炎挙動と燃焼振動の関係

振動レベル大、小の2ケース　の画像処理例を紹介する。

3－2－1　火炎挙動例（燃焼振動レベル大の場合）

図6に各パラメータの時間トレンドを示す。火炎幅と火炎最左側点が逆位相で変動しているのに対し、火炎最下点と火炎高さが変化していないため、火炎は左右に膨張、収縮を繰り返している。その周期は200コマに5サイクルあるのでほぼ 110H の振動形態が観察され、圧力変動センサーの卓越振動周波数と対応している。この結果と同調

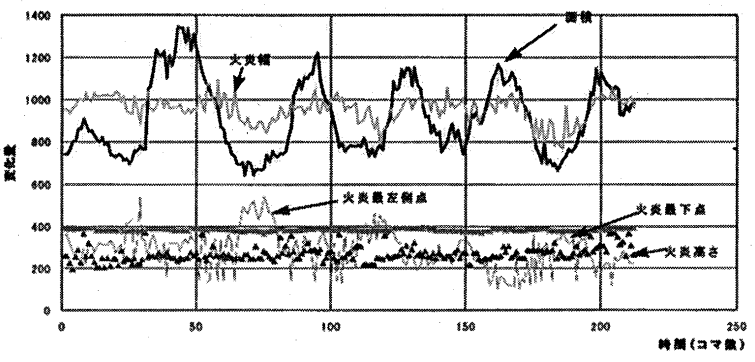


図6　火炎の挙動（振動レベル大）

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.124, 2025/08/23.

して、火炎の全体面積は、同様の 110Hz の振動特性を示している。また、光の平均強度も火炎面積と同様の特性を示している。

図７に火炎の面積と燃焼管内の圧力変動の時間トレンドの比較を示す。両者の時間対応が不明確であるため位相は不明であるが、火炎は圧力変動とほぼ同じ周期で変化しており、互いに相互間系にあることが分かる。

なお、フィルターを用いた画像処理結果も同様な傾向が得られている。

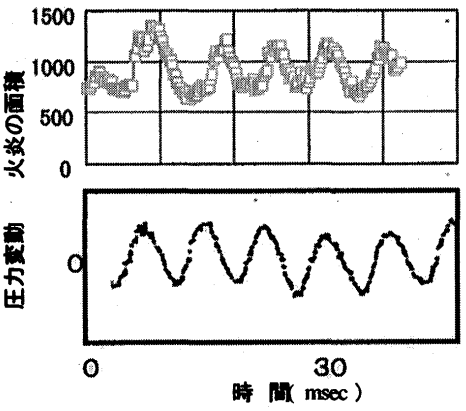


図７　火炎面積と圧力変動の時間トレンド

３—２—２　火炎挙動例（燃焼振動レベル小の場合）

図８に各パラメータの時間トレンドを示す。燃焼振動レベル大の場合と同様、各パラメータは卓越周波数（約 310Hz）で変化している。

以上より、火炎挙動の特性は以下のようにまとめられる。

①火炎の光強度の時間トレンドは卓越周波数で変化する。火炎面積の時間変動も光強度トレンドと周波数、位相ともに一致している。火炎面積または光強度の強い領域は燃焼の盛んな領域と考えられる。

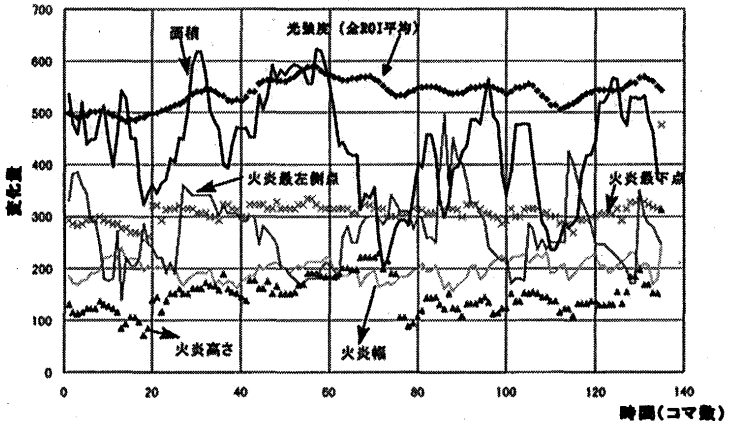


図８　火炎の挙動（振動レベル小）

②燃焼振動の大小に拘わらず、火炎の光強度または Area の時間トレンドはその時の卓越周波数で変化する周波数成分を持っている。

③ＣＨラジカルの画像から得られる火炎の光強度や Area の時間トレンドも上記①と同様の特性を示す。

３—３　振動低減確認試験

基礎燃焼試験で燃焼振動が大である運転条件を選び、低減評価試験を行った。ここでは卓越周波数が 275Hz と 70Hz の例を紹介する。

図９に卓越周波数が 275Hz のときの試験結果を示す。図の横軸は共鳴箱の容積可変用のピストンの移動距離を示す（０が共鳴箱の容積０となる）。ピストンを 20mm～40mm 程度移動することにより振動レベルが大幅に低減する。この時の共鳴箱の容積は、図から分かるように燃焼管の容積に比べて１％以下となっている。共鳴箱の共鳴周波数（ｆ）は次式から求めることができる。

$$f = C / 2\pi * \sqrt{(S / (L * V))}$$

Ｃ：音速、Ｓ：スロート断面積、Ｌ：スロート長さ（55 mm）、Ｖ：体積

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

この式から、ピストンの移動距離と共鳴周波数の関係で温度をパラメータとして整理すると図 10 のようになる。

図 10 から、ピストン 20mm～40mm の移動に対応する共鳴箱の共鳴周波数は燃焼振動の卓越周波数 275Hz より高めになるが、スロート部の温度は燃焼温度（理論燃焼温度）より低くなることを考慮すると、振動低減時における共鳴箱の共鳴周波数と燃焼振動の卓越周波数は同程度ではないかと予想される。

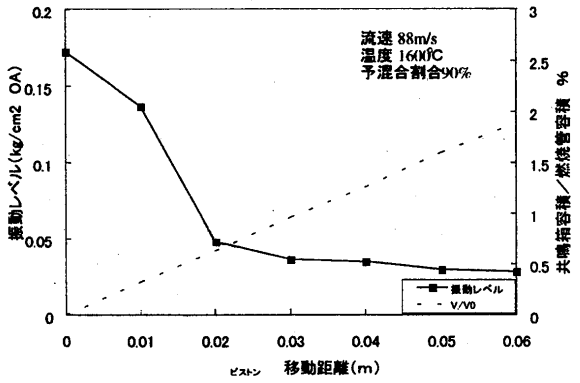


図 9　燃焼振動の低減効果（275Hz）

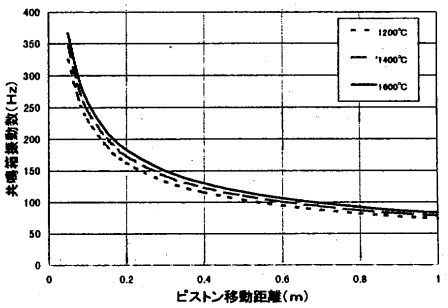


図 10　共鳴箱の共鳴周波数

図 11 に卓越周波数が 70Hz のときの試験結果を示す。先と同様、ピストンを 600 mm程度移動することにより振動レベルの低減が確認できる。この場合の共鳴箱の共鳴周波数も図 6 と同様、燃焼振動の卓越周波数 70 Ｈｚ程度になると予想される。

以上から、燃焼振動の卓越周波数に共鳴する共鳴箱を設けることにより、燃焼振動の発生要因となる圧力変動を低減できることを確認した。振動低減過程の火炎挙動変化についても、今後更に可視化法等によって把握していきたい。

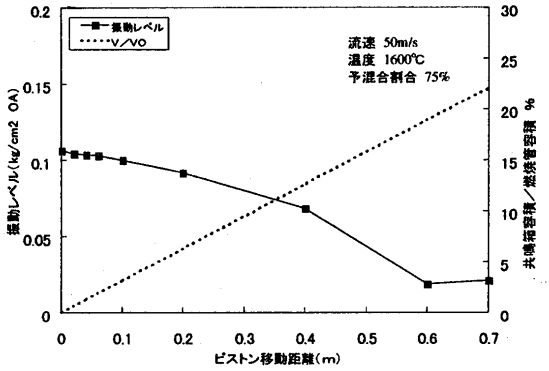


図 11　燃焼振動の低減効果（70Hz）

4．まとめ

ガスタービン燃焼器をモデル化した単一スワーラによって保炎された火炎より励起される燃焼振動の発生条件、高速度ビデオカメラによる燃焼振動現象評価の試みおよび共鳴箱による燃焼振動の低減効果について調べた。以下に、その概要を示す。

（1）燃焼振動は、スワーラ吹き出し速度が遅いほど、予混合燃料割合が高い領域で、燃焼温度が高い条件で発生傾向がある。これらの傾向は燃焼管径のサイズに関係なく見られる。

（2）画像処理により、火炎の挙動と燃焼振動には密接な相互関係が見られ、火炎面積、火炎強度等は燃焼振動の卓越周波数に対応した周期で変動する。本可視化手法は燃焼振動の現象的な理解とともに、低減法の効果の検証等にも有効となり得ることが分かった。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

（3）共鳴箱により大幅な燃焼振動の低減効果が確認された。今後、火炎の可視化により振動現象理解をすることができれば、実機適用に向けた燃焼振動低減手法が期待できる。

参考文献

1）山中・前田・土屋・清水、燃焼振動の低減法に関する研究（第一報）、ガスタービン秋季講演会論文集、PP.131—136(1998)

2）例えば

J.R.Hibshman, et al. ,Active Control of Combustion Instability in a Liquid-Fueled Sector Combustor ,ASME,99-GT-215, PP.1 ~8

J.Brouwer, et al., Active Control for Gas Turbine Combustor, 23th Symposium on Combustion ,PP.1087 ~1092(1990)

K.Billoud, et al., Adaptive Control of Combustion Instability, Combustion Science and Technology, Vol.81,PP.257~283(1992)

M.M.Annaswamy, et al., Active Control in Combustion Systems, IEEE Control System Magazine,PP.49~63(1995)

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

スワーラ保炎における拡散燃焼と予混合燃焼の比較

*黒澤要治、吉田征二、山本　武、下平一雄、五味光男、鈴木和雄（航技研）

1．まえがき

ガスタービンには、環境保全の立場から、温暖化物質の CO_2 低減のための高効率化と NOx や CO などの環境汚染物質の排出低減が要求されている。このためには、ガスタービン燃焼器内の燃焼状況を詳細に把握して、燃焼器内部での流れ形成や燃料供給、混合過程をきめ細かく制御する必要がある。

ここでは、ガスタービン燃焼器に広く用いられているスワール火炎について、逆火や自着火の危険が無い拡散燃焼と低 NOx 性が期待できる予混合燃焼とで、それぞれ形成される火炎構造を比較し、それぞれの特性がなぜもたらされるのかを検討し、燃焼制御へのデータを提供する。これまで、非燃焼時におけるスワール流れについて PIV（Particle Image Velocimetry）法を用い、その特性について調べてきた[1][2]。今回、燃焼時に PIV 法を適用するとともに燃焼に関係する成分の濃度分布を計測することにより、速度場と燃焼反応場を関係付けて、その火炎構造を調べた。

航空用ガスタービン燃焼器の多くが、アニュラー形状を採用している。アニュラー形状は複数のスワーラが配置されその相互干渉があるため、本実験の模型は２個のスワーラを配置した。

2．実験装置および方法

2．1　燃焼試験模型および条件

Fig. 1 に燃焼試験模型の概略図を示す。燃焼室は高さ 164 mm、幅 78 mm、長さ 275 mm の箱形で、4 面とも石英ガラスが取り付けてある。

空気は、ブロアから供給され、渦流量計を経て空気加熱器により昇温した後、予混合管・整流格子を通り、スワーラから観察部の燃焼室に流入する。予混合管は、管内にねじり方向の異なる板を交互に６枚ならべた静止型混合器を使用した。

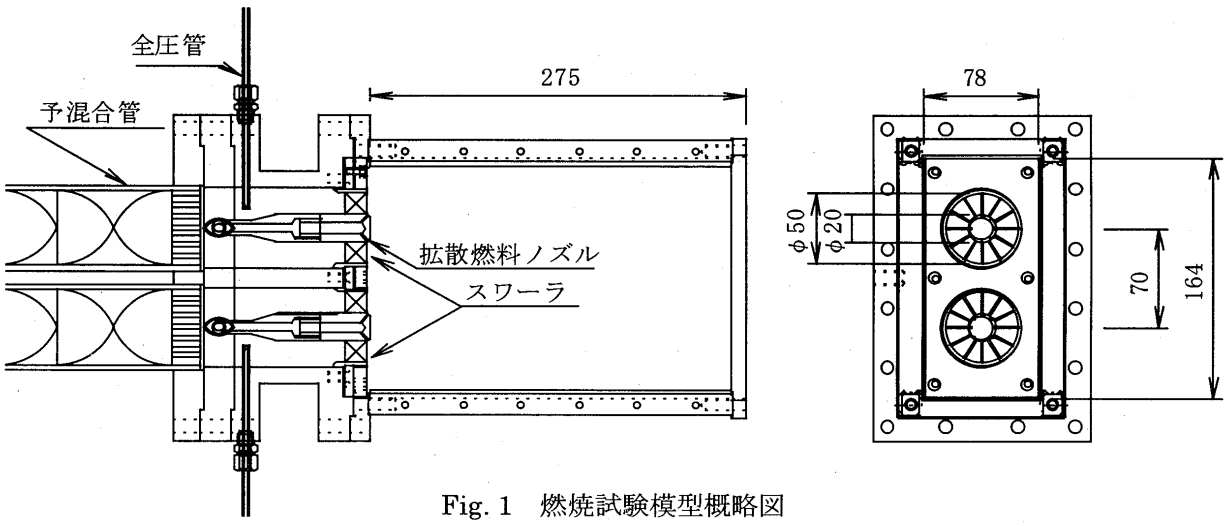


Fig. 1　燃焼試験模型概略図

第１５回ガスタービン秋季講演会
講演論文集，2000.11，（北九州）
Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

試験に用いたスワーラは、外径 50 mm、内径 20 mm、厚さ 1 mm の羽根が 12 枚あり、羽根高さ中間位置での旋回角は 45 度、旋回方向は上下のスワーラともに後視左回りである。スワーラの間隔は 70 mm である。燃料はメタンを使用した。拡散燃焼試験では、スワーラ内径側に軸方向に対し 45 度の噴射角を持つ口径 1 mm の孔を 8 個設け、放射状に燃焼室に噴射した。予混合試験では、予混合管の上流で燃料を噴射し空気と混合させ、スワーラを通して燃焼室に供給した。

試験条件は、スワーラの入口空気温度を 400 K とし、渦流量計から求められる空気量からスワーラ出口での軸方向の平均流速をもとめ、その値を 30 m/s とした。当量比は、拡散、予混合燃焼試験ともに 0.7 とした。予混合燃焼試験の場合、平均流速は燃料分が付加し 7 % 増加する。

試験条件は、拡散燃焼および予混合燃焼時、吹き消え等が起きない安定燃焼範囲内の一つを選んだ。

2．2　ＰＩＶ計測

流速分布の計測に用いた PIV 装置の構成は次の通りである。PIV 装置の制御および取得した画像からの速度ベクトルを算出するためのコンピュータとその上で動作するソフトウェア(TSI 社 INSIGHT－NT Ver.3.0)、粒子を照らすためのダブルパルス Nd:YAG レーザ(Spectra－Physics 社 Quanta－Ray PIV－400)、粒子像を撮影するクロスコリレーションカメラ(TSI 社 PIVCAM10－30 model 630046、有効ピクセル数 1000×1016)、レーザとカメラを同期させるためのシンクロナイザ(TSI 社 Laser Pulse model 610032)である。クロスコリレーションカメラには、火炎からの光を遮断するため、中心波長 532 nm、半値幅 10 nm の干渉フィルターを取り付けた。

トレーサ粒子は、リッキドガス社の MSF－30M(平均粒径 2.7 μm、見かけ比重 0.45)を用い、乾燥空気により移送し、空気加熱器上流から移送用空気と共に気流中に噴射し供給した。移送用空気の流量は、主流空気の約 1 % である。

測定は、燃焼室の上面からシート光を照射し、側面から粒子像を撮影した。シート光の厚さは、約 2 mm である。2 つのレーザーシートの照射間隔は 8 μs とした。この発光間隔は、スワーラ出口での流速は一様でないことを考慮して、流速を最大 60 m/s と見積り、測定面と垂直の方向にこの速度を持ったとしても粒子の移動距離がシート光の厚さの 1/4 以下となるように設定した。得られた 2 つの粒子画像は、別々のフレームに撮影し、相互相関によりベクトルを算出した。検査領域(Interrogation spots) は 32 × 32 ピクセルとした。

測定範囲を Fig. 2 の左図に示す。下部スワーラ出口を基準とし、軸方向 x = 4 ～ 82 mm 、高さ方向 y = －25 ～ 60 mm の 78 × 85 mm の領域とした。上部スワーラの一部もとらえ、スワール流れの干渉を観察できるようにした。測定範囲は、中心軸断面だけでなく Fig. 2 の右図に示すように、z = －30 ～ 30 mm を 10 mm 間隔で 7 断面測定し、スワール流れの特徴を捉えることとした。

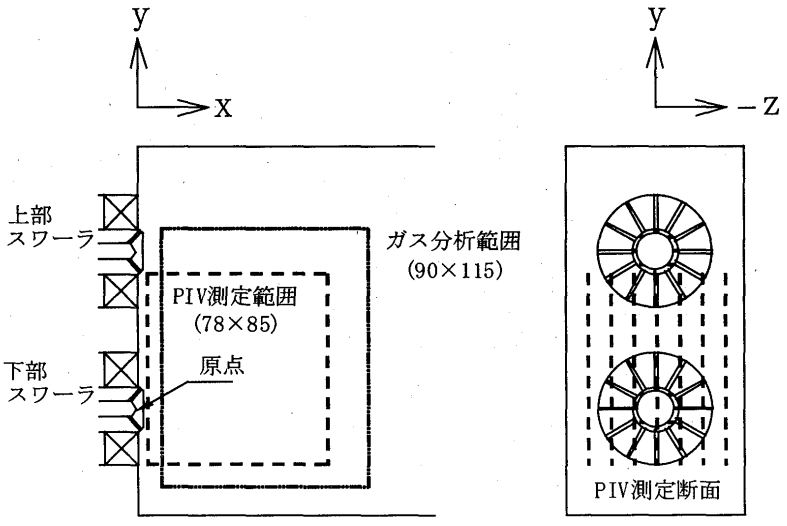


Fig. 2　PIV 測定およびガス分析範囲

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

2．3　内部ガス分析

内部ガス分析は、トラバース装置に取り付けた内径 1.6mm 、外形 8 mm の温水冷却ステンレス管プローブを燃焼室に挿入しガスを採取し、6 成分(CO、CO_2、THC、O_2、NOx、NO) の同時測定が可能なガス分析計 (堀場製 MEXA-9110H) により濃度を求めた。

ガス分析の測定範囲を、Fig. 2 の左図に示す。スワーラの中心軸断面 (Z = 0 mm) において、PIV による計測面をカバーする領域として、x = 10 ～ 100 mm 、y = －35 ～ 80 mm の 90 × 115 mm の範囲とした。測定間隔は、x 軸方向 10 mm 、 y 軸方向 5 mm とした。

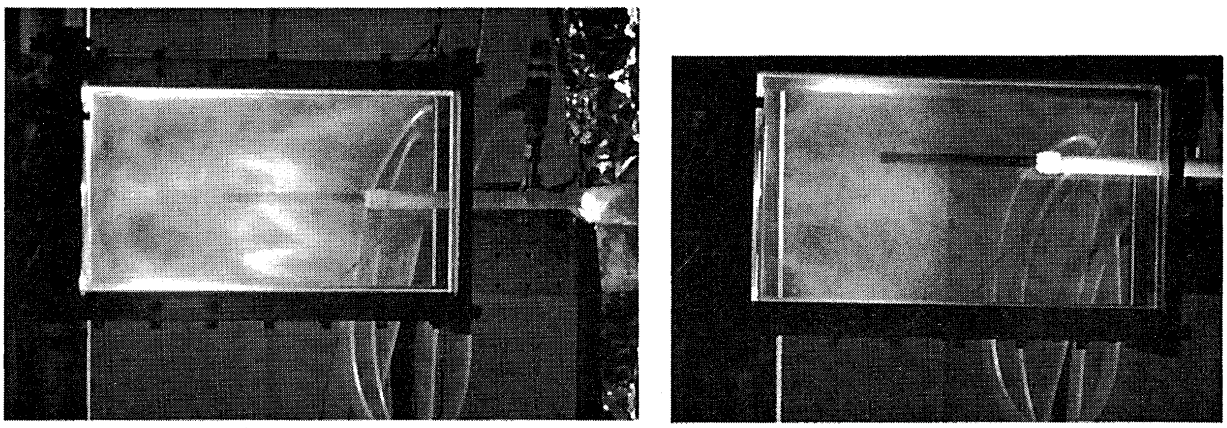
3．実験結果および考察

3．1　火炎状況

Fig. 3 に、サンプルプローブよるガス採取中の火炎写真を示す。写真は、拡散燃焼、予混合燃焼時ともに空気の条件は同じである。

拡散燃焼時の火炎は、スワーラ出口より 20 ～ 30 mm に浮き上がった青炎が燃焼室全体にあり、その長さは 120 mm 程ある。青炎部において火炎が抜けている場所が見られる。また、青炎の後には、橙炎が一部見られる。

予混合火炎は、拡散火炎に比べ形状がはっきりとしており、次のように記述できる。スワーラ羽根内径側から伸びた青炎が円錐を形成し、一度くびれ再び広がっている。その青炎の長さは、120 ～ 140 mm あり、スワール流れの干渉のためか軸対象とはなっていない。スワーラ外周にも青炎が形成されている。この青炎は、スワーラ間で厚みがある。また、拡散燃焼で見られた青炎の後の橙炎は見られない。



拡散燃焼　　予混合燃焼

Fig. 3　火炎状況

3．2　ＰＩＶによる燃焼時の速度分布

Fig. 4 、Fig. 5 に、拡散燃焼時と予混合燃焼時の速度分布を示す。図は、100 回の計測を行い、その平均から求めたベクトルおよび軸速度の等分布線図である。 z 軸の異なる３断面より、スワール流れとそれにより形成する再循環領域の大きさ、強さ、隣接するスワール流れの干渉、拡散燃焼時には前述の他に燃料との干渉を見ることが出来る。

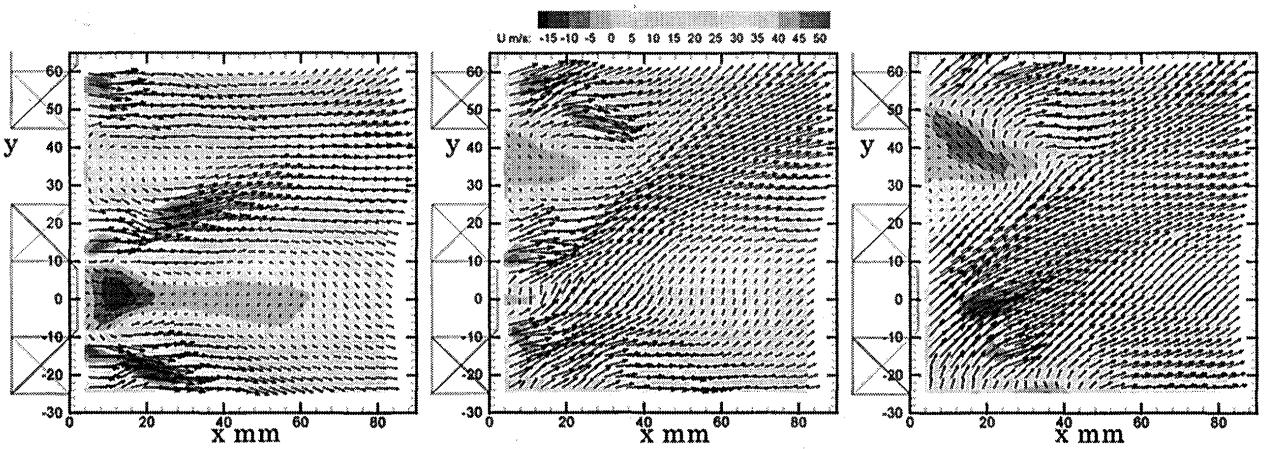
Fig. 4 拡散燃焼試験時において (1) z = 0 mm の下部スワーラの再循環領域は、幅 20 mm 、長さ 60 mm と細長く途中くびれた形状となっている。また、Fig. 5 (1) の予混合燃焼では上下のスワー

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

ル流れは対称的な分布となっているのに対し、拡散燃焼は対称ではない。(2) z = −10 mm、(3) z = −20 mm の断面では、下部スワーラから測定面を斜め上方に横切り上部のスワール流れまで到達する連続した速度ベクトルが見られ、燃料噴流またはその混合気によるスワール流れへの干渉が起きている。次に上下スワーラ間にある逆流域を見ると、ガラス壁に行く（−z 方向）に従い、広く、流速も大きくなっており、ここには示めさなかったが z = − 30 mm ではより顕著になり、スワーラ中心軸上の再循環領域より広くなっている。

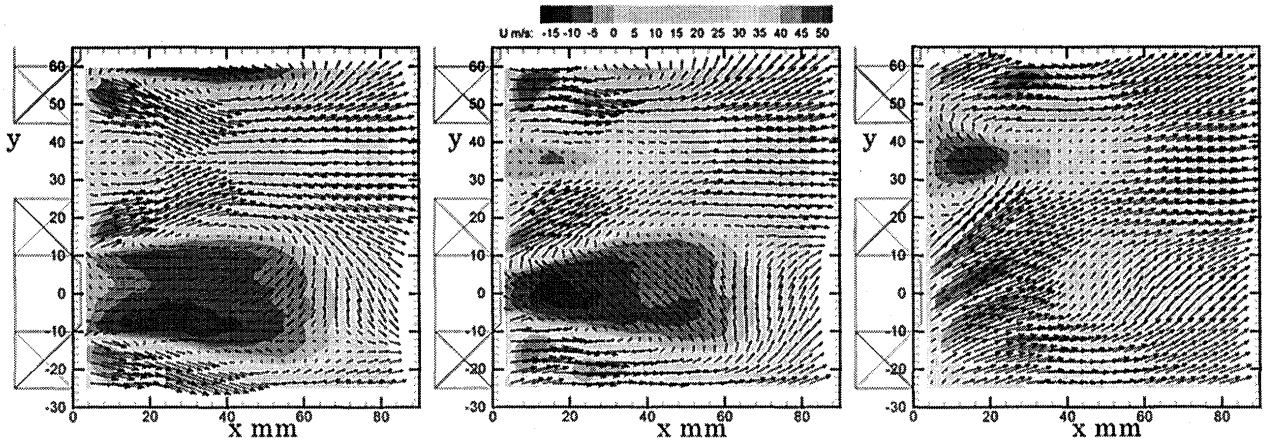
Fig. 5 の予混合燃焼時の速度分布では、(1) z = 0 mm において再循環領域は x = 70 mm まで伸び、幅も 35 mm と拡散燃焼に比べて広く、速度も大きい。この再循環領域の境界は、火炎写真において円錐の青炎がくびれた位置と対応している。次に、スワーラ間（y = 35 mm）の流れを見ると、(1) z = 0 mm 断面の x = 40 mm 付近でスワール流れ同士による剪断を起こし半径方向速度が急激に減速し、その後 +x 方向に徐々に加速した流れとなっている。これは、(2) z = − 10 mm、(3) z = −20 mm においても同様に観察される。

また、(3) z = −20 mm において、スワーラ羽根の後流がよりはっきりと観察され、予混合気は独立した噴流の様相を呈している。



(1) z = 0 mm　　(2) z = −10 mm　　(3) z = −20 mm

Fig. 4　拡散燃焼時の速度分布



(1) z = 0 mm　　(2) z = −10 mm　　(3) z = −20 mm

Fig. 5　予混合燃焼時の速度分布

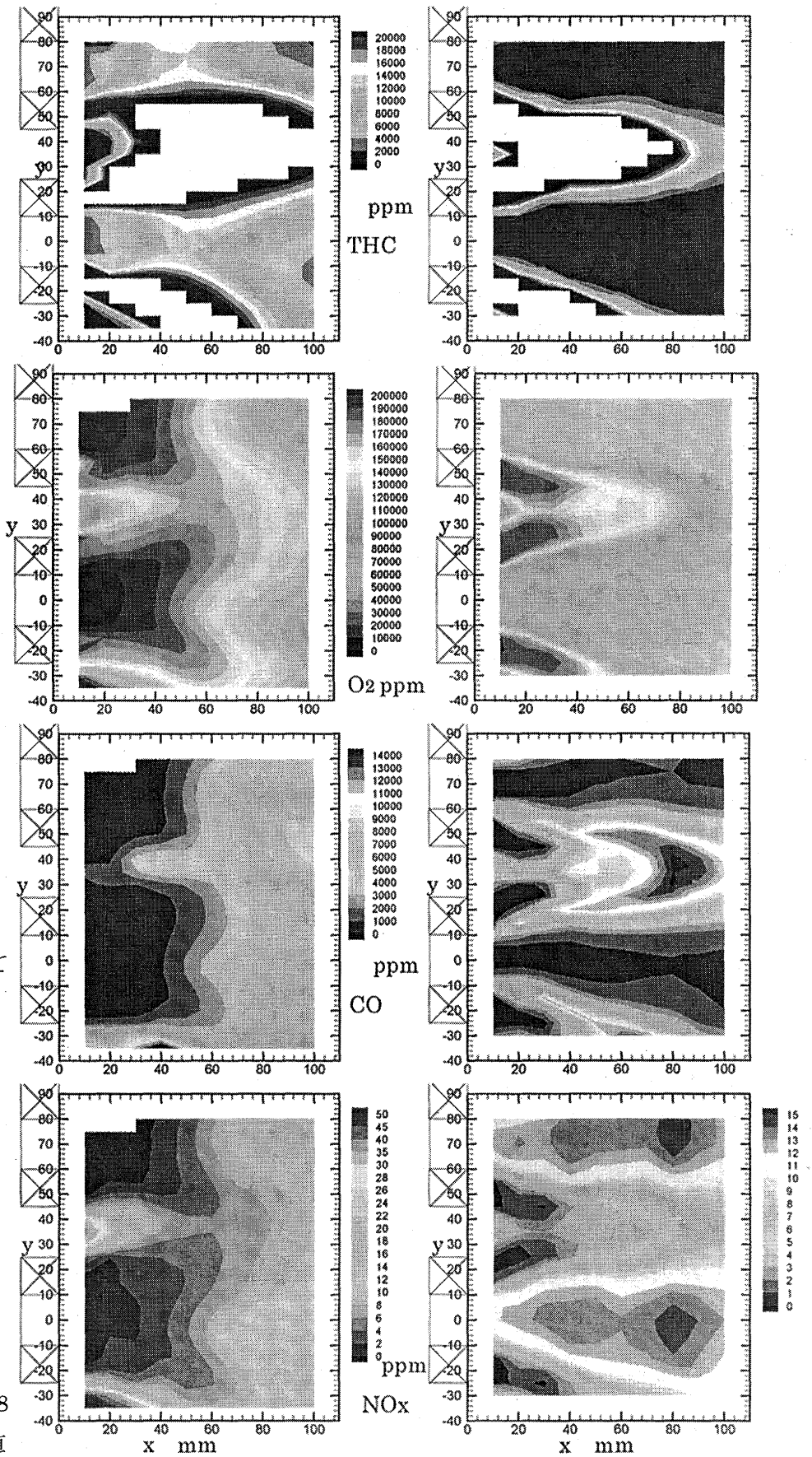
Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

3. 3　ガス濃度分布

次に、ガス等濃度分布を Fig. 6 に示す。THC は wet base 、O_2、CO、NO_x は dry base 値を示す。THC の濃度分布で白く抜けている箇所は、測定レンジの 2 % を越えている。

拡散燃焼については、Fig. 4 のスワーラからの噴流がある x = 40 mm までの領域を見ると、THC は 2 % 以上、O_2 は 16～18% 、CO は 1000 ppm 以下となっており、この領域ではほとんど燃焼していない。このことは、火炎写真の火炎が無い領域と対応している。これより下流では、O_2 の緩慢な消費と中間生成物である CO が x=100 mm まで連続して増加している。また、x = 100 mm の断面において局所当量比が 0.7 を超えている箇所はなく、スワーラ中心断面では混合は十分でない。

NOx 濃度分布については、上流の x = 10 mm において、スワーラ間とスワーラとガラス壁間において濃度はそれぞれ 38 ppm、53 ppm と高い値を示し、この領域に高温域があることを示している。



（1） 拡散燃焼　　（2） 予混合燃焼

Fig. 6　ガス濃度分布

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

それに対し、予混合燃焼では、スワーラ中心軸上の x = 80 mm で ピーク値 15 ppm を示す。

予混合燃焼おいて、スワーラからの混合気噴流について、O_2 の消費および CO の生成を見ると、x = 30 mm までは混合気噴流はほぼ形を保ちその内側で火炎を形成している。上下のスワール流れによる剪断を起こす領域で、CO の高濃度域が広がるとともに O_2 の消費が進んでおり、燃焼が活発になっていることを示している。CO は x = 80 mm でピークの 1.4 % を示し、その下流では急激に減少しており、燃焼の終了に向かっている。また、スワールの再循環領域内では燃焼効率は９９％を超えており既燃ガスとなっている。

NOx の分布は、PIV の速度分布と良く対応しており、スワーラ中心軸上の x = 60 mm でくびれた分布となっており、再循環領域の終端を示している。再循環領域より下流 15 ppm 程度の山が出来ている。

４．まとめ

スワーラを２個並べた光学計測用燃焼器模型を用いて、燃焼時の流れ速度場と内部ガス濃度分布の計測により、拡散燃焼と予混合燃焼についてそれぞれの火炎構造の特徴を実験的に調べることができた。以下にその結果をまとめる。

1) 拡散燃焼では、小さな再循環領域しか形成されず、そこでは燃焼はほとんどせずに大部分の燃焼はその下流で進行する。

2) 予混合燃焼では、スワーラのすぐ下流で再循環領域が大きく形成され、そこで燃焼が十分に進行している。

3) 流線と酸素濃度の勾配の結果から、拡散燃焼では燃焼の進行に長時間を要すが、予混合燃焼は短時間で燃焼が終了している。

4) NOx の生成については、拡散燃焼では再循環領域より下流で生成され、下流方向に増加の傾向をもつが、予混合燃焼では再循環領域でほとんど生成されてしまっている。さらに、測定範囲の下流位置での絶対値も予混合燃焼の方が低い。

5) スワールの相互干渉による複雑な３次元流れにより、スワール間の空間で火炎が形成されていることが分かる。拡散燃焼でより強い火炎ができる。燃焼器壁の過熱を招くのでこの火炎は望ましくない。

参考文献

[1] 吉田征二、他　スワーラ燃焼器内の PIV による計測、日本機械学会 2000 年度年次大会講演論文集 Vol.IV、2000、pp.455－456

[2] 吉田征二、他　ステレオ PIV による燃焼器内スワール流れの３速度成分計測、可視化情報学会全国講演会前刷集 B115

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

高度微粒化ノズルを用いた予混合予蒸発燃焼
（大気圧下でのNOx排出特性）

＊伊東　俊治　（法政大院）　武藤　充宏　（法政大院）
林　茂　（航技研）　山田　秀志　（航技研）

1．まえがき

希薄予混合予蒸発燃焼は、航空用ガスタービンや液体燃料焚き産業用ガスタービンの超低NOx燃焼法として期待されているが、まだ実用になっていない。燃料の微粒化と蒸発の過程が加わるので均質な予混合気形成はガス燃料に比べると格段に困難である。特に、燃焼器の作動条件が高温、高圧になるほど自発点火までの遅れ時間が急激に短くなるので、希薄予混合予蒸発燃焼器の特性を最大限に発揮するためには、蒸発時間をそれ以上に短くする必要がある。

ガスタービン燃焼器では液体微粒化の手段として、渦巻燃料ノズルや気流微粒化燃料ノズルが使用されてきたが、より高度な微粒化が確認され、蒸発時間の短縮が期待できる、壁面衝突微粒化方式燃料ノズルの希薄予混合予蒸発燃焼器への適用について研究を始めた。この報告では、入口空気温度650K、900K、大気圧において、3通りの長さの予混合管を使用して得た排出データを示し、蒸発の程度のNOx排出への影響について考察する。

2．壁面衝突型微粒化ノズル

図1には、壁面衝突型微粒化ノズルの微粒化コンセプトを示す。燃料噴射孔からおよそ30m/s以上の高速で噴射された微小径噴流が壁面に衝突し、そこで薄い液膜を形成し、それが壊れて微粒化する。

図2には、この実験で使用したこの方式の燃料ノズル（以後Imp.Nozzle）を示す。空間的な燃料分布を均一にするために噴射孔の数

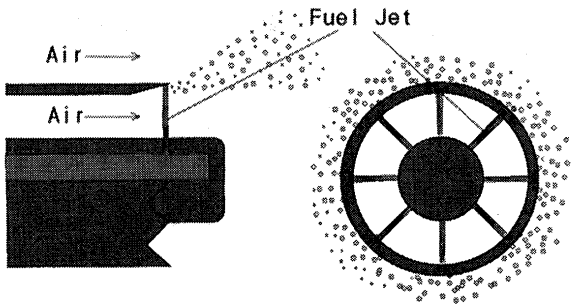


図1 壁面衝突型微粒化ノズルの微粒化コンセプト

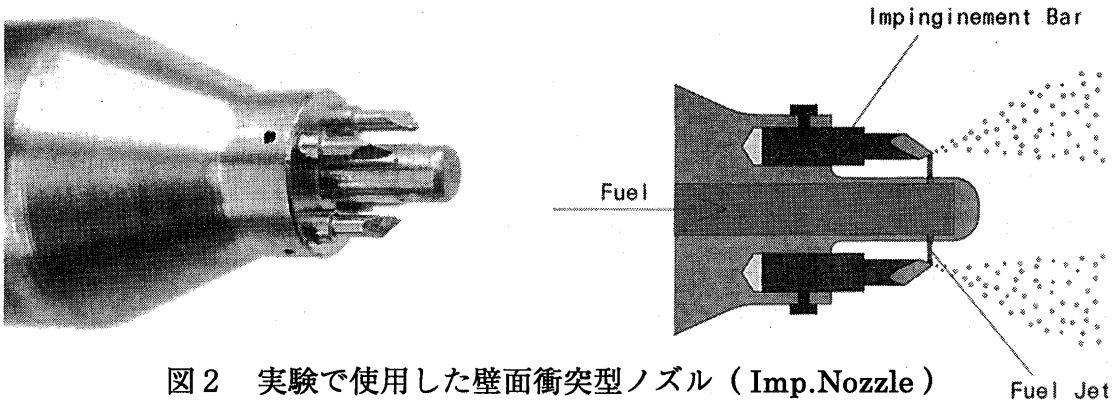


図2　実験で使用した壁面衝突型ノズル（Imp.Nozzle）

第15回ガスタービン秋季講演会
講演論文集，2000.11，（北九州）

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.124, 2025/08/23.

をできるだけ増やすことが望ましいが、今回は大気圧での試験のために燃料流量が実作動条件より少ないので、燃料噴射孔は直径 0.1mm で 4 個とした。このノズルの燃料噴射量は、噴射圧力 1MPa において約 0.4cc/s である。この実験には、これとは別に噴射圧力 1MPa で流量 1cc/s の小容量の渦巻燃料ノズル（以後 Sw.Nozzle）も用いた。

図 3 には Imp.Nozzle と Sw.Nozzle の SMD（ザウター平均粒径）および体積分布における 90%累積粒径と燃料噴射圧力との関係を比較する。また、図 4 には、SMD と空気流量差圧との関係を、Imp.Nozzle および別の実験のために試作した気流微粒化ノズルについての比較を示す。これらの粒径測定は、灯油を使用し、レーザ回折粒径測定装置（LDSA－1400 型）により燃料噴射孔からほぼ 100mm で測定された。これらの比較から、Imp.Nozzle は、気流微粒化ノズルと異なり、霧化空気の圧力損失に独立で、噴射圧が高い場合には SMD は 10 ミクロンと小さく、また、小容量の Sw.Nozzle に較べても噴霧がかなり細かいことがわかる。

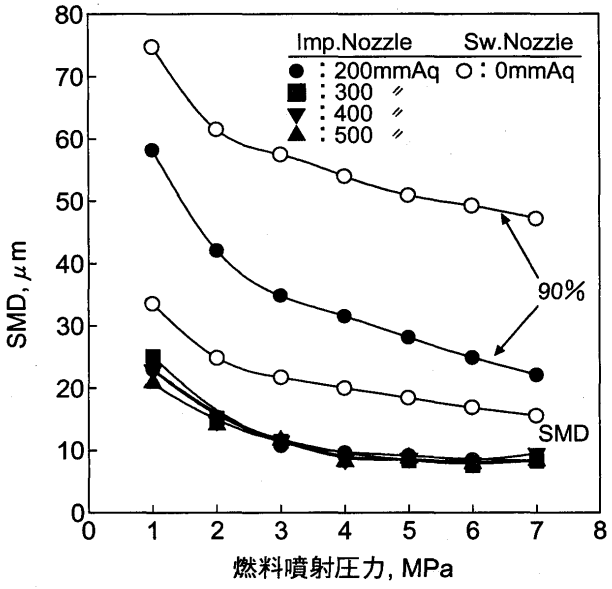


図 3　Imp.Nozzle と Sw.Nozzle の比較

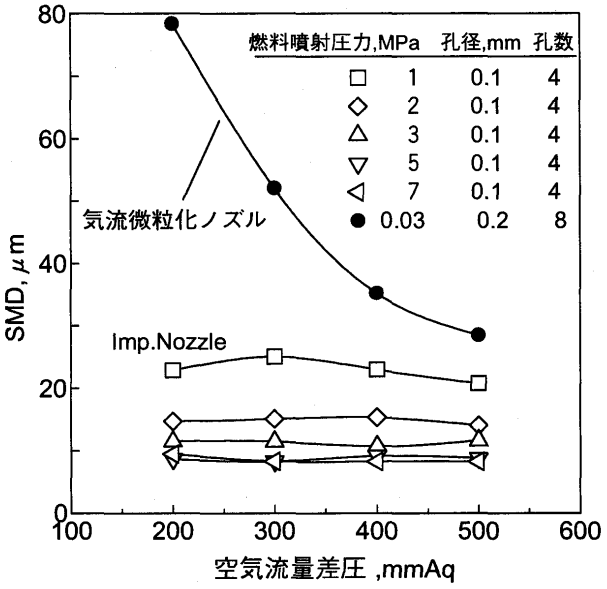


図 4　Imp.Nozzle と気流微粒化ノズルの比較

3．実験装置および方法

実験に用いた燃焼器の概略を図 5 に示す。燃焼筒は、全長 230mm、内径 105mm、厚さ 8 mm のセラミック管で、出口において内径が 80mm に絞られている。燃焼筒の外周部は熱損失を防ぐため断熱材が同心円筒上に施工されている。混合気形成管は、噴射された燃料の蒸発の程度を変えるために 3 種類の長さ L=40、80、160mm を使用した。これらは、燃料噴霧と空気が混合しやすいように燃料噴射位置のところで内径 30mm に絞られている。噴霧された燃料粒子は上流のスワーラから流入する乱れの強い加熱気流と混合し、蒸発が進む。

燃料には灯油を用いた。Imp.Nozzle の燃料噴射圧力は 2～10MPa で、噴霧粒径（SMD）は図 3 からわかるように 10μm 程度である。一方、Sw.Nozzle は噴射圧は 0.5～1.5MPa で、SMD は 30～40 μm である。実験は主に、入口空気温度、燃焼器内平均流速をそれぞれ Tin＝650K、U＝4m/s と Tin＝900K、U＝8m/s で行った。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

燃焼ガスは、十字型の温水冷却サンプリングプローブ（32孔の集合プローブ）を用いて、ライナドームから200mm下流で採取し、NO、NOx、THC、CO、CO_2、O_2のそれぞれの濃度を測定した。当量比ϕ、NOx排出指数EI(NOx)、燃焼効率はガス分析の結果をもとに算出した。

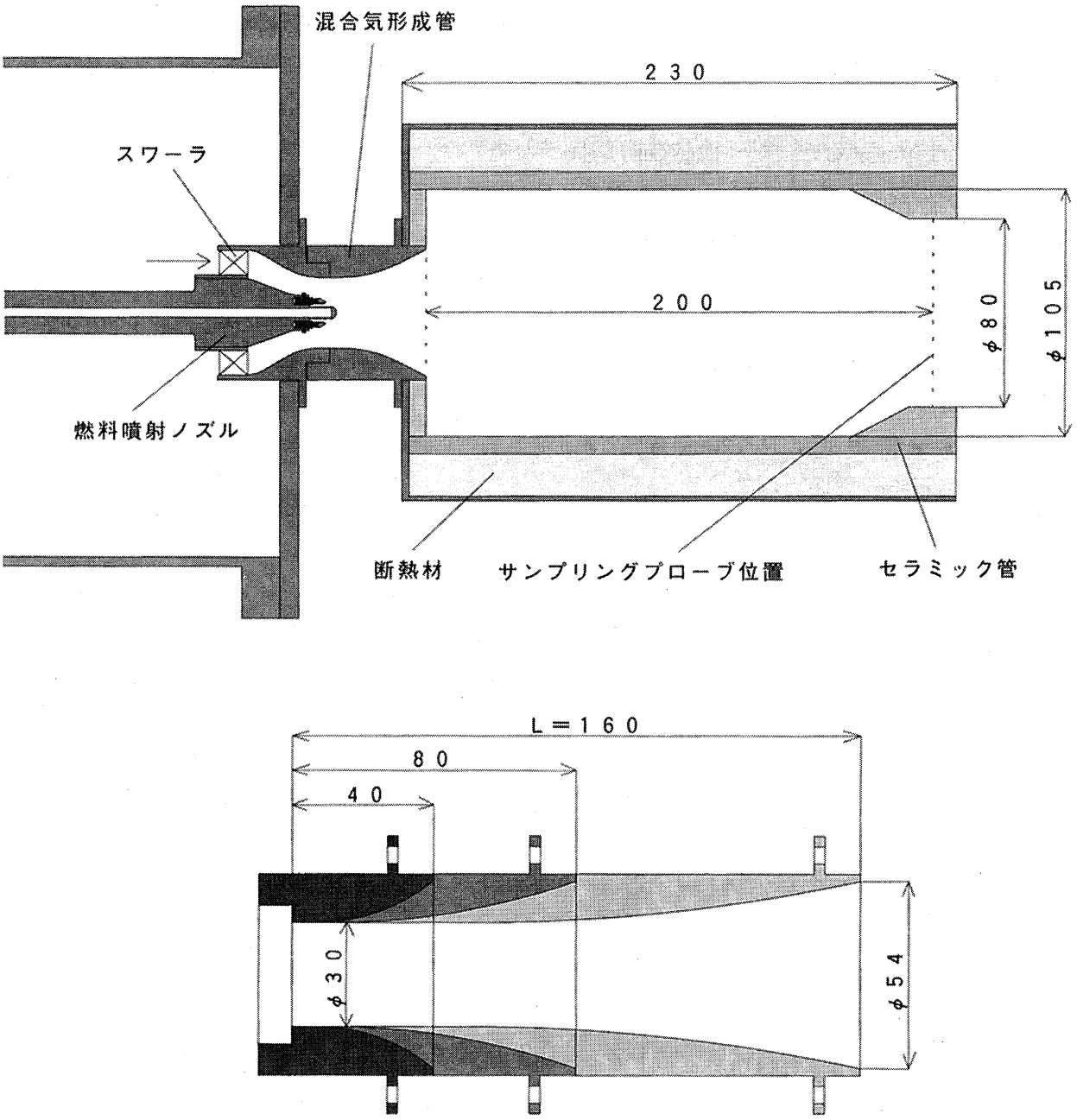


図５　燃焼器の概略図

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

4．実験結果および考察

4．1　NOx 排出特性

Tin＝650K では、U=4m/s でも逆火は起きなかった。T_{in}=900K、U=4m/s のときには、どちらのノズルでも逆火が起きた。流速を U=8m/s にあげたが、Sw.Nozzle では常に逆火が起きた。Imp.Nozzle では、L=160mm の場合に限り、当量比が ϕ=0.45 で逆火が起きた。燃焼は、燃焼試験を行ったすべての当量比範囲にわたり完全で、高当量比においてみられる 100%との乖離は解離による CO による。

図 6 には、それぞれの蒸発管長さにおける NOx 排出指数 EI(NOx)および燃焼効率と当量比の関係を示す。EI(NOx)は、T_{in}=650K では混合気形成管が長くなるほど低くなっているが、T_{in}=900K では L=80mm では 40mm の時に較べ EI(NOx)は明らかに低いが、160mm での値との差はない。

燃料の蒸発の程度を推定するために、大きさが 90%粒径の単一燃料液滴の蒸発時間を推定してみる。よく知られているように、単一蒸発液滴の直径の時間変化は $k=-dD^2/dt = 8\lambda/\rho L(T_{air}-T_v)$ で表される。k は燃料液滴の蒸発定数とよばれる。λ は周囲の気体の熱伝導率、L は液滴の蒸発潜熱、T_{air} は周囲の温度、T_v は液滴の蒸発温度（500K）である。灯油の場合、L＝300kJ/kg、T_v=500K 程度とすると、T_{air}=650K では $\lambda=5.0\times10^{-2}$W/mK を用いると、$k=2.5\times10^2\ \mu m^2/m\ s$ 程度となる。したがって、Imp.Nozzle の噴霧粒子（25～30μm 程度）の蒸発時間は 2.5～3.6ms 程度、Sw.Nozzle の噴霧粒子（60～80μm 程度）では 15～26ms 程度と推定される。T_{air}=900K では、$\lambda=6.3\times10^{-2}$ W/mK で、$k=8.4\times10^2\ \mu m^2/ms$ 程度となるので、Imp.Nozzle の噴霧粒子（25～30μm 程度）の蒸発時間は 0.7～1.1ms 程度と推定される。混合気形成管での滞留時間は U=4m/s では L=40, 80, 160mm において、それぞれ 1.1, 2.3, 4.5ms 程度、U=8m/s においてはそれらの 1/2 である。以上のことから、燃料がほぼ完全に蒸発していたと推定されるのは、T_{in}=650K, U=4m/s においては Imp.Nozzl で L=160mm のときだけである。T_{in}=900K, U=8m/s では、L=40mm を除き、ほぼ完全に蒸発していたと推定される。

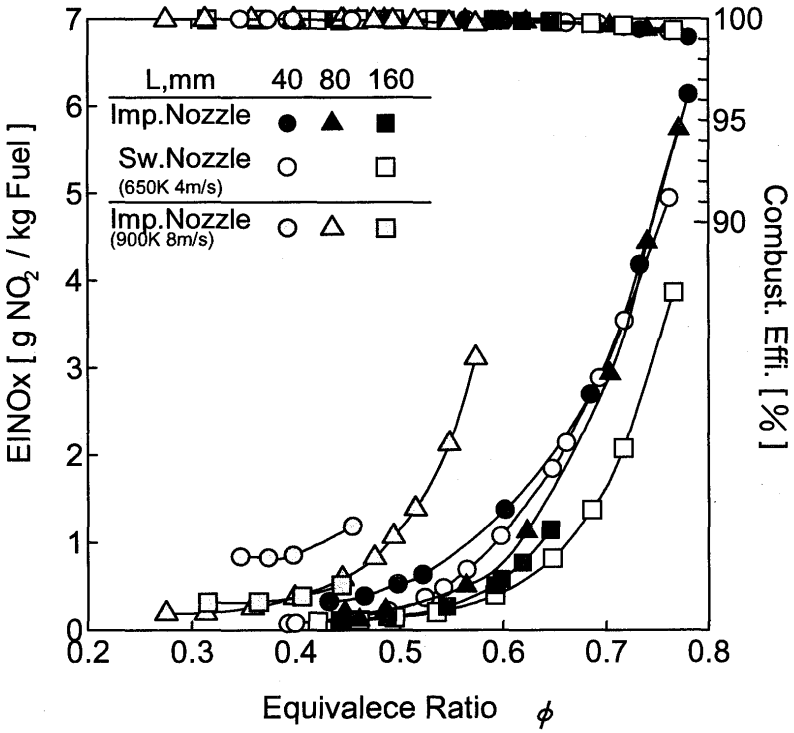


図 6　NOx の排出特性と燃焼効率

4．2　燃焼領域ガス温度と NOx の関係

図 7 には、EI(NOx)と燃焼領域ガス温度 T_f との関係を示す。この温度は、断熱を仮定した平衡ガス温度である。図中の点線は、T_{in}=900K、8m/s で完全蒸発と推定される L=80,160mm における EI(NOx)のうち T_f=1800K 以上のもののガス温度依存性は $EI(NOx)=A\exp(8.4\times10^{-3}\cdot T_f)$ で表される。また、

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

650K、L=160mm での EI(NOx)も、Imp.Nozzle では蒸発が完全、Sw.Nozzle では不完全という違いがあるにも関わらず、そのガス温度依存性を表す係数は上記の値と同じである。この温度係数の大きさは、林ら[1]がメタンの完全予混合燃焼において報告している値 8.2×10^{-3} ときわめて近い。

T_{in}=650K, U=4m/s での Imp.Nozzle と Sw.Nozzle のデータの比較は興味深い。L=40mm ではどちらの場合もかなりの燃料は液滴の状態と推定される。Imp. Nozzle と Sw.Nozzle の EI(NOx)の差は T_f が小さくなるにつれて拡大している。Imp. Nozzle の燃料噴霧のほうが粒径がかなり細かいにもかかわらず EI(NOx)が大きいのは、燃料噴射が 4 点に限定されたため Sw.Nozzle に較べて空間的分散の周方向の一様性に劣ったためである。L=160mm の場合には、当量比が小さい領域では燃料ノズルによる差異がみられないが、当量比が大きくなると燃料がほぼ完全に蒸発していると思われる Imp.Nozzle ほうが、液滴がまだ残っている Sw.Nozzle よりも EI(NOx)は大きく、その差が明瞭になる。しかも、T_f=1800K 以上の領域において Sw.Nozzle の EI(NOx)のガス温度依存性は、燃料がほぼ完全に蒸発している場合と同じ大きさになっている。

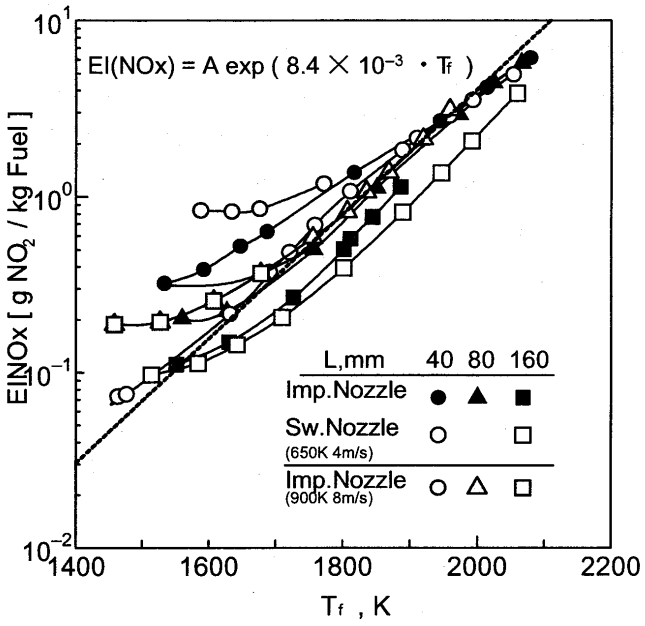


図 7　NOx の燃焼ガス温度 T_f への依存性

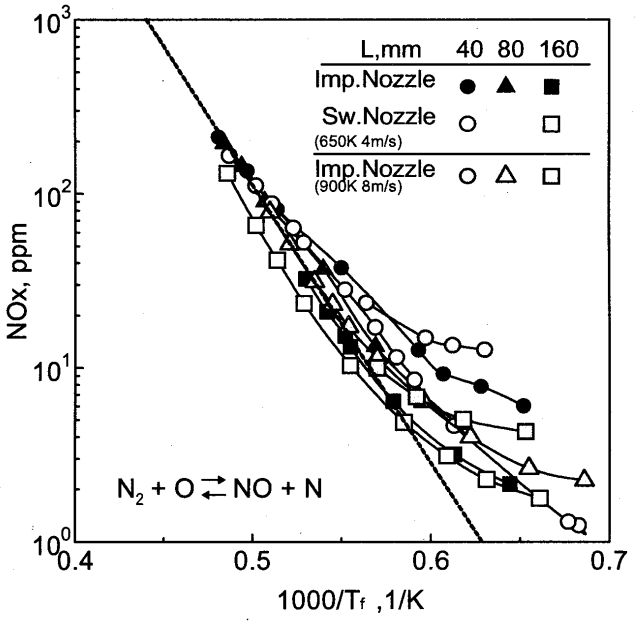


図 8　NOx 濃度のアレニウスプロット

この結果は、予混合噴霧の燃焼における NOx 排出量は、燃料が完全に蒸発し、均質予混合気となって燃焼するよりも、蒸発が不完全で、未蒸発燃料液滴が存在する方が少なくなる条件があることを示唆している。後者の場合、予蒸発燃料の蒸気と空気との予混合気の燃焼帯とその内部及び下流での燃料液滴の蒸発、その蒸気の反応という構造が考えられる。

図 8 には、実測 NOx 濃度（残存酸素濃度の補正なし）のアレニウスプロットを示す。燃料がほぼ完全に蒸発していると推定される条件で、Tf＞1800K でのデータを関係づける右下がりの直線の傾きから、NOx 生成に関する見かけの活性化エネルギは 306 kJ/mol 程度と推定される。この値は、Zeldovich 機構の律速反応 $N_2+O\rightarrow NO+N$ の活性化エネルギ 303kJ/mol[2] 一致している。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

5．まとめ

(1)　高度な微粒化が確認された壁面衝突微粒化方式燃料ノズルを用いれば、噴霧した燃料は、T_{in}=650K では、3 ms 程度、T_{in}=900K では、1ms 程度でほぼ完全に蒸発することができる。

(2)　T_{in}=650K、4m/s では蒸発が完全、不完全に関わらず L=160mm、T_{in}=900K、8m/s では完全蒸発と推定される L=80, 160mm における EI(NOx)のうち T_f=1800K 以上のもののガス温度依存性は、メタンの完全予混合燃焼における $EI(NOx) = A \exp(8.2\times10^{-3}\cdot T_f)$[1]にきわめて近い。

(3)　燃料がほぼ完全に蒸発していると推定される条件で、T_f=1800K 以上での NOx 生成に関する見かけの活性化エネルギは、Zeldovich 機構の律速反応 $N_2+O\rightarrow NO+N$ の 303kJ/mol[2]と一致する。

(4)　予混合噴霧の燃焼における NOx 排出量は、燃料が完全に蒸発し、均質予混合気となって燃焼するよりも、蒸発が不完全で、未蒸発燃料液滴が存在する方が少なくなる条件がある。

6．参考文献

1)　HAYASHI，YAMADA：NOx Emission from Non-Premixed ,Direct Fuel Injection Methane Burners at High-Temperature and Elevated Pressure Condition，Twenty-Seventh Symposium (International) on Combustion/The Combustion Institute，pp.1833-1839(1998)

2)　J.A.BRANARD and J.N.BRADLEY：「Flame and Combustion ～ Second Editon～」 P270

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

次世代超音速機用環境適合型燃焼器の研究開発

＊木下康裕　　小林正佳　　木村秀雄
川崎重工業株式会社　ガスタービン開発センター

１．はじめに

超音速輸送機用推進システムにおいては、超音速飛行時に必要となる高比推力を実現するため、現状の技術では、発生する空港騒音、排出される窒素酸化物(NOx)や二酸化炭素(CO_2)が、従来の亜音速機用エンジンに比べ大幅に増加することが予想されている。しかしながら、今後ますます厳しくなる環境適合性および経済性の要求を満足するためには、低騒音化技術、NOx排出削減技術、エンジン軽量化および燃料消費率低減によるCO_2排出抑制技術等の確立が必須である。そのため、通商産業省 工業技術院は、環境適合性、経済性に優れた超音速輸送機用推進システムの実用化に向け、従来技術の延長線上から格段に飛躍した革新的な基盤技術を開発するため、平成１１年度に「環境適合型次世代超音速推進システムの研究開発（ESPRプロジェクト）」をスタートさせた。

燃焼器の研究開発は、ESPRプロジェクトの主たる研究開発項目の一つである NOx排出削減技術の開発に関するものであり、超音速飛行時のNOx排出を現状技術レベルの１／７に削減し、排出指数値（EI ｴﾐｯｼｮﾝ ｲﾝﾃﾞｯｸｽ）で５g/kg fuel以下を実現することを目標とする。

ここでは、本プロジェクトで実施するNOx排出削減技術の研究開発の概要、ESPR燃焼器概念設計の結果とその開発計画について説明する。

２．NOx排出削減技術の研究開発

超音速飛行時の高効率化（高温化）とNOx排出量削減は相反する要求であり、これらを両立するための技術開発が必要である。そのため、ESPR燃焼器の研究開発においては以下の技術開発を実施する。

環境適合型燃焼技術の開発

オゾン層に与える影響を無視できるレベルにするには、NOx排出レベルを現状の1/7以下に低減する必要がある。そこで、希薄予混合予蒸発（LPP）燃焼方式を採用することにより、高効率で超低NOxを実現する燃焼技術を開発する。

AI燃焼制御技術の開発

超低NOx燃焼器を実現するには、LPP燃焼方式で懸念される不安定燃焼を検知して回避する制御技術が必要である。さらに、燃焼状態を計測してNOx等の生成に影響をおよぼすパラメータの状況を把握し、広範囲な作動条件においてNOx排出の少ない最適な燃焼を実現する燃焼制御技術を開発する。

革新耐熱燃焼器ライナ適用技術の開発

超低NOx燃焼器を実現するには、混合気の希薄化および均一化を目的とし燃焼器ライナ冷却に使用される空気量を削減することが求められるが、現在の金属材料製の燃焼器ライナでは冷却空気量削減はほぼ限界に近づいている。このため、耐熱性に優れたセラミックス基複合材料を適用し冷却空気量を大幅に削減した燃焼器ライナを開発する。

第１５回ガスタービン秋季講演会
講演論文集，2000.11，(北九州)
Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

そして、これらの技術を統合したHTCE(High Temperature Core Engine)用燃焼器を設計・製作し、エンジン試験に供することにより最先端の燃焼システムの成立性を確認することを燃焼器開発プログラムの目標とする。

3．ESPR燃焼器の概念設計

図１にHYPRプロジェクトで開発したエンジン試験用燃焼器を示す。本燃焼器は従来型燃焼器をベースとした、シングルパスのダンプディフューザ、気流微粒化方式のエアブラスト燃料ノズル、耐熱超合金(HA-188)を材料としたコンベクションフィルム冷却構造の燃焼器ライナで構成されている。燃料コントロールは１系統と単純であるが、着火、無負荷条件から1700℃の最高温度条件まで安定して効率よく燃焼することがHTCEエンジン試験で確認された。また、メタン燃料を用いた低公害燃焼器の研究では、図２に示すような希薄予混合燃焼を採用したアキシャルステージダブルアニュラ燃焼器を開発し、マッハ３巡航時の燃焼器作動条件において約２g/kg fuelのNOx排出指数（目標５EI）をリグ試験で達成した。

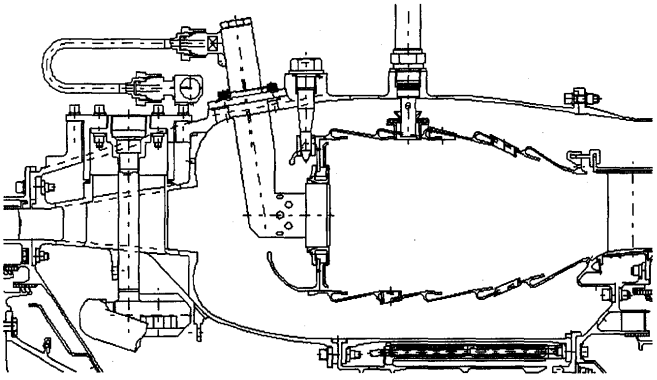


図１　HYPR ターボジェット燃焼器

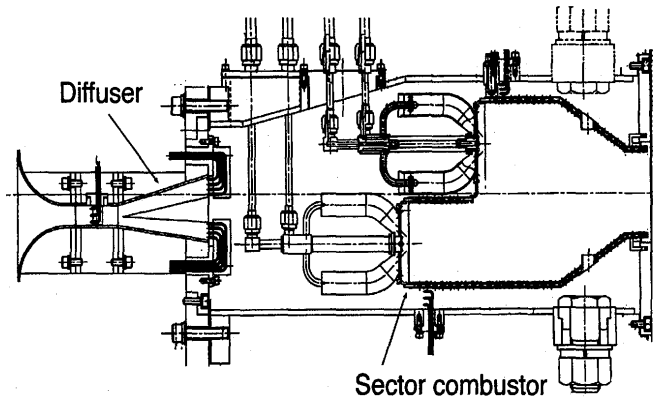


図２　HYPR メタン燃料低公害燃焼器

一方、ESPRで技術開発するエンジンはマッハ２クラスのターボファンエンジンで、表１にその燃焼器の作動条件を示すが、離陸時、高速飛行時の燃焼器入口圧力、温度および出口ガス温度が非常に高く、NOxの排出は大幅に増加することが予想される。GEのseverity parameterを用いてマッハ２巡航時のNOx排出指数を予測すると 35g/kg fuelが得られ、NASAがオゾン層に与える影響は無視できるとする５g/kg fuelレベルにするためには、その排出を１／７に低減する必要がある。

表１　ESPR 燃焼器作動条件

			Take off	Cruise	Idle
Air flow	Wa	kg/s	136	78	40
Inlet tenperature	T3	kg/s	790	915	466
Inlet pressure	P3	kPa	1875	1135	383
Exit temperature	T4	K	1760	1924	865

（1）　ESPR燃焼器のストラテジー

超低NOxを達成する燃焼技術として希薄予混合予蒸発（LPP）方式と過濃急速希釈希薄燃焼（RQL）方式があるが、RQLは技術的に未解決な問題が多いことやHYPRで得られた成果が有効に利用できることなどから、ESPRの燃焼器にはLPP方式を採用することとした。

最高出口ガス温度が1650℃の条件でNOx排出指数を５g/kg fuel以下にするためには、燃焼器ライナの冷却空気量を大幅に削減し、全空気流量の18～15％程度に設定する必要がある。この場合、

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

ライナ壁温が上昇し従来の超合金の耐熱温度を大きく超えることになり、それを使用することができない。そこで、耐熱性に優れたセラミックス基複合材料（CMC）を適用するととした。

以上の２つの先進的な技術を燃焼器開発の戦略としてESPR燃焼器の概念設計を行った。

（２）燃焼器形状

予混合希薄燃焼の場合、安定して効率よく燃焼する空燃比範囲は狭く、特に入口空気温度が低い条件では振動燃焼や吹消えなどの予安定燃焼が問題となる。作動範囲を拡大するための方法としてしばしばステージング方式が採用されるが、ここではHYPRでの経験を基にアキシャルステージ・ダブルアニュラ燃焼器形状を採用する。また、パイロットステージとメインステージの配置については、燃料ノズルや点火プラグの取り外し、出口ガス温度のプロファイルなどを検討した結果インナ側をパイロットステージ、アウタ側をメインステージとする。

燃焼器ライナにはSiC/SiC（SiC繊維、SiCマトリックス）を素材としたCMCを適用する。インナライナおよびアウタライナともに大型部品となるためその製造プロセスを検討した結果、セラミック繊維の成形はブレイディング法により一体成形する方法を採用する。また、高温時の強度設計から最高壁温は1350℃以下に抑える必要があるため、冷却空気による対流伝熱を促進させた冷却構造を採用する。

燃焼器入口部のディフューザは、圧力損失や２つの燃焼ステージへの最適な空気配分を検討した結果、ダブルパスのダンプディフューザとする。

以上の概念設計、検討結果をふまえた燃焼器を図３に示す。

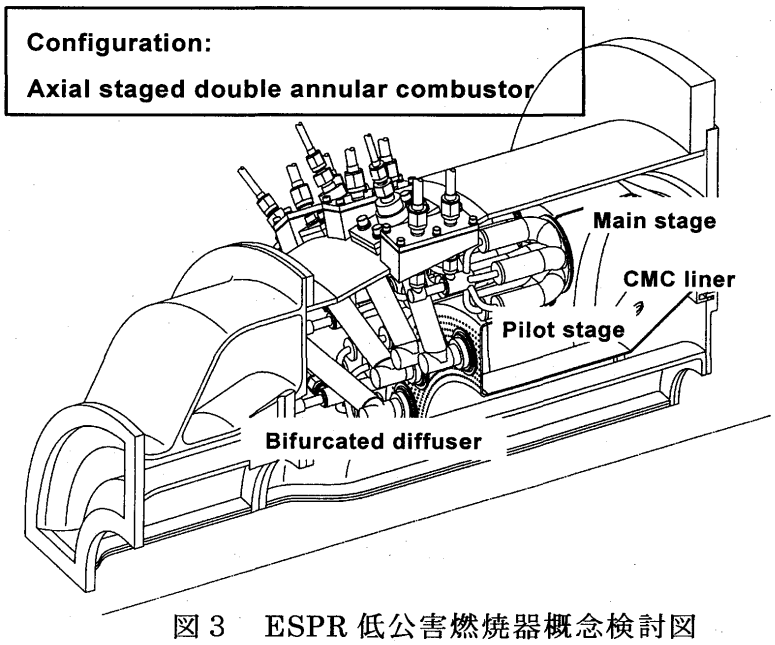
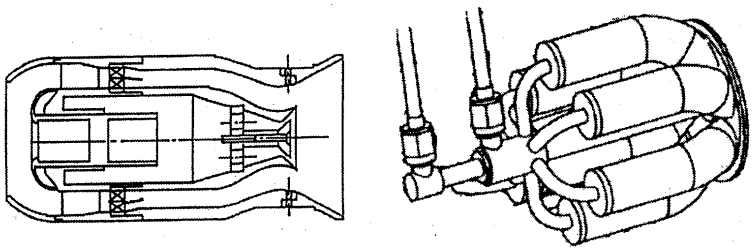


図３　ESPR 低公害燃焼器概念検討図

（３）燃料ノズル

LPP燃焼器において燃料ノズルは最も重要なコンポーネントである。メインステージの燃料ノズルには、短い滞留時間の中で（1msec以下）燃料噴霧が完全に蒸発し空気と均一に混合することが求められる。メイン燃料ノズルとしては、スワーラ後流の高速気流を利用して微粒化し、予混合流路において十分に蒸発、混合し、スワーラの旋回流で保炎を行うタイプ（ I型ノズル）と、複数の予混合管中で微粒化し、十分に予混合予蒸発を行い、予混合管からの噴流の衝突旋回で保炎を行うタイプ（ II型ノズル）がある。この燃料ノズルを図４に示すが、それぞれに長所、短所があり試作燃焼試験を通してスクリーニングを行う。



(a) I 型ノズル　　(b) II 型ノズル

図４　メイン LPP 燃料ノズル

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

また、パイロットステージの燃料ノズルには、確実に着火し、無負荷低負荷時で安定して効率よく燃焼することが求められるため、拡散燃料ノズルの採用が必須となるが、高負荷時のNOx排出を考えた場合LPP燃料ノズルも必要となる。そこで、本燃焼器では拡散とLPPを組み合わせたパイロット燃料ノズルを採用する。パイロット燃料ノズルの一案を図５に示すが、これについても試作燃焼試験を通して最終的な仕様の決定を行う予定である。

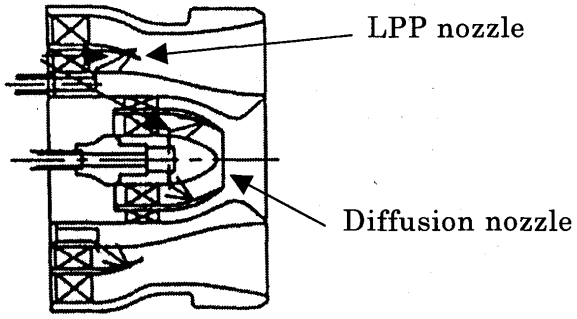


図５　パイロット Combined 燃料ノズル

以上の概念設計の結果に基づき検討を行ったHTCEエンジン試験に供するESPR燃焼器のDraftを図６に示す。

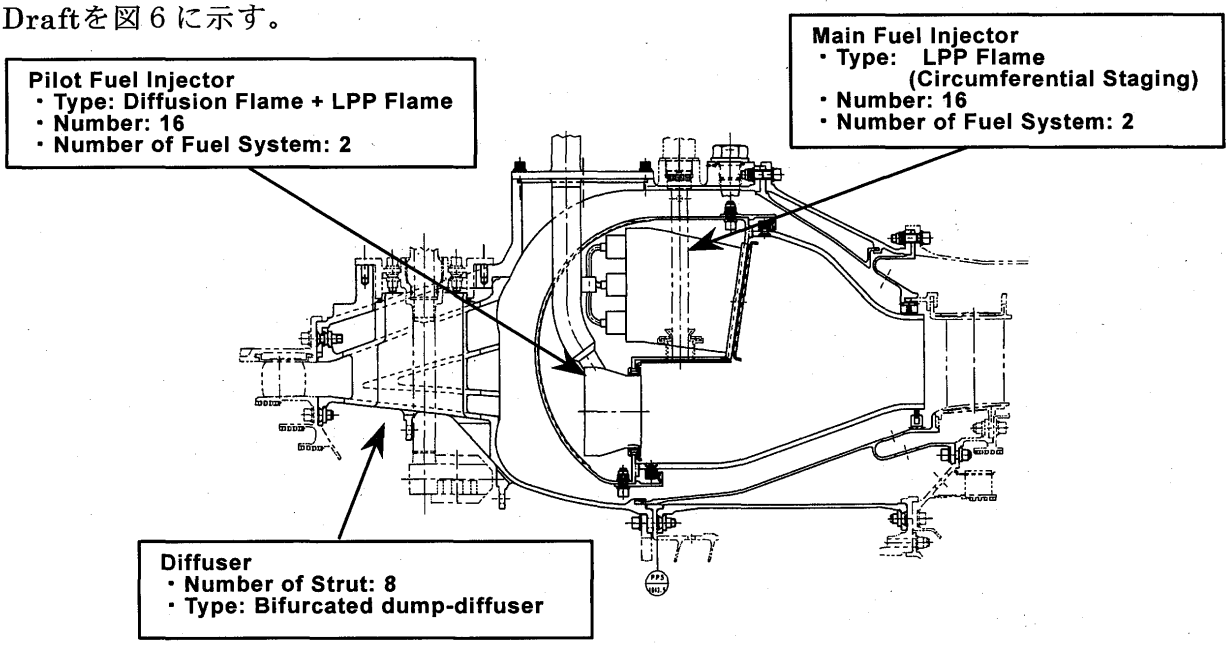


図６　ESPR HTCE 用燃焼器 (Draft)

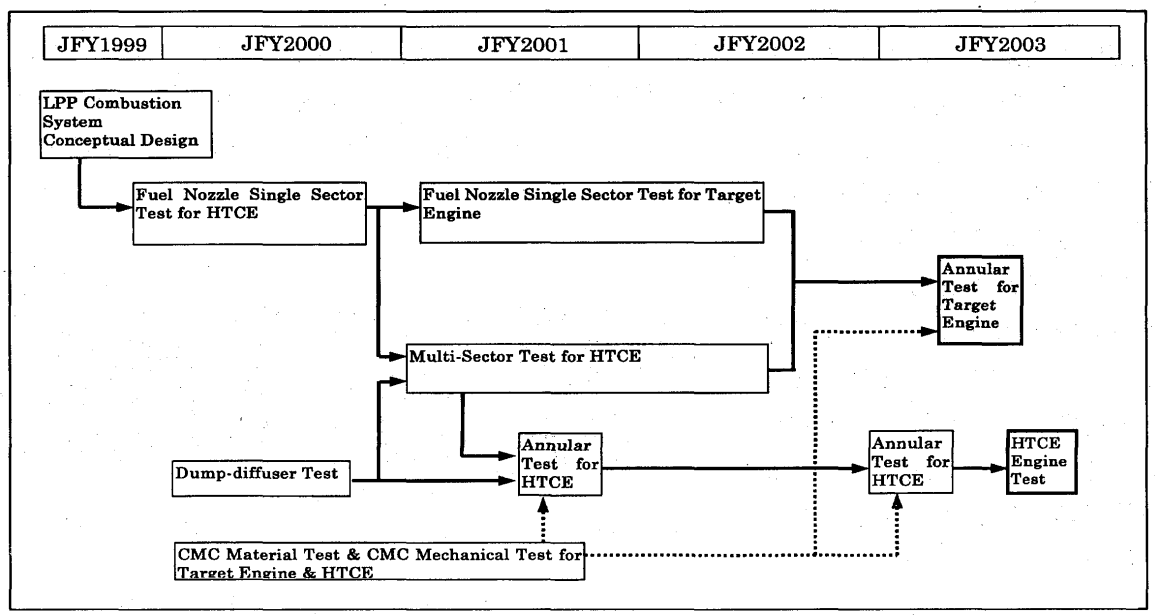


図７　ESPR 燃焼器開発計画

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

４．ESPR 燃焼器開発計画

図７にエンジン試験に関連したESPR燃焼器の開発計画を示す。本燃焼器の開発は、LPP燃料ノズル、ステージ燃焼器、ＣＭＣライナの３つの要素技術開発と、それらの成果を統合した燃焼器を用いて性能実証、機能確認を行う実圧リグ試験、HTCE エンジン試験からなる。ここでは環境適合型燃焼技術開発、即ち LPP 燃料ノズルおよびステージ燃焼器の開発を中心に説明する。

（１）LPP 燃料ノズルの開発

LPP 燃料ノズルの開発はシングルセクタ燃焼器を用いて行う。シングルセクタ燃焼器は、フルアニュラ燃焼器のパイロット燃料ノズルとメイン燃料ノズルの１対で構成される燃焼器で、燃料ノズル単体の性能を評価するフレームチューブ燃焼器と異なり、パイロットステージとメインステージ間の干渉を含めたダブルアニュラ燃焼器特有の性能やエミッション特性が評価できる利点を持つ。図８はHTCE 用燃焼器のシングルセクタ（フルアニュラ燃焼器の 16 分の１）で、本燃焼器を用いてパイロット燃料ノズルとメイン燃料ノズルのスクリーニング試験を当社明石工場で実施している。燃焼器入口圧力が 10ata までの燃焼試験は川崎重工業において、さらに 20ata までの高圧燃焼試験は航空宇宙技術研究所の試験設備を利用して実施する予定である。

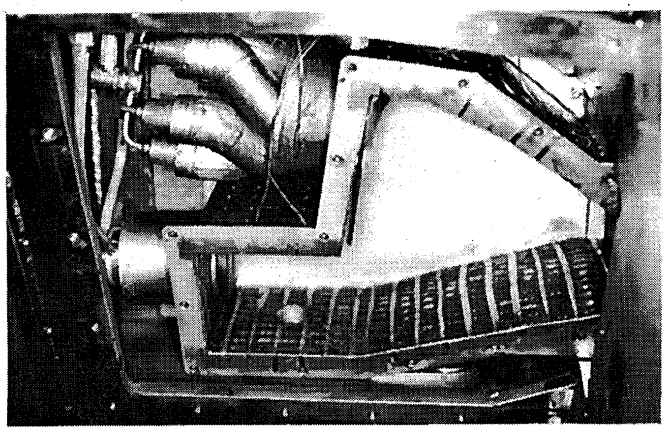
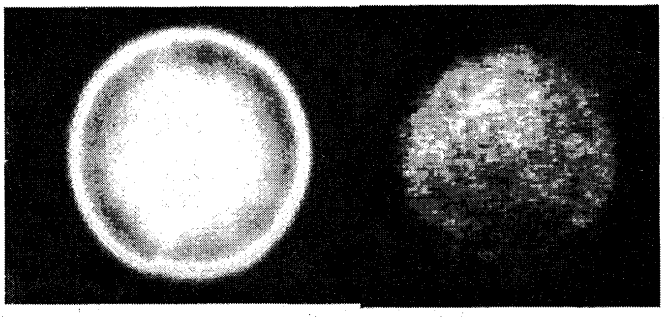


図８　シングルセクタ燃焼器



液体燃料分散状態　　ガス燃料混合状態

図９燃料混合計測試験結果

また、燃料の微粒化や分散、さらには予混合予蒸発の程度を知ることは、LPP燃料ノズルの開発に非常に有効である。そこで、最先端のレーザを利用した計測技術を適用した燃料ノズルの研究も並行して進めている。燃料の微粒化ついてはCCDカメラの画像処理により瞬時に噴霧断面の液滴の粒径と分散の計測を行い、噴霧の予混合予蒸発についてはLIEFやLIFの手法を用いて予混合管内部の液相（液滴）と気相（混合気）の計測を行う。図９にLIEFによる噴霧断面の液相と気相の発光シグナルを表す。

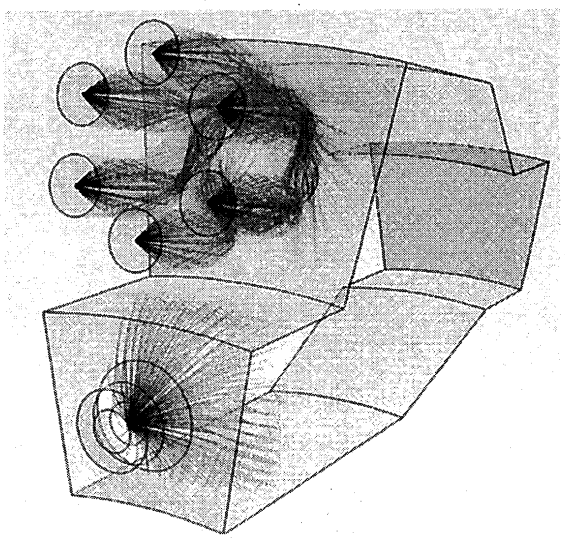


図１０　ESPR燃焼器内部の燃料噴霧の流れ

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

（２）ステージ燃焼器の開発

ステージ燃焼器の開発は主としてマルチセクタ燃焼器を用いて行う。現在設計を行っているマルチセクタは５対モデルで、シングルセクタ燃焼器試験で選定された燃料ノズルを搭載する。そして、着火、無負荷から定格負荷までのHTCEエンジン作動条件で燃焼試験を実施し、燃焼効率や出口ガス温度分布などの総合的な燃焼器性能の取得を行うとともに、振動や逆火などの不安定燃焼に関する情報を得てフルアニュラ燃焼器設計のデータとする。

また、ステージ燃焼器においてはパイロットとメインのステージ間の干渉が燃焼器性能に大きな影響を及ぼすため、燃焼器内部の流れを知ることは開発を効率良く進めるために重要である。そこで、CFDを用いた燃焼器内部の流れの数値計算も燃焼試験に併せて実施している。図10はメイン燃料ノズルとしてII型ノズルを用いた場合の燃料噴霧の流れを示したものである。

５．おわりに

LPPを中心とした燃焼技術開発を中心にESPR燃焼器の開発内容と計画を説明したが、以上の研究開発を航空宇宙技術研究所のご指導を得て当社とＲＲが共同で推進することにより、低エミッションで安定して効率よく燃焼するLPP燃焼技術を確立する所存である。そして、革新耐熱燃焼器ライナ適用技術の開発で得られるCMCライナの製造技術と統合してフルアニュラ燃焼器の製作を行い、そのフルアニュラ燃焼器を、RRの試験設備で計画しているサイクリック試験、高圧燃焼試験に供することにより最終的な技術評価を行い、さらにHTCEエンジン試験に供してLPP燃焼システムの成立性を確認する予定である。

最後に、本研究開発は通商産業省 工業技術院の産業科学技術研究開発制度による「環境適合型次世代超音速推進システムの研究開発（ESPRプロジェクト）」の一環として、新エネルギー・産業技術総合開発機構（ＮＥＤＯ）からの委託を受けて実施したものである。ここに関係各位に深く感謝致します。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

希薄予混合燃焼器の作動条件と排気特性

＊渡邊　清郷（慶大院）
益池　孝治（慶大院）
川口　　修（慶大理工）

1．まえがき

ガスタービン燃焼器の NO_X 低減技術として最も有効と考えられる希薄予混合燃焼であるが、種々の作動条件下でいかに安定な燃焼状態を維持するかが問題である。

そこで本研究では、パイロット燃焼器を NO_X 発生量の少ない予混合燃焼として高温燃焼ガスを生成させ、希薄予混合気条件の主燃焼室内へ供給することにより、予混合気当量比の希薄安定限界近傍において安定な燃焼を行わせる燃焼器モデルを作成し、種々の作動条件における排気特性を大気圧条件下で調べた。

2．実験装置及び実験方法

図1に燃焼器モデルを示す。この燃焼器は、大きく分けてパイロット燃焼器（燃焼室長さ約 188mm、内径約 33mm）と主燃焼器（燃焼室長さ約 284mm、内径約 96mm）から構成され、燃料としてはメタンを用いている。パイロット燃焼器には、燃料と空気が予め混合の後、供給されて多孔板で火炎が保持されている。また、パイロット火炎は多孔板で保持され、高温燃焼ガスを主燃焼器に供給する。

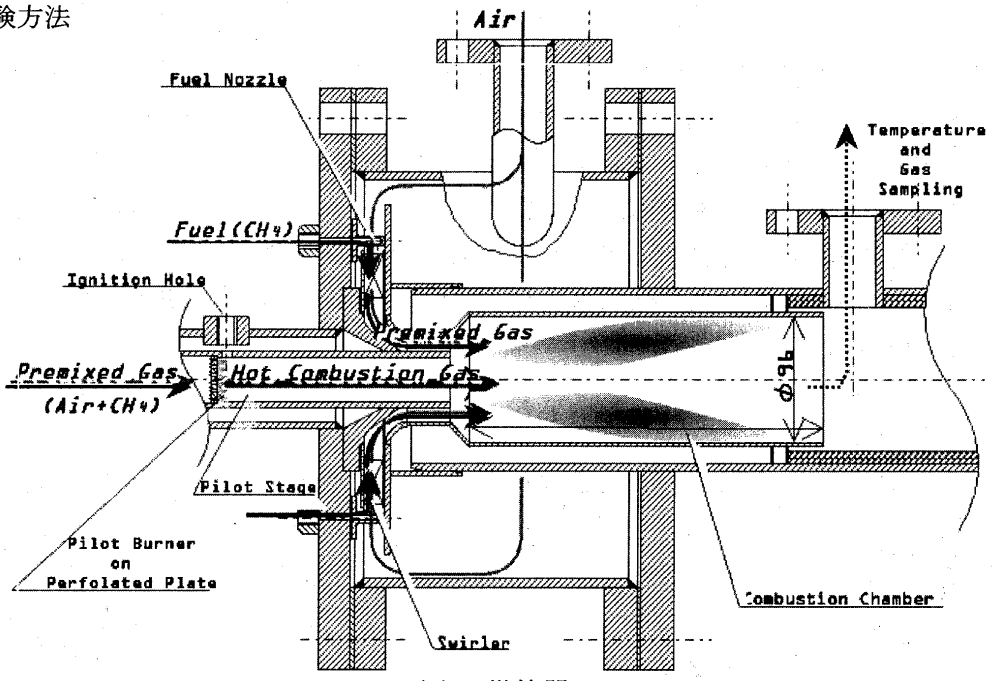


図1 燃焼器

主燃焼器への空気は燃焼筒の周囲を通って導入され、半径流スワーラ直前で 8 本の燃料噴射ノズルから燃料が噴射されて混合気を形成し、環状流路から燃焼器に流入する。そして、パイロット燃焼器から供給された高温燃焼ガスと接触し、着火、燃焼する。

実験は表1に示す条件で行い、燃焼ガスは連続型のガス分析計で O_2（磁気風式）、NOx（常圧式化学発光法）、$CO \cdot CO_2$（非分散形赤外線吸収方式）、及び UHC（水素火炎イオン測定法）を分析し、その平均濃度を代表値とした。なお、燃焼ガスの採取にはステンレス製、直径約 10mm の水冷式のサンプリングプローブを、温度測定には R 型熱電対プローブを使用した。

測定は燃焼筒出口断面の面積を 5 等分する各点で 5 回行ってその値の平均を取り、更にそれの 5 点の値を算術平均し各設定における断面の代表値とした。

第１５回ガスタービン秋季講演会
講演論文集，2000.11，（北九州）
Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

表 1 設定条件

パラメータ	設定値
高温燃焼ガス流側流速[m/s]	8.0
予混合気流側流速[m/s]	8.0
高温燃焼ガス流側当量比	0.7
予混合気流側当量比	0.35～0.6
予混合気スワール数	0, 1.0, 1.7, 2.8
入口空気温度[℃]	常温, 125

3. 実験結果及び考察

3. 1 予混合気流速の影響

予混合気の流速をパラメータにし、予混合気当量比と燃焼器出口における温度、NOx 濃度、CO 濃度との関係を図 2 に示す。

予混合気の設定当量比がある値を超えると、予混合気の反応性が向上し、燃焼器出口温度が上昇する。その急激な温度上昇をする当量比は予混合気流速 8.0m/s で約 0.47、12.0m/s で約 0.5、16.0m/s では約 0.53 となっており、流速の増加とともに急激な温度上昇を伴う当量比が高当量比側へと移動している。これは予混合気流と高温燃焼ガス流との間にできる混合領域で、予混合気流速の上昇とともに滞留時間が短縮し、速度勾配の増加とそれに伴う乱れ強さが増加するために、予混合気流中を伝播する反応帯における火炎伸長が温度低下と反応速度の低下を引き起こし、安定限界当量比が高くなるためと考えられる。このことは後述する二次元モデルを用いた基礎実験 [1]にも裏付けされている。

予混合気側当量比と燃焼器出口における NOx との関係では、いずれの設定においても NOx 濃度は極めて低いが、当量比が上昇し予混合気側への反応の進行が可能になり温度が上昇すると、NOx の生成量も急激に増加する。

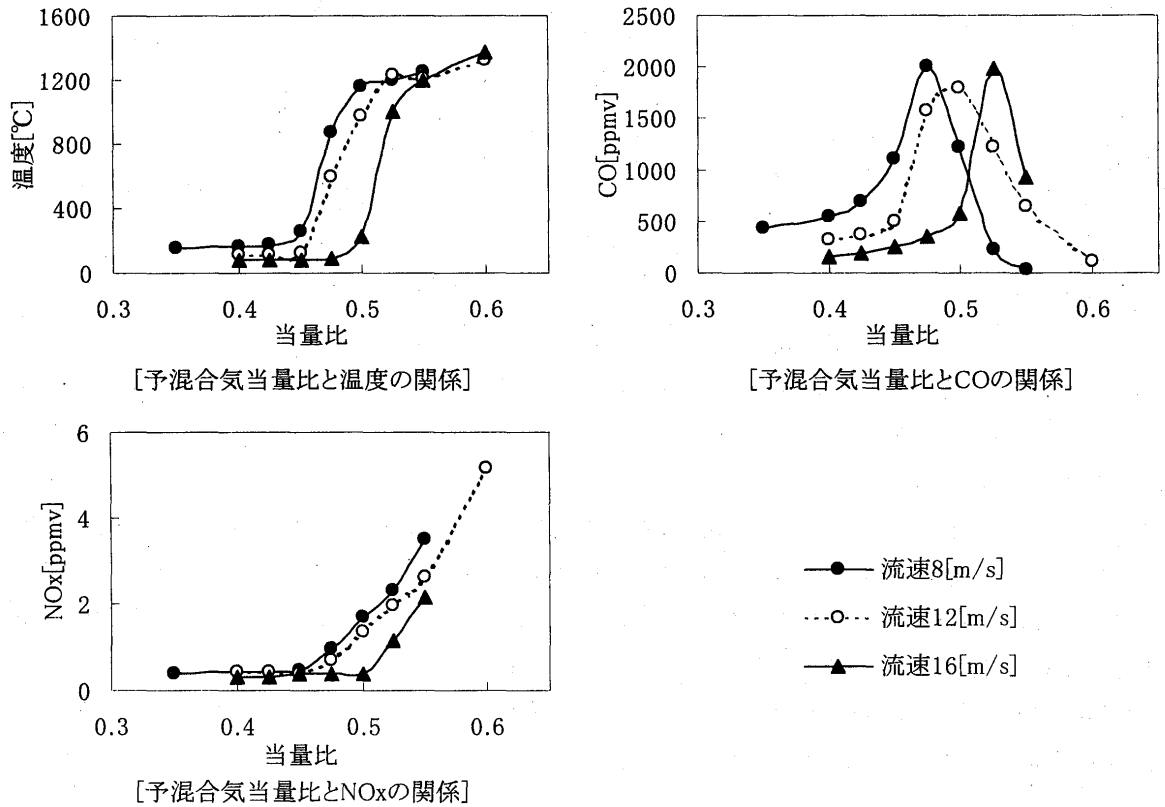


図 2 予混合気流速の予混合気当量比と燃焼特性の関係への影響

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

当量比の上昇とともに混合領域で反応性が向上し、中間生成物であるCOはその濃度が急激に高くなるが、更に当量比が上昇すると燃焼器出口までに十分に反応が進み CO の排出がほとんど無くなる。なお、燃焼器の出口断面における UHC(未燃炭化水素)濃度の傾向は CO のそれとほぼ同様である。

3. 2　予混合気スワール数の影響

予混合気に旋回をかけることにより高温燃焼ガスとの間に形成される混合領域の性質が変化することが予想される為、予混合気旋回強さによる排気特性へ影響を調べた。予混合気のスワール数は半径流スワラーの羽根角度を 0°、30°、45° および 60° に設定することで 0、1.0、1.7 および 2.8 に変化させた。

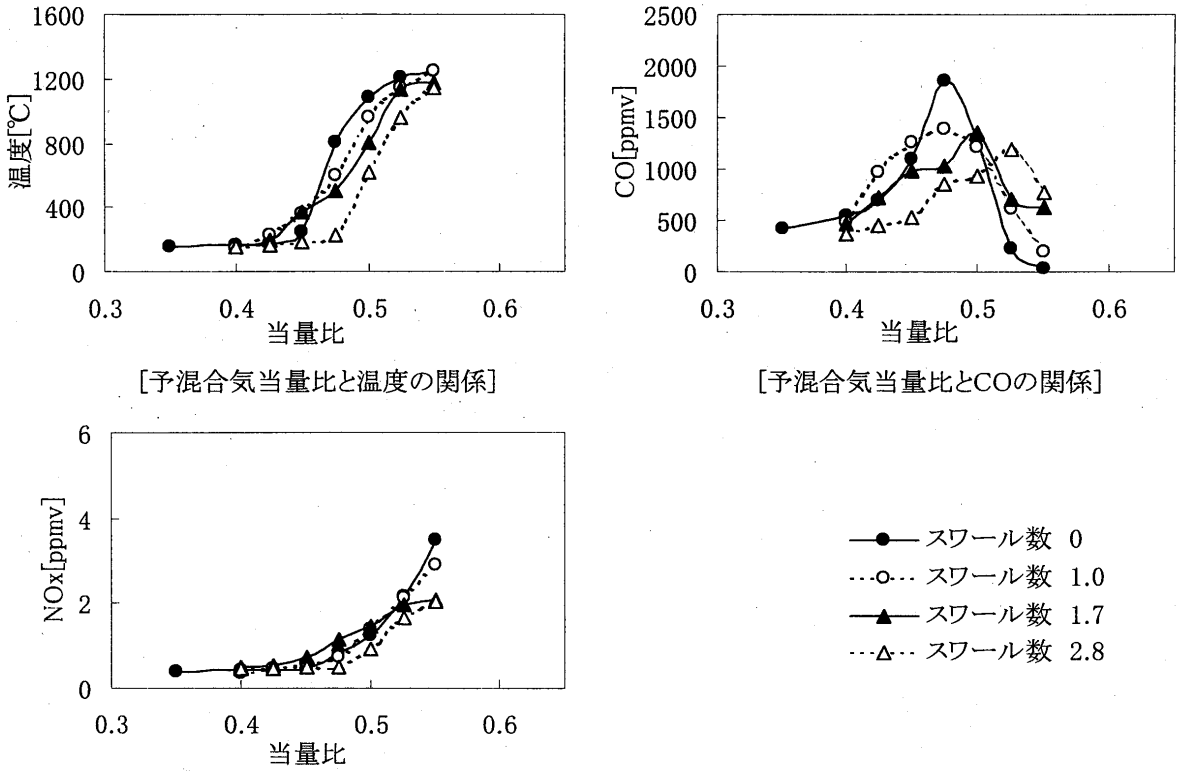


図 3　予混合気スワール数の予混合気当量比と燃焼特性の関係への影響

予混合気スワール数をパラメータにし、予混合気流の設定当量比と燃焼器出口における温度、NOx 濃度、CO 濃度との関係を図 3 に示す。いずれのスワール数においても、設定当量比の上昇とともに温度が上昇するが、スワール数が高くなると急激な温度上昇を開始する当量比が高くなり、この燃焼器、あるいはこの設定条件では旋回の付加がかえって燃焼反応を阻害していると思われる。

CO 濃度のピークはスワール数が増すことで、高当量比側へと移動している。燃焼器出口断

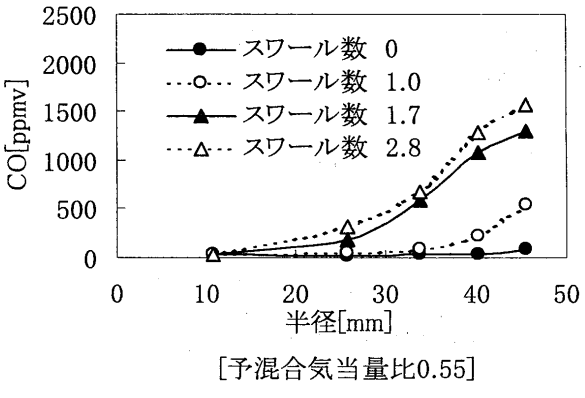


図 4　予混合気スワール数の
燃焼器出口断面半径方向と CO の関係

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

面における CO の半径方向濃度分布(図 4)によればスワール数が増すにつれ半径方向外側の CO 濃度の増加が見られる。これは予混合気の絶対速度が増加するために、速度勾配の増加とそれに伴う乱れ強さの増加によって、局所的な火炎伸長が生ずることで温度低下を引き起こすためと思われる。その結果、燃焼状態不良となり CO 濃度が増加すると考えられる。NOx 濃度に及ぼすスワール数の影響を見ると、若干の影響が見られるだけでほとんど影響が無いと考えられる。

3．3　入口空気温度の影響

ガスタービン燃焼器に圧縮機から送られる空気温度は、圧縮過程における温度上昇でかなり高くなる。このことは燃焼器における燃焼性を高める上ではプラスの影響をもたらすが、NOx 濃度を高める可能性がある。そこで、本実験においても入口空気温度を変化させて前述の実験と同様な測定を行った。入口空気温度が常温および 125℃の条件の下における、燃焼器出口断面での予混合気当量比と温度、NOx 濃度、CO 濃度の関係を図 5 に示す。

入口空気が常温の場合と比べて高温の場合には、予混合気が安定燃焼できる高温燃焼ガスからの、急激な温度上昇をする当量比がかなり低くなり、入口空気温度の上昇で混合気の燃焼性が高まったことが分かる。

入口空気温度の燃焼器出口断面における NOx 濃度への影響を見ると、入口空気温度の上昇が NOx 濃度の増加につなっがっていることは明らかであるが、その絶対濃度の値は極めて低い。CO 濃度への入口空気温度の影響も燃焼温度への影響から予想されるように、温度が上昇し始める当量比の近傍で CO 濃度がピークを示している。

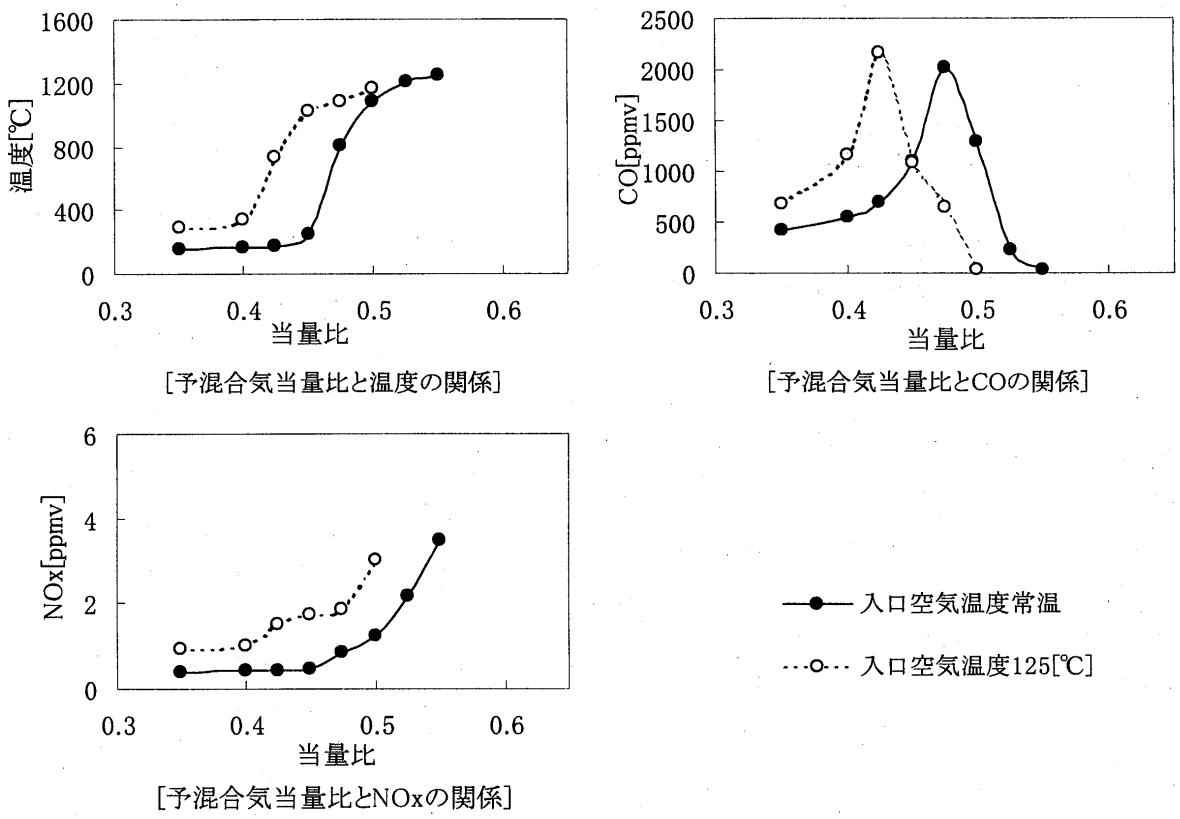


図 5　入口空気温度の予混合気当量比と燃焼特性の関係への影響

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.124, 2025/08/23.

3．4　当量比増加による急激な燃焼状態の変化

図 1 に示した燃焼器の上流における高温燃焼ガスと予混合気が混合する部分を二次元化した基礎実験装置を用いて、火炎保持機構を明らかにするための詳細な実験をした結果はすでに前方で報告しているが [1)]、その一部を引用して前述の結果を考察する。なお、以下に示す結果は **x<0** が燃焼ガス側、**x>0** が予混合気側である。

図 6 にラジカル自発光強度分布を各予混合気当量比において示す。この結果より、予混合気当量比が **0.45** から **0.50** に増加すると、化学反応が盛んになり活性なラジカル濃度が増加することで、ラジカル自発光強度が増加し、下流に向かうに従い高温燃焼ガス側から予混合気側へ反応領域が広がっている。この事は図 7 において、下流に向かうにつれて混合領域で温度勾配が減少している事や、反応強度の指標である温度 RMS 値が上昇し、その領域を拡大している事からも分かる。よって、予混合気当量比の増加に伴い燃焼が盛んになることで、反応領域の拡がり速度を大きくし、その結果、予混合気当量比の上昇による急激な燃焼状態の変化が起こると思われる。これらの基礎実験の結果から燃焼器の安定限界当量比付近の燃焼特性(図 2～5)を説明できる。

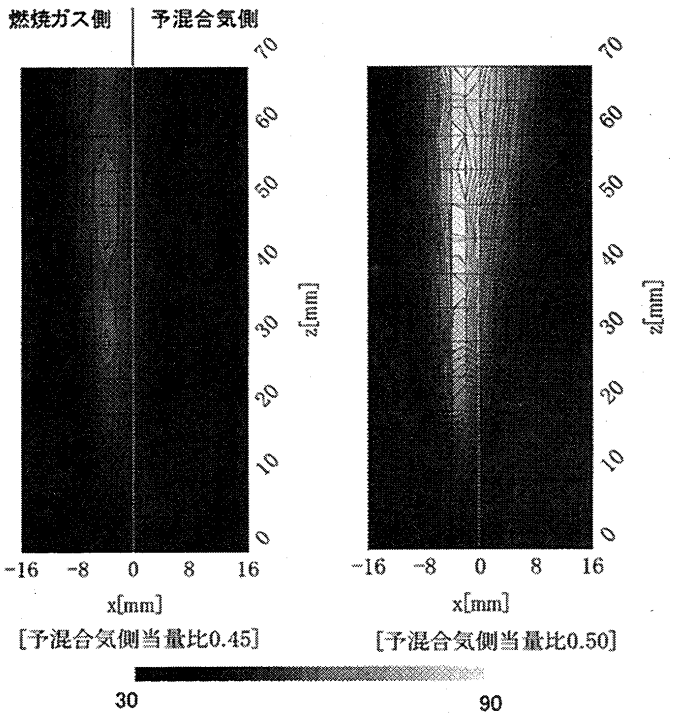


図 6　各予混合気当量比での
ラジカル自発光強度分布

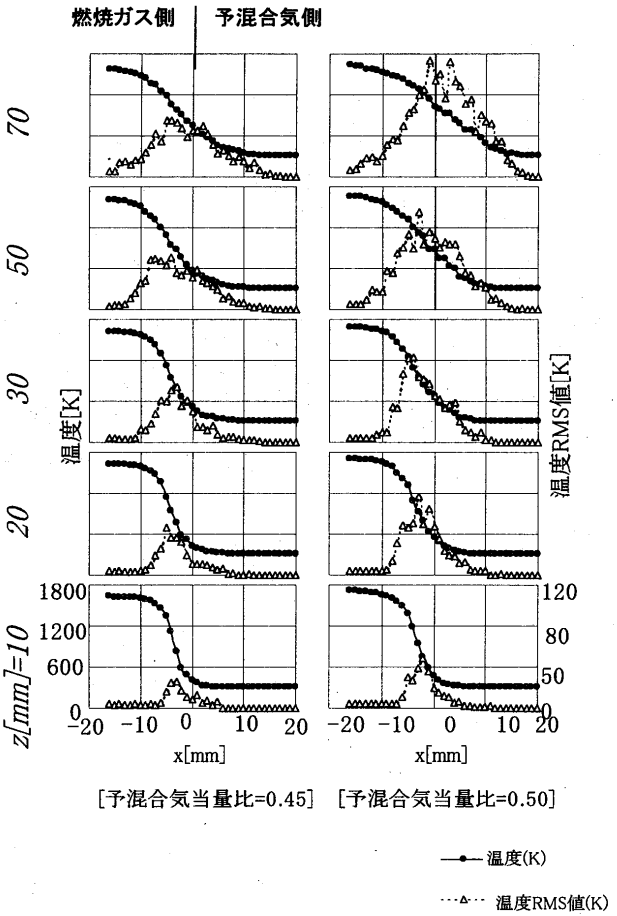


図 7　各予混合気当量比での
温度・温度 RMS 分布

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

4. まとめ

希薄予混合燃焼型燃焼器モデルにより大気開放の条件で系統的な実験を行い、予混合気流速、予混合気スワール数および入口空気温度をパラメータとし、燃焼器出口での温度及びガス組成を測定し以下の結論を得た。

1) 常温、常圧での空気-メタン混合気の下可燃限界とされる 0.5 近傍に燃焼反応の急激な変化が確認できるが予混合気の流速、スワール数、入口空気温度を変えることで安定限界当量比は変化する。
2) 予混合気流速が増加すると、安定限界当量比は上昇する。これは速度勾配の増加とそれに伴う乱れ強さが増加するために、火炎伸長による消炎が生ずるためと思われる。
3) 旋回をかけると安定限界当量比は上昇する。これは予混合気流速の増加による特性への影響と同様にスワール数の増加に伴って、絶対速度が上昇することで高温燃焼ガス流と予混合気流との間の剪断流場において反応が阻害され、半径方向への燃焼反応が妨げられるためと思われる。
4) 入口空気温度を上げると希薄混合気の燃焼性が向上し、より希薄な混合気においても反応が可能となり、安定限界当量比が低下する。

5. 参考文献

1) 川口 修、渡邊 清郷、滝川 敬史、村尾 雅也
"高温燃焼ガス流による希薄予混合気流の燃焼支援機構"
日本ガスタービン秋季講演会,1999,8(郡山)
2) 高村 倫太郎、川口 修
"パイロット付希薄予混合器モデルの排気特性に関する研究"
第 26 回ガスタービン定期講演論文集, 1997,5(名古屋)
3) 香月 正司、水谷 幸夫、安田 俊彦、吉田 哲之
"乱流予混合火炎における流れと混合"
日本機械学会論文集(B 編),1992,7

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

タービン冷却性能の仮想タービンへの適用

*松下政裕（航技研）
吉田豊明（航技研）

1　まえがき

1･1 新世紀耐熱材料プロジェクト

21 世紀の経済社会発展の基盤となる各種発電プラントや、自動車、船舶、航空機、宇宙ロケットなどの輸送関連機器の出力、性能の大幅向上と安全性確保には、超高温で長時間の使用に耐える新耐熱材料の開発が不可欠である。加えて地球温暖化防止の観点から、世界的 CO_2 排出削減が求められており、これらエネルギー関連機器の高効率化による化石燃料消費抑制が急務となっており、新耐熱材料への期待が高まっている。このような背景から、1999 年度より、「独立行政法人化先導プログラム」の一つとして、金材研を中心とする「新世紀耐熱材料プロジェクト」が開始された。

本プロジェクトは実用耐熱材料（Ni 基超合金）の現行耐用温度を、Ni 基超合金では 1100℃、セラミックでは 1500℃、高融点超合金については 1800℃に飛躍的に向上させる画期的な新材料を開発することを目標としており、仮想タービンを構築して開発材料のコンピュータ中での検証、タービン諸性能の評価を行うこととしている。

1･2 仮想タービン開発 [1]

本プロジェクトで、構築する仮想タービンは、ガスタービンシステムの設計をプログラムパッケージ化したものであり、特に高圧タービン静翼、動翼の適用材料を選定すると、設計作動条件における出力、熱効率、クリープ寿命、CO_2 低減量などが評価される総合プログラムである。プログラムのパッケージ化など基本となる作業は（株）東芝によってなされる。航技研は高圧タービン初段静翼、動翼の空力性能、冷却性能、構造強度に関する詳細な技術情報を調査研究し、データベースを準備して、仮想タービンの高度化に資する部分を担っている。また、金材研、無機材研などからは、標準材料、開発材料の詳細な特性データが提供される。現在、17MW 出力クラスの中型ガスタービンを最初の仮想ガスタービン（VT-M10）として採用し、上記各担当がそれぞれ段階的にプログラムの構築を進めている。

本報告は、仮想タービンの冷却翼の温度評価を行うためのデータベース構築を紹介するものである。

2　伝熱計算

タービン翼の温度を評価するためには、冷却構造の多様性を考えると、個々の条件に対し厳密な数値解析を行うこと望ましい。しかし、現状ではすべてを数値解析に依存することは困難であり、そのため、データベースや簡単な式により、近似的ではあるが有用となるような冷却性能を与える必要がある。そこで、本研究では、まず、仮想タービンへ適用するためのタービン冷却性能データベースの構築を行い、更に、そのデータベースを母体とした各種冷却構造に対する定式化を行っている。図 1 にその概念図を示す。

第１５回ガスタービン秋季講演会
講演論文集，2000.11，（北九州）
Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

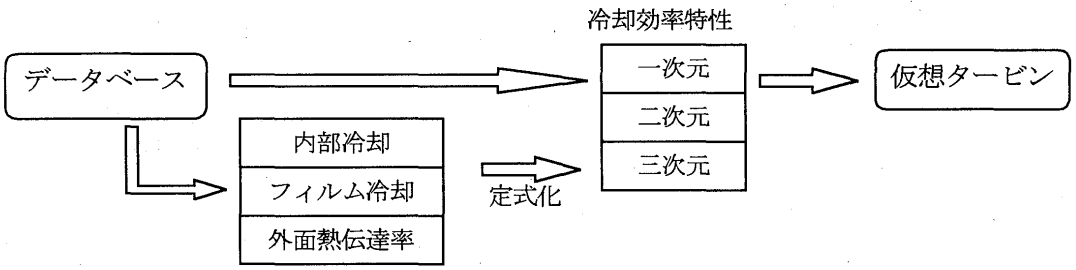


図1　仮想タービンへの冷却効率特性の適用

3　データベース構築

タービン冷却翼の伝熱特性を解析し、翼材の温度分布を算定する際に有用となる伝熱特性、圧力損失特性の各種定式を構築するため、ASME-GT Paper（1980－1999）のうち関連するものを集積した（データベース総件数 1140 件）。現在、仮想タービンへの適用及び定式化を容易にするため、集積した論文内のグラフ、図に対するデジタルデータ化を行っている。

図 2 に平板フィルム冷却におけるデータベースの例を示す。

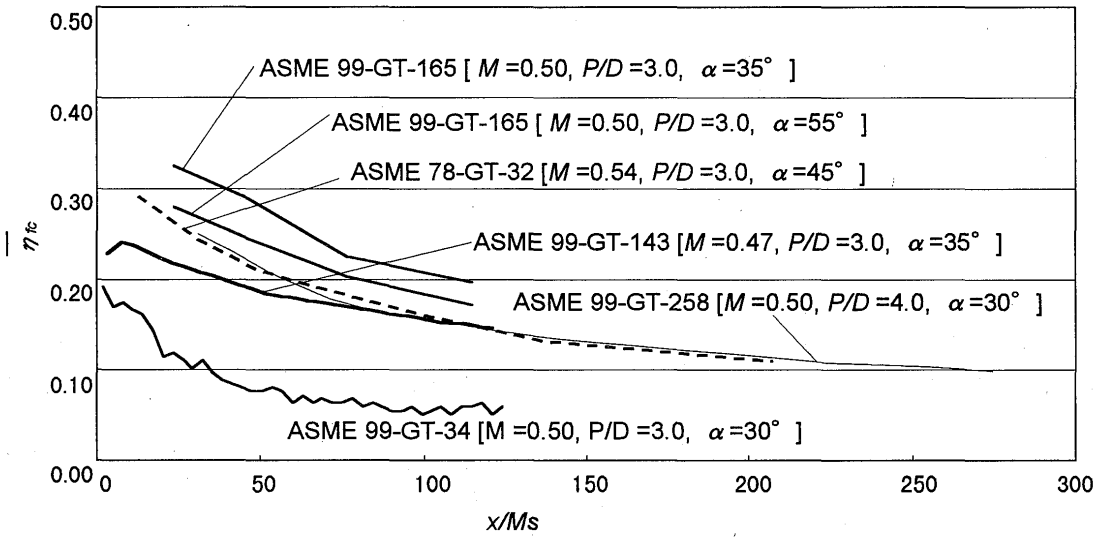


図2　データベース例　（平均フィルム冷却効率分布：平板、円孔、1 列）

4　冷却効率特性

4･1 一次元冷却効率特性

仮想タービンの第一段階（プロトタイプ、一次元モデル）では、参考実験データ [2] をもとに、第一段の静翼、動翼について、それぞれ、平均冷却効率、最低冷却効率を冷却空気流量に対して定式化を行った。これにより、翼の平均温度、最高温度が設定した冷却空気流量に対して評価される。

以下のように平均、最低冷却効率を冷却空気流量に対する近似式で定義し、データベースおよび参考実験データを基に係数 A_1、A_2 を決定する。図 3 に VT-M10 における定式化の例を示す。

$$\eta \equiv \frac{T_g - T_w}{T_g - T_c} = A_1 \times \left(1 - EXP\left(-A_2 \times \frac{G_c}{G_g}\right)\right) \qquad (1)$$

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

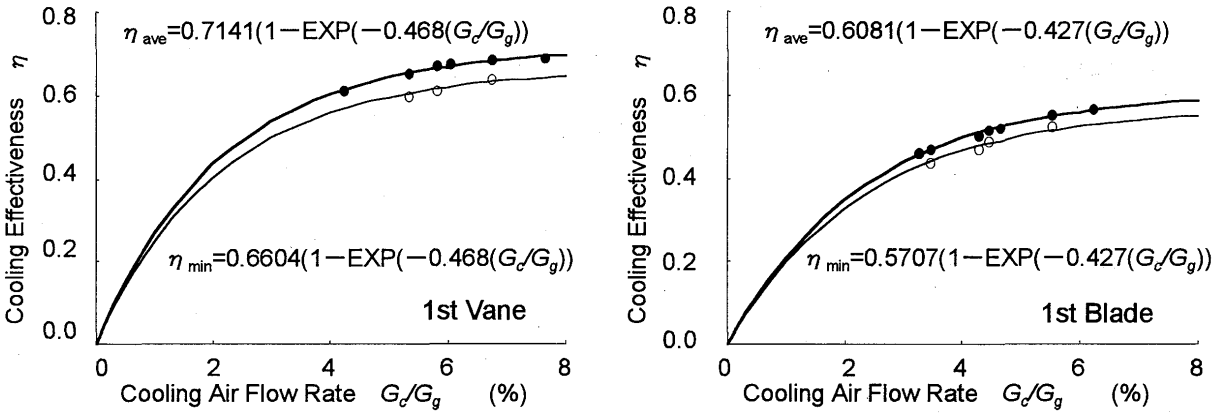


図 3　静翼、動翼（1 段）の一次元冷却効率特性

4･2 二次元・三次元冷却効率特性

次の段階の仮想タービンにおいては、二次元的、三次元的な分布を持つタービン冷却翼の伝熱特性が適用される。そのため、参考とするデータも二次元的、三次元的な分布データが必要とされ、不十分である場合はデータの補間や定式化などを行うこととなる。

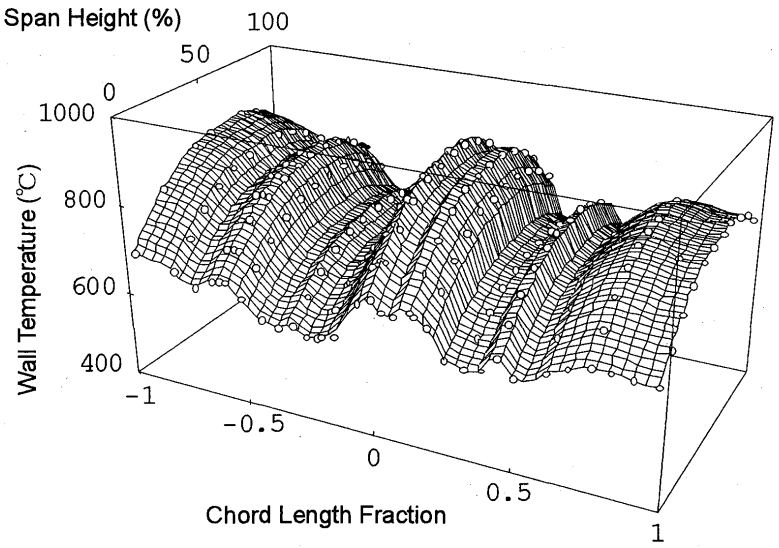


図 4　静翼の三次元温度分布

図 4 は参考データ[2]を基に解析した、VT-M10 の第一段静翼の近似的な翼面温度分布を示したものである。参考データは、タービン流入温度分布と二次元翼面温度分布について示されており、この結果は、その二次元翼面温度分布を流入温度分布によって比例的に計算し、三次元的な翼面の温度分布として示したものである。

最終段階における仮想タービンにおいては、内部冷却（インピンジ冷却、サーペンタイン流路、ペデスタル流路）、フィルム冷却、翼外面熱伝達率、翼端面熱伝達率について、個々に近似式を構築し、それぞれ各種形状・構造と流れ条件に対応した熱伝達率分布（ヌセルト数分布）を与えることとなる。

5　フィルム冷却効率

最終段階において適用するフィルム冷却の定式化について、これまでに進めた展開を示す。フィルム冷却の冷却効率は質量流速比、幾何学的パラメータ（孔形状、吹き出し角度など）、レイノルズ数等、多くのパラメータの関数である。そのため、実験式の一般的表現は難しいが、過去に定式化の試みはいくつか行われており、その例を以下に示す。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

二次元スロット

Librizzi and Cresci [3]

$$\eta_{fc}=\frac{1}{1+\left(\frac{C_{p0}}{C_p'}\right)\left[0.329\left(4.01+\left(\frac{\mu'}{\mu_0}\mathrm{Re}_s\right)^{-1/4}\left(\frac{x}{Ms}\right)\right)^{0.8}-1\right]} \tag{2}$$

Goldstein [4]

$$\eta_{fc}=\frac{1.9\times \mathrm{Pr}^{2/3}}{1+0.329\left(\frac{C_{p0}}{C_p'}\right)\left(\left(\frac{\mu'}{\mu_0}\mathrm{Re}_s\right)^{-1/4}\left(\frac{x}{Ms}\right)\right)^{0.8}} \tag{3}$$

平板孔列

Sasaki, Takahara, Kumagai and Hamano [5]

$$\eta_{fc}=\frac{1}{8}\frac{MPe}{\sqrt{x^2+z^2}}EXP\left[-\frac{1}{2}Pe\left(\sqrt{x^2+z^2}-x\right)\right] \tag{4}$$

翼面孔列

Sato and Takeishi [6]

Suction surface

$$\eta_{fc}=\frac{C}{2.8+0.027\left(\frac{x}{Ms}\right)} \qquad \begin{array}{ll} C=1.5/M^{0.3} & M<1.0 \\ C=1.5/M^{0.8} & \mathrm{M}\geq 1.0 \end{array} \tag{5}$$

Pressure surface

$$\eta_{fc}=\frac{1}{1.67+0.00456\left(\frac{x}{Ms}\right)^{1.6}} \tag{6}$$

Takeishi, Aoki, Sato and Tsukagoshi [7]

$$\eta_{fc}=\frac{1}{\left(3+3.1\left(\frac{x}{Ms}\right)\right)^{0.28}} \tag{7}$$

5･1 平板におけるフィルム冷却効率

上記のような過去の定式化を基に平板における単孔噴射のフィルム冷却効率を無次元距離$X=\frac{x}{Ms}$、$Z=\frac{z}{D}$の関数として以下のように定義した。

$$\eta_{fc}(X,Z)=\frac{A}{\sqrt{(X+A)^2+Z^2}}\times EXP\left[-B\left(\sqrt{(X+A)^2+Z^2}-X-A\right)\right] \tag{8}$$

x :噴射孔後縁からの距離　M :質量流速比　s :等価二次元スロット長さ

D :孔直径　P :孔間隔　A, B :定式化のための係数

$$s=\frac{\pi}{4}\frac{D}{P}\times D \tag{9}$$

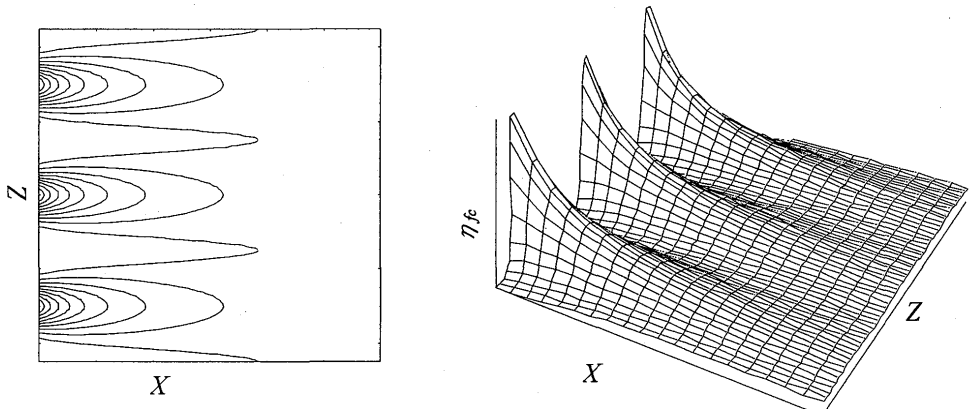
更に、隣の孔によるフィルム冷却効率を考慮すると、孔列としてのフィルム冷却効率分布は、重ねあわせることにより、以下のようになる。

$$\eta_{fc}=\eta_{fc}(X,Z)+\left(1-\eta_{fc}(X,Z)\right)\eta_{fc}(X,Z-z_1)+\left(1-\eta_{fc}(X,Z)\right)\eta_{fc}(X,Z+z_1) \tag{10}$$

範囲　$-P/2D\leq Z\leq P/2D$　$z_1=P/D$

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

図5に式(10)による概略的な結果の例を示す。



等フィルム冷却効率線図　　3D表示

図5　フィルム冷却効率分布（孔列）

さらに、多列フィルム冷却の冷却効率は、その上流に位置する列の冷却孔の効率を重ねあわせることにより求めることができる。

$$\eta(X)=\eta_1+(1-\eta_1)\eta_2+(1-\eta_1)(1-\eta_2)\eta_3+\cdots \qquad (11)$$

以上のような定義による定式化の例を図6に示す。図6は、噴射孔中心線上のフィルム冷却効率の実験データ[5]について定式化を行っており、式(8)、(10)に対し、Z=0を代入して、係数A、Bの決定を行っている。

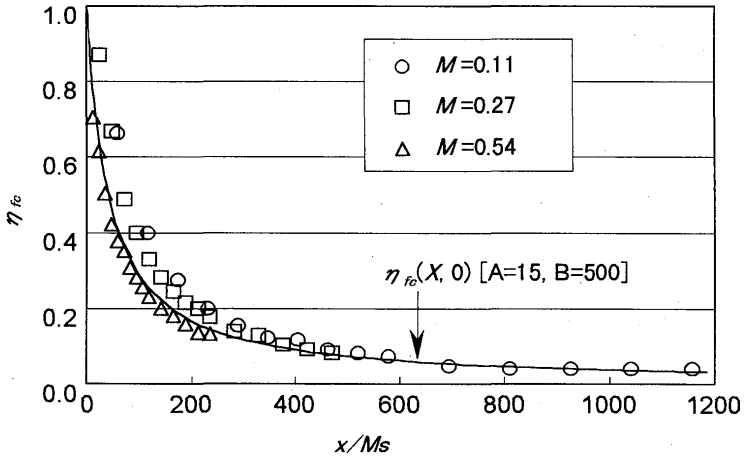


図6　噴射孔中心線上の冷却効率

なお、フィルム冷却効率の二次元的な近似式については、以下のように、式(10)を積分することで得ることができる。

$$\overline{\eta}_{fc}(X)=\frac{1}{P/D}\int_{-P/2D}^{P/2D}\eta_{fc}\,dz \qquad (12)$$

また、二次元的な平均フィルム冷却効率分布のみが必要な場合は、上式(12)の一般式を求めることは困難であるので、より単純な以下のような式も定義した。

$$\overline{\eta}_{fc}(X)=\overline{\eta}_{fc}(0)\times\frac{1}{1+A_3\times(X)^{44}} \qquad (13)$$

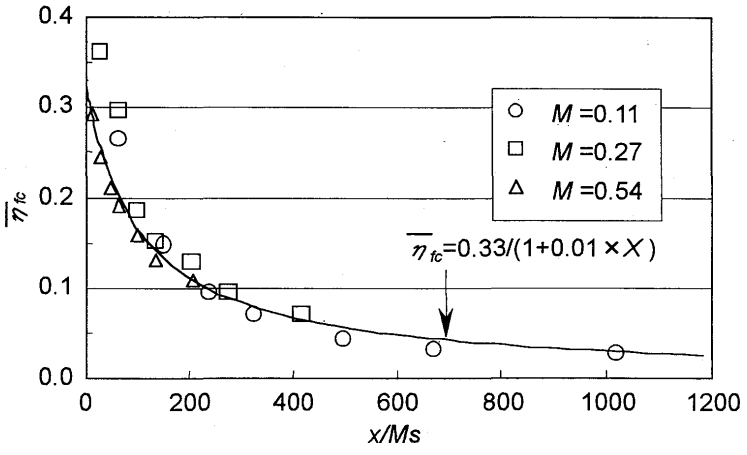


図7　平均フィルム冷却効率分布

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

ここで$\overline{\eta}_{fc}(0)$は噴射孔直後における平均フィルム冷却効率をあらわしている。図7は式（13）による平均フィルム冷却効率の定式化の例を示したものである。

5･2 翼面への応用

仮想タービンに適用するフィルム冷却効率分布は、翼面に対するものであるので、上記の平板の場合のように定式化を行うことは困難である。そこで、まず、平板のように比較的単純な幾何学形状におけるデータに対し、より多くの定式化を行い、様々なパラメータに対する係数の変化傾向を統計的に捉えることが重要となる。その上で、仮想タービンとして想定した翼面でのフィルム冷却については、平板の場合などに使用した定義式を使用し、その係数を補正することにより対応することができると考えている。

6 まとめ

本報告は仮想タービンの冷却翼の温度評価を行うためのデータベースの構築、定式化について、その概念および方法について紹介を行った。

･仮想タービンの第一段階（プロトタイプ、一次元モデル）に適用する冷却効率特性の定式化を行った。

･二次元的、三次元的冷却特性の仮想タービンへの適用について示した。

･最終段階において適用する近似式のうち、フィルム冷却についての定式化について示した。

今後、内部冷却（インピンジ冷却、サーペンタイン流路、ペデスタル流路）、翼外面熱伝達率、翼端面熱伝達率について、データベースに基づく定式化を行っていく。また、圧力損失特性のデータベースについても各種の構造について構築する予定である。

参考文献

(1) Yoshida, T., et al, : "Development of a Virtual Gas Turbine for Material Evaluation", *Proceedings of "High Temperature Materials 2000"*, March, 2000.

(2) 土方常夫，岡村隆成，福田雅文，伊藤勝康 : "高温タービン実証試験機による空冷翼の冷却特性について"，*ガスタービン仙台地区講演会講演論文集*，11月，1990.

(3) Librizzi, J. and Cresci, R. J. : "Transpiration Cooling of a Tubulent Boundary Layer in an Axisymmetrical Nozzle", *AIAA J.*, vol.2, 1964, pp.617-625.

(4) Goldstein, R. J. : "Film Cooling", *Advances in Heat Transfer*, vol.7, Academic Press, 1971, pp321-379.

(5) Sasaki, M., Takahara, K., Kumagai, T. and Hamano, M. : "Film Cooling Effectiveness for Injection from Multirow Holes", *ASME Paper 78-GT-32*, 1978.

(6) Sato, T. and Takeishi, K. : "Investigation of the Heat Transfer in High Temperature Gas Turbine Vanes", *ASME Paper 87-GT-137*, 1987.

(7) Takeishi, K., Aoki, S., Sato, T. and Tsukagoshi, K. : "Film Cooling on a Gas Turbine Rotor Blade", *ASME Paper 91-GT-279*, 1991.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

再生式小型セラミックガスタービンの動特性に関する研究

伊藤　　高根　（東海大学工学部）
＊仲出川　大補　（東海大学大学院）

１．はじめに

地球温暖化等，エネルギー及び排気の問題解決が急がれているにもかかわらず，我が国では運輸部門や民生部門のエネルギー消費の伸びは大きく，これらの分野に適用されるクリーンで多種燃料性に優れ，高効率なエンジンの開発が期待されている．小型ガスタービンは，その有力な候補として開発が進められている．

ガスタービンの熱効率向上や比出力向上には高温化・高圧力比化が重要で，大型機では従来そのような手段がとられてきた．しかし，小型機ではこれらの手段の採用が困難であるため，その解決方法のひとつとして無冷却で高温に耐えるセラミックスの採用，熱交換器による排熱回収が行われている．現在各国で注目されているいわゆるマイクロガスタービンも再生式であり，さらに高効率化を計るためにはセラミックスの採用は不可欠と見られる．ところで，熱交換器付小型セラミックガスタービンは，静的には効率が良いことが実験的にも実証されているが，動的特性すなわち加減速のある運転条件でもはたして優れた性能が発揮されるかについては今だ検討されていない．

そこで，熱交換器付ガスタービンの動的特性を把握するために先ず熱交換器の動特性がガスタービン全体の動的熱効率にどのような影響を与えているかを検討した．

熱交換器付ガスタービンの動特性モデルとしては，比較的遅れの大きいと思われる回転系，熱交換器部分及び燃焼器部分についてのみ考慮し，あとの要素は簡単のため静的関係が成り立つとして，定常特性マップを利用した．

以上のモデルを用いたシミュレーションプログラムを作成し，熱交換器の時定数を変えた場合の周波数応答を求めるとともに，熱交換器の遅れがエンジンの動的特性に及ぼす影響を調べたので結果を報告する．

２．検討対象システムの動特性モデル

対象とするガスタービンの構成を図１，主要諸元を表１に示す．対象システムは，一軸式ガスタービンに熱交換器を装着したものであり，コンポーネントは，コンプレッサ(C)，タービン（T），燃焼器（ＣＣ），及び熱交換器（ＨＥ）で，回転体はＣ，Ｔ間のシャフトのベアリング（Ｂ）で支えられている．

ガスタービンの動特性モデルを考える場合，機械的，熱的，空力的な遅れ要素が含まれるが，モデルをできるだけ簡単にするため，

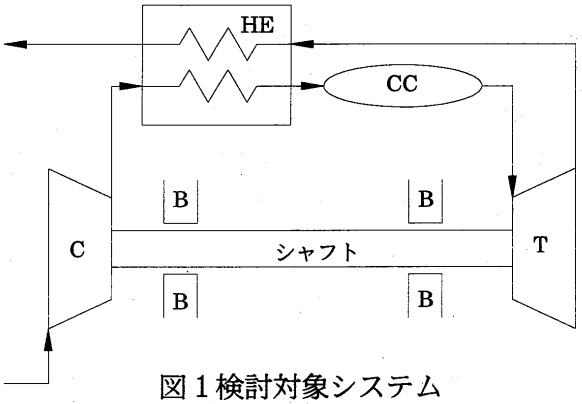


図１検討対象システム

表１　一軸式小型セラミックガスタービンの諸元

形式	一軸再生式 セラミックタービン
最大出力	１１５　[kw]
最大回転数	１００，０００　[rpm]
圧力比	５．０
空気流量	０．４４５４　[kgf/sec]
タービン入口温度	１３５０　[℃]

第１５回ガスタービン秋季講演会
講演論文集，2000.11，(北九州)
Download service for the GTSJ　via 216.73.216.124, 2025/08/23.

対象とする熱交換器の熱的遅れ特性を中心に遅れの大きいもののみを考慮することにした．すなわち，圧縮機，タービンの空力特性は常に静特性が成り立つと仮定し，また，燃焼器以外はの空気容量は無視して考えている．以下に動的要素のモデル化の考えを述べる．

(1)動的要素のモデル化

燃焼器部　圧縮機部及びタービン部を流れるガス流量は静的には一致しないが動的には燃焼器部で分かれていると考え，燃焼器部の容量を考慮しモデル化した．燃焼器の容積を１つの集中系とみなし，エネルギ及び質量保存則，状態式の３式から以下の微分方程式が導かれる．

$$\frac{dT_6}{dt}=\frac{R_6\cdot T_6^2}{P_6\cdot V}\cdot\left\{\left(\frac{CP_6\cdot T_5}{CV_6\cdot T_6}-1\right)\cdot G_5+\left(\frac{HL\cdot\eta_6}{CV_6\cdot T_6}-1\right)\cdot Wf-(\kappa_6-1)\cdot G_6-\frac{QLOSS}{CV_6\cdot T_6}\right\} \tag{1}$$

$$\frac{dP_6}{dt}=\frac{\kappa_6\cdot R_6}{V}\cdot\left(\frac{CP_5}{CP_6}\cdot T_5\cdot G_5+\frac{HL\cdot\eta_6}{CP_6}\cdot Wf-T_6\cdot G_6-\frac{QLOSS}{CP_6}\right) \tag{2}$$

ここで，T: 温度[K]，κ：比熱比，P: 圧力[kgf/m²]，G: 流量[kgf/s]，R_{CC}: ガス定数[kgf・m/(kgf・K)]，V: 燃焼器の容積[m³]，CP: 定圧比熱[kcal/kgf·K]，CV: 定容比熱[kcal/kgf·K]，$QLOSS$: 燃焼器の放熱損失[kcal/s]　Wf：燃料流量[kgf/s]，添え字 *5* は燃焼器入口，*6* は燃焼器出口を示している．この微分方程式を時々刻々と解くことにより燃焼器内の温度・圧力の時間変化が計算できる．

熱交換器部　本研究では，車両用も考慮してコンパクトな回転蓄熱式熱交換器を検討した．回転蓄熱式熱交換器は，図２に示すように軸方向に多数の流路を有する蓄熱体を介して，対向して流れる空気とガスの間に熱交換が行われる．

動的モデルを検討する場合，問題となるのは高温側のガス側入口温度の変化に対して，低温側の空気側出口温度がどのように応答するかである．回転蓄熱式熱交換器の動的特性はあまり研究例は多くないが，文献(1)には，定常状態で作動している回転蓄熱式熱交換器のガス側入口温度のステップ変化に対し，空気側出口温度がどのように変化するかについて検討し，最終到達温度変化量に対する相対値として，無次元時間との関係がグラフとして表されている（図３）．この図を見ると一次遅れ特性に近いので，

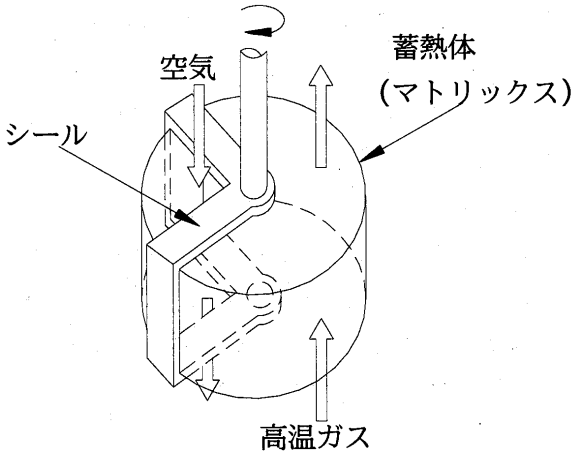


図２　回転蓄熱式熱交換器

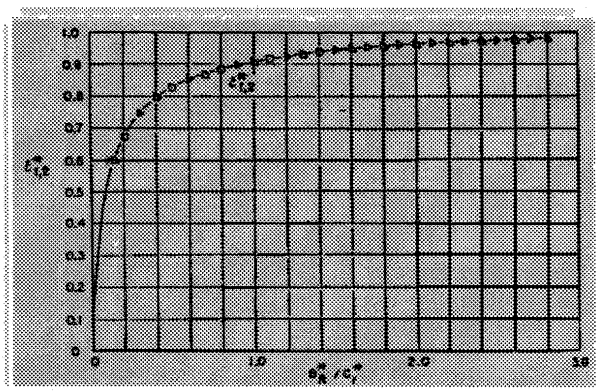


図３　空気側出口温度の変化

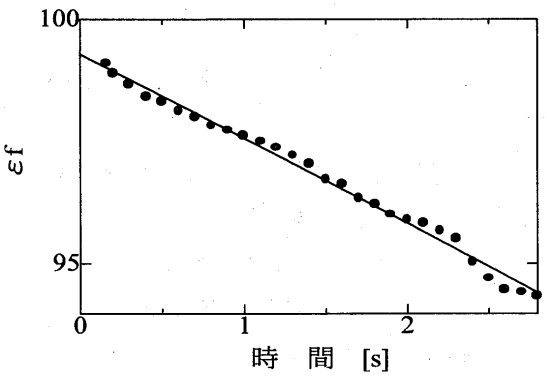


図４　プロットデータ

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

一次遅れに近似できるかどうかを検討するために図３のグラフを片対数グラフにプロットし直した結果を図４に示す．図４を見ると，プロットしたデータが傾き一定の直線上に大体のっているので，熱交換器ガス側入口温度変化に対して熱交換器空気側出口温度の応答は，時定数一定の一次遅れ特性で近似できると判断した．

まず静的な空気側出口温度を次式で求める．

$$T_4 = \varepsilon \cdot (T_{11} - T_3) + T_3 \tag{3}$$

ここで，T_4：静的な空気側出口温度[k]　ε：空気側温度効率　T_{11}：ガス側入口温度[k]　T_3：空気側入口温度[k]である．次に動的には，この静的な最終温度に達するまで時定数Jの一次遅れ系として変化するから，熱交換器空気側出口温度T_4に対して次式が成り立つ．

$$J\frac{dT_4}{dt} + T_4 = T_3 + \varepsilon \cdot (T_{11} - T_3) \tag{4}$$

この微分方程式を時々刻々と解くことにより熱交換器の時間変化が計算できる．

回転系　エンジン及び負荷を含めた回転部分の出力軸端の回転数に対応した慣性モーメントをIとすると，次式が成り立つ．

$$I\frac{dNC}{dt} = 733.6 \cdot (P_E/NC_E - P_L/NC_L) \cdot \left(\frac{30}{\pi}\right)^2 \tag{5}$$

ここで，NC：出力軸端の回転数[rpm]，P：出力[Ps]，I：慣性モーメント[kgf·m·s²]，添え字はE：エンジン，L：負荷とする．

(2)再生式ガスタービンの動特性シミュレーションプログラム

図５に再生式ガスタービンのシミュレーションプログラムの構成ブロック線図を示す．各要素は前項で示した数学的モデルでそれぞれ記述されており，MATLAB/SIMULINK(The MATH WORKS Inc.製)を用いて各構成要素間の物理量の流れに沿って結合され，初期条件，境界条件を与えることにより各物理量の時間変化を計算することができる．

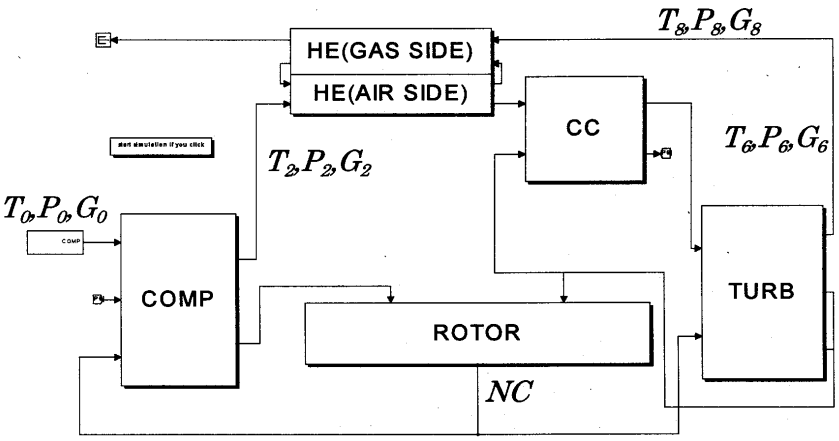


図５　動特性シミュレーションプログラムの構成

３．燃料流量変化に対する各部の応答

燃料流量変化の変化幅を定常運転時の±１０％とした場合のタービン入口温度，エンジン出力の周波数応答を計算した結果を図６～７に示す．また，熱交換器の遅れの時定数は１，５，１０秒とした．なお，負荷のトルク特性はトルクが回転数に比例すると仮定した．

(1)タービン入口温度の応答

熱交換器に遅れがない場合を見てみると，ゲインは低周波数ではフラットであるが，高周波数になるに連れて増加し，周波数 4.0[Hz]あたりになると減少傾向にある．位相については，低周波数では緩やかな位相進みの傾向にあり，周波数 1.0[Hz]あたりを境に逆に位相が遅れ始めている．

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

次に熱交換器に遅れがある場合は遅れがない場合と変化の様子は異なる．ゲインは低周波数側では時定数によりある周波数以上になると減少するが，周波数 0.6[Hz]以上では時定数の大きさに関係なくほぼ同じ変化をしている．

位相特性についても，熱交換器の遅れの有無により変化の様子はかなり異なる．低周波数側ではそれぞれの時定数によって遅れの大きさが異なるが，周波数 2.0[Hz]あたりからは時定数に関係なくほぼ同じ変化をしている．

(2)エンジン出力の応答

熱交換器に遅れがない場合，ゲインは周波数 0.1[Hz]あたりまではほぼフラットな状態で変化なく，それ以上になると減少している．位相については，ゲインの下りかけた肩の部分に相当する周波数 2～3[Hz]あたりでの遅れはおよそ 90[deg]で，このあたりが変曲点となっており高周波数側では 180[deg]の遅れに漸近するように見える．以上のことから，熱交換器に遅れのない場合は２次遅れ系に近い応答をしていると推測される．

次に熱交換器に遅れがある場合は，時定数の大きさによって変化の状況は異なりゲインについては，ゲインの減り始める周波数は時定数が大きいほど低周波数側になっているが，0.6[Hz]以上では時定数によらずほぼ同じ変化となっている．また，位相遅れについては，途中で遅れが回復し，その後周波数 0.6[Hz]以上の高周波数領域ではいずれの場合もほぼ同じ変化曲線を描き 90[deg]位の遅れに漸近するように見える．

以上の結果を明確にするため，次にエンジン出力に対して，伝達関数を推定すること試みた．

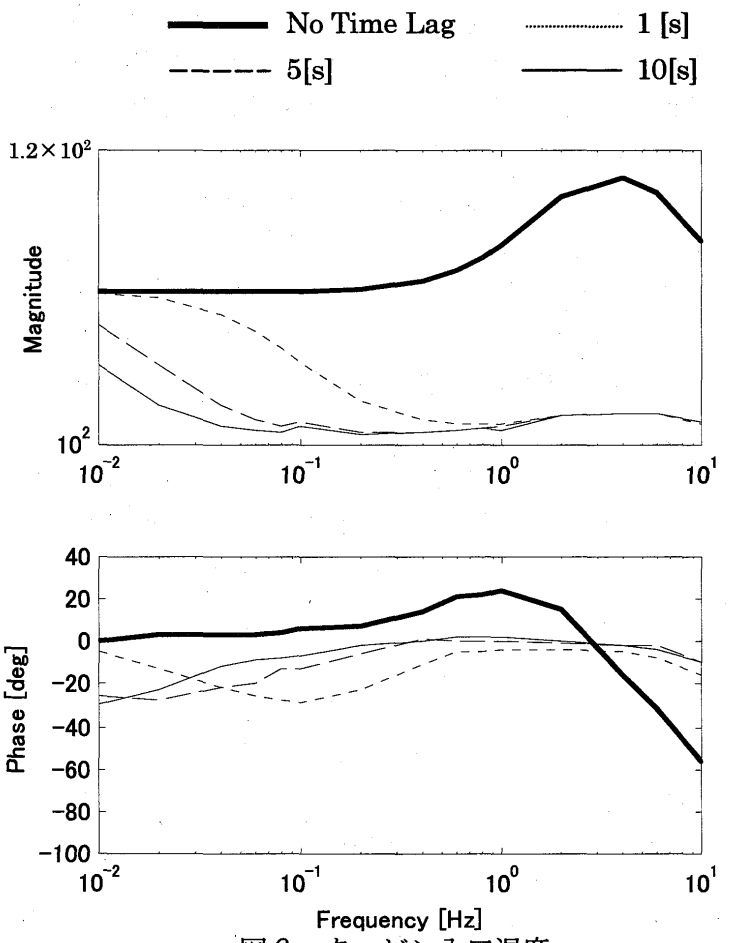


図６　タービン入口温度

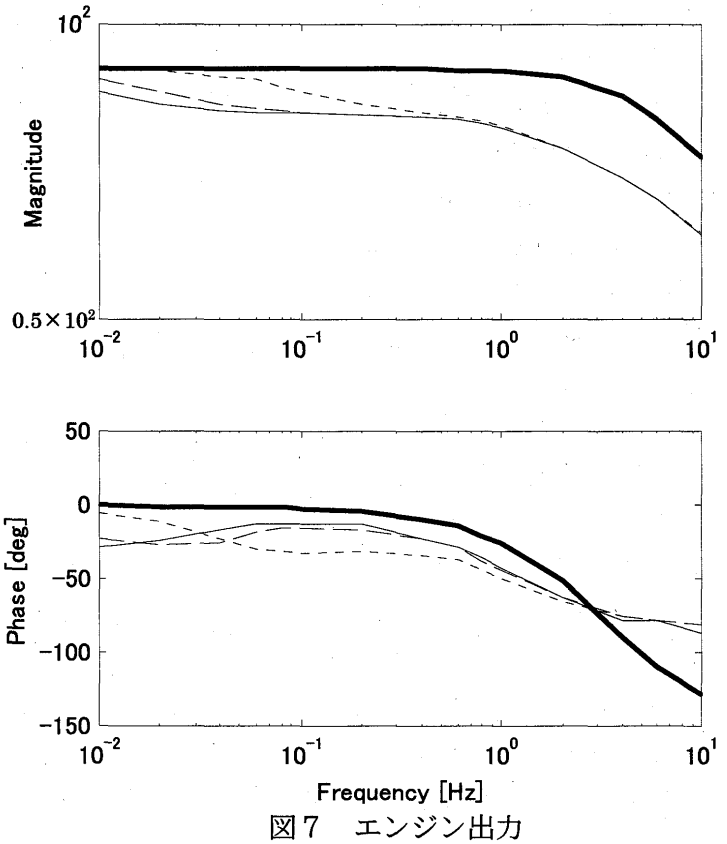


図７　エンジン出力

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

（3）伝達関数の推定

伝達関数の推定は，式誤差法を使って，周波数応答のデータからモデルを同定した．その結果，燃料流量に対するエンジン出力の伝達関数は，式（6）のように2次遅れ1次進みに同定できる．

$$\frac{b_1 s+1}{a_1 s^2+a_2 s+1} \qquad (6)$$

ここで，係数a，bは表2に示す．

表2　伝達関数の係数

	a_1	a_2	b_1
遅れなし	1.73×10^{-3}	7.53×10^{-2}	2.71×10^{-3}
時定数1秒	0.377	2.79	0.949
時定数5秒	1.88	13.2	4.89
時定数10秒	3.91	27.4	9.78

この伝達関数より図7の変化を検討した．熱交換器に遅れがない場合は，1次進み要素の係数bすなわち時定数が極めて小さく，折点角周波数が369[deg]なので今回の周波数帯では影響を及ぼさない．この結果，2次遅れ系で近似できるとわかる．次に熱交換器に遅れがある場合は，進み要素では折点角周波数が時定数が大きくなるほど低周波数になり，1[s]では約 1[Hz]，10[s]では約 0.1[Hz]となっており，位相・ゲインの回復の主とした要因となっている．遅れ要素については，時定数が大きくなるほど遮断角周波数が低周波数になることがわかり，ゲインの減り始めのずれ，位相変化のずれの原因と考えらる．ここで，時定数が変化したときの折点角周波数，遮断角周波数の変化の割合はほぼ同じであることが確認でき，時定数が違っても周波数がずれているだけで同じ様な曲線をしているという変化の1つの要因と推測される．

4．熱交換器の時定数が熱効率に及ぼす影響

上記で同定した伝達関数を使用して熱交換器の時定数が非定常状態における熱効率にどのように影響を及ぼすかを検討した．まず，ガスタービンの目標出力をステップ状に増減させ，目標出力にに対して燃料流量を比例制御させた場合，燃料が目標出力に到達するまでにどのように変化するかを計算した．熱交換器の時定数を変えた場合の燃料変化を図8に示す．燃料の変化は定常変化量を1として相対値で示している．

図8において上の4つのグラフは目標値をステップ状に増加させた場合の結果であり，負荷が変化した直後に大きく変化し，この変化量は熱交換器の時定数によらずほぼ同じであるが，その後の変化の様子は，熱交換器の時定数によってかなり異なる．熱交換器に遅れがない場合は定常状態まで直ぐに戻っているが，熱交換器の時定数が大きくなるほど定常状態になるまでに時間がかかっていることがわかる．

下の4つのグラフは逆に目標値がステップ状に減少した場合であるが，変化の状況は増加させた場合とほとんど同じ様な変化をしており，熱交換器の時定数の大きさに応じ，定常になるまでに時間がかかることが明らかになっている．

次に，熱交換器の時定数と熱効率との関係を検討するために各時定数において定常状態になるまでの燃料の消費量を計算した．熱交換器に遅れがない場合の燃料消費量を基準とした相対値で表した結果を図9に示す．この図をみると時定数が大きくなるほど定常状態になるまでに消費する燃料は時定数にほぼ比例して増加している．しかも，わずかな時定数の増加で燃料の消費は何倍にも増加することが分かる．以上のことから熱交換器の時定数が大きいと過渡的熱効率はかなり悪化することが推測される．これらの影響が実際にどの程度になるかは，実際の負荷変動に対して，さらに詳細に検討していく必要があると思われる．

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

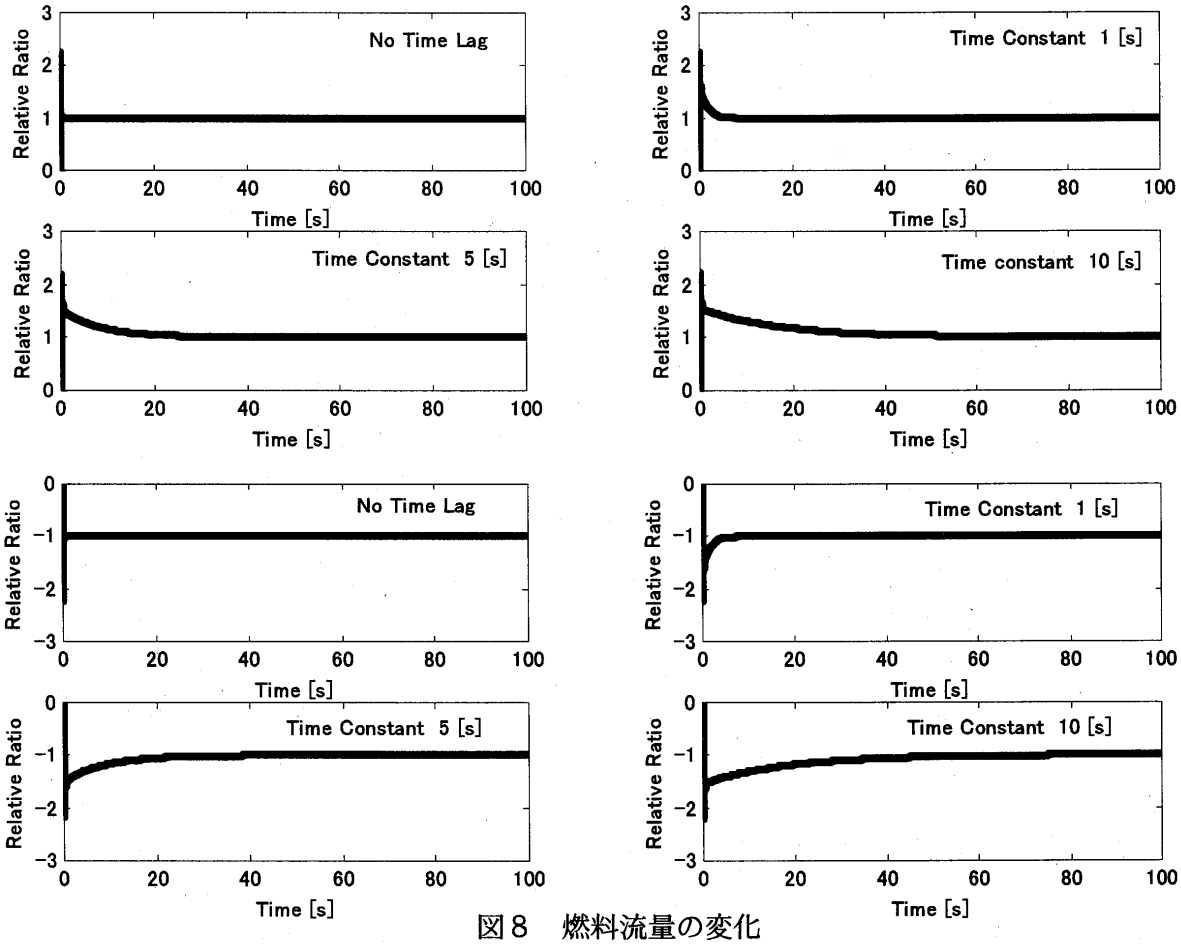


図８　燃料流量の変化

５．まとめ

定常的にはきわめて熱効率の高い再生式小型セラミックガスタービンを例に動的モデルを構築し，シミュレーション計算により，熱交換器の熱的応答遅れがエンジン全体の動特性および動的な熱効率におよぼす影響を検討した．その結果，次のことがわかった．

（１）回転蓄熱式熱交換器のガス側入口温度に対する空器側出口温度の応答は１次遅れ系の伝達関数で表すことができる．

（２）燃料流量をステップ状に変化させ，エンジン出力の応答を調べた結果，熱交換器の時定数は，エンジンの動的な熱効率にかなり大きな影響を及ぼすことが推定された．

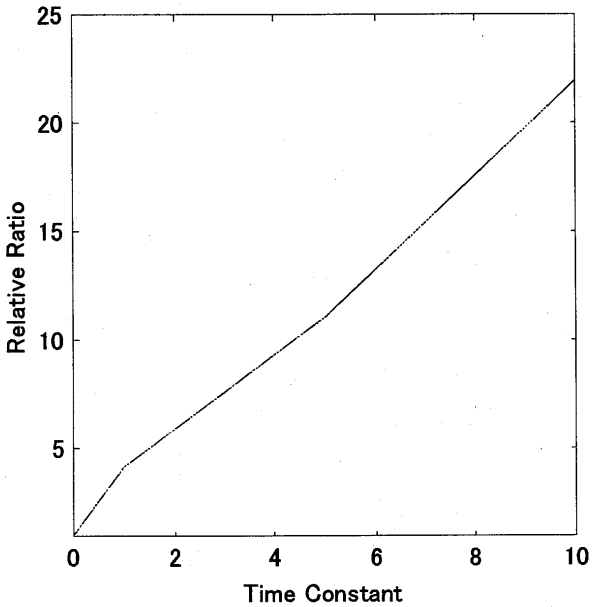


図９　燃料消費量の相対比

（３）実用上どの程度の影響となるかは，実際の負荷変動を種々推定し，その負荷変動に対する動的な熱効率の影響を詳しく調べる必要がある．

参考文献　(1) A.L.LONDON,D.F.SAMPSELL,J.G.McGOWAN; The Transient Response of Gas Turbine Plant Heat Exchangers—Additional Solutions for Regenerators of the Periodic-Flow and Direct-Transfer Types, Journal of Engineering for Power, Trans. ASME, APRIL 1964, pp.127-135

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

B－11

講　演　中　止

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

超高効率発電システムの検討

＊幸田栄一、高橋徹（電中研）

１．はじめに

わが国の二酸化炭素排出量を削減するためには、総排出量の約４分の１を占める発電分野における排出量削減が重要である。このためには、原子力の増設、自然エネルギーの普及なども重要であるが、社会的、技術的、あるいは経済的な問題から、これらの大幅な導入量の増加は困難と考えられる。また、火力発電からの二酸化炭素排出量を削減するためには、炭素分の少ない燃料への転換と、発電効率の向上による単位出力あたり燃料使用量の低減が考えられるが、一次エネルギーの大半を輸入に頼るわが国で将来に亘り燃料の安定供給を確保するためには、特定の燃料に偏ることなく、様々な燃料をバランスよく使っていくことが必要である。したがって、発電分野における二酸化炭素排出量削減を進めるための、最も現実的な手段の一つが高効率化であると考えることができる。

２．発電効率の現状と高効率サイクルの検討状況

図１に、カルノー効率とともに、最新の汽力発電とガスタービンシンプルサイクル／コンバインドサイクルのデータと、WE-NET プロジェクト第Ｉ期成果 [1]を含む水素燃焼タービンの検討結果 [2]、二酸化炭素回収対応クローズド型高効率ガスタービン技術開発第Ｉ期における検討結果 [3]、文献 4)の超高温蒸気タービン検討結果、および、文献 5)～7)の HAT サイクル等に関する検討結果を示す。なお、カルノー効率との比較をするため、図中の効率は低位発熱量（LHV）基準の値を用いている。このように、現在、事業用火力の発電効率は、概ねカルノー効率の約３分の２程度となっていることが分かる。また、水素燃焼タービンとクローズド型高効率ガスタービンについては、酸素製造動力を差し引く前の値を示しており、このための動力を差し引くと、絶対値で5～7%程度低下する。

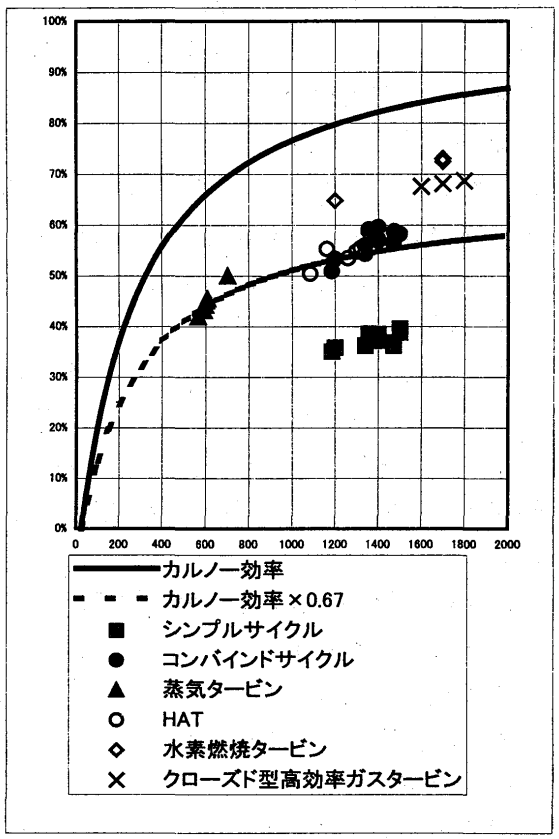


図１　温度と効率の関係

このように、汽力発電の効率は、高温・高圧化により、高位発熱量基準(HHV)でも 40%を超えてきており、コンバインドサイクル発電は、ガスタービンの高温化と共に急速に高効率化を果たし、既に 50%を超える効率を達成するに至っている。したがって、今後も高温化により、さらなる高効率化を図ることも選択肢の一つである。しかし、外燃機関である蒸気タービンは、大きな圧力差に耐えなければならないボイラ部材の問題があり、また、ガスタービンも、高温化に伴い、材料の問題に加え、NOx 生成量の増大などの課題を抱えるため、

第１５回ガスタービン秋季講演会
講演論文集，2000.11，(北九州)
Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

今後の高温化は、より困難になると考えられる。特に、ガスタービンについては、既に 1500℃級のものが開発されており、図１に示すカルノー効率の線を見ると、これ以上高温化しても、効率向上の効果は小さいと考えることが出来る。そこで、本稿では、高温化によらない高効率化方策について検討することとする。

３．高効率化の検討

本章では、先ず、ブレイトンサイクルとランキンサイクルの組み合わせによる高効率化について検討し、続いて燃料電池を用いた場合についての検討を加える。

3.1 ブレイトンサイクルとランキンサイクルの組み合わせによる高効率化について

既に多くの実績があるコンバインドサイクルの他に、これまでに提案されている高効率化の方策として、以下のようなものが挙げられる。

・HAT サイクル等、燃焼空気を加湿することにより、圧縮機動力を抑えたままタービンの出力増大を図るもの。
・カリーナサイクル：混合媒体を用いることにより、蒸気を発生するための熱交換器における有効エネルギーの損失を低減。
・ボトミングとして、より沸点の低いフロンなどを作動媒体とするランキンサイクルを用い、低温側の熱を有効利用
・燃料改質などの吸熱反応を利用し、ガスタービン排ガスなどから熱回収。
・燃料の反応を複数回に分け、燃焼による有効エネルギーの損失を低減。
・吸気冷却などによる圧縮機動力の低減
・ブレイトンサイクルとランキンサイクルを統合することにより、排ガス損失を無くすとともに、熱交換に伴うロスを低減。

これらを見ると、高効率化には、燃焼および熱交換に伴う有効エネルギー損失の低減と、排ガスロスなど熱ロスの低減という、２つのアプローチがあることが分かる。

次に、図２に示す単純な再生サイクルを用いて、どのようなパラメータが高効率化に有効かを検討する。なお、ここでは、下記の設定値を用いた。

・燃焼器、熱交換器の圧力損失：入口圧力の 5%
・タービン断熱効率：92%
・圧縮機断熱効率：88%
・熱交換器最低温度差：20K
・機械効率：99%
・発電機効率：97.5%
・空気条件：25℃、大気圧、乾燥空気
・燃料：メタン 100%

図３に、燃焼器入口温度 600℃以下という条件のもとで、タービン入口圧力を 3bar から 20bar まで変化させ、各圧力で発電効率が最高となるポイントのタービン入口温度と効率の関

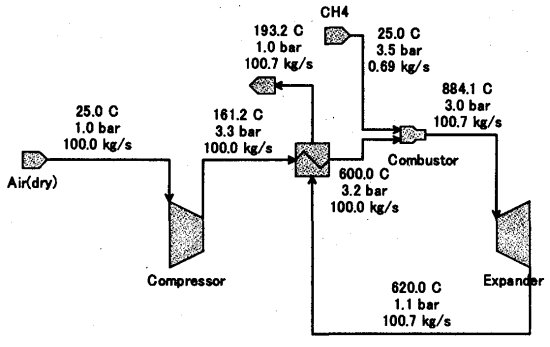


図 2 再生ガスタービンサイクル

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

係、および、タービン入口圧力を 3bar に固定して、燃焼器入口温度を 600℃から 900℃まで変化させた場合のタービン入口温度と効率の関係を示す。

燃焼器入口温度を固定した場合、タービン入口温度 1250℃近辺で効率はピークとなり、それ以上では、低下することが分かる。一方、圧力を固定した場合は、温度が温度の上昇と共に急激に効率は上昇する。なお、ここでは排ガスからの熱回収を考慮していないが、排ガス温度は 200℃から 500℃程度であり、タービン入口温度の上昇による排ガス温度の上昇幅は、燃焼器入口温度固定の場合で約 55%、圧力固定の場合では約 4%であり、排ガス損失の低減が非常に有効であることが分かる。

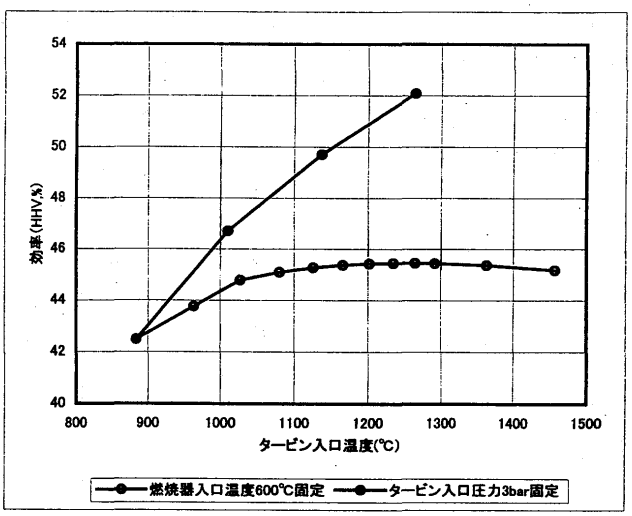


図 3 タービン入口温度と効率の関係

3.2 燃料電池を用いた高効率発電システム

次に、燃料電池を用いた場合の効率について、検討を加える。ここでは、システムを単純化して考えるため、固体電解質型燃料電池（SOFC）を用いたシステムを取り上げ、前節の検討結果をもとに、排ガス損失を出来る限り低減する方向でシステムの設計を行なった。図 4 に今回検討したシステムの構成を示す。NOx の生成を避けるためと、将来、二酸化炭素の回収に容易に対応できるようにすることを目指し、酸素吹きのクローズドサイクルとした。

酸素とメタンを当量比で供給し、メタンはS／C（蒸気炭素比）が 3 になるように加湿した上で SOFC モジュールへ供給する。SOFC モジュールから出たガスは燃焼器で完全燃焼した後、タービンで膨張し、メタンへ添加する蒸気を発生するための熱交換器を経て、低圧タービンで真空まで膨張し、復水器へ入る。復水器では、非凝縮ガスを大気圧まで圧縮して抜き取るとともに、凝縮水を加圧し、一部をメタン加湿用に用いるものとした。なお、SOFC モジュール内では、図 5 のように出入り口のガス同士を熱交換させるとともに、出口ガスを入口側へリサイ

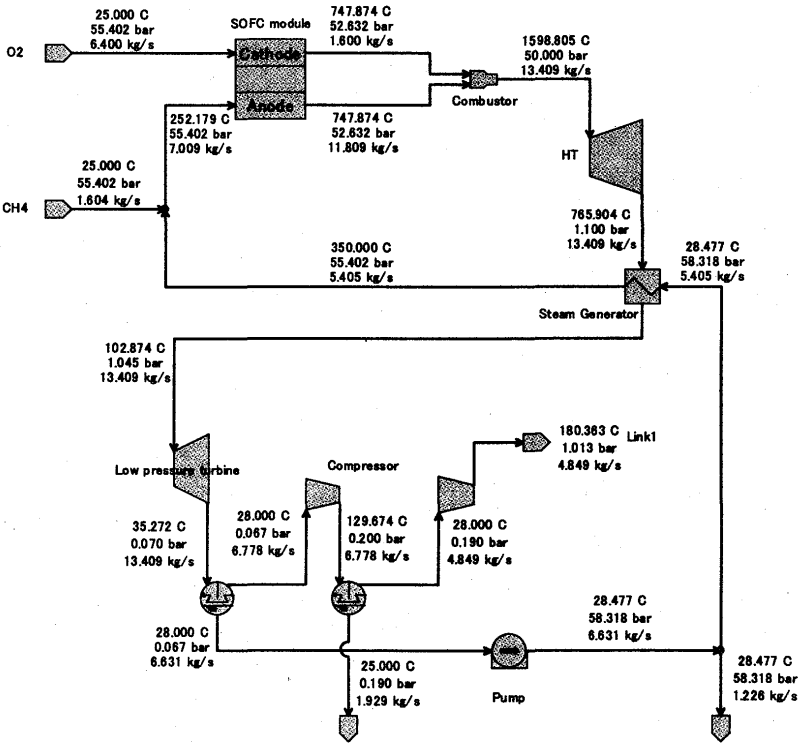


図 4 SOFC を用いたシステム

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

クルすることで、モジュールへ供給するガスの温度によらず、電池運転温度を一定の範囲内に収めるようにして計算した。

表１に設定条件を示す。ここでは、タービンの冷却を計算に入れていないが、回収式の冷却を行なう場合には、燃料加湿用蒸気の過熱を、蒸気発生器でなく、タービンからの熱回収で賄うことで、効率の低下を最小限に抑えることが可能であり、また、オープン冷却に関しても、蒸気発生器におけるピンチポイント温度差が 70℃以上あるので、ここで、冷却用の蒸気を発生させることが可能であり、この場合も、全体の効率への影響は小さいと考えられる。

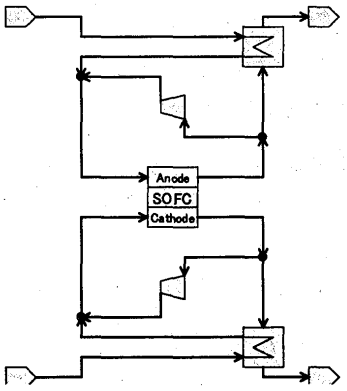


図 5 SOFC モジュール

計算結果を表２に、熱物質収支を表３に示す。この結果、熱効率は発電端で 73%(HHV)、送電端でも 63%と、非常に高い値となった。上述のように、冷却等を考慮しても,効率の低下は小さいと考えられるので、より、詳細な条件下における検討を行なっても送電端効率で 60%を達成する可能性は十分にあると考えられる。

表１　計算条件

項目		値	備考
SOFC	単セル電圧	0.7V	文献 8)の値を参考
	燃料利用率	75%	
	平均運転温度	1000℃	
	供給燃料 S/C	3.0	
	放熱ロス	4%	供給ガス顕熱の 4%
	圧力損失	5%	
燃焼器	出口温度	1700℃以下	文献 1)、3)を参考
	圧力損失	5%	
	燃焼効率	100%	
断熱効率	高温タービン	92%	
	低圧タービン	88%	
	圧縮機	85%	
	ポンプ	80%	
供給ガス条件	燃料組成	CH4 100%	
	酸化剤組成	O2 100%	
	温度／圧力	25℃／60bar	液体で加圧
所内動力	酸素製造動力	0.5kWh/Nm3	(約 44kJ/mol)
	その他動力	発電出力の 1%	

表２　計算結果

項目	値	単位
熱落差		
高温タービン	24.166	MW
低圧タービン	3.7541	MW
圧縮機1	−0.857	MW
圧縮機 2	−0.744	MW
ポンプ	−0.049	MW
機械損失	−0.26	MW
発電機損失	−0.39	MW
SOFC 発電出力	40.52	MW
インバータロス	−0.81	MW
合計	65.332	MW
燃料入熱(HHV)	89.05	MW
発電端効率(HHV)	73.369	%
酸素製造動力	8.7936	MW
その他動力	0.6533	MW
送電端出力	55.885	MW
送電端効率(HHV)	62.76	%

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

表3　熱物質収支

位置	燃料加湿蒸気	供給燃料	燃焼器出口	タービン出口	供給酸素	カソード排ガス	アノード排ガス	アノード供給ガス	低圧タービン入口	低圧タービン出口
温度(℃)	350	25	1598.8	765.9	25	747.87	747.87	252.18	102.87	35.272
圧力(bar)	55.402	55.402	50	1.1	55.402	52.632	52.632	55.402	1.045	0.07
質量流量(kg/s)	5.4046	1.6043	13.409	13.409	6.3997	1.5999	11.809	7.0089	13.409	13.409
モル流量(mol/s)	300	100	600	600	200	50	600	400	600	600
組成(mol%)										
O2	0	0	0	0	100	100	0	0	0	0
H2	0	0	0	0	0	0	14.242	0	0	0
CO2	0	0	16.667	16.667	0	0	14.242	0	16.667	16.667
CO	0	0	0	0	0	0	2.4242	0	0	0
H2O	100	0	83.333	83.333	0	0	69.091	75	83.333	83.333
CH4	0	100	0	0	0	0	0	25	0	0
H2O 乾き度	0	–	1	1	–	–	–	0.971	1	0.8886
顕熱(MW)	16.515	0.1493	64.572	40.405	0.0537	1.2113	16.547	16.664	24.564	20.81
発熱量(MW)	0	89.046	0	0	0	0	28.557	89.046	0	0
総熱量(MW)	16.515	89.195	64.572	40.405	0.0537	1.2113	63.36	105.71	24.564	20.81

位置	復水器出口	排ガス	復水器出口	加圧ポンプ出口	排水	循環水	二段目圧縮機入口	一段目圧縮機出口	中間冷却器排水
温度(℃)	28	180.36	28	28.477	28.477	28.477	28	129.67	28
圧力(bar)	0.0665	1.013	0.0665	58.318	58.318	58.318	0.19	0.2	0.19
質量流量(kg/s)	6.7778	4.8488	6.6308	6.6308	1.2262	5.4046	4.8488	6.7778	1.929
モル流量(mol/s)	231.93	124.86	368.07	368.07	68.065	300	124.86	231.93	107.08
組成(mol%)									
O2	0	0	0	0	0	0	0	0	0
H2	0	0	0	0	0	0	0	0	0
CO2	43.116	80.09	0	0	0	0	80.09	43.116	0
CO	0	0	0	0	0	0	0	0	0
H2O	56.884	19.91	100	100	100	100	19.91	56.884	100
CH4	0	0	0	0	0	0	0	0	0
H2O 乾き度	1	1	0	0	0	0	1	1	0
顕熱(MW)	6.168	1.9885	0.7784	0.8269	0.1529	0.674	1.2448	7.025	0.2023
発熱量(MW)	0.00	0	0	0	0	0	0	0	0
総熱量(MW)	6.17	1.9885	0.7784	0.8269	0.1529	0.674	1.2448	7.025	0.2023

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

4．まとめ

ガスタービンの高効率化方策についての検討をもとに、燃料電池を高温ガスタービンのトッピングとして用いたシステムを考案し、熱効率解析の結果、発電端効率がHHV基準で73.4%、低位発熱量基準では81.4%となり、非常に高い効率を達成できる可能性があることが分かった。現在のところ、未だ粗検討の段階ではあるが、本システムは、高効率化が可能であるばかりでなく、酸素で燃料を完全燃焼させるため排ガス中から容易に二酸化炭素を回収可能であるなど、将来の発電システムとして、非常に魅力的なものである。今後、高温ガスタービンの研究開発状況や、燃料電池の研究開発状況を見つつ、より詳細な検討を加え、実現可能性を判断して行きたい。

参考文献

1) NEDO、水素利用国際クリーンエネルギー技術（WE-NET）サブタスク8　水素燃焼タービンの研究開発(1)最適システムの評価　平成8年度委託業務成果報告書

2) 森塚ら、水素燃焼タービン発電システムの検討、電力中央研究所研究報告(W94022)、(1995)

3) 二酸化炭素回収対応クローズド型高効率ガスタービンの研究　平成11年度委託業務成果報告書

4) I. G. Rice: Split Stream Boilers for High-Temperature/High-Pressure Topping Steam Turbine Combined Cycles, Transaction of ASME, Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, Vol.119(1997)

5) 荒木ら、将来の高効率蒸気サイクルに関する調査研究分科会成果報告書、日本機械学会（1999）

6) A. D. Rao et al., A Comparison of Humid Air Turbine(HAT) Cycle and Combined-Cycle Power Plants, EPRI Report, IE-7300(1991)

7) NEDO、分散型電源としての高効率ガスタービンシステム実用化可能性調査報告書（1995）

8) NEDO、固体電解質型燃料電池の研究開発　システムの研究（システムの研究）平成5年度委託業務成果報告書(1994)

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

民間ヘリコプタ用ターボシャフトエンジンの計画から開発まで

（第２報：構造・強度・機能設計と技術実証）

＊内田　誠之（三菱重工）　三宅　慶明（三菱重工）
森下　　進（三菱重工）　當山　清彦（三菱重工）
河合　道雄（三菱重工）

１．まえがき

国内初の民間ヘリコプタ用エンジンＭＧ５シリーズの開発が行われ、平成１１年１０月から実運用が開始されている。本エンジンは昭和６２年のＭＧ５プロトタイプ開発から平成５年の実験機用ＭＧ５－１０，平成７年から開始されたＭＨ２０００ヘリコプタ用ＭＧ５－１００、－１１０へと引き継がれ、平成９年６月に－１００型、平成１１年４月に－１１０型の民間航空機用エンジンとしては我が国初の運輸省型式承認が発行され、実用化に至ったものである。

前報では、ＭＧ５シリーズエンジンの全体及び主用要素の性能を中心に、その技術動向、空力設計、試験結果等について紹介したが、本報ではその後編として構造、強度、機能を中心に最適化検討、設計、試験結果、更には型式承認取得の為の技術実証等について述べる。

２．エンジン全体構造

2.1　エンジン形式・構造の動向

小型エンジンの圧縮機、燃焼器、高圧タービン、出力タービン、減速機等の主要要素の配置をどうするかは、エンジンの構造設計の出発点である。最近の大型エンジンのように前方からの空気、ガスの流れに従い　ファン、圧縮機、燃焼器、等等のように順に配列するのが最も素直な考えであるが、歴史的に見て初期の小型エンジン（出力１０００馬力クラス以下）では必ずしも流れに沿った配列が行われていない。現在でも多数運用されているヘリコプタ用エンジンの中にも初期の開発であるエンジンについては図１のａ，ｂの形式が採用されており、最近になって開発されたエンジンになってようやく流れに沿った図１のｃの形式が採用されるようになっている。

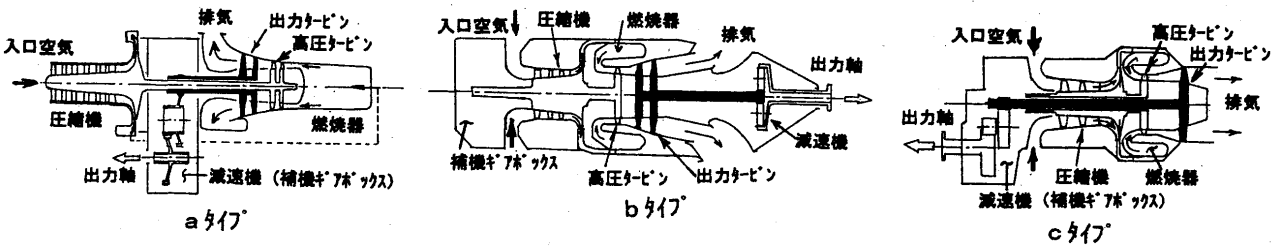


図１　各種エンジン形式

これは恐らく初期の段階においては、小型エンジンの圧縮機、タービン等の材料強度が十分高くなく、又設計技術においても有限要素法等精密な解析手法が無かった時代の開発である為、強度的により安全な方策を採った為と推定される。つまりエンジンの強度設計においては先ず、①：より良い性能を狙い圧縮機圧力比を高く採る為に、回転数は極力高く設定したい。②：その結果圧縮機、高圧タービン（コア）の応力が増大する為、設計寿命に制約が出る（材料強度限界）。③：材料強度の限界を超えそうな場合は、図１のａのように回転は下げ圧縮機の段数を増やして圧力比を確保す

第１５回ガスタービン秋季講演会
講演論文集，2000.11，（北九州）
Download service for the GTSJ　via 216.73.216.124, 2025/08/23.

ると共に、タービンも段数を増やして空力負荷を減らして効率低下を防止する方法、又は図１のｂのようにコアの圧縮機、タービンはセンタ穴（ボア）の無い中実ディスクを採用し、出力タービン軸はコアと逆の方向に取り出す方法とがある。

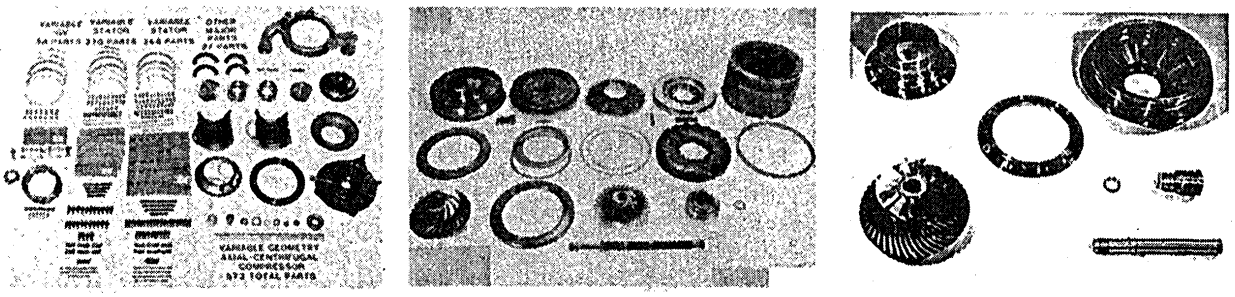
ただヘリコプタの場合、エンジンはメインロータのトランスミッションの後方に設置する場合が殆どであり、その為に出力はエンジン前方から取り出す必要があり、ａの形式ではこれに対処する為圧縮機と高圧タービンの中間に出力タービンと減速機を配置（米アリソン社の２５０シリーズエンジン）、またｂの形式ではエンジン全体をガス流れと逆配置にして出力を前方から取り出す（加ＰＷＣ社ＰＴ６シリーズエンジン）、あるいは出力タービンの後方に減速機を置きエンジン軸と平行な特別の出力軸を設置（仏ツルボメカ社アリエールシリーズエンジン）、のように特殊な方策を採り構造的に複雑な形式となっている。

最近の開発エンジンでは、材料強度の向上、強度解析技術の飛躍的な進歩、更には製造技術の進歩等により、より高い構造応力の設定が可能になり、その結果コアのセンタを出力タービン軸が貫通し、前方の減速機に出力が伝達される図１のｃの形式が採用されるようになって来た。

ＭＧ５シリースエンジンにおいては、前報で述べた如く圧力比１１：１の高圧力比単段遠心圧縮機を採用する事とした為、ロータの遠心応力はかなり高く、ｂ形式とｃ形式のトレードオフ検討を綿密に行い最終的にｃ形式を採用した。

2.2　部品点数

エンジンに限らず機械を構成する部品の点数は、少ないに越した事は無い。それは製造コストに直結するのみでなく、整備性の向上、更には故障確率の減少（信頼性の向上）に繋がるものだからである。ＭＧ５エンジンの場合最大の特徴である高圧力比単段遠心圧縮機を採用した事により部品点数は大幅に削減ができた。圧縮機について図２ａ、ｂ、ｃに夫々軸流６段＋遠心１段、遠心２段（Vertiflite、Vol.35、No.4 p.59による）及びＭＧ５（遠心１段）の部品点数の比較を示す。それぞれ５２７点、20点、７点と大きな相違があることが分かる。



ａ軸流６段＋遠心１段：５２７点　　ｂ遠心２段：２０点　　ｃ遠心１段：７点

図２　圧縮機部品点数比較

2.3　最終形態と主要材料

以上のエンジン全体構造の動向に基づく最適化検討の結果として、ＭＧ５シリーズエンジンの基本構造が決定されたが、構造検討においては運用に当たっての整備性についての検討も重要であり、その基本として本エンジンでは所謂モジュール構造の概念が導入されている。つまりエンジン全体をコアエンジンモジュール、出力タービンモジュール、減速機モジュール、及びその他の部品に分け分解，組立、等の整備の容易化を図っている（図３参照）。

構造強度設計において材料の選定は非常に大きな要素を占めるが、航空機用材料は我が国においては残念ながら独自仕様のものは殆ど無く、米国を中心にした航空用材料スペックを採用するのが

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.124, 2025/08/23.

大部分である。ＭＧ５エンジンにおいても、ＭＩＬ，ＡＭＳ等の材料を使用しているが、主要部品の材料を表１にまとめて示す。

表１　主要材料

ＮＯ	部品名称	材料
1	インペラ	Ti-6246
2	高圧タービン動、静翼	MM247DS
3	高圧タービンディスク	Inco718
4	出力タービン動、静翼	Inco713c
5	出力タービンディスク	Inco718
6	出力タービンシャフト	17-22A
7	ミッドフレーム	Inco713c
8	燃焼器ﾗｲﾅ	Hastelloy-X
9	フロントフレーム	Al-6061
１０	減速機ケース	Al-356
１１	アウターケース	Inco625
１２	ディフーザ	Inco625

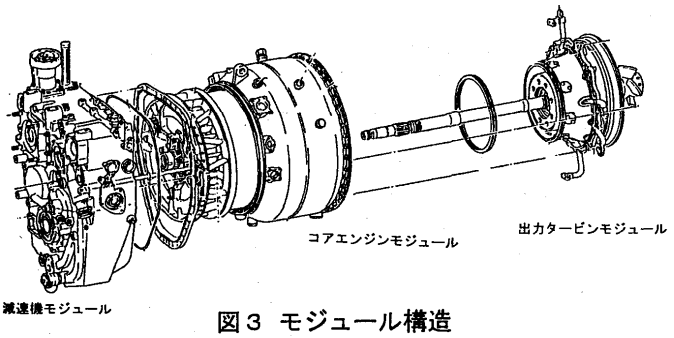


図３　モジュール構造

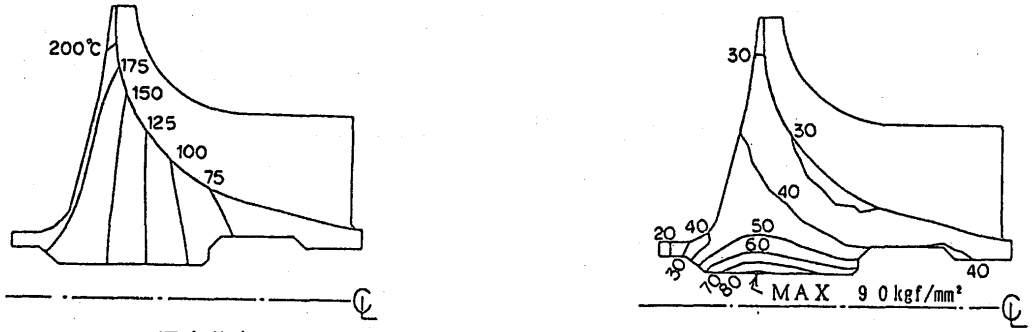
３．エンジン要素構造強度設計

3.1　圧縮機・タービンディスク構造強度設計

エンジンのサイクル寿命を支配する圧縮機、タービンのディスク強度設計は、圧力比、タービン入口温度、各効率等性能面の条件を満たしつつ、必要な寿命を確保できるよう材料、形状、回転数（周速）、温度・応力分布、等の繰り返し解析であり、場合によっては性能値の見直しも伴う手間の掛かる検討が必要である。又特に高温になるタービンについては、始動・停止条件を含んだ非定常の解析により、低サイクル疲労（LCF）寿命の推定も非常に重要な課題となる。

(1)　圧縮機インペラ

ＭＧ５の圧縮機インペラは、１１：１という高い圧力比を実現しつつ、高圧力比に伴う効率低下を極力抑えるべく大きなバックワード角度をつけたため、必要な周速は約７００ｍ弱という高いものになっている。また圧力が高い分、出口温度も４００℃を超える為、比強度の高いチタン合金の中でも特に高温強度の高い材料を選定した。図４ａ、ｂにインペラの温度・応力分布を示す。



ａ温度分布　　ｂ応力分布

図４　圧縮機インペラ温度、応力分布

(2)　タービンディスク

タービンの場合は、ディスクのＬＣＦ寿命と共に、動翼のクリープ寿命もエンジン寿命の１つとして検討する必要があり、両方を睨みながらの解析サイクルが行われる。また回転体としての遠心応力の他に、動翼が高温ガスにさらされるためディスク内部の温度勾配がきつく、大きな熱応力が発生する。また動翼を所謂クリスマスツリーでディスクに植え込む方式を採用した為、動翼とディスクの接合部の応力解析や寿命推定も重要な要素となっている。ここでは、始動・停止の運転条件を想定した結果、始動後約８０秒で応力が最大になる時点での、高圧タービンディスク温度・応力の解析結果を図５ａ、ｂに示す。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

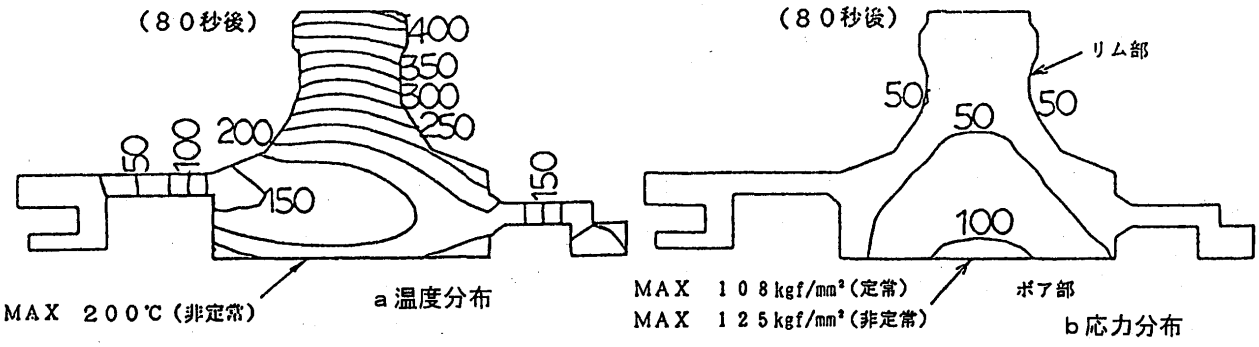


図５ 高圧タービンディスク温度、応力分布

3.2　タービン翼冷却設計と試験結果

ＭＧ５シリースエンジンでは、高出力、高性能を狙うと共に、将来の出力グロースの余裕を確保する為、高圧タービンは空冷の動静翼を採用した。動翼は、高さ、翼弦長共２０mmそこそこの小型動翼であり、翼の厚さの限界から十分大きな冷却構造が出来ない為、翼根から導入された冷却空気を翼弦方向に３部屋に分けそれぞれ翼端から排出する方式とした。又静翼は枚数が少なく比較的翼厚みも確保できる事から、冷却空気は前縁部でリターンフローとし、後縁手前の腹部から排出する方式とした。いずれにしろ小型翼の為、大きな冷却効率は期待できず、また解析計算での推定にも限界があるため、動翼･静翼夫々について翼列試験により翼外表面の熱伝達率、内部冷却部の冷却効率を測定した。図 6ａ、ｂに表面熱伝達率、図７ａ、ｂに冷却効率の推定計算と試験結果を比較して示す。冷却効率は動翼で 0.2～0.3、静翼で 0.4～0.5 という結果であった。

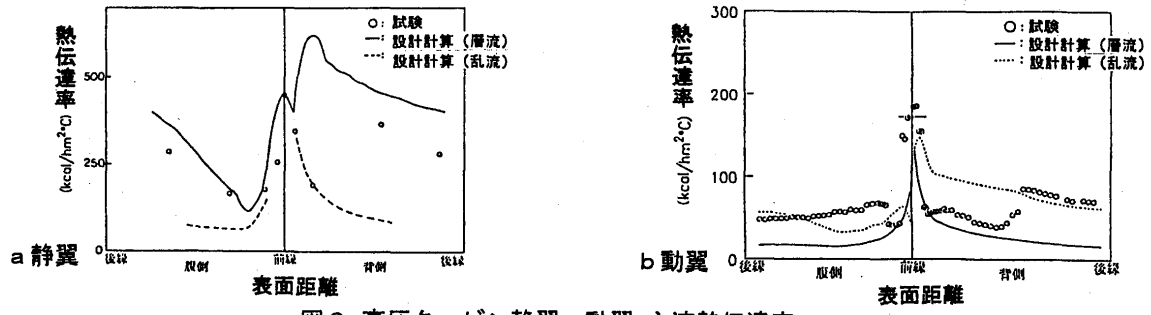


図６ 高圧タービン静翼、動翼 主流熱伝達率

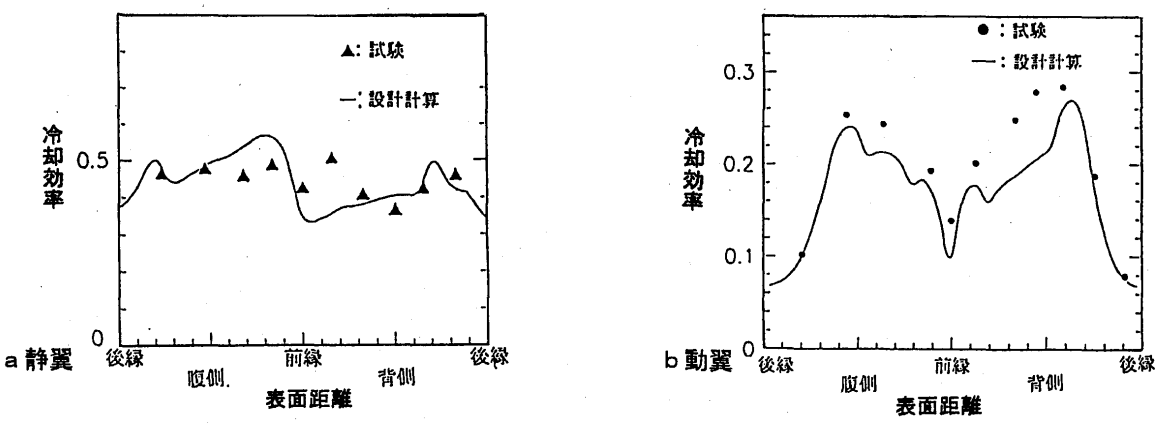


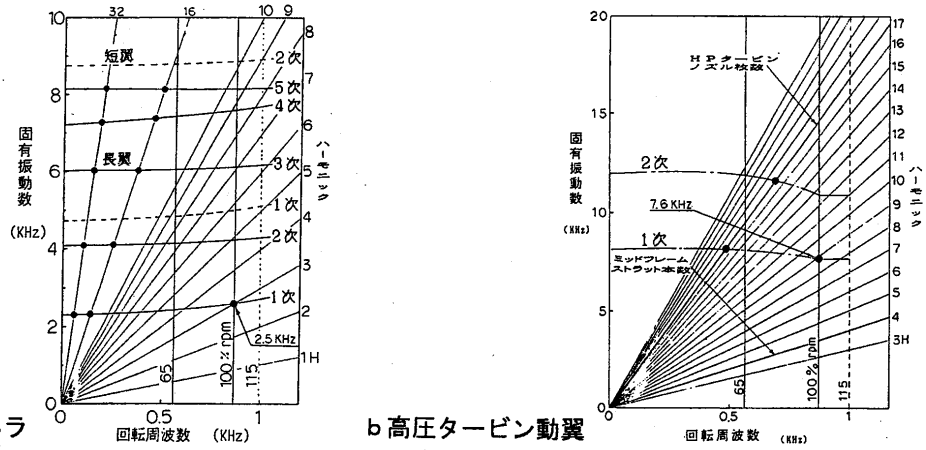
図７ 高圧タービン静翼、動翼 内部冷却効率

3.3　圧縮機・タービン翼振動

構造強度解析のもう１つの重要な部分が、圧縮機、タービンの動翼振動解析である。翼夫々の固有振動数を解析にて求め遠心力による補正、タービンの場合は更に高温化によるヤング率変化の補

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

正を加え、キャンベルダイヤグラム上で各翼の上流にあるストラット、静翼による励振の有無を検討した。図 8 に圧縮機インペラ翼（長翼、中間翼）、高圧タービン動翼のキャンベルダイヤグラムを示す。作動範囲である６５%から１００%rpm にて、大きな共振の可能性の無い事を確認した。



a 圧縮機インペラ　　b 高圧タービン動翼

図８ キャンベル線図

４．航空エンジンとして必要な構造強度

一般に高速回転体は、その質量と回転速度の相乗効果から非常に大きな回転エネルギーを有しており、破損が生じた際にはその影響は甚大なものとなる。特に航空エンジンにおいては、人命に直結するものであるため、強度上の安全確保は設計、製造上最も重要な項目となる。

前項においては、プロトタイプエンジンの定常作動（回転数１００%）での設計結果を示したが、ここでの検討対象は何らかの異常発生時を想定したものであり、回転数も使用上許される許容範囲の最大値がそのベースとなる。ＭＧ５－１００，－１１０エンジンにおいては、高圧軸（圧縮機、高圧タービン）の回転数は、最大許容定常回転数を１０３%、最大許容非定常（過渡）回転数を１０６%、また出力タービン軸の最大許容定常回転数を１０５%、最大許容非定常回転数を１２１%と設定した。特に出力タービンは所謂フリータービンであり、通常作動においてもある程度の過回転は発生する為、高目の設定となっている。表２に各動翼、ディスクの解析結果をまとめて示す。

4.1　過回転、過昇温

何らかの原因で過回転、又は過昇温が発生した場合、航空エンジンでは夫々最大許容定常回転数の１１５%、又は最大許容定常温度の＋４５℃での５分間作動に耐えることが要求される。

本エンジンの場合、過回転では最大許容温度で圧縮機インペラ、高圧タービンが１１８%、出力タービンが１２１%、また過昇温では最大許容回転数で＋４５℃での運転で、永久変形の無い事が解析計算、エンジン試験で実証された。

4.2　ディスク破断

ディスク破断は、回転体の事故の中でも最悪の事態となり得る為、絶対に発生させてはならない事象である。従ってディスク破断の発生する回転数は、動翼飛散の発生する回転数より上になるよう強度設計を行う必要がある。また航空エンジンの各種規定でも最大許容定常回転数の１２２%以上になるよう設計する事が要求される。

従って本エンジンでは、圧縮機インペラ、高圧タービンが１２６%、出力タービンが１２８%までは破断しない設計としており、解析計算、単体スピン試験で実証を行った。

4.3　動翼コンテインメント

上記の通り万が一の時には、ディスクよりも先に動翼が飛散する設計とするため、ケーシング側では飛散動翼がエンジン外部に飛び出さないようコンテインする事が必要である。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

本エンジンではより安全サイドの最大許容非定常回転数で動翼が飛散した場合、そのエネルギを十分吸収できるようケーシングの設計を実施した。高圧タービン、出力タービン共解析計算で、更に出力タービンについてはリグ試験により実証されている。

表２　構造･強度サマリ

部品名	項目	回転速度	マージン
インペラ	過回転	１１８%	１６２%
	バースト	１２６%	１６９%
高圧ﾀｰﾋﾞﾝ動翼	過回転	１１８%	１９９%
	過温度(+45℃)	１０３%	１４６%
高圧ﾀｰﾋﾞﾝ ディスク	過回転	１１８%	１３６%
	過温度(+45℃)	１０３%	１７７%
	バースト	１２６%	１４１%
出力ﾀｰﾋﾞﾝ動翼	過回転	１２１%	１２１%
	過温度(+45℃)	１０５%	１６０%
出力ﾀｰﾋﾞﾝ ディスク	過回転	１２１%	１４５%
	過温度(+45℃)	１０５%	１９１%
	バースト	１２８%	１３０%
高圧ﾀｰﾋﾞﾝｹｰｽ	ｺﾝﾃｲﾝﾒﾝﾄ	１０６%	１２５%
出力ﾀｰﾋﾞﾝｹｰｽ	ｺﾝﾃｲﾝﾒﾝﾄ	１２１%	１１０%

表３　型式承認　エンジン試験項目

Ｎｏ	エンジン試験項目
１	高空試験
２	ディストーション試験
３	振動試験
４	高温･低温試験
５	過温度試験
６	過回転試験
７	水吸込試験
８	鳥・氷・雹吸込試験
９	１５０Ｈｒ耐久試験
１０	電力遮断試験
１１	アイシング試験
１２	初期整備点検（ＩＭＩ）試験
１３	代替燃料試験

５．構造・強度、耐久性・耐環境性等の実証方法と結果

5.1　実証方法と試験項目

型式承認を得るには、耐空性審査要領（FAR Part33 と同等）に基づき、必要な項目の実証を行う必要がある。その方法は解析、試験の組み合わせになるが、本エンジンについて実際にエンジン試験として実施した項目を表３に示す。その他に部品として実施した項目もあるが省略する。

制御に付いては、本エンジンでは 2 重冗長系の完全な電子制御（FADEC）となっているが、そのハード、ソフトの信頼性確保の為、航空機搭載品として単体による確認試験を実施し、エンジンと同様耐空性が実証されている。表４にＦＡＤＥＣの機能一覧を示す。

5.2　実証結果とエンジン作動領域

実証項目には性能もあるが、基本的には安全性を確保する為の機能、強度が中心になっている。又航空機用としての高度、温度等の耐環境性項目も当然の事ながら含まれており、その全体の実証結果として型式承認が発行されたものである。表５に本エンジンの作動領域を示す。

表４　ＦＡＤＥＣ機能

機能		機能	
主要制御	ＶＩＧＶ制御	1 fail operative, 2 fail safe ・二重系の片側故障の場合、残りチャンネルで制御継続 ・二重系の両方故障の場合、直前状態で出力を固定	
	出力軸回転制御		
	加速･減速制御		
	リミッタ機能		
	始動制御		
	停止制御		
機体とのﾏｯﾁﾝｸﾞ	ﾄｰｼｮﾅﾙｽﾀﾋﾞﾘﾃｨ	ﾊﾞｯｸｱｯﾌﾟ	吹消え再着火
	トルクバランス		加速サージ回避
通信	エンジン間通信	信頼性	二重冗長管理
	ＧＳＥ通信	整備性支援	整備性ﾃﾞｰﾀ管理
	外部通信	その他	OEI ﾄﾚｰﾆﾝｸﾞﾓｰﾄﾞ

表５　エンジン作動範囲

項目	範囲
高度	０～１５，０００Ft
速度	０～０．３マッハ
温度	－３５～ＩＳＡ＋３０℃
高圧軸回転速度	最大許容定常：１０３%
	最大許容過渡：１０６%
出力軸回転速度	最大許容定常：１０５%
	最大許容過渡：１２１%
	MH2000 用では 5700(94%) 5130(85%) rpm の 2ﾓｰﾄﾞ
潤滑油温度	－３５～１０５℃
燃料温度	－３５～　５７℃

６．結論

長期間に亘るヘリコプタ用エンジン開発の中で得られた技術内容に付き、前報では性能を中心に、本報では機能、強度を中心に紹介した。国内初という項目も多々あり、それなりに意義の深いものであると考えるが、日本の民間航空はまだまだ世界に遅れをとっていると言わざるを得ず、各分野での今後の自主開発努力に期待したい。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

高温セラミック水素分離膜を用いた水素分離型ＩＧＣＣ発電システムの性能解析

*森塚秀人、幸田栄一（(財) 電力中央研究所）

まえがき

石炭は最も豊富で世界中に広く分布する化石エネルギーであるが、灰、硫黄、多くの炭素が含まれているため、環境影響、温室効果ガス排出という問題が生じる。京都で開催されたＣＯＰ３では、わが国は2010年までに温室効果ガスの排出量を1990年から6%削減する排出目標値が決められた。そのため、何らかの方法でCO_2を回収する石炭焚き火力発電プラントの開発が必要となる。

高温セラミック水素分離膜は近年研究が進められており、実用に近い水素分離率が得られている。本報告では高温セラミック水素分離膜を用いて、石炭ガス化複合（ＩＧＣＣ）発電システムの生成ガスから水素を抜き出し、高濃度のCO_2を直接回収する水素分離型ＩＧＣＣ発電システムを提案し、その性能解析を行った。この水素分離型ＩＧＣＣ発電システムが実現すれば、少ない効率低下でCO_2をほぼ全量回収することが可能になるものと期待できる。

１．２段噴流床ガス化炉のガス化反応について

ＩＧＣＣの性能を求めるためには、構成要素であるーガス化設備、ガス精製設備、ガスタービン複合発電設備の熱物質収支を計算する必要がある。ここでは２段噴流床ガス化炉のガス化反応について示す。

石炭は組成式 $C_{18}H_hO_o$ と水分、灰分に簡単化した。元素分析より h、o は $h=18\times12.011/1.008\times r_H/r_C$、$o=18\times12.011/15.999\times r_O/r_C$、組成式量 m_C、水分量 m_W、灰分量 m_A は、$m_C=18\times12.011+h\times1.008+o\times15.999$、$m_W=m_C\times r_W/(r_C+r_H+r_O)$ 、$m_A=m_C\times r_A/(r_C+r_H+r_O)$、$m_C$ g の $C_{18}H_hO_o$、m_A g の灰分と m_W g の水分を含む石炭全体の重量は $m_{CL}=m_C+m_A+m_W$ (g/mol) となる。石炭の高位発熱量 Q_H (kJ/kg)より、組成式 $C_{18}H_hO_o$ の発熱量 Q_C は、$N_{CL}=1000/m_{CL}$ として $Q_C=Q_H/N_{CL}$ (kJ/mol)と求まる。標準生成熱 Q_S は、石炭の燃焼反応式、

$C_{18}H_hO_o+\nu o^*O_2\rightarrow18CO_2+h/2H_2O+Q_C$：ここで　$\nu o^*=(36+h/2-o)/2$　(1)

より、$Q_S=Q_C-393.7\times18-286\times h/2$ (kJ/mol)と求まる。

表１に平均的な瀝青炭性状を示す。

表１　瀝青炭性状

元素分析			B　炭
炭素	r_C	wt %	68.8
水素	r_H	wt %	5.1
酸素	r_O	wt %	10.2
水分	r_W	wt %	4.6
窒素	r_A	wt %	1.2
硫黄	r_A	wt %	0.6
灰分	r_A	wt %	9.5
計		wt %	100.
固定炭素	F_C	wt %	44.
揮発分	V_M	wt %	42.
燃料比	F_C/V_M	-	1.
高位発熱量	Q_H	kJ/kg	28,170
組成式			$C_{18}H_{16}O_2$
組成式量	m_{CL}	g/mol	314.
モル発熱量	Q_C	kJ/mol	8,850
標準生成熱	Q_S	kJ/mol	-510
灰溶融温度		℃	1,450

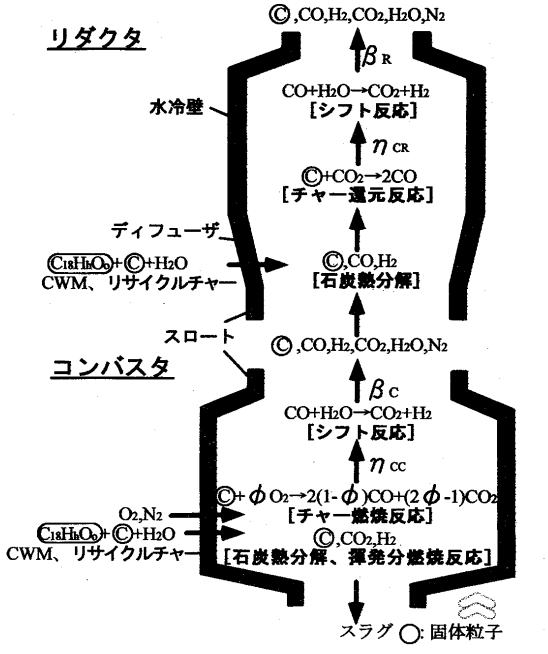


図１　２段噴流床ガス化炉ガス化反応モデル

第１５回ガスタービン秋季講演会
講演論文集，2000.11，(北九州)

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

噴流床ガス化炉は灰を溶融して排出するが、２段噴流床ガス化炉は炉を上下２段にして、石炭は上下に分けて供給するが、ガス化剤はコンバスタと呼ぶ下段にのみ供給することにより下段の温度を高くし、逆にリダクタと呼ぶ上段の温度は低くする。この効果により、少ない酸素でコンバスタ内を温度にでき、ガス化効率を改善できる。

このガス化反応を記述するために、２つの領域において石炭熱分解、チャーガス化反応、シフト反応を考慮した２段噴流床ガス化炉ガス化反応モデルを考案した（図１参照)。

石炭熱分解

石炭熱分解は、石炭が瞬時に昇温されて揮発分と炭素と灰を含むチャー粒子に変化する反応である。コンバスタでは可燃成分は全て燃焼し水蒸気とＣＯ$_2$、リダクタでは水素とＣＯになると仮定した。

コンバスタ

$C_{18}H_hO_o+\nu_{OC}O_2 \rightarrow \nu_C C+(18-\nu_C)CO_2+h/2H_2O+Q_{PLC}$、 $\nu_{OC}=(2(18-\nu_C-o)+h/2-o)/2$ (2)

$\nu_C=m_{CL}\times F_C/12.011$, F_C: 固定炭素 (重量%)、$Q_{PLC}=Q_S+393.7(18-\nu_C)+286h/2$ (kJ/mol)

リダクタ

$C_{18}H_hO_o+\nu_{OR}O_2 \rightarrow \nu_C C+(18-\nu_C)CO+h/2H_2$ 、$\nu_{OR}=(18-\nu_C-o)/2$、$Q_{PLR}=Q_S+110.6(18-\nu_C)$ (3)

チャーガス化反応

チャーガス化反応は、チャー中の炭素がＣＯ、ＣＯ$_2$になる反応であり、コンバスタ炭素転換率η_{CC}とリダクタ炭素転換率η_{CR}を定義する。

コンバスタ

$C+\nu_O O_2 \rightarrow 2(1-\phi)CO+(2\phi-1)CO_2+Q_{CC}$、$\nu_O=\lambda_G\nu_O^*/(\eta_{CC}\times\phi(18+\nu_{CR}))$ (4)

ϕ: コンバスタ石炭分配率, ν_{CR} は(15)参照、$Q_{CC}=566.2\nu_O-172.5$(kJ/mol)

リダクタ

$C+CO_2 \rightarrow 2CO-172.5$(kJ/mol) (5)

シフト反応

シフト反応は平衡と仮定し、コンバスタシフト反応率β_C,とリダクタシフト反応率β_Rを定義する。

$CO+H_2O \rightarrow H2+CO_2-2.9$(kJ/mol) (6)

以上の反応式を用いて、コンバスタ部物質収支、リダクタ物質収支は次式で記述できる。

コンバスタ

$\phi C_{18}H_hO_o+\phi\nu_W H_2O+\nu_{CR}C+\lambda_G\nu_O^*(O_2+(1-p_{O2})/p_{O2})N_2) \rightarrow (1-\eta_{CC})(18\phi+\nu_{CR})C+\eta_{CC}\alpha_C CO+\eta_{CC}(18\phi+\nu_{CR}-\alpha_C)CO_2+\beta_C H_2+(\phi(h/2+\nu_W)-\beta_C)H_2O+\lambda_G\nu_O^*(1-p_{O2})/p_{O2}N_2+Q_{MC}$ (7)

ここで $\nu_W=m_{CL}(1-d_{CWM})/18.015d_{CWM}$、$d_{CWM}$：ＣＷＭ濃度 、 p_{O2} ：酸素純度

$Q_{MC}=110.6\eta_{CC}\alpha_C+393.7\eta_{CC}(18\phi-\nu_{CR}-\alpha_C)+286(\phi(h/2+\nu_W)-\beta_C)+Q_S$

α_C, β_Cは(7)式の酸素収支(8)とシフト反応の平衡(9)より求められる。

$\beta_C=-\eta_{CC}\alpha_C+2(18\phi+\nu_{CR})+(\phi(h/2-o)-2\lambda_G\nu_O^*$ (8)

$K(T_C)=(18\phi+\nu_{CR}-\alpha_C)\beta_C/(\alpha_C(\phi(h/2+\nu_W)-\beta_C)$、$K(T_C)$：シフト反応平衡定数 (9)

リダクタ

$(1-\phi)C_{18}H_hO_o+(1-\phi)\nu_W H_2O+(1-\eta_{CC})(18\phi+\nu_{CR})C+\eta_{CC}(\alpha_C CO+(18\phi+\nu_{CR}-\alpha_C)CO_2)+\beta_C H_2+(\phi h/2+\phi\nu_W-\beta_C)H_2O+\lambda_G\nu_O^*(1-p_{O2})/p_{O2}N_2 \rightarrow (1-\eta_{CR})(18(1-\phi)+(1-\eta_{CC})(18\phi+\nu_{CR})C+(\eta_{CC}\alpha_C+\eta_{CR}\alpha_R)CO+(\eta_{CC}(18\phi+\nu_{CR}-\alpha_C)+\eta_{CR}(18(1-\phi)+(1-\eta_{CC})(18\phi+\nu_{CR})-\alpha_R))CO_2+(\beta_C+\beta_R)H_2+(h/2+\nu_W-\beta_C-\beta_R)H_2O+\lambda_G\nu_O^*(1-p_{O2})/p_{O2})N_2+Q_{MR}$

ただし、$Q_{MR}=110.6\eta_{CR}\alpha_R+393.72\eta_{CR}(18(1-\phi)+(1-\eta_{CC})(18\phi+\nu_{CR})-\alpha_R)+286((1-\phi)(h/2+\nu_W)-\beta_R)+Q_S$ (10)

α_R, β_Rは(18)式の酸素収支(11)とシフト反応の平衡 (12)より求められる。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

$$\beta_R = \eta_{CR}\alpha_R + 2\eta_{CR}(18(1-\phi)+(1-\eta_{CC})(18\phi+\nu_{CR})-\alpha_R) + h/2 \quad (11)$$

$$K(T_R) = \eta_{CR}(18(1-\phi)+(1-\eta_{CC})(18\phi+\nu_{CR})-\alpha_R)(\beta_C+\beta_R)/((\eta_{CC}\alpha_C+\eta_{CR}\alpha_R)(h/2+\nu_W-\beta_C-\beta_R)) \quad (12)$$

以上により、ガス化炉全体の物質収支は次式となる。

ガス化炉全体

$$C_{18}H_hO_o+\nu_W H_2O(lq.)+\lambda_G\nu_O^*(O_2+(1-p_{O2})/p_{O2})N_2) \rightarrow \eta_C(\alpha CO+(18-\alpha)CO_2)+\beta H_2+(h/2+\nu_W-\beta)H_2O+\lambda_G\nu_O^*(1-p_{O2})/p_{O2})N_2+Q_M、\ Q_M=110.6\eta_C\alpha+393.7\eta_C(18-\alpha)+286(h/2+\nu_W-\beta)+Q_S=Q_{MC}+Q_{MR} \quad (13)$$

α，βは(13)式の酸素収支(14)とシフト反応の平衡(12)より求められる。

$$\beta = 36\eta_C - 2\lambda_G\nu_O^* + (h/2-o) - \eta_C\alpha \quad (14)$$

(10)式と (13)式を比較することにより、リサイクルチャーに含まれる炭素量 ν_{CR} は次式となる。

$$\nu_{CR} = \eta_{CY}(18(\eta_C-\eta_{CR})-18\phi\eta_{CC}(1-\eta_{CR}))/(\eta_{CC}+\eta_{CR}-\eta_{CC}\eta_{CR})、\eta_{CY}：チャーリサイクル率 \quad (15)$$

以上のガス化炉物質収支の式に、石炭性状、運転条件、反応率等を代入すれば、ＣWM供給酸素吹きガス化炉の生成ガスが計算できる。

次に、ガス化炉廻りの熱収支を計算すると、コンバスタ、リダクタそれぞれの温度が求められる。

$$\phi H_{CWM}+H_{SCR}+H_{OX}+Q_{MC}=H_{GC}(T_C)+H_{SL}(T_C)+Q_{WC} \quad (16)$$

$$(1-\phi)H_{CWM}+H_{GC}(T_C)+Q_{MR}=H_{GR}(T_R)+H_{SCR}(T_R)+Q_{WR} \quad (17)$$

ただし、H_{CWM}：ＣWMのエンタルピ、H_{SCR}：供給チャーのエンタルピ、H_{OX}：酸素のエンタルピ、Q_{MC}、Q_{MR}：コンバスタ・リダクタ反応熱、$H_{GC}(T_C)$、$H_{GR}(T_R)$：コンバスタ・リダクタ出口ガスエンタルピ $H_{SL}(T_C)$：スラグのエンタルピ、Q_{WC} Q_{WR}：コンバスタ・リダクタ壁への伝熱量（全入熱の k_{WC}、k_{WR}）

３．水素分離型ＩＧＣＣ発電システムの構成

提案のＣWM供給酸素吹き水素分離型ＩＧＣＣ発電システムの構成図を図２に示す。水素分離型ＩＧＣＣの場合、水素含有率が高く、窒素含有率の小さい生成ガスの得られるＣWM供給酸素吹き方式が適する。本システムの特徴は、生成ガスからの水素分離率を向上させるために、シフト転換器により水蒸気、ＣＯを水素、CO_2に転換し生成ガス中の水素濃度を増加させることと、空気分離設備から副産される窒素をスイープガスとして水素分離膜の透過側に供給し、透過側の水素分圧を低くすることである。

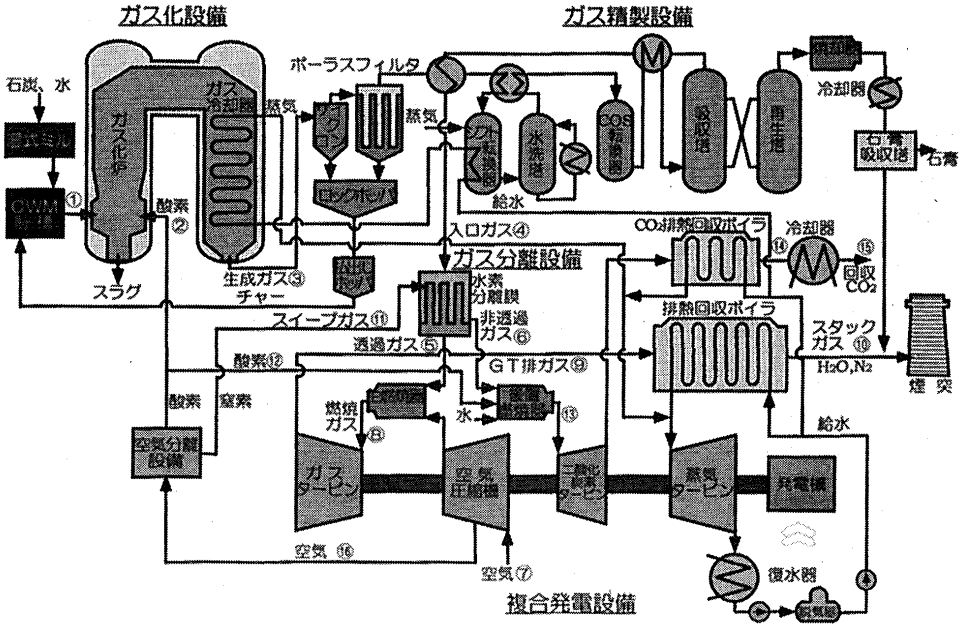


図２ 水素分離型ＩＧＣＣ発電システムの構成図

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

３．水素分離膜の計算手法について

水素分離膜の計算には図３に示す、透過側にスイープガスを供給した対向流型、並行流型水素分離膜計算プログラムを用いた。

ガスの透過量計算式は、微小膜面積 dS について

$$-dF=dG-dS\,\Sigma Q(i)/l\cdot(Ph\cdot x(i)-Pl\cdot y(i)) \quad (18)$$

となり、成分物質収支式は、

$$-dF\cdot x(i)=dG\cdot y(i)=dS\cdot Q(i)/(Ph\cdot x(i)-Pl\cdot y(i)) \quad (19)$$

となる。S：膜面積(m^2)、Q：透過係数(mol/m^2skPa)

F：供給ガス流量 (mol/sec)、G：透過ガス流量(mol/sec)

Ph：供給側圧力(Pa)、Pl：透過側圧(Pa)

x(i)：供給ガス組成、y(i)：透過ガス組成

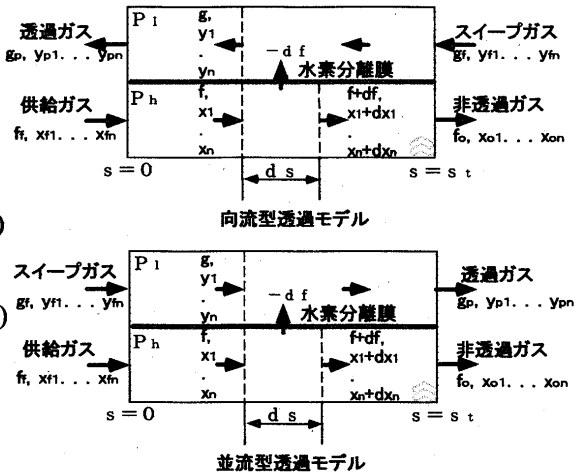


図３　水素分離膜計算の透過モデル

水素分離率：　k_{H2O}=透過ガス中の水素流量／入口ガス中の水素流量

CO_2 分離率：　k_{CO2}=透過ガス中の CO_2 流量／入口ガス中の CO_2 流量

H_2O 分離率：　k_{H2O}=透過ガス中の H_2O 流量／入口ガス中の H_2O 流量

CO 分離率：　k_{CO}=透過ガス中の CO 流量／入口ガス中の CO 流量

N_2 分離率：　k_{N2}=透過ガス中の N_2 流量／入口ガス中の N_2 流量

４．水素分離型ＩＧＣＣの運転条件について

次に、水素分離型ＩＧＣＣの熱物質収支計算を行った。

水素分離膜より前はＣWM酸素吹きＩＧＣＣ発電システムと同じである。水素分離にはガス化炉運転圧力は出来る限り高圧が望ましいが、スイープガスの効果が十分であるため、今回は 3.6MPa とした。水素分離膜以降のシステムは、水素と窒素を主成分とする透過ガスは通常のガスタービンに供給して発電を行い、排熱回収ボイラで熱回収した後、大気に放出する。ＣＯ、CO_2を主成分とする非透過ガスは後置燃焼器で純酸素により燃焼させ、高温のCO_2と水蒸気とし、CO_2タービンで動力回収を行い、CO_2排熱回収ボイラで熱回収した後、冷却して水蒸気を凝縮除去して、高濃度のCO_2を常温、常圧で回収する。今回想定した水素分離膜、ＩＧＣＣの計算条件を表２に示す。

表２　高温水素分離膜計算条件と水素分離型ＩＧＣＣ計算条件

	項　　目	条　　件
水素分離膜	水素分離膜温度	400℃
	入口圧力／出口圧力	2.8／1.6 MPa
	水素、水蒸気透過速度	5.0×10^{-4} mol/m^2skPa.
	CO,CO_2,N_2 透過速度	1.0×10^{-6} mol/m^2skPa.
	水素：CO_2 選択透過比	500：1
ガス化炉	ＣWM濃度	65 %
	ＣWM供給温度	50℃
	酸素純度	98%
	酸素供給温度	100℃
	ガス化炉圧力	3.6 MPa
	ガス化酸素比	0.427
	コンバスタ石炭分配率,	0.8
	炭素転換率	99.5 %
	ガス化炉放熱率	3 %

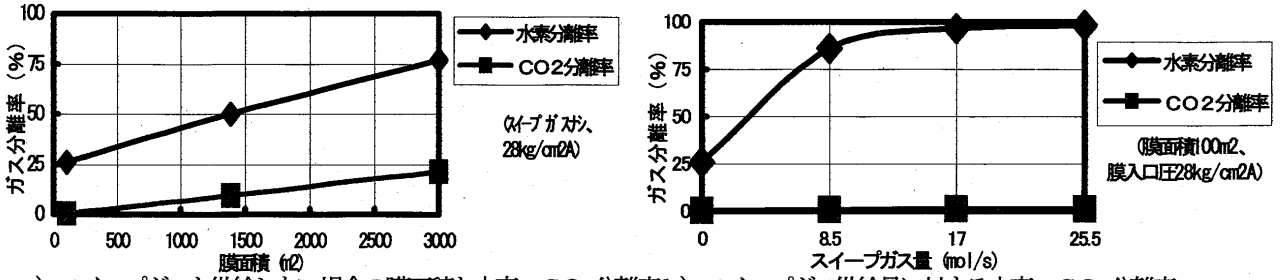
	項　　目	条　　件
C／U	脱硫温度	40℃
	脱硫率	99 %
	シフト転換器温度	150℃
G／T	圧縮機圧力比	16.0
	ガスタービン燃焼器温度	1430℃
	後置燃焼器出口温度	1000℃
	CO_2タービン圧力比	24.5
S／T	主蒸気条件	540℃／17MPa
	再熱蒸気条件	540℃／2．7MPa
	低圧蒸気条件	170℃／0．13Mpa
その他	機械効率	99.0%
	発電機効率	98.5%

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.124, 2025/08/23.

4．水素分離膜のガス分離性能について

次に、水素分離膜面積、スイープガス供給量等の条件を変化させた場合の水素分離膜の計算を行った。水素分離率、CO_2分離率の影響を図３－４に示す。

スイープガスの供給を行わない場合、膜面積との関係をａに示す。この場合は、透過側の水素分圧が高く、膜面積を大きくしないと十分な水素分離率が得られず、同時にCO_2の分離率も20%以上となる。スイープガスとして窒素を供給すると、ｂに示す通り水素分離率は向上するがCO_2分離率は小さい。水素透過速度に対する水素分離率をｃに示す。ｃおよびｄに示すとおり、向流型の水素分離膜は、並流型に比べて約30%程度水素分離率が向上する。



a）スイープガスを供給しない場合の膜面積と水素、CO_2分離率　b）スイープガス供給量に対する水素、CO_2分離率

C）水素透過速度に対する水素、CO_2分離率　d）膜面積に対する水素、CO_2分離率

図４　運転条件に対する水素分離膜の水素、CO_2分離率

３．６　水素分離型ＩＧＣＣの性能について

以上より、スイープガス17mol/s (57kg/s)供給、膜面積100m^2の向流型として、水素分離型ＩＧＣＣ発電システムの計算を行った。水素分離型ＩＧＣＣ発電システムの熱物質収支を表３、タービン軸出力、および発電端、送電端熱効率を表４、熱流れ図を図５に示す。

表３　水素分離型ＩＧＣＣ発電システムの熱物質収支

番号		1	2	3	4	5	6	7	8
項目	単位	CWM	酸素	生成ガス	入口ガス	透過ガス	非透過ガス	空気	燃焼ガス
温度	(°C)	50.	100.	480.	400.	400.	400.	15.	1428.
圧力	(MPa)	3.72	3.72	3.24	2.74	1.57	2.71	0.1	1.51
重量流量	(kg/s)	35.8	35.2	88.0	81.5	61.9	76.4	600.	376.9
H_2	(vol%)	H 3.32	0.	30.34	51.21	50.	3.55	0.	0.
CO	(vol%)	C 44.72	0.	36.23	17.79	0.22	35.19	0.	0.
H_2O	(vol%)	37.99	0.	19.19	0.03	0.03	0.0	0.2	14.84
CO_2	(vol%)	O 6.63	0.	13.57	30.44	0.37	60.2	0.	0.17
N_2+Ar	(vol%)	N 0.78	2.	0.51	0.53	49.39	1.06	78.8	75.97
O_2	(vol%)	Ash 6.18	98.	0.	0.	0.	0.	21.	9.02
H_2S	(vol%)	S 0.38	0.	0.16	0.	0.	0.	0.	0.
COS	(vol%)	(wt%)	0.	0.03	0.	0.	0.	0.	0.
発熱量	(MW)	1021.3	0.	817.7	820.1	590.	228.5	0.	0.
エンタルピ	(MW)	0.	2.8	102.6	54.0	46.8	30.4	1.8	763.7
総熱量	(MW)	1021.3	2.8	920.3	874.1	636.8	259.8	1.8	763.7

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

番号		9	10	11	12	13	14	15	16
項目	単位	GT排ガス	スタックガス	スィープガス	酸素	蒸気CO_2	蒸気CO_2	CO_2	空気
温度	(℃)	561.2	95.	400.	100.	1000.	95.	30.	238.
圧力	(MPa)	0.11	0.103	1.67	1.96	2.64	0.11	0.1	0.64
重量流量	(kg/s)	458.4	458.4	56.9	12.9	123.5	123.5	88.	204.
H_2	(vol%)	0.	0.	0.	0.	0.	0.	0.	0.
CO	(vol%)	0.	0.	0.	0.	0.	0.	0.	0.
H_2O	(vol%)	12.38	12.38	0.	0.	49.56	49.56	0.	0.2
CO_2	(vol%)	0.14	0.14	0.	0.	49.89	49.89	98.9	0.
N_2+Ar	(vol%)	76.45	76.45	98.	2.	0.55	0.55	1.1	78.8
O_2	(vol%)	11.03	11.03	2.	98.	0.	0.	0.	21.
H_2S	(vol%)	0.	0.	0.	0.	0.	0.	0.	0.
COS	(vol%)	0.	0.	0.	0.	0.	0.	0.	0.
発熱量	(MW)	0.	0.	0.	0.	0.	0.	0.	0.
エンタルピ	(MW)	377.8	131.5	23.2	1.	259.9	98.3	1.1	47.1
総熱量	(MW)	377.8	131.5	23.2	1.	259.9	98.3	1.1	47.1

表4 水素分離型ＩＧＣＣ発電システムの性能

項目	出力
圧縮機動力	-193.0 MW
ガスタービン出力	400.6 MW
CO_2タービン出力	92.6 MW
蒸気タービン出力	158.7 MW
発電端出力	452.2 MW
所内動力	40.7 MW
送電端出力	411.5 MW
発電端熱効率	44.3%高位
所内率	9.0%
送電端効率	40.3%高位

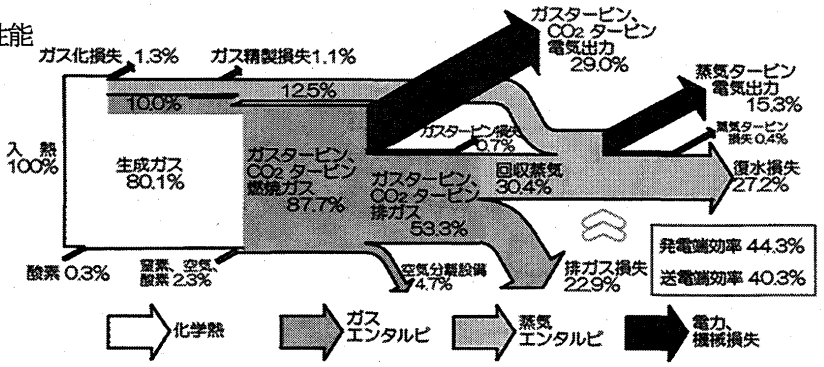


図５ CWM酸素吹き水素分離型ＩＧＣＣ発電熱流れ図

最後に、ガスタービン燃焼器出口温度を変化させた場合の熱効率の影響について図６に示す。燃焼器出口温度が 1370℃の場合、送電端熱効率は 39.7%、1450℃では 40.5%とガスタービンの燃焼器出口温度の差 90℃は、熱効率では 0.8%と比較的小さな差に止まった。

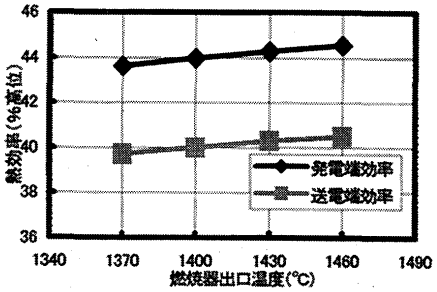


図6 ガスタービン燃焼器出口温度に対する熱効率の変化

あとがき

以上の検討により、水素分離型ＩＧＣＣ発電システムは1300℃級ガスタービン複合発電を用いた場合、送電端熱効率 40%以上の高い性能で、CO_2回収率 96%以上、CO_2排出原単位は 62g/kWh とほぼ全量のCO_2が回収でき、石炭焚き火力発電からCO_2を回収する有力な候補技術になるものと考えられる。

謝　辞

本研究は、新エネルギー産業技術総合開発機構（ＮＥＤＯ）から（社）日本ファインセラミックス協会（ＪＦＣＡ）への委託業務の一部として実施した。末筆ながら、広島大学都留助教授はじめＮＥＤＯ、ＪＦＣＡ関係各位に感謝いたします。

参考文献

(1) 森塚他、二酸化炭素回収のための火力発電システムの検討 、電中研報告 W89044、1990 年 5 月
(2) 森塚、Evaluation Method of CWM Oxygen-blow IGCC、ECOS'99、1999 年 6 月
(3) 森塚、幸田、水素分離型ＩＧＣＣ発電システムの提案、第１報、電中研報告 W99022、2000 年 4 月
(4) 二酸化炭素高温分離・回収再利用技術研究開発、NEDO 委託業務成果報告書、JFCA、2000 年 3 月

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

CO_2回収対応クローズド型ガスタービンの開発

＊ 二宮 徹、阿部俊夫（電力中央研究所）

1. はじめに

通産省工業技術院ニューサンシャイン室（以後ＮＳＳ室）は、発電分野における二酸化炭素の排出量を大きく低減させることを目指し、平成11年に「二酸化炭素回収対応クローズド型高効率ガスタービン技術第Ｉ期研究開発基本計画」を策定した。本計画は平成10年度に終了した「水素利用国際クリーンエネルギーシステム技術（ＷＥ－ＮＥＴ）第Ｉ期研究開発」の「水素燃焼タービン研究開発」で得られた成果の早期実用化を意図したものであるとともに、超高温かつ高効率なガスタービンシステムの研究開発を促進するものである。高効率ガスタービンの技術開発は、電気事業にとって極めて重要であるとともに、重電分野における最先端技術の枠を結集した技術開発であることから工学分野一般のレベル向上に直接的あるいは間接的に大きく貢献するものである。

新エネルギー・産業技術総合開発機構（以後ＮＥＤＯ）は、ＮＳＳ室による計画設定を受けて、平成11年4月に本計画に対する研究実施機関の公募を行った。（財）電力中央研究所（以後電中研）は、国内の主要な重電メーカ等の協力を得て、ＷＥ－ＮＥＴ第Ｉ期の研究成果を最大限に活用するとともに、10年間程度と比較的短期での実現性を重視する観点から、本計画に対して開発する技術方式を極力絞り込んだ提案を行ない、それがＮＥＤＯに採用された。

電中研では、通産省工業技術院機械技術研究所の指導のもと、必要に応じて重電メーカーに再委託する研究開発体制をとり、平成11年8月より研究を開始した。

本報告は、「二酸化炭素回収対応クローズド型高効率ガスタービン技術第Ｉ期研究開発計画」ならびに平成11年度における研究成果の概要を取りまとめたものである。

2. 研究開発の目的

地球温暖化問題の高まりに対応し、発電分野における二酸化炭素の排出量を大きく低減させるため、天然ガス（メタン）を中心とした燃料の酸素燃焼により、窒素酸化物を排出せずに既存のコンバインドサイクルを大きく上回る発電効率を有し、かつ、システムをクローズド化することにより二酸化炭素を大気中に排出しない画期的なガスタービンの研究開発を実施することを目的とする。

3. CO_2回収対応クローズド型高効率ガスタービンの構成

図1にCO_2回収対応クローズド型高効率ガスタービンの構成と研究開発課題を示す。水蒸気中で天然ガス（メタン）の酸素燃焼をさせることにより、燃焼排ガスは、水蒸気とCO_2の混合ガスとなる。この高温の混合ガスにより、高温タービンを駆動させ、その後、この混合ガスは、高温熱交換器に入

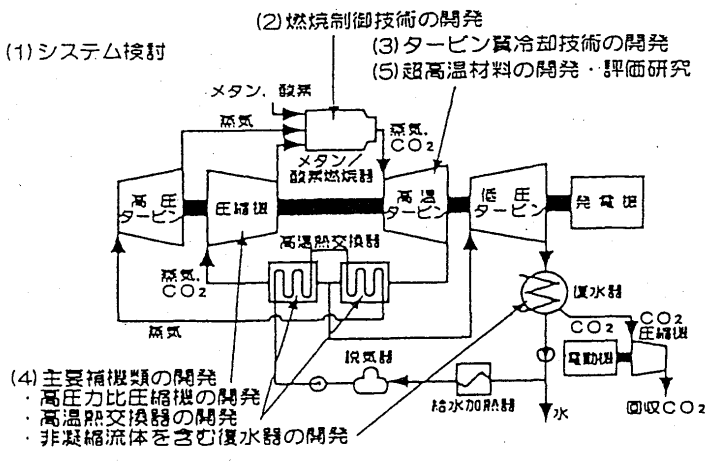


図1 CO_2回収対応クローズド型高効率ガスタービンの構成と研究開発課題

第１５回ガスタービン秋季講演会
講演論文集，2000.11，（北九州）

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

る。この高温熱交換器で、混合ガスは２つに別れる。１つは高温熱交換器を通った後、圧縮機に入り、再び、燃焼器に混合ガスが流入するもので、これによりクローズドの型を形成している。もう１つは高温熱交換器から、分岐された混合ガスは、低圧タービンを駆動し、復水器を通る。ここでCO_2は回収される。復水器を通った蒸気は、給水加熱器、脱気器を通り、再び高温熱交換器を通過して、高圧タービンを駆動して燃焼器に注入される。

4. 研究開発目標

ガスタービンコンバインドサイクルの現在の最大規模である 500MW級発電用プラントを想定している。また、システムをクローズド化するとともに、タービン入口温度 1700℃、圧力５ＭＰａというかなり厳しい目標設定であるため、以下の主要な開発課題を検討、検証する必要がある。

(1)　500MW 級発電システムのプラント効率

(2)　クローズドシステムの成立性

(3)　水蒸気を希釈媒体としたメタン－酸素量論比近傍での燃焼制御技術

(4)　高温・高圧（1700℃、約 5.0ＭＰａ）下における要素機器の成立性

具体的な数値目標は表１に示す通りである。

表 1　研究開発目標

研究開発項目	項　目	目標値
システム検討 （「目標値」は実用機として必要になる値）	出力 タービン入口温度 タービン入口圧力 発電端効率（ＨＨＶ） 送電端効率（ＨＨＶ）	５００ＭＷ １７００℃ ５．０ＭＰａ程度 ６０％以上 ５５％以上
燃焼制御技術	パターンファクター 燃焼器出口ガス温度 圧力損失 燃焼効率 ライナー温度	１５％以下 １７００℃ ５％以下 ９９．８％以上 ９００℃以下
タービン翼冷却技術	タービン入口温度 タービン断熱効率	１７００℃ ９３％以上
主要補機類 ・高圧力比圧縮機	圧力比 断熱効率	５０以上 ８９％以上
超高温材料 ・　遮熱コーティング ・セラミックス複合材料	最高使用温度 許容温度差 室温３点曲げ強度 破壊エネルギー 1400℃、1000 時間 酸化処理後 ・室温３点曲げ強度 ・破壊エネルギー	１３００℃以上 ３５０℃以上 ４００ＭＰａ以上 ６ＫＪ／m^2 ２００ＭＰａ以上 ３ＫＪ／m^2

注）システム検討以外の目標値は、500MW 級発電プラントにおける概念設計の成果を受けて、必要に応じた目標値を見直す。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

5. 研究開発内容

CO_2回収対応対応クローズド型高効率ガスタービン開発の研究開発課題は、図 1 に示す通り、（1）システム検討、（2）燃焼制御技術の開発、（3）タービン翼冷却技術の開発、（4）主要補機類（蒸気圧縮機、復水器、高温熱交換器）の開発、（5）超高温材料の開発の５分野に分けて、研究を実施しており、以下にそれぞれの研究開発内容を示す。

（1） システム検討

ＷＥ－ＮＥＴ第Ｉ期研究開発で選定されたトッピング再生サイクルを基本とし、発電端効率 60%以上（ＨＨＶ基準、1700℃級：酸素製造動力を除く）を達成するとともに、二酸化炭素を削減し、かつ容易に回収し得る 500MW級メタン－酸素燃焼クローズド型ガスタービンプラントの最適システムの概念設計を実施する。また、クローズドシステム検証試験装置を製作し、その成立性及び特性を検証する。

（2） 燃焼制御技術の開発

燃焼制御システムの検討、基礎燃焼試験及び実温・高圧燃焼試験等の実施により、水蒸気を希釈媒体としたメタン－酸素の量論比近傍での燃焼制御技術を確立するとともに、1700℃級高温流体の計測及び分析手法について検討し、燃焼制御システム構築に反映する。また、水素－酸素燃焼器の構造最適化、実温試験を実施する。

（3） タービン翼冷却技術の開発

母材耐熱合金としても最も有望なNi基単結晶合金（ＴＭＳ-75）基本基材とし、ＷＥ－ＮＥＴ第Ｉ期研究開発成果を反映した最適なタービン翼冷却技術を検討するとともに、基礎試験及び実温・高圧冷却性能試験等を実施する。また、ロータ冷却、シール技術及び動翼への冷媒供給技術等を確立する。

（4） 主要補機類の開発

クローズドガスタービンに必要な圧力比 50 以上の高圧力比圧縮機の概念設計を行うとともに、要素試験を実施する。また、非凝縮流体を含む復水器の概念設計を行い、その成立性、コンパクト化等の検討を行うとともに、高温熱交換器の構造最適化及びシステム特性検討等を実施する。

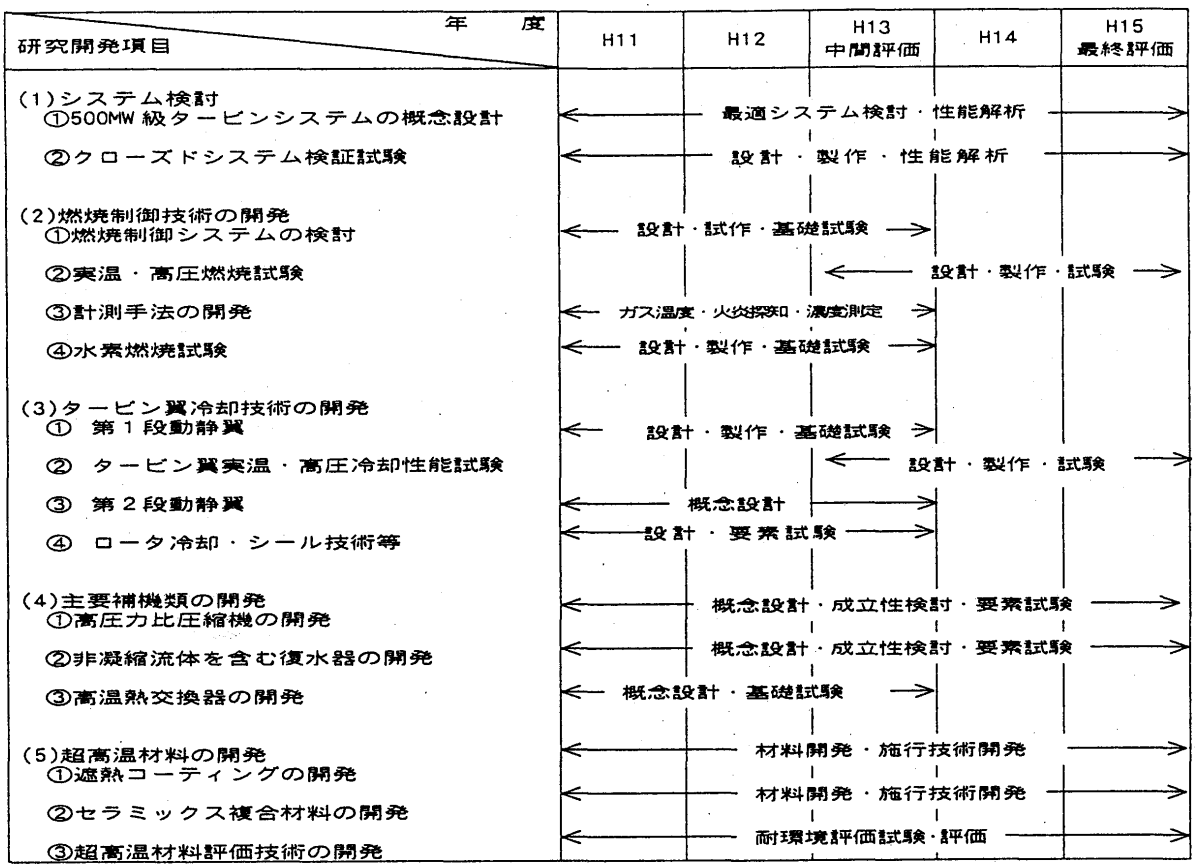
（5） 超高温材料の開発

タービン入口温度 1700℃級タービン翼を実現する新規の遮熱コーティング技術を開発するとともに、1700℃級タービン翼の実現を補完し、かつ、それ以上の温度域での材料の適用を可能にすることを目的にセラミックス複合材料を開発する。さらに、タービン翼対象合金（ＴＭＳ-75）の高温物性及び水蒸気酸化特性を把握するとともに、遮熱コーティング及びセラミックス材料の耐環境性等の超高温材料評価技術を開発する。

また、研究開発スケジュールは表２に示す通りであり、研究期間は平成 11 年度から平成 15 年度までの５ヵ年である。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

表２　研究開発スケジュール



6. 研究成果の概要

(1)　システム検討

500MW級二酸化炭素回収対応クローズド型高効率ガスタービンの性能解析を行ない、第１次マスヒートバランス計算並びに概念設計を実施した。メタンの純酸素燃焼により二酸化炭素の回収を容易にしたクローズドサイクルで、トッピング再生サイクルを基本とし、且つハイブリッド方式の高温タービン冷却翼の適用を想定したシステム構成の最適化検討を行った。

まず、始めに性能解析プログラムの精度検討を行うため、製作者が異なる３つの解析プログラムを用いて、同一計算条件下（基準システム条件）で解析した結果、表３に示すように発電端効率で約 0.2%の差が生じることが分かった。0.2%は解析上、許容範囲であり、また真値の確定は困難であるので、開発目標 60%以上には約 0.2%の不確定要因を持っている。

次に、要素機器仕様の検討結果を受けて、燃焼効率　0.98、当量比 0.95、復水器の圧損 2kPa（システム暫定条件）としてマス・ヒートバランスを計算した。その結果、発電効率は約 57.9%であり、開発目標を達成するためには、システムの最適化が必要であることがわかった。

表３　基準システム条件における性能計算結果の比較

	発電端出力（MW）	CH_4供給量（kg/s）	発電端効率（%）
A社	502.7	15.25	59.52
B社	495.7	15.10	59.30
C社	497.4	15.12	59.42

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

(2)　燃焼制御技術の開発

環状型燃焼器および多缶型燃焼器の２方式についてメタン・酸素燃焼バーナを設計・試作し、大気圧燃焼試験によってＣＯの排出特性などを検討した。

平衡計算の結果、1700℃では熱解離が生じるのでメタン酸素量論比燃焼の場合、ＣＯの平衡濃度は約 0.12%であり、残存水素を含めた理論的な最高燃焼効率は 99%程度である事が分かった。1700℃級システムでは高効率化を達成するため、1～2%の未燃の可燃性ガス（ＣＯ，H_2）をタービンサイドで反応させる必要がある。また反応動力学解析によれば反応時間 1ｍｓ以下であり、燃焼は主にメタンと酸素の混合律則に支配される。

環状型燃焼器および多缶型燃焼器の燃焼ノズルをそれぞれ複数個設計試作し、大気圧燃焼試験を行なった。その結果図２に示す様に、1700℃当量比 0.95 の場合ＣＯ濃度は 0.1～0.3%程度であり、当面の開発目標（燃焼効率 98%以上）は達成できるものと考えられる。

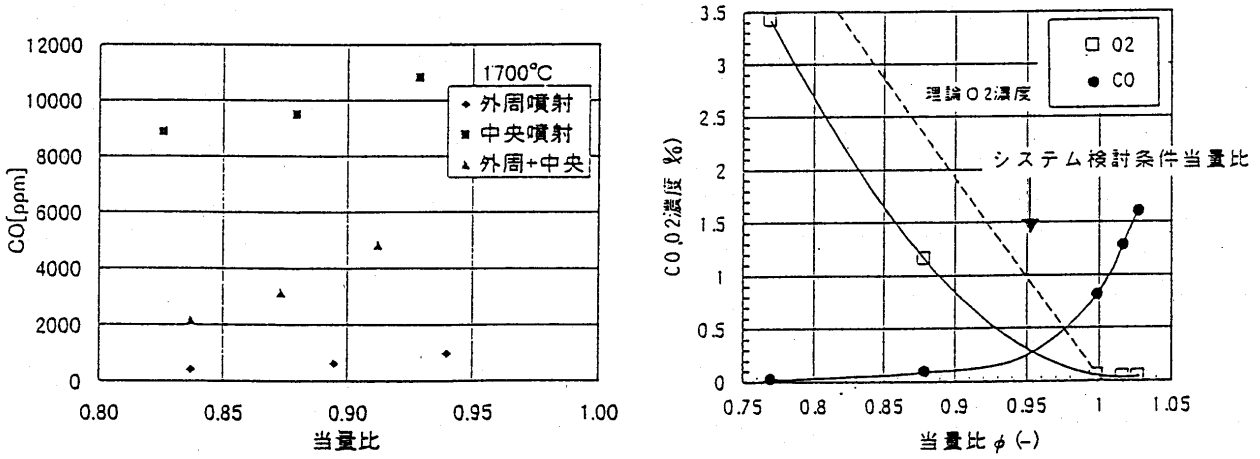


図２　各燃焼器のＣＯ排出特性

(3)　タービン翼冷却技術の開発

第１段動静翼はハイブリッド蒸気冷却翼（内面蒸気冷却と前後縁吹き出し）として、翼外面、翼内面伝熱特性の予測精度の向上を図るため、数値解析法の改良を行なった。そこで、まず始めに第１段動静翼の翼間の熱流動について、低レイノルズ数ｋ-ε法による２次元解析を実施した。その結果、図３に示す様に、ＷＥ－ＮＥＴ第Ｉ期における翼外面熱伝達率測定結果として比較的良い一致を見た。

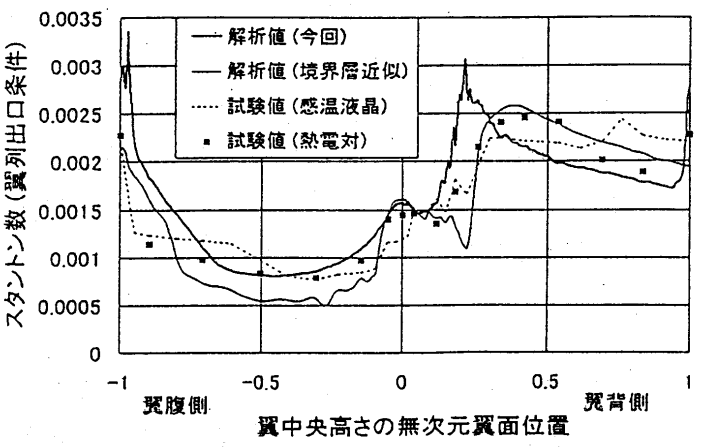


図３　静翼表面熱伝達率解析結果及び試験値との比較

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

第２段動静翼は回収式蒸気冷却翼（内面蒸気冷却と後縁吹き出し）を念頭におき、翼の空力設計や冷却設計を行い、成立性を検討した。回収式蒸気冷却と後縁吹き出し構造を採用する第２段動静翼を設計した結果、図４に示す様に、母材メタル温度900℃、ＴＢＣ表面温度1300℃であり、ＴＢＣにおける温度差400℃が開発目標の温度差350℃を超えているので、冷却構造あるいはＴＢＣ厚さの変更が必要である事が分かった。

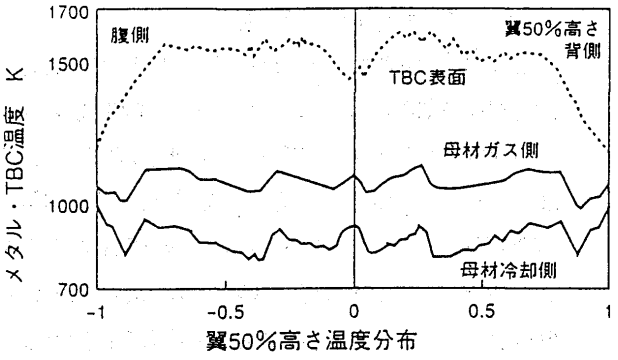


図４　第２段動翼メタル温度分布

（４）主要補機類の開発

蒸気圧縮機については、まず、空気や蒸気のガス物性を調べた。その結果、定圧比熱や比熱比の違いにより、蒸気は空気に比べ、圧縮しにくい気体であり、空気の約1.6倍の段数が必要であることが分かった。　圧縮機の圧力比は50と高いため、低圧圧縮機と高圧圧縮機に分離した２軸型となる。　高圧圧縮機を設計した結果、圧力比7、段数１１段程度、回転数10000ｒｐｍ程度が適切であり、翼の転向角が従来の軸流空気圧縮機に比較し、約1.8倍になる事が分かった。

復水器および高温熱交換機の候補材料の調査および腐食試験の結果、それぞれチタンおよびＳＵＳ310Ｓが有力である事が分かった。

（５）超高温材料の開発

遮熱コーティング（ＴＢＣ）の構造、材料、製造プロセスについて検討するとともに、一部試作材の劣化試験を実施した。また、単結晶合金ＴＭＳ-75の水蒸気酸化試験を実施した。

ＴＢＣのアンダーコートは酸化試験の結果、ＮｉＣｒＡｌＹ（高Ａｌ、Ｃｒ）材が有力である事が分かった。しかし溶射により施工したトップコート（ZrO_2系）はいずれも、1100℃以上では短時間に焼結が進行する。

ＴＭＳ-75の水蒸気酸化試験（800℃、1000ｈｒ）により、アルミナイズ処理が大きな効果を有する事が分かった。

7. おわりに

火力発電分野においては、エネルギーセキュリティーの確保や地球温暖化の観点から、燃料多様化や高効率化が望まれている。特に地球温暖化問題の高まりの中で、平成11年度から開始されたCO_2回収対応クローズド型ガスタービン技術開発は、燃料を炭化水素系燃料としながらも、酸素燃焼の採用とシステムのクローズド化により、ＮＯｘを排出せずCO_2を容易に回収できる、これまでにない環境重視型高効率発電システムであり、その成果が期待されている。

謝辞

本研究開発は、ＮＳＳ室、ＮＥＤＯからの委託で実施したものであり、その実施にあたっては、国内の主要な重電メーカー（三菱重工業㈱、㈱東芝、㈱日立製作所、石川島播磨重工業㈱）の協力を得て実施した。　各機関に対して感謝の意を表する。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

水素ガスタービン排熱駆動型水素吸蔵合金の水素放出特性

＊朝日　雅博（都立科技大院）
湯浅　三郎（都立科技大）

1. はじめに

筆者らは、水素をガスタービン燃料として用いる試みとして、超小型水素ガスタービンの研究開発を行っている[1]-[3]。この研究の中で、水素ガスタービンの実用化には、水素燃料の高密度貯蔵・供給装置の開発が不可欠であることが明らかとなった。この点を解決する方法として、液体水素と同等に高密度で水素を貯蔵可能である水素吸蔵合金を用いた装置が有望であるという結論にいたった。

この研究の第一段階として、筆者らは熱・化学的な諸特性が比較的良く分かっており、常温付近で吸蔵・放出を行うことができる $MmNi_{4.15}Fe_{0.85}$ 水素吸蔵合金を用いて、水素燃料供給システムを構築し、水素ガスタービンの動作試験を行った[4]。しかしこのシステムでは、水素放出時の合金への熱量供給源にガスタービン排熱を直接用いることができないため、別に熱量供給装置を設ける必要があった。そこで、ガスタービンの高温の排気ガスを直接水素吸蔵合金の熱量供給源とするために、高温で作動する水素吸蔵合金を選定し、これを用いて燃料供給装置を構築することにした。しかしながら、これに用いる合金の諸特性が全て明らかになっている例は少ない。そのため、まず選定した水素吸蔵合金の熱伝導率を計測し、合金の伝熱特性を明らかにした[5]。本研究ではその次の段階として、選定した水素吸蔵合金の水素放出特性を調べ、その結果からどのような水素燃料供給装置を構築するのか検討を行ったので、報告する。

2. 実験装置及び方法

本研究では、Mg_2Ni と $CaMg_{1.8}Ni_{0.5}$ の2種類の Mg 系水素吸蔵合金を用いた。Mg 系の水素吸蔵合金は、

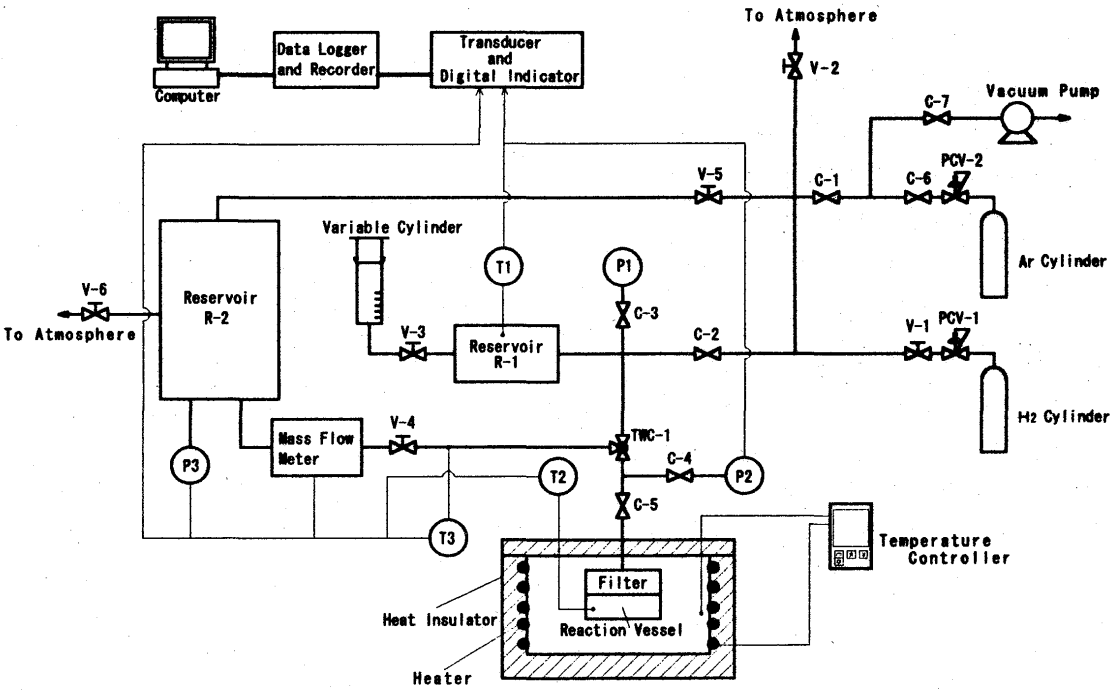


図 1.　実験装置系統図

第１５回ガスタービン秋季講演会
講演論文集，2000.11，(北九州)
Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

作動温度が 300[℃]以上と高く、また水素吸蔵量が他の合金に比べて多いことで知られており、本研究に適したものであると考え、選定した。

図 1 に実験装置の系統図を示す。本実験では水素放出速度の測定方法として、よく使われている容積法や定圧法による間接測定ではなく、質量流量計を用いて直接流量を測定する方法を用いた。図 2 に合金を入れる反応容器（ステンレス製）を示す。この反応容器に 4～6[ｇ]の合金を入れ、これを断熱容器の中で 300[℃]以上の高温に加熱して実験を行った。内部の合金の温度は反応容器内に挿入した熱伝対で測定した。

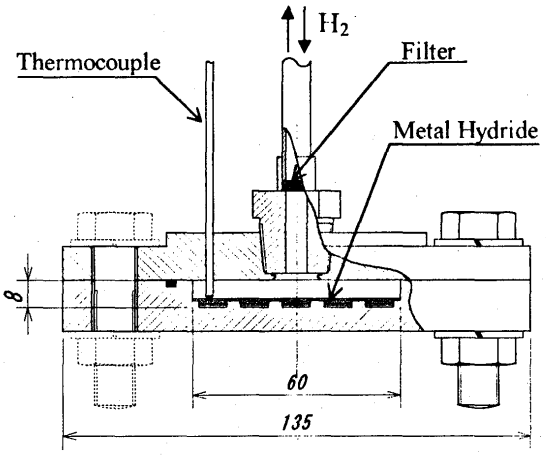


図 2. 反応容器

合金の水素放出速度を測定する前に、合金と水素との反応を促進するために活性化処理を行った。まず反応容器内を真空に保ったまま 300[℃]まで加熱した。その後、正確に容積が測定されているリザーバー1（R-1）に 2.9[MPa]の水素ガスを入れ、この水素を反応容器内の合金と反応させ、圧力変化から水素吸蔵量を測定した。圧力変化がなくなったところで吸蔵を止め、再び反応容器内を真空にし、水素を放出させた。この作業を数回繰り返す事で活性化を行った。水素放出速度は、活性化済みの合金に水素を吸蔵させた後、所定の圧力に設定したリザーバー2（R-2）内に水素を放出させ、質量流量計で測定した。実験は、合金温度を 300～400[℃]、R-2 の圧力を 0～0.4[MPa]の範囲でそれぞれ変えて行った。

3. 実験結果と考察

3-1. 活性化特性

図 3 に活性済合金の水素吸蔵時の組成変化の様子を示す（[H/M]は金属原子数に対する吸蔵された水素原子数の比である）。この図より活性化した合金は吸蔵開始から 1 分間ほどでほぼ吸蔵が完了している事が分かる。このような吸蔵の様子は、2 種類の合金ともに 2～3 回活性化作業を繰り返したあとで見られるようになった。すなわち、Mg2Ni 合金は 1 回目の活性化では吸蔵に約 8 時間かかり、2 回目以降は数分間で吸蔵した。一方、$CaMg_{1.8}Ni_{0.5}$ 合金は 1 回目の活性化では吸蔵に約 30 分間かかったが、2 回目以降は Ng2Ni と同様に数分間で吸蔵を完了した。この結果からこの 2 種類の水素吸蔵合金は活性化が $MmNi_{4.15}Fe_{0.85}$ 合金に比べて[3]比較的簡単である事がわかった。事実、活性化前後での合金試料の形状を観察したところ、明らかに試料は、活性化が完了した合金の特徴の 1 つで

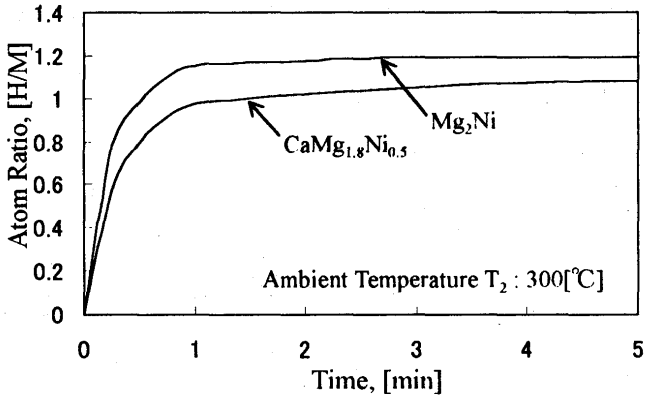


図 3. 水素吸蔵時の組成の変化

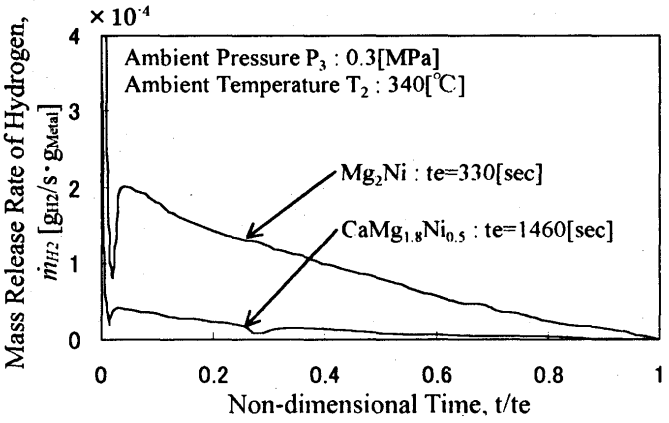


図 4. 水素放出速度の時間的変化
(te：放出終了までの時間)

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

ある微細化が十分に進行しているのが確認できた。また、Mg2Ni合金は焼結が問題となる場合があるが[6]、本実験では焼結現象は確認されなかった。これは反応容器体積に対する合金試料の割合を10%程度にしたため、合金の体積膨張によって合金が圧密になることはなく、また反応熱の除去も十分であったためと考えられる。

3-2. 水素放出特性

図4に測定した水素放出速度の無次元時間に対する変化を示す。この図より最初の数秒間で反応容器中にあった高圧の水素ガスが放出され、その後合金から水素が放出されているのが分かる。Mg2Ni合金では水素流量が時間に対して単調減少している。これに対してCaMg1.8Ni0.5合金では、放出速度は時間の経過とともに単調減少している途中のt/te=0.28付近で上昇に転じ、その後再び単調減少している。この現象は、CaMg1.8Ni0.5合金の平衡解離圧—組成等温線図でプラトー領域が2段に分かれる[H/M]の範囲[7]に対応して起こっていることが確認された。このことからCaMg1.8Ni0.5合金では[H/M]の値によって2段階に分かれた放出過程があることが推測される。

Mg2Ni合金の放出速度はCaMg1.8Ni0.5合金に比べてこの温度においては最大で5倍程度大きいことがわかった。これよりCaMg1.8Ni0.5合金がMg2Ni合金と同等の放出速度を得るためには合金の温度をさらに高温にして、放出させる必要があろう。

3-3. 水素放出速度に及ぼす温度と圧力の関係

(a) Mg2Ni水素吸蔵合金

雰囲気温度と圧力に対応した平衡組成から水素の放出が開始すると仮定して求めた、水素放出速度と平衡組成との関係を図5に示す。この図より放出速度は雰囲気温度が高いほど、また雰囲気圧力が低いほど大きくなることがわかる。さらに、これらの図から広い[H/M]の範囲にわたって、この合金の水素放出速度は以下に示したゼルドビッチーロジンスキー型の速度式[8]で表すことが出来ることがわかる。

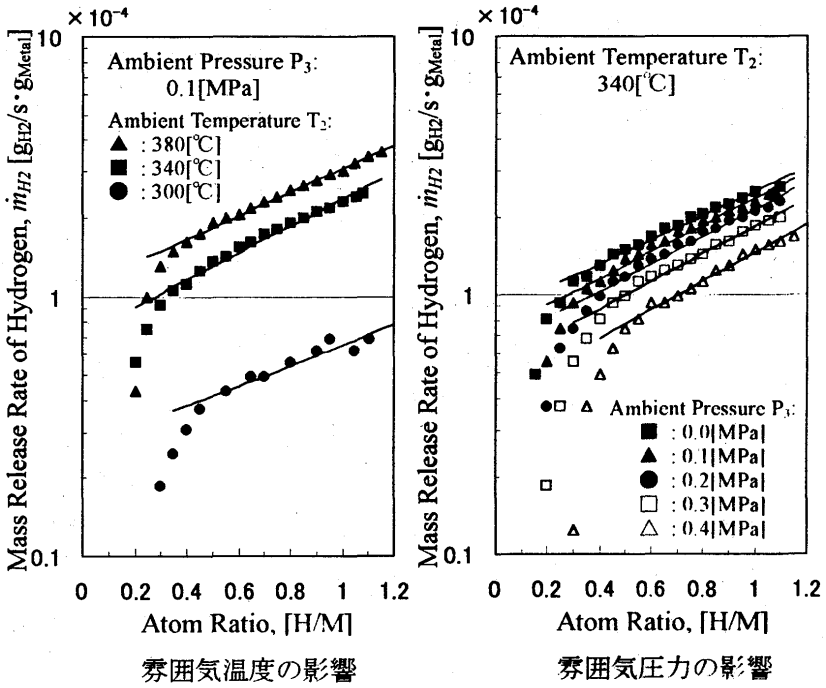


図5. 水素放出速度と平衡組成との関係（Mg_2Ni）

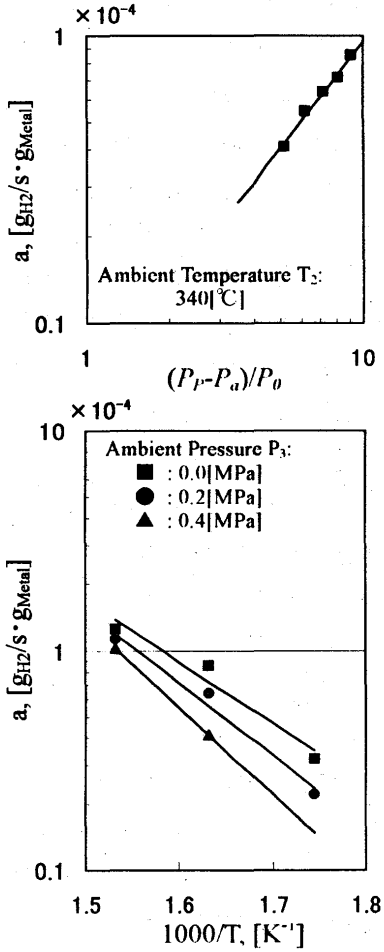


図6. 放出速度定数aの温度及び圧力依存性（Mg2Ni）

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

$\dot{m}_{H_2} = a \cdot \exp(b[H/M]) \cdots (1)$

ここで、$\dot{m}_{H_2}$ は合金の単位質量当たりの水素放出速度、a と b はそれぞれ温度と圧力によって決まる定数である。この速度式は $MmNi_{4.15}Fe_{0.85}$ 合金の水素放出速度と平衡組成との関係に対しても成り立っており[3]、Mg_2Ni 合金と $MmNi_{4.15}Fe_{0.85}$ 合金では同じような放出機構であることを示唆している。

図 6 に反応速度定数 a と雰囲気温度及び圧力との関係を示す。これらの図から a は、

$$a = A[(P_P - P_a)/P_0]^n \exp(-E/RT) \cdots (2)$$

なる関係式で表されることがわかる。ここで A は定数、P_P はプラトー圧、P_a は雰囲気圧力、P_0 は大気圧、n は圧力指数、E は見かけの活性化エネルギー、R は一般ガス定数である。この式は一般の反応速度定数の式と同様にアレニウス型の関数である。この時、圧力指数 n は雰囲気圧力によらず一定で約 0.62 であった。また活性化エネルギーE は 26.7～37.7[kJ]の範囲であった。また定数 b は温度や圧力によらず一定の値、約 1.1 をとることが確認された。

(b) $CaMg_{1.8}Ni_{0.5}$ 水素吸蔵合金

水素放出速度と平衡組成との関係を図 7 に示す。この図を見ると、水素放出過程が 2 段に分かれており、それぞれの過程ともに、水素放出速度は、

$$\dot{m}_{H_2} = a \cdot [H/M] + b \cdots (3)$$

なる速度式で表されるのがわかる。この式はラングミュア速度式といわれ、吸着・脱離の過程において、一般的に吸着と脱離が同時に進行している過程を表す吸着速度式として知られている[8]。これを水素吸蔵合金からの水

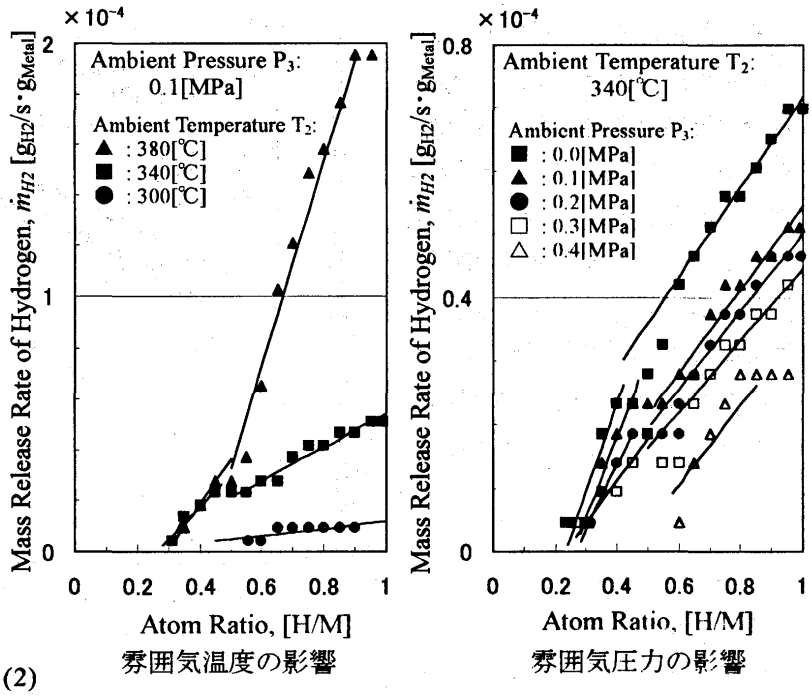


図 7. 水素放出速度と平衡組成との関係（$CaMg_{1.8}Ni_{0.5}$）

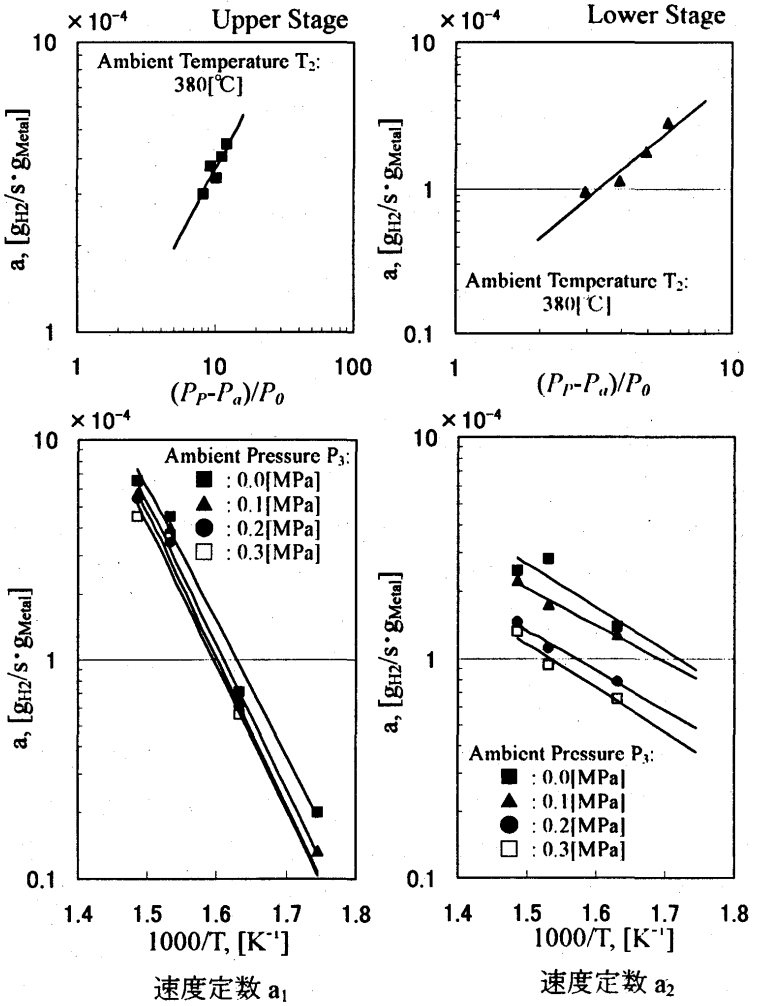


図 8. 放出速度定数 a_1 と a_2 の温度及び圧力依存性（$CaMg_{1.8}Ni_{0.5}$）

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

素放出過程に適用できるとするならば、$CaMg_{1.8}Ni_{0.5}$合金の放出過程は放出と吸蔵が同時発生しながら進行している可能性を示唆している。この結果から$CaMg_{1.8}Ni_{0.5}$合金はMg_2Ni合金とは異なる水素放出機構を持っていることが考えられる。速度定数aについて放出過程を高圧下の1段目と低圧下の2段目の反応に分けて、それぞれの雰囲気温度と圧力との関係を図8に示す。この図よりどちらの反応速度定数aもMg2Ni合金と同じ式(2)の形で表わせるのがわかる。圧力指数nと活性化エネルギーEについて調べてみると、放出反応の1段目ではn=0.5、E=61.9[kJ]、2段目ではn=0.8、E=17.9[kJ]で、圧力の変化によってn、Eの値はほとんど変化しないことがわかった。また、定数bは雰囲気温度や圧力の増加にともなって、bの値も増加する傾向があることが確認された。

(a)、(b)の結果から、2種類の合金ともに平衡状態で温度と圧力を一定に保っている限りでは水素放出速度は[H/M]の低下とともに減少していく傾向があるため、放出速度を一定に保つには温度を適当に上昇させるなどの制御が必要となる。また$CaMg_{1.8}Ni_{0.5}$合金は2つの放出過程を持っているため、Mg_2Ni合金に比べて放出速度の制御は困難であることが予想される。

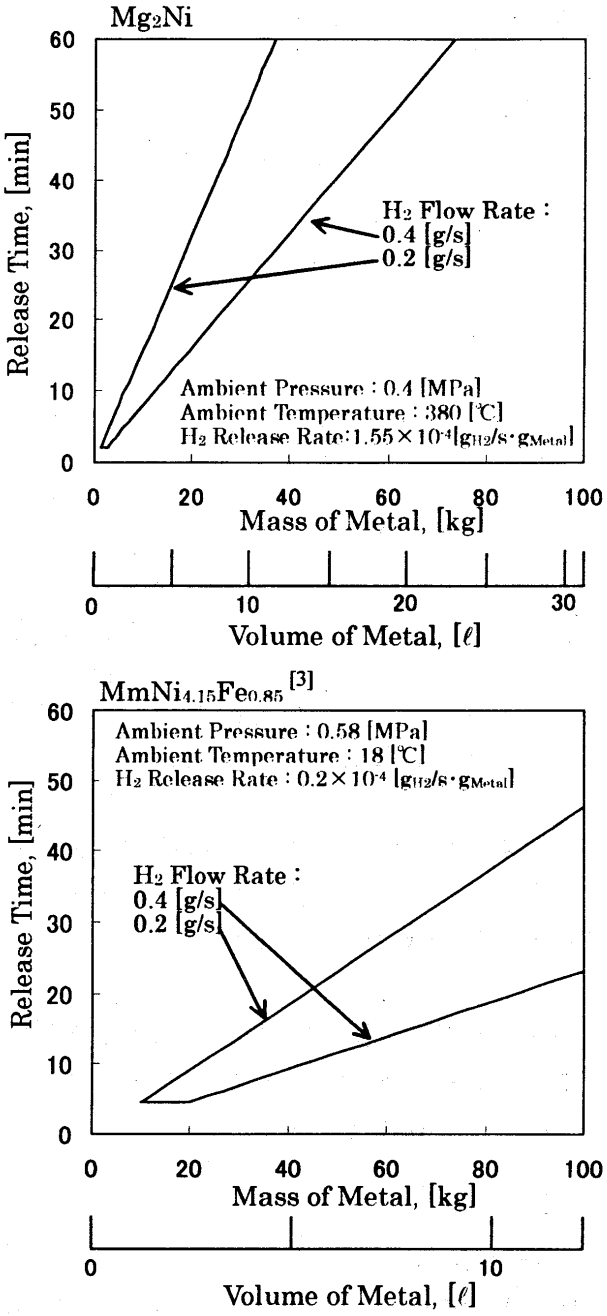


図9. 水素吸蔵合金燃料タンクの容積評価

4. 水素燃料供給用水素吸蔵合金タンクの検討

放出速度が速く、高流量H_2放出に適しているMg_2Ni合金の結果を用いて実際の水素吸蔵合金燃料供給システムの大きさを検討するため、放出速度のデータに基づいて合金タンクの容積を見積ってみた。

見積りを行うにあたり、雰囲気温度と圧力はそれぞれ380[℃]、0.4[MPa]で一定であると仮定した。またMg_2Ni合金は水素の放出によって平衡組成がH/M=1.1から0.4に変化するものとした。水素放出速度はH/M=0.4において放出速度が最低になることから、その時の放出速度$\dot{m}_{H2}$ $=1.55\times10^{-4}[g_{H2}/s\cdot g_{Metal}]$で一定であると仮定した。ガスタービンに供給する水素流量は超小型水素ガスタービンの自立時と最大出力時の出力に対応した0.2～0.4[g/s]を想定した。以上の仮定に基づく試算結果と、$MmNi_{4.15}Fe_{0.85}$合金を用いて試算した結果[3]とを図9に比較して示す。Mg_2Ni合金を用いた場合、所定の水素流量を得るのに最低限必要な合金の量は1.3～2.6[kg]であり、$MmNi_{4.15}Fe_{0.85}$合金の結果の10～20[kg]を大きく下まわった。水素流量0.4[g/s]で30分間ガスタービンを運転するとすると、Mg_2Niは37[kg]、$MmNi_{4.15}Fe_{0.85}$は130[kg]必要となり、容積的にはMg_2Niは12[ℓ]、$MmNi_{4.15}Fe_{0.85}$は16[ℓ]となる。この結果からMg_2Ni合金を用いることで$MmNi_{4.15}Fe_{0.85}$合金に比べて軽

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

量で小型な燃料供給装置を作ることが可能であると考えられる。しかし、ガスタービンの排気を直接合金に当てた場合、排気温度は600[℃]以上であるので、水素放出時の初期圧力が非常に高圧になってしまうなどの問題が考えられる。そのため実際にガスタービンに取りつけるには、再生サイクルによる圧縮機出口空気との熱交換によって排気ガスの温度をある一定の温度にコントロールする必要があると考えられる。

5. まとめ

（1） Mg_2Ni と $CaMg_{1.8}Ni_{0.5}$ 水素吸蔵合金は活性化が比較的容易で、2〜3回吸蔵・放出過程を繰り返すと十分に活性化できる。

（2） 水素放出速度 $\dot{m}_{H_2}$ はそれぞれ以下の速度式で表すことができる。

Mg_2Ni ： $\dot{m}_{H_2} = a \cdot \exp(b[H/M])$

$CaMg_{1.8}Ni_{0.5}$ ： $\dot{m}_{H_2} = a \cdot [H/M] + b$

また、反応速度定数 a は雰囲気温度と圧力に依存するアレニウス型の関数で表すことができる。

（3） 同じ雰囲気温度と圧力のもとでは Mg_2Ni 水素吸蔵合金の水素放出速度は $CaMg_{1.8}Ni_{0.5}$ 水素吸蔵合金に比べて、最大で5倍程度速い。

（4） Mg_2Ni 水素吸蔵合金を使用した水素吸蔵合金タンクは、$MmNi_{4.15}Fe_{0.85}$ 水素吸蔵合金に比べ小型化、軽量化が可能である。

今後はガスタービン排気ガスの熱交換を考慮したガスタービンシステムのサイクル計算を行って性能予測を行うとともに、実際の燃料供給装置を製作し、水素供給時の圧力や温度、水素放出速度等に関する供給装置の諸特性を把握する予定である。

謝辞　本研究を遂行するにあたって科学研究費（平成10〜13年度、基礎研究(B)）、ならびに東京都特定学術研究費（平成9〜11年度）の補助を得た。実験に関しては本学学生の杉山怜君の協力を得た。ここに記して感謝の意を表します。

＜参考文献＞

[1] 湯浅三郎　他5名, 日本ガスタービン学会誌, 15-59(1987), 122.

[2] Yuasa S. et al., Proceedings of the 1995 Yokohama International Gas Turbine Congress, vol. II (1995), 3075-3081.

[3] 湯浅三郎, 後藤登, 日本ガスタービン学会誌, 20-78(1992), 16-24.

[4] Yuasa S. et al., Proceedings of the International Gas Turbine Congress 1999 Kobe, vol. II (1999), 1063-1068.

[5] 湯浅三郎　他4名, ガスタービン秋季講演会講演論文集(1999), 135-140.

[6] 大角泰章,「水素吸蔵合金－その物性と応用」(1993), ㈱アグネ技術センター.

[7] 日本重化学工業社資料.

[8] 慶伊富長,「吸着」(1973), 共立出版.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

C－1

圧縮機翼の空力励振力解析

※ 宮本 佳幸 ,今成 邦之 , 児玉 秀和 (石川島播磨重工業)

1.序論

軸流圧縮機の翼列は上流からのガストや下流からの圧力波などにより加振されている。これらの励振力の周期と翼の固有振動数が一致すると共振を起こし、許容できない振動レベルに至ることがある。

また、翼は振動することによって翼面に非定常空気力を生じており、多くの場合上述したような強制加振力による振動を押さえるような減衰力として働くが、ある条件ではこの非定常空気力が励振力となり、振動を助長するような場合がある。この励振力が構造減衰などの減衰力を超えた時、いわゆるフラッタが発生し、最終的には翼を破壊してしまう場合がある。

従来の圧縮機の開発では、これらの共振やフラッタなどは、経験的な手法による設計で避けてきた。しかし多くの励振源、振動モードが存在する中で、より信頼のおける設計を行なうためには、実際に翼にかかる非定常空気力を見積もり、翼振動のレベルを定量的に評価する必要がでてきた。

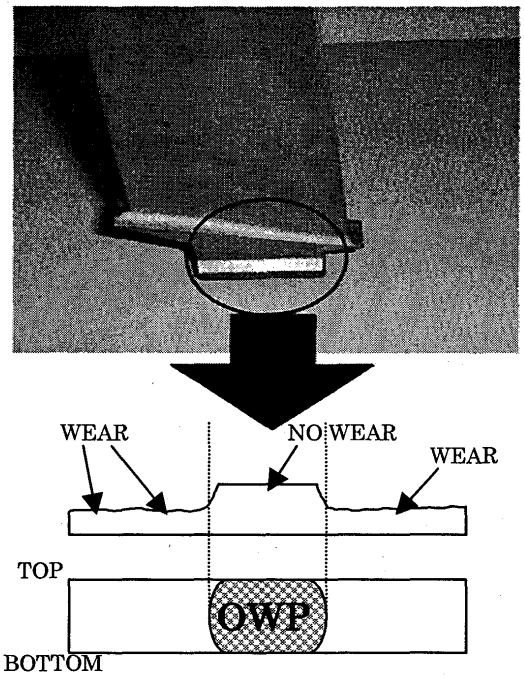


図１　ダブテール部の OWP

翼列上流ガストとの干渉や翼振動によって生じる非定常空気力の予測に関しては、古くから研究が行なわれてきた。以前は平板翼を仮定した解析的な線形理論が主流であったが、最近では非定常空気力の予測に数値流体解析が多く用いられるようになり[2),(3)]、翼厚や転向角の影響、さらには衝撃波構造の影響が定量的に評価できるようになっている。しかしながらこれまでの多くの研究は、予測理論の開発と予測精度の評価にとどまっており、実機の圧縮機で起きている現象に解析を適用した例はほとんど報告されていない。

ここでは、実際のターボジェットエンジンで、振動が原因で摩耗が起きていると思われる翼に対して非定常空力解析を行ない、その原因の究明をおこなったので報告する。

2.解析方法

1)解析対象

非定常空力解析の対象となった翼は、ジェットエンジンの圧縮機の初段動翼(1RB)である。この翼は、数千時間運用を行なうとダブテール部に摩耗によるオーバル･ウェア･パターン(OWP:図 1)が残ることが報告されている。この摩耗は翼振動に起因していると考えられる。またダブテールの前方と後方のみが摩耗し、楕円形の跡が残っているというパターンから、この振動は捩じれモードであることが推定される。ダブテール部の摩耗は運用上全く問題のないものであるが、翼振動の原因を究明するため、解析による調査が行なわれることになった。

第１５回ガスタービン秋季講演会
講演論文集，2000.11，(北九州)
Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

2) エンジン試験キャンベル線図

解析対象となる圧縮機翼のキャンベル線図をみると(図 2)、作動範囲内で 85%付近と、92%～95%回転で翼振動が比較的大きく生じているのが分かる。ここでの振動の周波数が 1RB の一次捩じりモードの固有振動数とほぼ一致しているということと、1RB の前方に 8 本のストラットが存在していることから、85%回転付近の振動は、ストラットを励振源とする共振による一次捩じりモードの振動であると考えられる。共振が発生しているにもかかわらず運用に用いられているのは、翼振動のレベルがそれほど大きくなかったためと思われる。一方 92%～95%回転の振動については 7 次の励振源が存在しないことから、強制加振力による翼振動は考えられない。ダブテール部の摩耗はこれらの回転数領域での翼振動によるものと思われる。

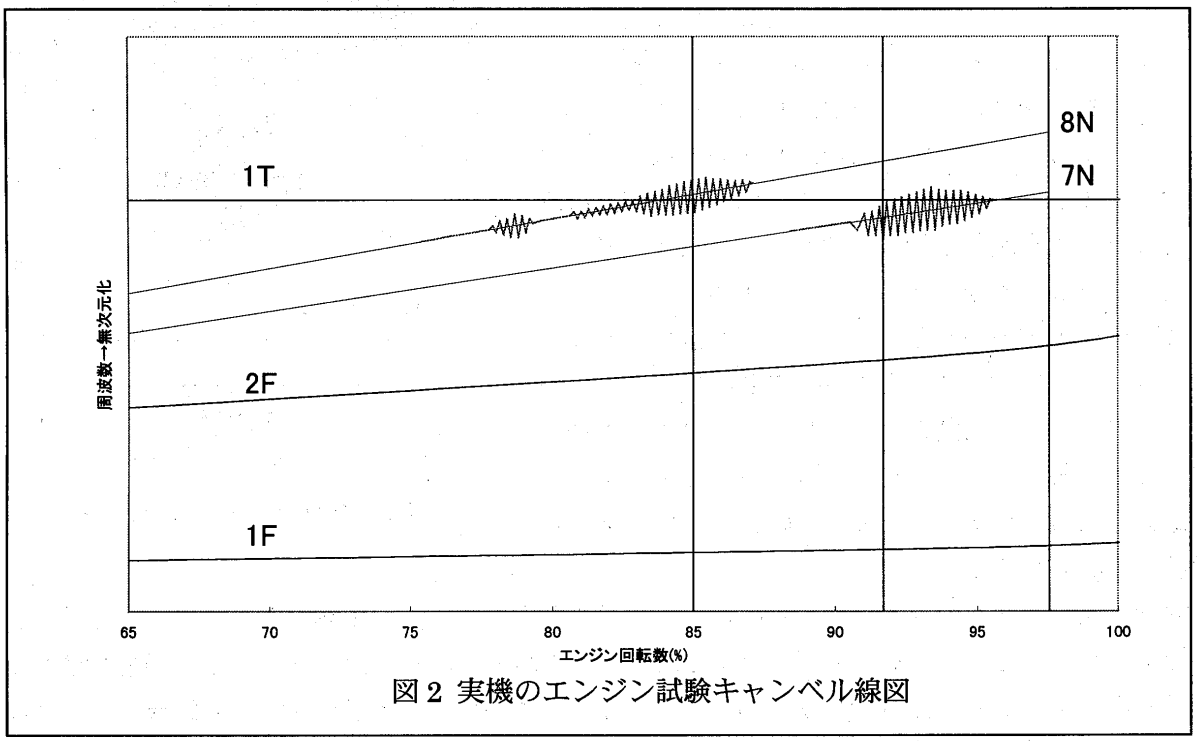


図 2 実機のエンジン試験キャンベル線図

近年の圧縮機翼のアスペクト比は 2.0 以下が主流となっている。一方で、この 1RB のアスペクト比は 4 程度と比較的高い。図 3[1]に横軸にアスペクト比、縦軸に無次元速度をとってフラッタが起きる経験的な領域を表す。この翼の 92%回転における 1F モード、1T モードそれぞれの無次元速度は V_{1F} = 7.8, V_{1T} = 1.82 となり、フラッタが起きる経験的な領域との関係から考えて比較的無次元速度が高いといえる。このため 92%～95%回転における翼振動は、振動によって生じる翼面非定常空気力が、ある限られた条件において励振力となって生じたものである可能性が高い。

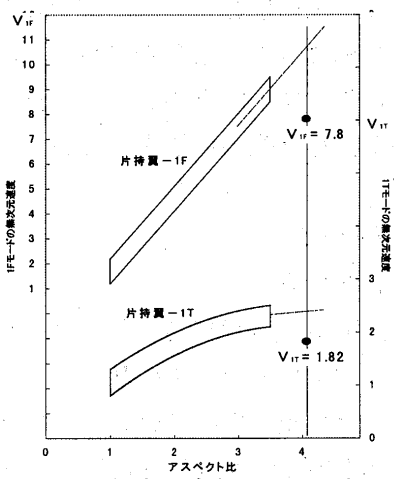


図 3 無次元速度 アスペクト比によるフラッタ判定基準

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

3) 解析コードおよび解析手順

ここでの解析は、92%～95%回転付近の振動が一次捩じれと推測されることから、一次捩じれモードで翼が振動している場合について行なった。回転数は97%,92%の2ケースについて解析を行ない、非定常空気力の違いを調べた。解析位置は、翼振動変位が大きく翼全体の非定常空力特性について支配的な80%スパンとした。

また、非定常空気力の解析を行なうのに用いたコードは、非定常擾乱項が微少であるとして線形化を行なった準3次元線形オイラー方程式を用いている[2),3)]。解析の手順としては、

① 定常空力コードにより定常流れ場を求める

② 定常流れ場を用いて非定常空力解析コードにより非定常空気力を求める

4) 位相差ついて

本解析では非定常空力解析コードを用いて、翼が振動する際の翼面非定常空気力による非定常空力仕事を求めるが、ここで用いている振動の翼間位相差について定義する。

ここでの位相差とは、基準翼を0とした時の回転方向に一つ隣の翼の振動変位の位相を示しており、位相進みを正、位相遅れを負としている。

5) 非定常空力仕事について

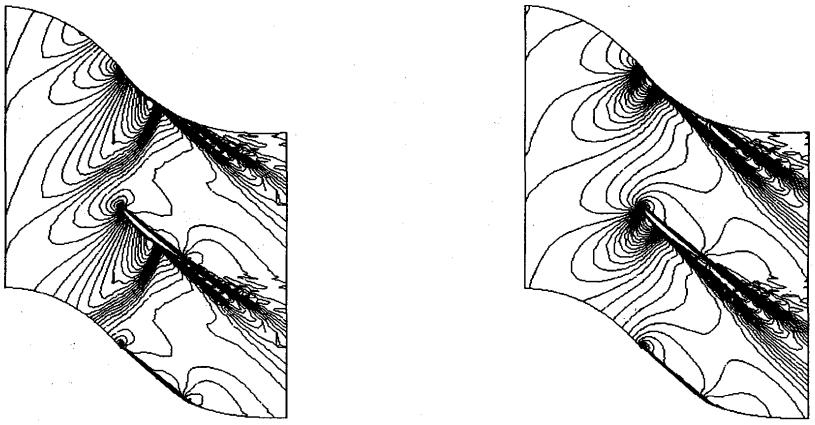
ここで用いている非定常空力仕事は、翼が1周期の振動を行なう時に、非定常空気力が翼に対して行なう仕事を無次元化したものであり、この値が負の場合、振動を減衰させる仕事となり、正の場合は空力励振力となって振動を増幅させる仕事になる。

$$W(\text{非定常空力仕事}) = \frac{\int^{2\pi} F(\text{非定常空気力}) \times V(\text{振動速度}) d(\omega t)}{\frac{\pi}{2}\rho U^2 s h^2 f}$$

(ρ:密度, U:上流速度, s:スパン, h:振動振幅, f:振動数)

3.解析結果

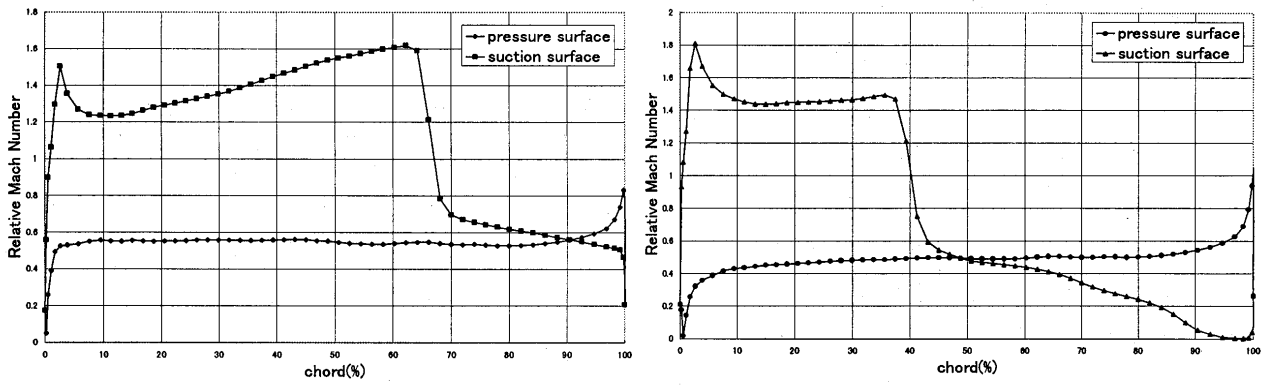
1) 定常解析結果



(1)97%　　(2)92%

図4　翼間等マッハ線図

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.



(1) 97%　　(2) 92%

図 5　翼面マッハ数分布

まず、定常解析の結果を図 4 に示す。図 4-(1)をみると、97%回転では相対速度が遷音速となり、流れ場に強い衝撃波が発生している。衝撃波は翼の suction 面の 60～70%コード付近から生じており、ソリディティが低いため翼間に収まらず、翼列の前方に飛び出してしまっている。

また図 4-(2)の 92%回転時の定常流れ場を見ると、97%に比べると衝撃波が弱くなっており、位置が前方に移動している。

次に翼面マッハ数分布を図 5 に示す。図 5-(1), (2)ともに、翼の pressure surface の翼面マッハ数はほとんど一定であり、suction surface の翼面マッハ数分布から、92%の場合衝撃波の位置が 40%コード付近の前方に移動しているのが分かる。

2) 非定常解析結果

次に非定常空力仕事の結果を示す(図 6)。この図の縦軸は、無次元化した非定常空力仕事であり、横軸は隣りあった翼の振動変位の位相差である。97%回転では、隣の翼との振動変位の位相差が何度であろうとも流体は翼に対して仕事を行わない、つまり非定常空気力は減衰力として働いているといえる。これは 97%回転付近で実機でも振動がおきていないことと一致している。また 92%回転

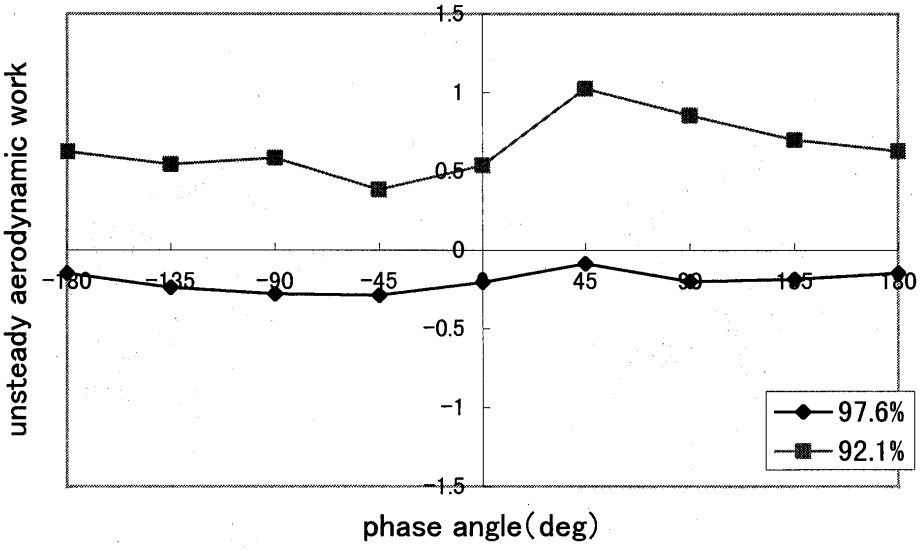


図 6　位相差による非定常空力仕事

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

では、全位相差について正の仕事となっており、翼に対して非定常空気力は励振力として働いている。92%回転付近の実機での振動は、この空力励振力によるものと考えられる。

空力励振力が働いているが、ダブテールでの構造減衰によって翼振動は小さいレベルに収まっていると考えられる。ダブテール部における摩耗はこの構造減衰を与えた結果といえる。

4. 結論

エンジン振動計測データ及び数値流体解析結果の両方から、解析対象となった動翼は92%～95%回転付近で翼振動によって生じる空力励振力により、一次捩じれモードで振動していると考えられる。また85%付近では、ストラット後流を励振源とする共振により、同じく一次捩じれモードで振動している。ダブテールに残っている跡は、これらの振動が発生した時の構造減衰によってできたものと思われる。

参考文献

(1) 青野 比良夫：日本ガスタービン学会誌,19-76(1992)

(2) D.Kato, I.Mizuta, T.Watase, H.Hattori and K.Kobayashi ,"Prediction of High-Order-Mode Blade Forced Response in a Transonic Axial Compressor", ISABE99-7031

(3) 加藤 大･水田 郁久、「ウェーク励振を受ける圧縮機翼の強制振動応答予測」第27回ガスタービン定期講演会講演論文集

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

翼端隙間を有する
タービン静・動翼列内部流れの３次元段落解析

＊飯田耕一郎（早大院）、　大田英輔（早大・理工）
山本孝正（航空宇宙技術研究所）、　稲葉亨（日立製作所）

1．まえがき

流体機械において、翼列内で発生する２次流れは性能の低下を招くと予想されている。そのため、流体機械の更なる性能向上のためには２次流れの低減とその構造の理解が必要である。通常、動翼列の先端面とケーシング間には隙間が存在し、この隙間内の流れについては不明な部分も多い[1]。また、この翼端隙間からの漏れ流れは、主流部で漏れ渦を形成し、流体機械の性能に大きな影響を与える。そのため、翼端隙間内部の流れと損失発生構造との関係の理解は重要である。動翼においては翼とケーシング壁面に相対運動があるため、この影響で隙間内の流れ及び損失の発生状況は静翼と異なると予想される[2]。また、圧縮機におけるケーシング壁面の相対運動は翼端隙間内の損失を抑制するとの報告もなされているが[3]、ケーシング壁面の相対運動の方向は圧縮機とタービンでは向きが逆になるため、異なる影響が予想される。

本研究では、タービンにおける翼端隙間内の流れと損失発生のメカニズムを理解するため、風洞実験と数値解析を行った。実験には静・動翼共にチップ側にクリアランスを有する３段軸流タービン実験風洞を用い、数値解析では第２段静動翼列を対象とした段落解析を行った。はじめに、主流部の流れとチップ近傍の流れについて実験と計算の結果を比較し、その後計算結果より静・動翼端隙間内の詳細な流れと損失発生の構造を調べた。また、翼とケーシング壁面の相対運動が隙間内の流れと損失に与える影響も調査した。

2．風洞実験と数値解析

2.1 実験方法

図１に３段軸流タービンの実験翼列と測定格子を示す。各翼列として、静翼と動翼で流れの比較を行い易くするため、同形状・同枚数の翼列を用いた。表１に主な翼の仕様を示す。なお、静・動翼列共に、1.25mm(流路スパンの1.84%)の翼端隙間を有す。測定は主に第２段静・動翼列で行い、静翼列の内部及び出口下流部を５孔ピトー管で、動翼出口下流部を単一傾斜熱線で測定した。また、チップ壁圧を高応答性全圧管で測定し、静翼端面の流れを油膜法で可視化した。

2.2 定常段落解析方法

計算方法として、基礎方程式に薄層近似とレイノルズ平均を施した３次元 Navier-Stokes 方程式を用い、近似因子分解を用いて陰的に解く。対流項に Chakravarthy -Osher の TVD スキーム、粘性項に２次精度中心差分、乱流モデルに Boldwin-Lomax の代数モデルを用い、定常解への収束を早めるため、局所時間進行法を用いる[4]。定常段落解析として、静・動翼列境界において、基礎方程式の基本変数をピッチ方向平均処理し、そのスパン方向分布のみ静・動翼間で受け渡した。

表１ 翼仕様

		rotor	stator
number of blades	N	20	
chord length	C	89.17 mm	
axial chord	Cax	68.00 mm	
blade span	H'	66.75 mm	
blade pitch	S	666.44 mm	
inlet camber angle	in	0.0 deg	
outlet camber angle	out	68.0 deg	-68.0 deg
turning angle		68.0 deg	
stagger		39.0 deg	-39.0 deg
aspect ration	H'/S	0.749	
cascade solidity	C/S	1.342	
hub/tip diameter	Dhub/Dtip	355/491 mm	
axial spacing	Cas	22.8 mm	

図２に計算格子の全体図を示す。図の様に流入・流出部、主流部、翼端隙間部にそれぞれにH型格子を形成した。格子点数は主流部・流入部・流出部にそれぞれ126×47×68点、翼端隙間部に76×38×22点配

第１５回ガスタービン秋季講演会
講演論文集，2000.11，（北九州）

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

した。今回翼端隙間内の計算を特に精度良く行うために、翼端隙間のスパン方向に22点と、十分な点数を配置した。計算はNALの並列計算機(NWT)を用い、4台並列計算を行った。解析対象として第2段静・動翼列を選び、入口及び出口の境界条件にピッチ方向平均した実験値を用い、入口境界には流速、流れ角、全圧、全温のスパン方向分布、出口境界には静圧分布を与えた。

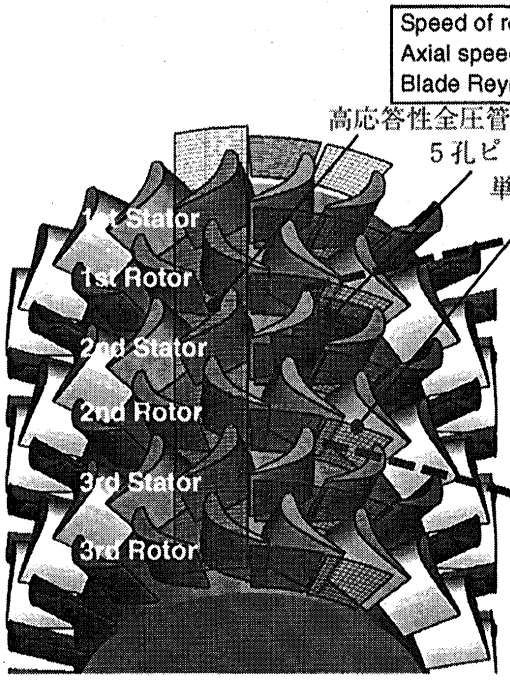


図1 実験測定点

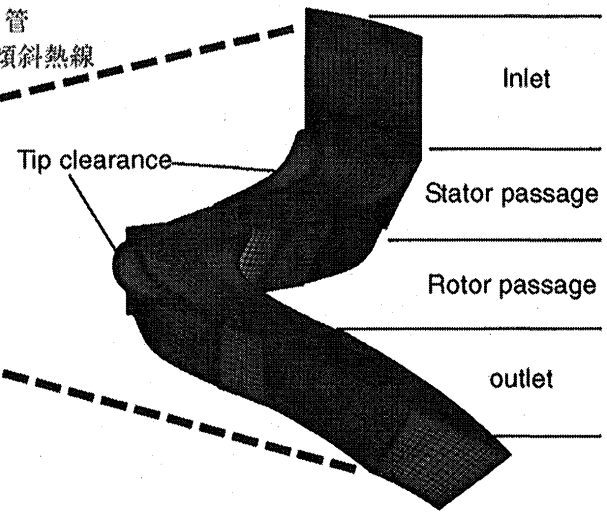
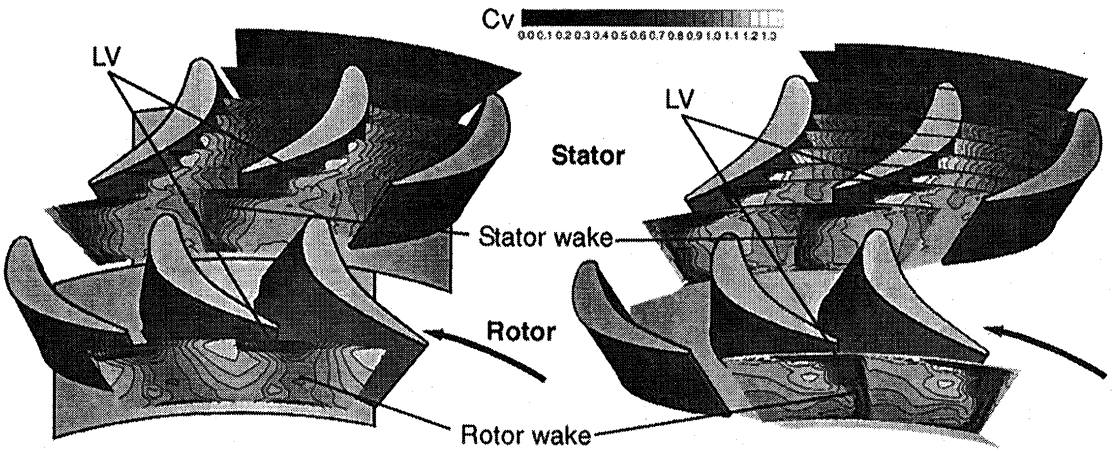


図2 計算格子

3. 結果

3.1 実験と解析結果の比較

図3は流速分布の実験と計算の比較である。計算結果は静翼列では翼列内部を含め流れの様相を良く予測しいる。特に、静翼での漏れ渦(LV)の開始点や発達の状況、静翼出口の流速分布は実験と良く一致している。これに対し、動翼列出口の流速分布では、ウェークの形に計算と実験で差がみられる。これは、静・動翼列境界でデータのピッチ方向平均処理を行ったことによって、下流の動翼列での計算精度が落ちたためと予想される。



(a) 実験　　(b) 定常段落解析

図3 流速分布の比較

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

図４に実験と計算との、ピッチ平均したチップ壁圧の軸方向分布の比較を示す。静翼、動翼共に傾向は良く一致しており、特に静翼での計算値は非常に良い精度で実験値を予測している。動翼では、流速分布同様、値に若干差が見られる。

図５に静翼端面上の流れの油膜試験結果と計算による流線を示す。また、図６に動翼端面上の流線を、静翼と比較しやすいよう、上下反転させた図を示す。静翼端面上の流線は、翼正圧面に沿って流れの剥離と、再付着を予想している。油膜写真ではこの剥離領域に油の集積が確認でき、現象が良く一致している。再付着線を点線で表したが、静翼では翼後縁に近づくに従い、再付着線が負圧面側に移動し、剥離領域が広がっている。一方動翼では、再付着線が後縁付近でも正圧面側に留まり、剥離領域も静翼に比べ、小さい。

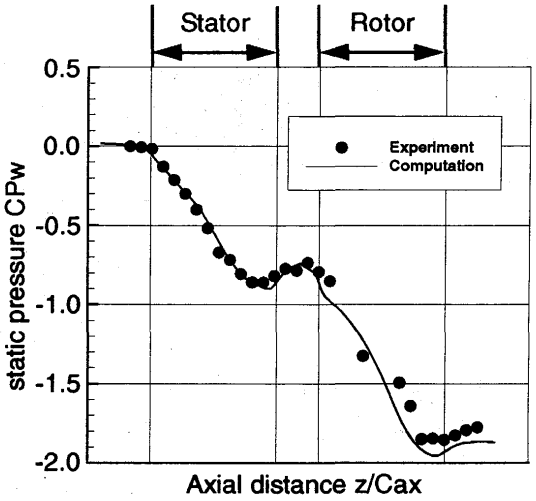
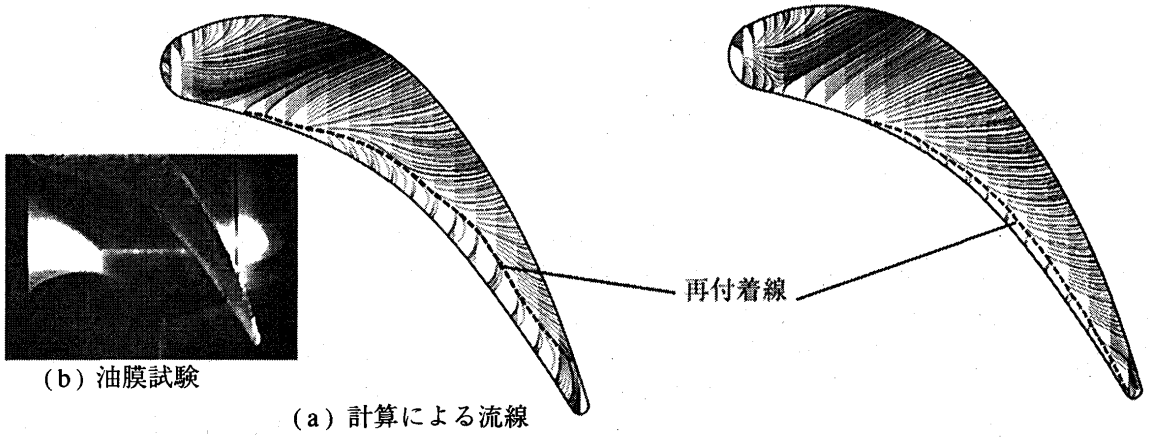


図４　チップ壁圧の軸方向分布

以上の実験と計算結果との比較から、解析結果は主流部のみならず、チップ近傍においても、流れを良く予測していることが確認できた。



(b) 油膜試験

(a) 計算による流線

図５　静翼端面上の流れ

図６　動翼端面上の流線

3.2 翼端隙間内の流れと損失発生構造

図７は定常解析によって得られた静翼の翼端隙間流れの翼エッジ近傍の拡大図である。正圧面側から翼端隙間に流入する際、流れは翼のエッジで剥離し渦(EV)を形成し、その後、再付着する。一方、負圧面側では翼端隙間から流れが流出し、その際翼負圧面近傍では漏れ渦を形成し、その渦によりチップケーシング表面で流れが一部剥離する。

一方、図８は動翼の翼端隙間流れの拡大図である。静翼との比較のため左右反転した図を示す。動翼の場合、チップケーシング付近の流れが壁面の相対運動により引きずられ、負圧面から正圧面へと向かっている。この流れは、漏れ流れと逆向きのため、漏れ流量を減少させると予想できる。また、この流れの影響で、正圧面の剥離領域が減少するため、再付着点が静翼より正圧面側に存在し、エッジ渦が静翼と比べ小さくなっている。負圧面側ではチップケーシングに引きずられる流れの影響により、漏れ流れの流出方向がハブ側に歪められ、漏れ渦の形状が静翼と異なる。

図９は翼端隙間内の全圧損失分布であり、動翼においては左右反転した図を示す。静翼の軸コードの４９％の断面では、正圧面コーナーにエッジ渦による高損失領域が形成されている。また、下流断

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

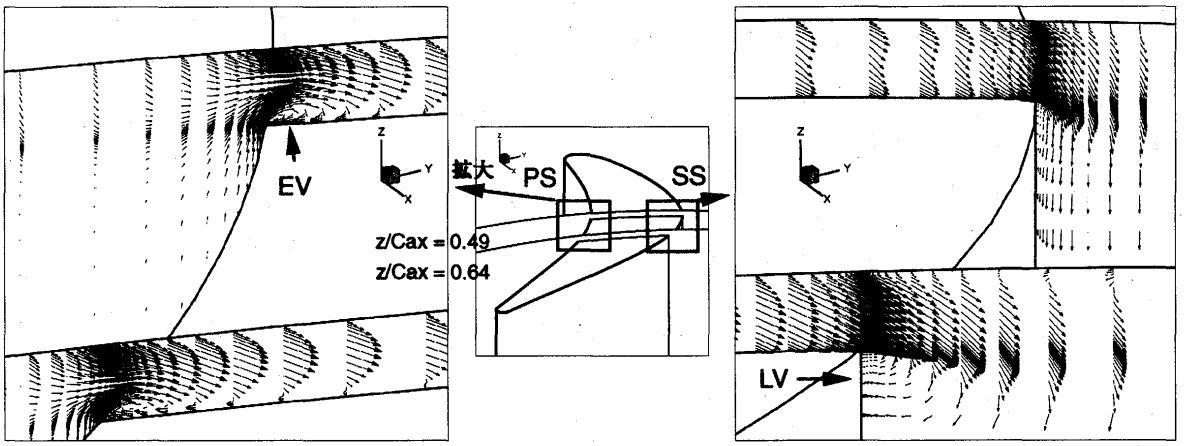


図７　静翼翼端隙間流れの拡大図

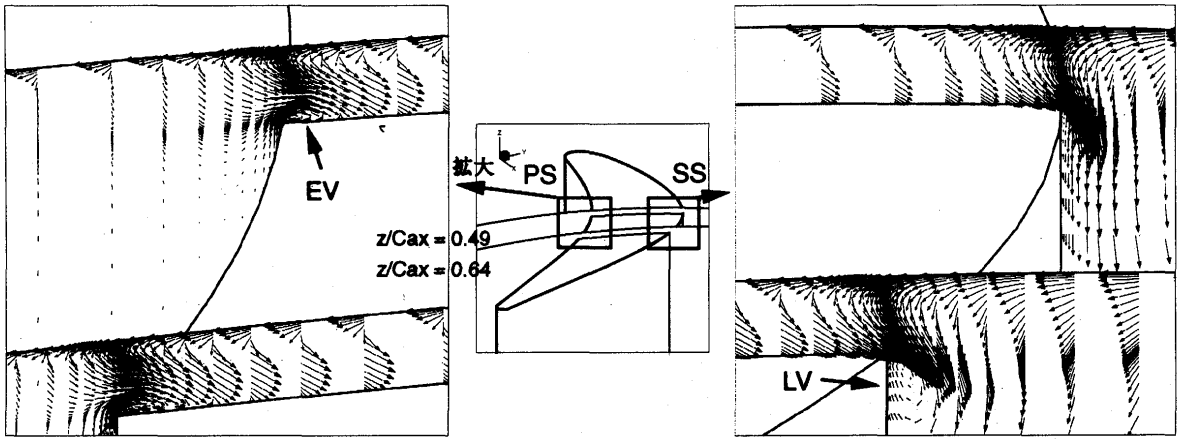


図８　動翼翼端隙間流れの拡大図

面では、この高損失領域が翼端面全体を覆う様子が見られる。これは、エッジ渦と翼端面上の境界層が発達し、剥離領域が広がったためと考えられる。また、チップケーシング壁面でも、境界層により損失領域が形成されている。翼軸コードの６４％の断面では、翼端隙間流出後に流れがチップ壁面から剥離するため、その位置にも高損失領域が見られる。

一方、動翼ではエッジ渦による損失領域が静翼に比べ小さい。また、翼端面を覆う損失領域も静翼に比べ薄く、チップケーシング表面近くでも損失が少ない。これは、チップケーシングの相対運動の影響で漏れ流れ量が減少し、また、壁の運動で流れにエネルギーが加えられるためと考えられる。静翼と動翼の軸コードの９２％の断面では、漏れ渦の領域と翼負圧面近傍の損失分布にも若干違いが見られる。

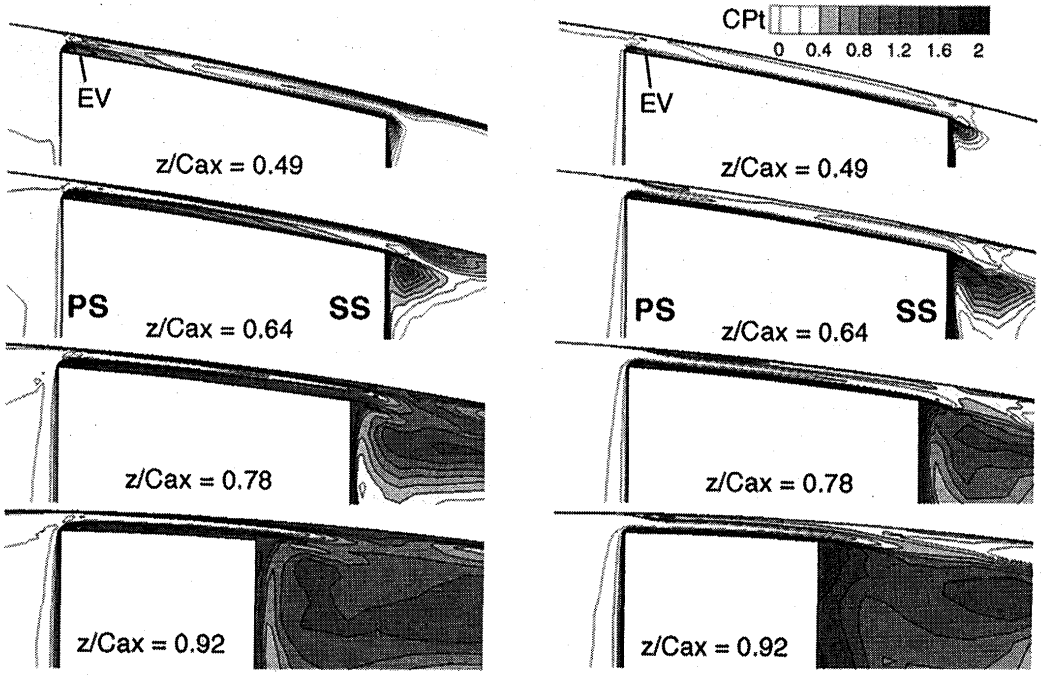
図１０に翼端隙間内の３次元流線を示す。翼正圧面側にエッジ渦、翼負圧面側に漏れ渦が確認できる。静翼では、強いエッジ渦のため、流線は正圧面コーナーに沿って翼後縁までらせんを描くが、動翼では渦が弱いため翼後縁に到達するまえに消滅し、漏れ流れとなる。

表２に静翼及び動翼でのエネルギー損失と漏れ流量を比較する。また、表３に各翼列流路全体の損失と流量の内、翼端隙間で生ずる損失と流量の割合を示す。次式にエネルギー損失の計算式を示す。

$$\Delta E = \oint_S \left(\frac{1}{2}V^2 + \frac{P}{\rho}\right)\cdot\vec{V}\cdot d\vec{A}$$
$$= \int_{in}\left(\frac{1}{2}V^2 + \frac{P}{\rho}\right)\left|\vec{V}_{in}\cdot d\vec{A}_{in}\right| - \int_{out}\left(\frac{1}{2}V^2 + P\right)\left|\vec{V}_{out}\cdot d\vec{A}_{out}\right| \quad (1)$$

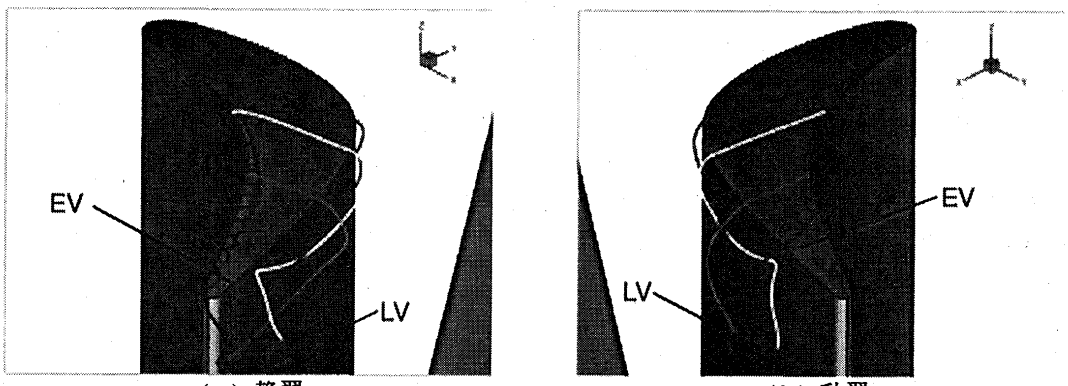
損失はこの式を用いて、図１１に示すごとく、翼端隙間境界の法線成分と流速ベクトルの内積にエネルギー項を掛けたものを境界全体で積分して求めた。本解析では流速が十分遅く非圧縮流れに近いた

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.



(a) 静翼　　(b) 動翼

図9　翼端隙間内の全圧損失分布



(a) 静翼　　(b) 動翼

図10　翼端隙間内の3次元流線

表2　静翼と動翼での損失と流量の比較

	Rotor/Stator %
energy loss at passage	119
energy loss inside TC	82
mass flow inside TC from PS to SS	90

表3　翼端隙間内が翼列流路に対して占める割合

	TC/ Passage %	
	Stator	Rotor
energy loss	8.5	5.9
mass flow inside TC		
from PS to SS	2.5	2.3
from SS to PS	0.3	0.9
total mass flow	2.8	3.1

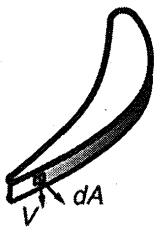


図11　翼端隙間境界の計算図

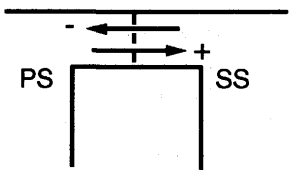


図12　翼端隙間通過流量の説明図

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

め、式１で密度はほぼ一定である。なお、表２、３に示した流量は図１２に示す様に、翼端隙間内において翼コードを正圧面から負圧面に通過するものを正、その逆を負とした。表２より、エネルギー損失は、翼列全体では動翼の方が１９％多いのに対し、翼端隙間内では動翼の方が１８％少ない。一方、表３より翼端隙間損失は静翼では流路全体で発生する損失の８．５％、動翼では５．９％を占めている。動翼列では、ケーシング壁の相対運動の影響により、翼端隙間内を正圧面から負圧面へと向う漏れ流れは減少し、逆向きの流量は増えている。図１３に翼列境界を通過する、単位面積当たりの流量の分布を示す。翼端隙間への流入を正、流出を負にとった。静・動翼共にチップ近傍で流れのインシデンスが負のため、翼の軸方向コード約３０％の位置より上流では負圧面から正圧面方向へ漏れ、３０％の位置より下流では、正圧面から負圧面へ漏れている。

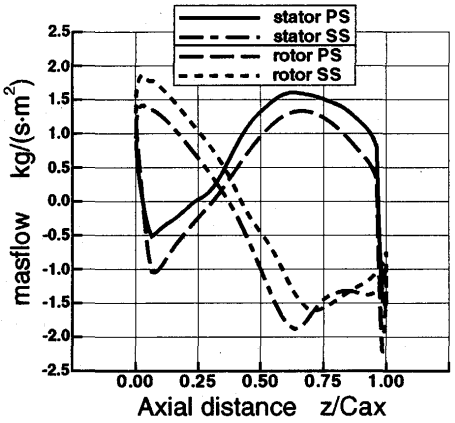


図１３ 翼端隙間境界での単位面積当たりの流量

3.3 非定常段落解析

前述の定常段落解析では静・動翼列境界で基本変数のピッチ方向平均処理を行った。このため、後方の動翼列での計算精度が悪いと予測できる。現在、より精度の良い予測をするため、非定常段落解析を進めている。計算方法については以下の点を改良した。(1)静・動翼列境界をすべり境界とし、各時刻でデータの受け渡しを行う。(2)時間精度の維持のため４回の Newton 反復を行う。(3)入口、出口境界では準無反射境界条件を用い、入口境界で流入角を固定しない工夫を行う。(4)計算格子は上流からのウェークと翼表面の境界層との干渉を精度良く予想するために、翼周りにＯ型格子を配置し、流路をＯＨ複合格子で形成する。図１４はミッドスパンにおける全圧分布の初期結果である。



図１４ 非定常段落解析による全圧分布

4．まとめ

本研究では、静・動翼共にチップ側にクリアランスを有する３段軸流タービンの第２段静・動翼列を対象として定常段落解析を行い、実験と比較し、以下の結果を得た。

（1）定常段落解析により主流部、チップ近傍の流れをおおむね予測できた。また、現在動翼での計算精度の向上のため、非定常段落解析を進めている。

（2）主流部から翼端隙間に流入する際、翼端面側で流れが剥離し、エッジ渦が形成され、高損失領域を形成する。

（3）動翼では翼とチップケーシングとの相対運動により、翼端隙間内の流れは大きく影響を受け、翼端隙間内で発生する損失及び漏れ流量が、静翼に比べ減少する。

5．参考文献

[1] Bindon,J.P;The Measurement and Formation of Tip Clearance Loss, Journal of Turbomachinery,Trans. ASME,Vol.111,pp.257-263,1989

[2] Inaba,T.,Yamamoto,A. and Outa,E.;Numerical Simulation of Blade Tip Leakage Flow in an Axial Flow Turbine,4th ISAIF Proceedings,Volume I,pp.262-273,1999

[3] Kang,S. and Hirsch,C.;Tip Clearance Flow and Loss in Axial Compressor Cscades,AGARD-CP-571,10,1995.

[4] Matsuo,Y.;Computations of Three-Dimensional Viscous Flows in Turbomachinery Cascades,AIAA Paper 91-2237,1991.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

C－3

CFDによる軸流タービン動翼列の三次元渦流れ構造解析

＊古川雅人，森野泰蔵，山田和豊，井上雅弘（九大）
内田澄生，田代　光（三菱重工）

1. 緒　　言

軸流タービン動翼列内では，馬蹄形渦，流路渦，および翼端漏れ渦などの渦構造が形成され，極めて複雑な渦流れ形態が形成されていることが示唆されている(1)．しかしながら，動翼列内の流れ場を計測することは容易でなく，従来のほとんどの研究では動翼列を模擬した翼端すき間付きの直線翼列が解析対象とされてきた(1)(2)．回転している動翼列内の流れ場を計測した例(3)もあるが，三次元流れ構造を解析するまでには至ってない．今後，動翼列内の流れ解析には，CFDの適用がますます要求されることになるであろうが，流れ場の複雑さ故に，CFDにおいても大規模数値データとしての計算結果から三次元渦流れ構造を抽出・解析することは容易でない．以上の観点から，CFDにより軸流タービン動翼列の三次元渦流れ場を解析する際に不可欠となるデータマイニング手法について述べる．

2. 数値計算スキームおよび計算格子

本解析では，動翼列とともに回転する相対座標系において，Reynolds平均を施した三次元圧縮性Navier-Stokes方程式を基礎方程式とし，Reynolds応力の評価にはBoussinesq近似を用いた渦粘性形乱流モデルを導入した．乱流モデルとして，k-ω形２方程式モデル(4)を用いた．数値計算法は有限体積法を用いた緩和形陰的高解像度風上スキーム(5)(6)に準拠して構築された．すなわち，時間方向に非粘性・粘性流束および体積力（コリオリ力，遠心力）のすべてを陰的に離散化し，空間上で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．非粘性流束はRoeの近似リーマン解法を用いたTVDスキーム(7)と３次精度のMUSCL法(8)を組み合わせた高解像度風上スキーム(9)により評価された．粘性流束はGaussの発散定理を用いて中心差分的に求められた．時間に関して線形化されて得られた連立一次方程式は，近似因子化法によらず，Gauss-Seidel形の点緩和法により解かれた．

動翼列の１ピッチ間のみを解析対象とした．翼端漏れ流れを含めた複雑な翼間流れ場を正確に捕らえるために，複合形の計算格子を用いた．すなわち，計算領域を主流部と翼先端すき間部の二領域に分割し，各領域で構造格子を形成した．主流部の格子では流れ方向に116セル（翼間内に56セル），スパン方向に101セル，ピッチ方向に64セル設定した．翼先端すき間部にはめ込まれた格子は，コード方向に56セル，ピッチ方向に41セル，スパン方向に30セルから構成された．このとき，セル総数は818,704セルであった．壁面上の最小格子幅は翼先端コード長の5×10^{-5}（$Y+ < 1$）とした．

3. Critical point理論に基づいたデータマイニング

3.1 三次元渦構造の同定

流線やベクトルの表示および物理量の等高線や等値面表示など，従来用いられてきた可視化手法のみを適用したのでは，CFDで得られた大規模数値データから，タービン動翼列内の複雑な渦流れ構造を的確に抽出・解析することは容易でない．最近，LIC（Line Integral Convolution）を拡張して三次元ベクトル場全体を一度に可視化する手法（Volume LIC）(10)が提案されている．この手法を利用すると，流れ場全体の速度ベクトル場がボリュームレンダリングにより三次元的に可視化されるが，流れ場の構造は目視で探し出す必要があり，複雑な渦流れ構造を全て抽出することは容易でない．何らかの方法で渦構造を抽出し，それを直接可視化することが望まれる．

タービン動翼列流れ場では，馬蹄形渦，流路渦，コーナー剥離渦および翼端漏れ渦などの渦構造が形成され，翼列内の二次流れ場を支配している．これらの縦渦構造は周囲の壁面境界層と干渉しながら，非一様な主流に沿って発達するので，その複雑な流れ形態から渦構造を把握するために

第１５回ガスタービン秋季講演会
講演論文集，2000.11，（北九州）
Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

は，解析的あるいは半解析的な渦中心（あるいは渦コア）の同定方法が必要となる．乱流の素過程における渦構造の解析に関する最近の研究と相俟って，渦コアの同定法について検討が加えられている[11]．従来の同定法を大別すると，渦度分布による方法，圧力分布による方法およびCritical point理論に基づいた方法があるが，流れ方向に大きな圧力勾配をもつ翼列流れに対しては，Critical point理論に基づいた渦コア同定法が最も適している[12]．

Critical point理論に準拠した渦コア同定法[13][14]は，流れパターンの位相幾何学的解析[15]に基づいている．この方法では，速度勾配テンソルが一つの実固有値および二つの共役複素固有値を持つ場合，流れは渦状パターンを描き，その渦中心線は実固有値に対応した固有ベクトルと平行であることに基づいて渦中心線が抽出され，この中心線が計算セルを横切る場合に，その計算セル内に含まれた線分が局所的な渦中心線として同定される．全体的な三次元渦構造は，計算セル毎に抽出された渦中心線を全て表示することにより得られる．この方法では，渦コア同定のために指標を設定する必要はない．しかしながら，渦構造が渦中心線(線分)の集合体として可視化されるため，それに沿った物理量の変化を把握することが容易でない．本解析では，抽出された渦中心線自体を可視化するのではなく，計算セル内に含まれる渦中心線の数から渦コアの存在率を定量化し，その存在率を指標として等値面を表示することにより渦コアを可視化した．この解析手法では，渦コアの存在率が新たな指標として導入されたが，同定される渦コアの構造はその指標の閾値に大きく依存しない．

さらに，渦の巻上がりの強さなど，渦の挙動を定量的に把握するために，同定された渦コアを次式で定義される無次元ヘリシティー*Hn*分布で色付けして表示する．

$$H_n = \frac{\vec{\xi} \cdot \vec{w}}{|\vec{\xi}||\vec{w}|}$$

ここで，ξは絶対渦度ベクトル，*w*は相対速度ベクトルである．この無次元ヘリシティーはLevyら[16]による定義に準拠しているが，動翼列内の二次流れ場が絶対渦度の相対流れ方向成分に支配されることを考慮して，絶対渦度ベクトルと相対速度ベクトルの成す角度の余弦値として定義されている．無次元ヘリシティー*Hn*の定義から，その絶対値が1となる領域は，流れ方向に縦渦が強く巻き上がっていることを意味する．また，その符号は流れ方向に対する渦の回転方向を示す．さらに，渦度の流れ方向成分とは異なり，渦の減衰にかかわりなく，渦コアに沿った無次元ヘリシティーの分布から定量的に渦の挙動を解析することができる．

著者らは，上述のCritical point理論に基づいた渦コアの同定，およびその渦コアに沿った無次元ヘリシティー分布の表示から渦の構造と挙動を解析する手法を"Vortex Hunter"と呼んでいる（Tornado Hunterをもじって）．このVortex Hunterは，翼列内の複雑な渦流れ現象を解析するための極めて強力なツールであり，低速軸流圧縮機動翼列の失速点近傍における翼端漏れ渦の崩壊を新たに見出し[17]，その崩壊に起因した翼端近傍の非定常流れ挙動を解明すること[18][19]，また半開放形プロペラファン流れのLES解析において渦構造の非定常挙動およびそれが空力騒音発生に及ぼす効果を解明すること[20][21]などに貢献している．さらに，Vortex Hunterは衝撃波を伴う渦流れ場への適用も可能であり，遷音速軸流圧縮機動翼列の失速点近傍において，翼端漏れ渦が衝撃波との干渉により崩壊することを見出すことにも役立っている[22]．

3.2 限界流線のトポロジー解析

翼列内の縦渦はその形成過程自体に境界層の剥離を伴う場合がほとんどであり，さらには形成後に周囲の境界層と干渉して剥離を引き起こすこともあり，縦渦構造を同定するだけでなく，それに伴う三次元剥離形態を把握することが，タービン動翼列の流れ解析においても重要となる．CFD用の可視化ソフトウェアの普及に伴って，三次元流線の可視化から剥離形態の解析を行いがちであるが，翼列内の複雑な三次元剥離形態を的確に抽出・解析するためには，限界流線のトポロジー解析が不可欠である．すなわち，物体壁面上の摩擦応力線（限界流線）に現れる包絡および特異点に

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

は，そのまわりに形成されている三次元流れ構造が強く反映されるので，Critical point理論[15]に基づいて限界流線のトポロジーを調べることによって，壁面上に縮約された二次元的な情報に過ぎない限界流線から，壁面上の三次元流れ構造を抽出するのである．

壁面上に湧き出しや吸い込みが存在しなければ，限界流線の包絡が剥離線あるいは付着線に対応する．Critical point理論では，限界流線に現われる特異点に着目して，限界流線のトポロジーと三次元流れ構造との関係付けがなされている[15]．特異点は壁面剪断応力が0になる点として定義され，一般に鞍点(saddle)，節点(node)，渦状点(focus)に分類される．鞍点は，一般に壁面に平行な対向する二つの流れが干渉する場合に形成される．すなわち，鞍点は壁面に現われる分岐点であり，剥離泡の前縁部に形成されることが一般に知られている．節点では，すべての限界流線が特異点から流出あるいは流入するパターンを示し，それぞれのパターンは付着と剥離に対応する．渦状点は，壁面上に端を持つ渦構造の形成に伴って現われる特異点である．

4. 解析例

低速試験用の軸流タービン動翼列流れに本解析手法を適用した結果について述べる．まず，図1はハブ面上の限界流線およびハブ面近傍の渦コアをケーシング側から眺めたものである．同図では，黒い実線が限界流線があり，限界流線に現れた剥離線および付着線がそれぞれSLおよびALで，鞍点が白丸で，節点および渦状点が黒丸で示されている．また，同定された渦コアは無次元ヘリシティー分布で着色され（白が1，黒が−1に対応），半透明表示されている．翼前縁近傍に馬蹄形渦が形成されており，その上流側に剥離線SL2が認められ，その剥離線上の鞍点が左右の翼間への流れの分岐点に相当する．馬蹄形渦において，Hnが正の値（白側）を示している部分が負圧面側の脚，負の値（黒側）を示している部分が圧力面側の脚に対応する．その圧力面側の脚は，流路渦となって翼間を横切り，隣接翼の負圧面近傍へ移流し，拡散してその下流では明確な縦渦構造を呈していないことがわかる．流路渦の負圧面側に剥離線SL3およびSL1が認められ，剥離線SL1と負圧面の間にコーナー渦が形成されている．一方，馬蹄形渦の負圧面側の脚は翼前縁を回り込んだ直後に消滅する．この負圧面側の脚に沿った流れは剥離線SL3の方向に向かうが，その途中の節点で剥離している．この節点と剥離線SL3の間に付着形の渦状点が認められ，この渦状点に端を持つ渦構造が形成されており，この領域では極めて複雑な剥離・付着流れの形態が生じていることがわかる．

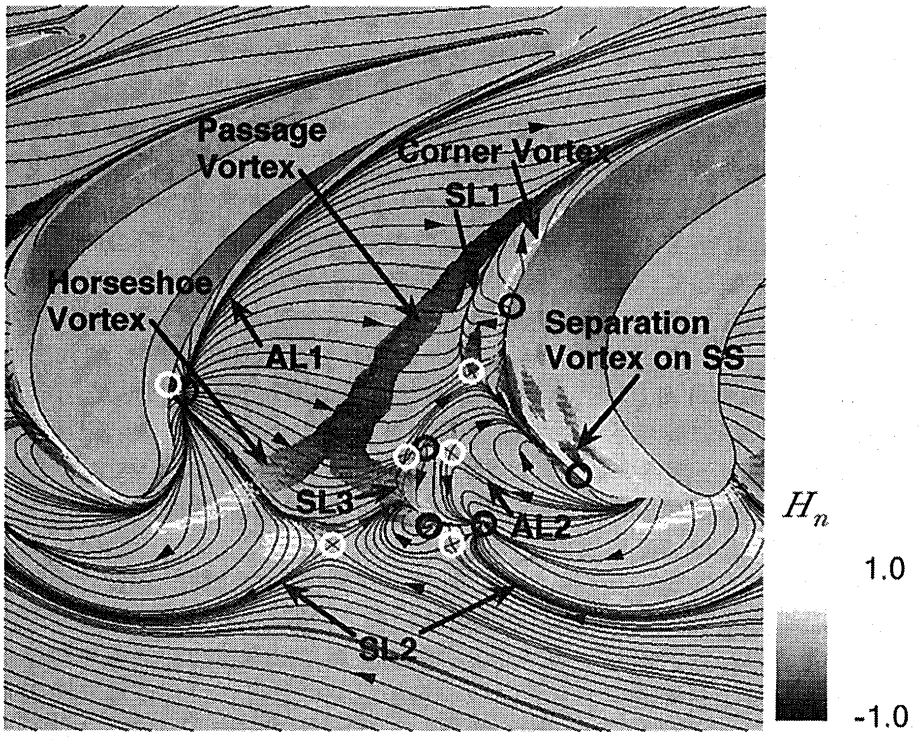
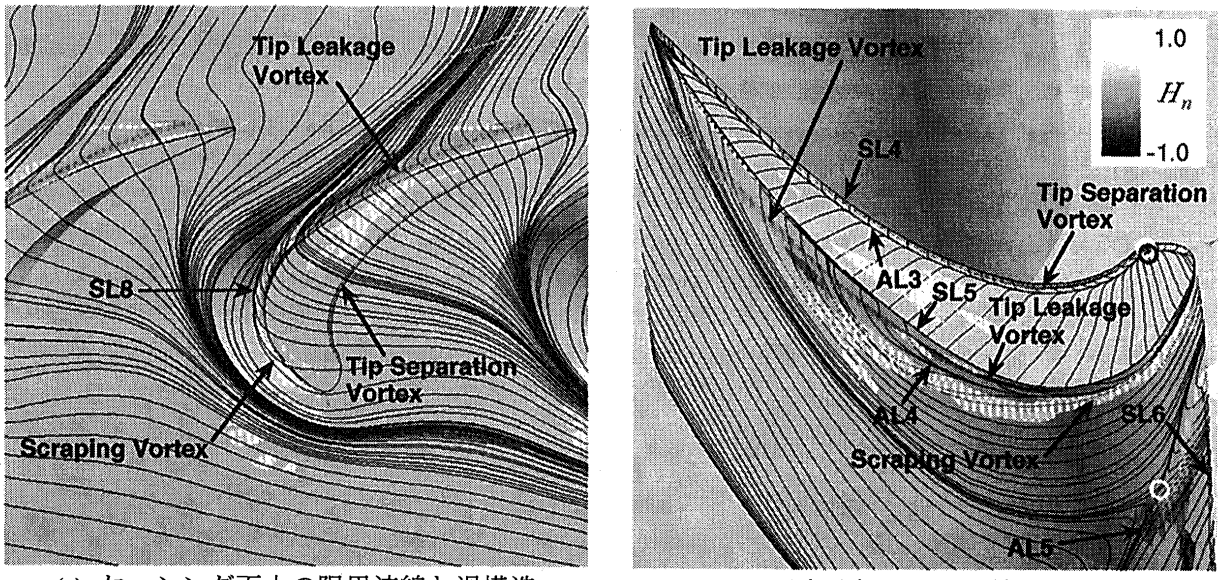


図1　ハブ面近傍の渦構造およびハブ面上の限界流線

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.



(a) ケーシング面上の限界流線と渦構造　　(b) 翼先端部の限界流線と渦構造

図２　ケーシング面近傍の渦流れ場

このことは，翼前縁を負圧面側に回り込んだ馬蹄形渦が隣接翼の圧力面側へ向かう際に，大きな逆圧力勾配を受けて縦渦構造を維持することができなくなり，崩壊したことを示唆している．

図２はケーシング面近傍の渦コア構造，ならびにケーシング面および翼先端部の限界流線を示している．最大翼厚み位置付近の負圧面から，翼端漏れ渦が形成されている．圧縮機動翼列とは異なって，翼端漏れ流れの方向とケーシングの回転方向が逆であることから，翼端漏れ渦は負圧面から大きく離れることなく下流へと移流している．翼端漏れ渦に隣接した翼間側に，かき上げ渦が形成されており，それに沿って剥離線SL8が認められる．しかしながら，ハブ面と比べて，ケーシング面上の限界流線は極めて単純なトポロジーを示しており，翼列への流入流れ，翼間の通り抜け流れおよび翼端漏れ流れの間の単純な干渉形態のみが見られるのみである．本計算条件では，ケーシング面近傍に馬蹄形渦は認められなかった．翼先端部には，その周囲に形成された渦構造に起因した剥離線および付着線が認めれる．翼端面上の流れは圧力面の角で剥離し，その直ぐ下流で再付着しており，その剥離線SL4と付着線AL3の間に渦構造（翼端剥離渦）が形成されている．負圧面の翼端近傍には，流入境界層をかき上げる効果と漏れ渦の効果により，付着線AL4が形成されている．

図３に翼間内の渦構造，代表的な流線（太い実線），および５つの横断面上の全圧損失分布（黒い等高線）を示す．ハブ面側では，馬蹄形渦から成長した流路渦のまわりに，高損失領域が集積していることが明確にわかる．流路渦が隣接翼の負圧面に到達すると，この高損失領域は遠心効果により翼先端側へと移動している．一方，翼先端側では，かき上げ渦および翼端漏れ渦まわりに高損失領域の集積が認められるが，両者のやや下側により一層大きな高損失領域の集積が形成されている．これは，流線（太い実線）で示されているとおり，翼端すき間を漏れ出た流れに起因している．すなわち，翼端漏れ渦とは逆巻きのかき上げ渦が漏れ渦に隣接して形成されていることにより，漏れ流れが漏れ渦に巻き込まれずに，漏れ渦とかき上げ渦とは別の集積過程をとったことがわかる．この点は，軸流圧縮機の動翼列における翼端漏れ流れ場[23]との大きな相違点である．

流入境界層が図１の場合よりも薄い条件におけるハブ面上の渦流れ場を図４に示す．流入境界層が厚い場合（図１）と比べて，馬蹄形渦の負圧面側の脚が長くなっている．また，馬蹄形渦に沿って現れる剥離線SL2の上流側に形成される剥離・付着流れの形態が著しく変化している．このように，ハブ面上の渦流れ構造は流入境界層の暑さに強く依存していることがわかる．

図１および４で示したとおり，ハブ面上の限界流線には多数の特異点と包絡線が形成される．このように極めて複雑な限界流線のトポロジー解析においては，限界流線を線画として表示する従来の可視化法（図１，４）から，短時間で的確に剥離・付着形態を把握することは容易でない．このような場合には，ベクトル場の新しいアニメージング手法であるLIC（Line Integral Convolution）

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

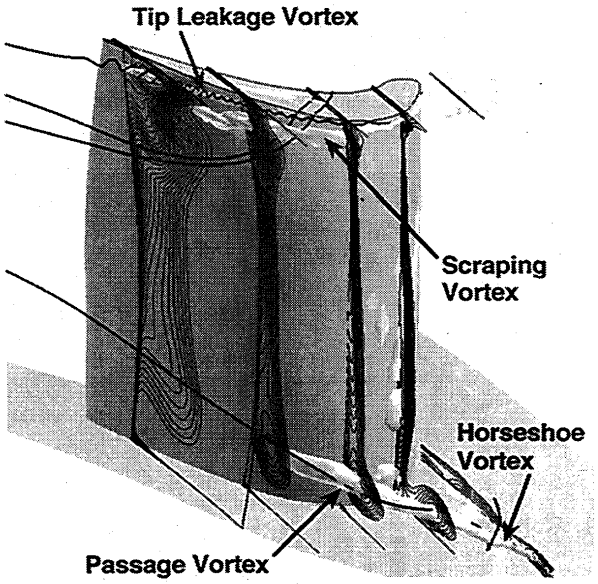


図３　全圧損失分布および渦構造

(24) の導入が有効である．LIC法では，入力画像(White noise bitmap)に対して，流線に沿った重み付き積分を行い，出力画像の各ピクセル強度を得る．すなわち，速度ベクトルに沿って入力画像を局所的に滲ませることにより，限界流線の可視化が行われる．図５は，図４と同じハブ面上の限界流線をLIC法で可視化した例である．LIC法を用いると，インタラクティブな可視化作業を伴うことなく，稠密な流線の描画が可能であり，複雑な限界流線のトポロジーを簡単に解析できる．

5. 結　　言

Critical　point理論に基づいた渦コアの同定および限界流線のトポロジー解析が，軸流タービン動翼列内の複雑な三次元渦流れ構造解析にとって極めて重要であることを述べた．今後，数値計算の規模がますます拡大していくであろうことを考えると，大規模数値データから流体力学的に意味のある情報を抽出するための発見科学を盛り込んだデータマイニング技術を確立する必要がある．

文　　献

(1) Yamamoto, A., Trans. ASME, J. Turbomachinery, 110-3 (1988), pp. 329-338.
(2) Bunker, R. S., Bailey, J. C., Ameri, A. A., Trans. ASME, J. Turbomachinery, 122-2 (2000), pp. 263-271.
(3) Zaccaria, M. A., Lakshminarayana, B., Trans. ASME, J. Turbomachinery, 119-2 (1997), pp. 201-213.
(4) Wilcox, D. C., AIAA Journal, 32-2 (1994), 247-258.
(5) Furukawa, M., Nakano, T. and Inoue, M., Trans. ASME, J. Turbomachinery, 114-3 (1992), 599-606.
(6) Furukawa, M., Saiki, K. and Inoue, M., ASME FED-Vol. 227 (1995) 29-36.
(7) Chakravarthy, S. R., AIAA Paper, No. 86-0243 (1986).
(8) Anderson, W. K., Thomas, J. L. and van Leer, B., AIAA Journal, 24-9 (1986), 1453-1460.
(9) Furukawa, M., Yamasaki, M. and Inoue, M., Trans. ASME, J. Turbomachinery, 113-4 (1991), 573-582.
(10) Interrante, V. and Grosch, C., IEEE Computer Graphics and Applications, Vol. 18, No. 4 (1998), pp. 49-53.
(11) Jeong, J. and Hussain, F., J. Fluid Mech., Vol. 285 (1995), pp. 69-94.
(12) 古川雅人・ほか3名, 日本機械学会講演論文集, No. 98-3 (1998), 109-110.
(13) Sawada, K., Trans. Japan Soc. of Aero. Space Sci., Vol. 38, No. 120 (1995), pp. 102-116.
(14) Haimes, R. and Kenwright, D., AIAA Paper No. 99-3288 (1999).
(15) Perry, A. E. and Chong, M. S., Ann. Rev. Fluid Mech., Vol. 19 (1987), pp. 125-155.
(16) Levy, Y., Degani, D. and Seginer, A., AIAA Journal, Vol. 28, No. 8 (1990), pp. 1347-1352.
(17) Furukawa, M., Inoue, M., Saiki, K. and Yamada, K., Trans. ASME, J. Turbomachinery, 121-3 (1999), pp. 469-480.
(18) 古川雅人・ほか3名, 日本機械学会論文集, Vol. 66, No. 644, B (2000), 1029-1037.
(19) Furukawa, M., Saiki, K., Yamada, K. and Inoue, M., ASME Paper No. 2000-GT-0666 (2000).
(20) Jang, C-M, Furukawa, M., Saiki, K., and Inoue, M., ASME Paper FEDSM99-6850 (1999).

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

(21) 古川雅人・ほか2名, 日本機械学会講演論文集, No. 00-1, Vol. IV (2000), 53-54.
(22) 古川雅人・ほか4名, 日本機械学会講演論文集, No. 00-14 (2000), 187.
(23) Inoue, M., Furukawa, M., Saiki, K., and Yamada, K., ASME Paper No. 98-GT-091 (1998).
(24) Forssell, L., K. and Cohen, S., D., IEEE Visualization and Computer Graphics, Vol. 1, No. 2 (1995), pp. 133-141.

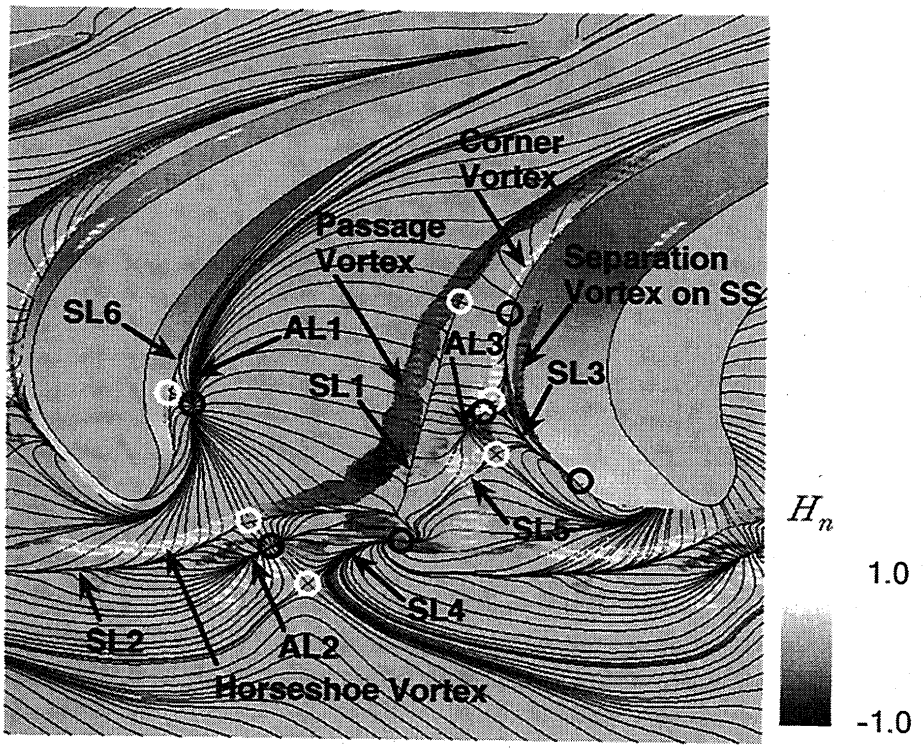


図４　ハブ面近傍の渦流れ場（流入境界層が薄い場合）

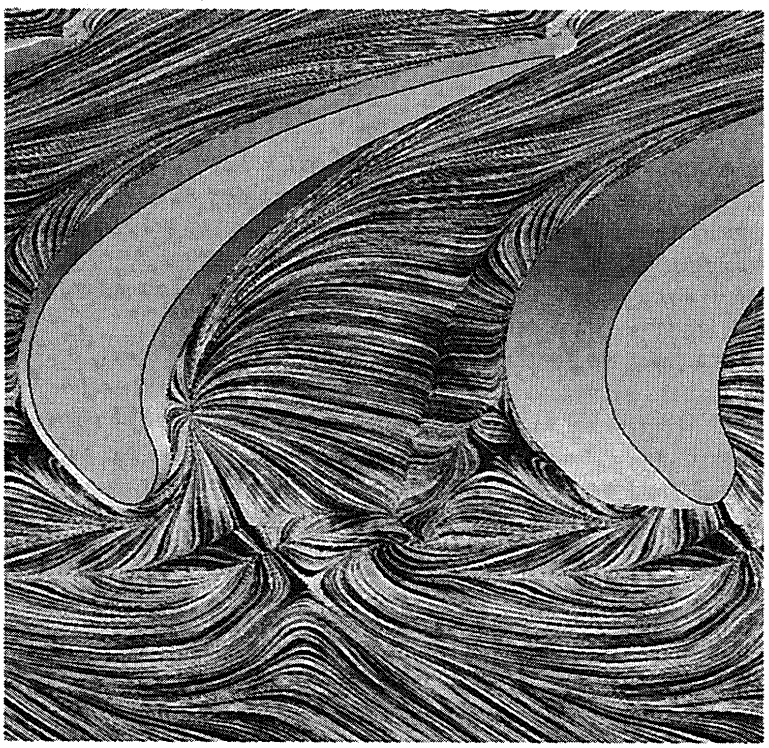


図５　LIC法によるハブ面上の限界流線の可視化（流入境界層が薄い場合）

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

C－4

高負荷衝動タービンの静動翼列干渉による非定常空気力の解析

*渡辺紀徳　（東京大学工学系研究科）
西　秀幸　（東京大学大学院）
堤　雅徳　（三菱重工業(株)長崎造船所）
平野雄一郎（三菱重工業(株)長崎研究所）

1．緒言

転向角の大きい高負荷の衝動タービン段では、静動翼列干渉による翼励振力を従来のポテンシャル解析を基礎とする理論解析法では十分に見積もれないため、流体数値解析を適用して励振力を評価するのが有効であると考えられる。前報[1]では前置静翼との干渉により下流動翼面に誘起される変動空気力を、流れの二次元数値解析によって評価する手法を開発し、実験結果との比較から、空気力変動をほぼ的確に捉え得ることを確認した。本研究では引き続き、開発した数値解析法を用いて流れの条件を種々変化させたケースについて解析を行い、発生する非定常空気力を詳細に検討した。特に段落マッハ数と、周速 - 軸流速度比に着目し、これらの変化による非定常空気力の特性の変化について、流れ場の状況と関連させつつ調査した。

2．数値解析法

図 1 に解析対象であるタービン翼列段のミッドスパン断面を示す。ハブ直径 500mm、スパン 18.5mm の翼列である。この翼列については、三菱重工長崎研究所でリグ試験が実施されている。d(mm)は静翼後縁と動翼前縁との間の軸方向距離で、可変となっている。また、d_m(mm)は静翼後縁から座標原点までの軸方向 (x 方向) 距離である。

基礎式には二次元 Navier-Stokes 方程式を用いた。非粘性流束の評価に MUSCL 補間を組み込んだ Roe の流束差分離法を用い、非一様な格子にも三次精度を保つようにした。時間進行には LU-SSOR 陰解法を用いた。乱流粘性は Baldwin-Lomax 乱流モデルで評価している。

入口境界では全圧、全温、流入角を固定し、出口境界では静圧を固定して、他の物理量を外挿した。入口境界と出口境界における波動伝播に関しては、無反射境界条件を採用した。静翼列と動翼列との境界では動翼列の移動に伴って計算格子がスライドして行くが、各時刻において境界面を通過する数値流束を保存的に評価している。翼面境界ではすべり無しとし、また翼列方向の流路間境界には周期境界条件を課した。

供試タービンは静翼に 44 枚、動翼に 98 枚の翼が使われているが、計算負荷を軽減するため、動翼列に 12.5% の相似拡大を施した。これにより翼枚数比が 1:2 となり、静翼 1 枚につき動翼 2 枚の計 3 流路で解析が行えるようになる。動翼の軸方向コードは 28.125mm、ピッチは 18.75mm となっている。

図 2 に計算に用いた格子を示す。H 型の格子で、点数は静翼流路、動翼流路それぞれについて 120 点×40 点である。静翼列と動翼列の境界近傍では格子の直交性が悪

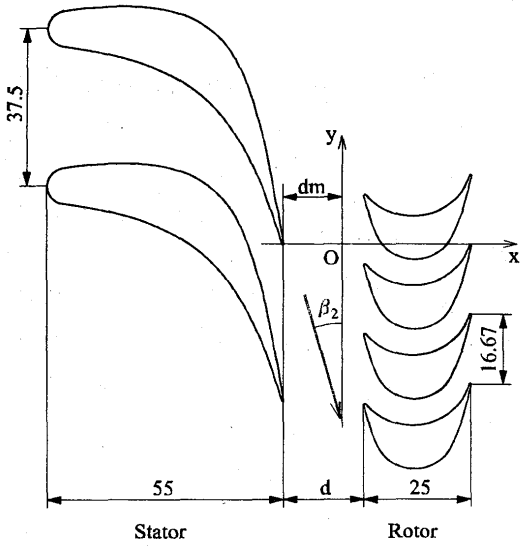


図 1 供試タービン翼列

第１５回ガスタービン秋季講演会
講演論文集，2000.11，(北九州)

Download service for the GTSJ Via 216.73.216.124, 2025/08/23.

くなるため、静翼後縁を尖端状にし、かつ軸方向に向かって格子を適当に湾曲させ、滑らかにつなげている。この部分の格子については、格子数を増やして後縁を供試翼同様に丸めたもの、および後縁は尖端状のままで格子数のみを増やしたものを作成し、同じ条件で計算してみたが、静翼後流の流速プロファイルや流出角分布の結果には差が見られなかった。前報で述べたように、これらの量にはリグ試験の結果と数値解析結果との間に若干相違が見られ、検討の余地があるが、動翼面上の非定常圧力を実験と計算とで比較した結果からは、本解析手法でほぼ妥当な非定常圧力が見積もられることが確認されている（文献(1)参照）。

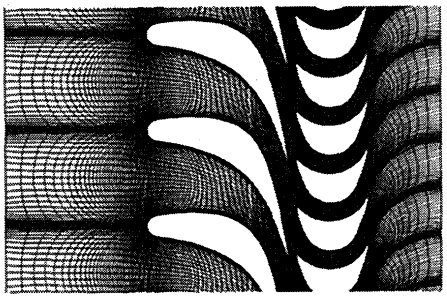


図2 計算格子

3．結果および考察

3.1 計算条件

段落マッハ数M_{st}および周速 - 軸流速度比（速度比u/c_0、 u：動翼周速、c_0：軸流速度の目安としてM_{st}を流速に換算した値）に注目して計算条件を広範に変化させ、動翼に誘起される非定常空気力の特性を調べた。段落マッハ数とは、静翼入口全圧をP_0、動翼出口静圧をP_sとするとき

$$\frac{P_0}{P_s}=\left(1+\frac{\gamma-1}{2}M_{st}^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

から求められるマッハ数で、流れが段内部で等エントロピー的に膨張すると仮定したときの出口マッハ数を表す。

図3には計算した条件をまとめて示す。Series①とSeries②は速度比をそれぞれ0.4および0.6に固定し、M_{st}を0.4から1.2まで変化させた場合である。なお、M_{st}が1.2の場合でも、流れは全領域で亜音速であった。Series③はM_{st}を0.7に固定して、速度比の方を0.2から0.9まで変化させた場合である。また、Case AとCase Bは実験と同じ条件に対応しており、これらの条件でも計算を行った。翼列間の間隔dは3.0mmとしたが、後にdの影響を調べるため、dを3.0mmから16.3mmの範囲で変化させた計算も行っている。

3.2 段落マッハ数による非定常空気力の変化

Series①とSeries②で、段落マッハ数M_{st}を変化させたときのタービン特性の変化を図4に示す。横軸に無次元流量を、縦軸には段圧力比をとっている。u/c_0が一定なので、各M_{st}で動翼流入速度三角形はほぼ相似で、動翼相対流入角はほぼ一定である。どちらの場合もM_{st}の増加に従って圧力比が増大し、流量の増加が頭打ちとなって行く。

Series①の場合に静翼および動翼に働く空気力の計算結果を図5に示す。$u/c_0=0.4$一定というほぼ定格の条件で、翼表面の流れに剥離などの複雑な現象は発生しない。無次元振動数は

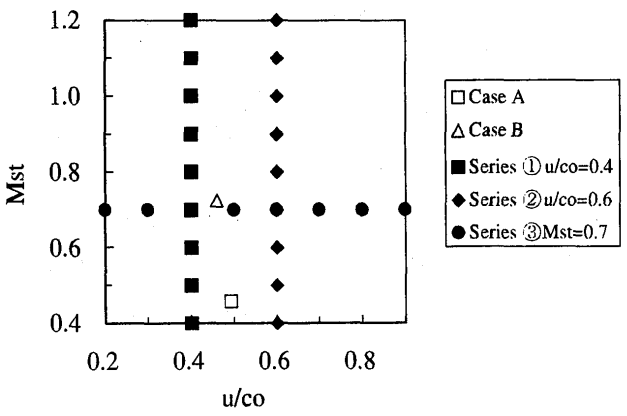


図3 計算条件

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

1.8 程度である。図 5(a)は翼に働く無次元空気力の時間平均値を表している。無次元化は入口全圧と翼コードを基準に行った。静翼、動翼各々について lift が周方向に働く揚力で、drag は軸方向に働く抗力である。空気力はM_{st}の増加に従い単調に増大し、4 つの力の中では静翼の抗力が最も大きい。図 5(b)は空気力変動の rms 値を示している。動翼に働く揚力の変動が最も大きく、また、静翼の空気力変動は非常に小さい。動翼の変動揚力値はM_{st}が 0.4 から 0.8 まで増すのに伴って大きくなるが、M_{st}= 0.8 で極大となった後、減少するという特徴を有する。図 5(c)は、(b)の変動空気力を(a)の時間平均空気力で規格化した値をプロットしたものである。規格化した動翼の揚力変動もM_{st}= 0.8 で極大値を持ち、これより大きいマッハ数では減少することがわかる。

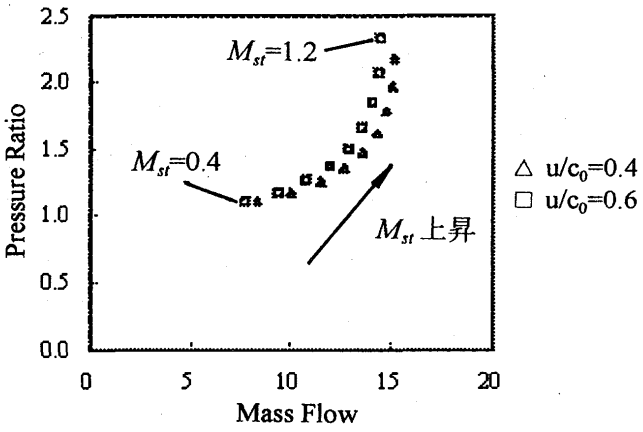
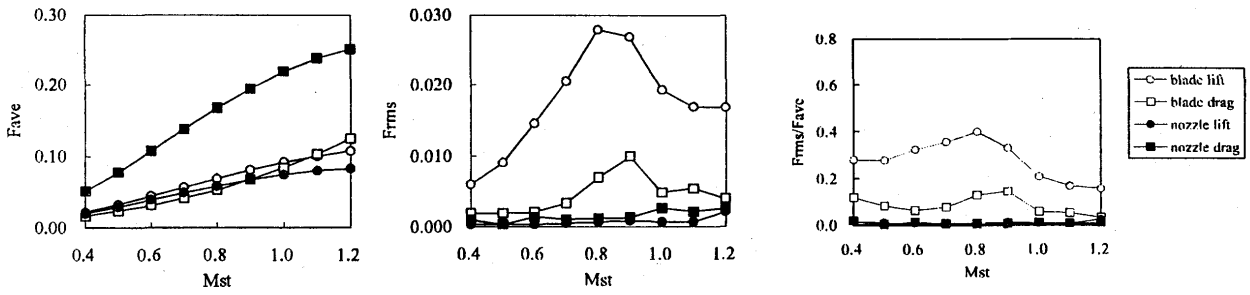


図 4 タービン特性の変化（u/c_0 一定、M_{st} 変化）

従来の衝動段に関する経験的な知見では、M_{st}の増加に従って変動揚力が単調増加するというものと、極大値を持つとするものがあったが、本解析結果は極大値を持つという知見を支持している。

そこで極大値を持つ機構を考察するため、M_{st}= 0.5、0.8、1.1 の 3 つの場合について検討してみる。図 6 は 3 つのM_{st}で、ある時刻の動翼近傍流れ場のエントロピー等高線を示したものである。図中の t は時刻の指標で、1 周期の 2/8 および 6/8 の時点に対応する動翼位置の結果が示されている。ここで 1 周期は、1 枚の動翼が 1 つの静翼流路を通過する時間と定義する。図 6(a) から(c)へとM_{st}が増加するにつれて等高線間隔が密になり、エントロピーの勾配が急になっているが、流れ場の定性的な状態は同一であり、特に際立った変化が生じるわけではないことがわかる。前報で明らかにしたように、静翼後流は動翼前縁に当たるとまず動翼負圧面に沿うように流れ、流路の広い範囲を覆う。後流が分断されず、動翼流路を下流に向かって長く延びて、動翼の圧力分布に大域的な変動をもたらすのが、この衝動タービン段流れの特徴である。

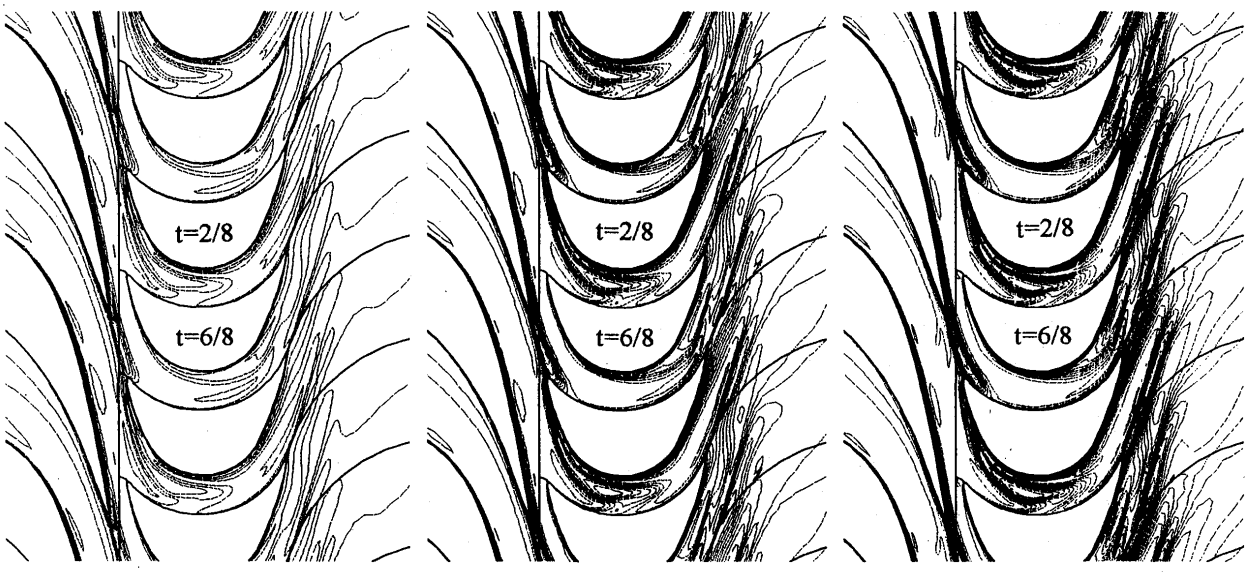
図 7 には、動翼面上の様々な時刻の圧力分布を 3 つのM_{st}について示した。各段落マッハ数について、圧力係数のコード方向分布を、1 周期を 8 分割した各 t に対してプロットしてある。PS は圧力面を、SS は負圧面を示す。図 7(a)のM_{st}= 0.5、および (b)のM_{st}= 0.8 の場合は、動翼コードのほとんど全域にわたり、圧力が大きく変化するのがわかる。この圧力変動は、静翼後流が流れ方向に長い形状で 1 周期に 1 回ずつ動翼流路に流れ込むことに起因しており、これにより大きな揚力変動が誘起される。一方、図 7(c)のM_{st} 1.1 の結果を見ると、他の 2 つとは明らかに異なっている。圧力面ではほぼ



(a) 時間平均空気力　　(b) 変動空気力の rms 値　　(c) 規格化した変動空気力

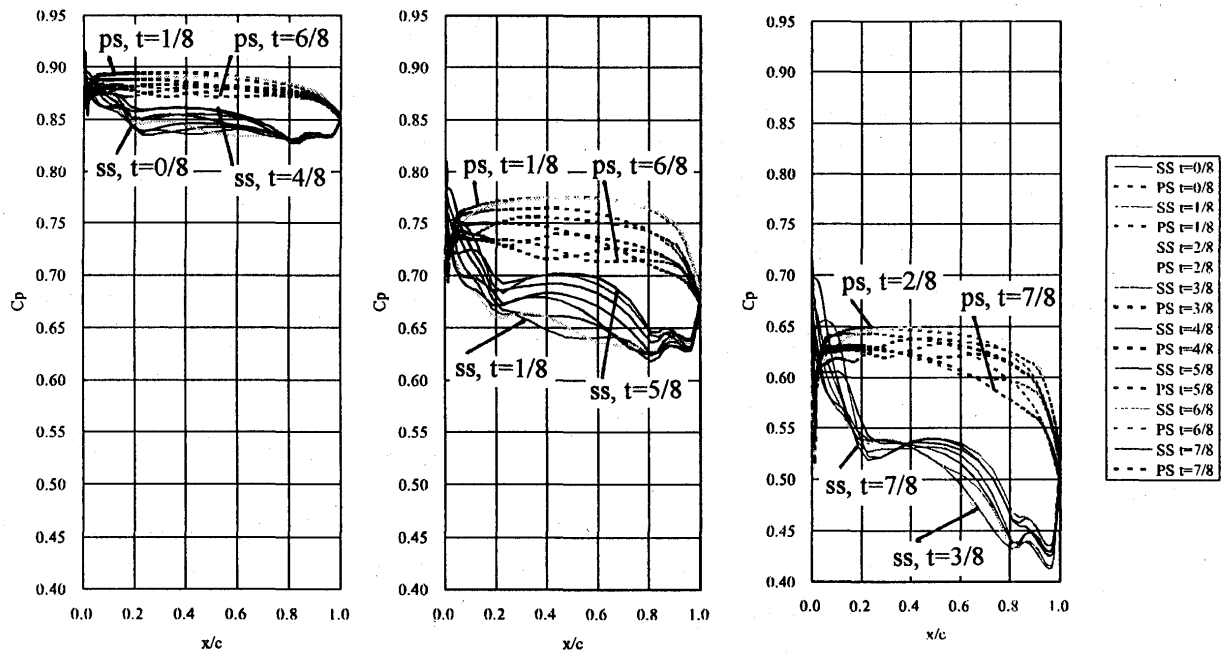
図 5 変動空気力のM_{st}による変化（$u/c_0 = 0.4$）

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.



(a) $M_{st}=0.5$ (b) $M_{st}=0.8$ (c) $M_{st}=1.1$

図 6 等エントロピー線図（$u/c_0=0.4$）



(a) $M_{st}=0.5$ (b) $M_{st}=0.8$ (c) $M_{st}=1.1$

図 7 動翼面の瞬時圧力分布（$u/c_0=0.4$）

コード全域で圧力変動が見られるが、負圧面の x/c=0.2～0.4 の範囲では圧力変化が少なく、x/c=0.4 付近で圧力曲線が交差している。したがって、この領域で圧力変動が小さいことが、M_{st} = 1.1 で揚力変動が小さくなることの原因となっていると思われる。

図 6 ではM_{st}が異なっても流れ場の定性的な様子に違いが見られなかったため、図 7(c)で圧力変動の小さい領域が生じる原因は、今のところ明瞭でない。しかし、計算結果から、定格範囲を超えた高いM_{st}の領域では、衝動タービンとは言え動翼内部で大きな圧力降下が生じ、流れが負圧面の前縁付近で急激に加速されることがわかった。このため、静翼後流の流入に伴う圧力変動が、急加速領域で相対的に目立たなくなっている様子を窺い知ることができる。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

Series②の u/c_0 = 0.6 の場合に対しても Series①と同様の検討を行った結果、動翼の変動揚力が極大値をとる M_{st} が 0.6 にシフトするが、現象は Series①と全く同様であることがわかった。

3.3 速度比の影響

Series③の M_{st} を 0.7 一定とし、速度比 u/c_0 を 0.2 から 0.9 まで変化させた場合に、数値解析から求まったタービン特性の変化を図 8 に示す。M_{st} が一定なので圧力比はほぼ一定となっている。u/c_0 の増加すなわち周速の増加に伴って流量は減少するが、この間に流れ場の様子はかなり変化する。

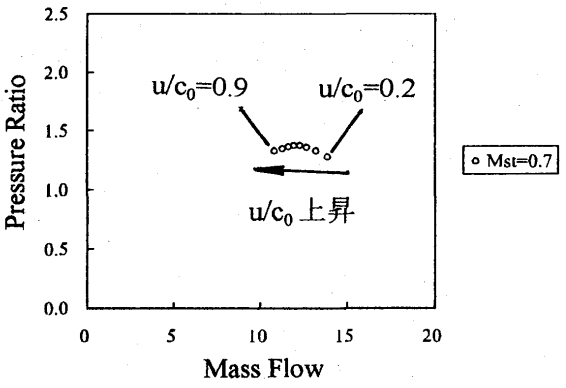
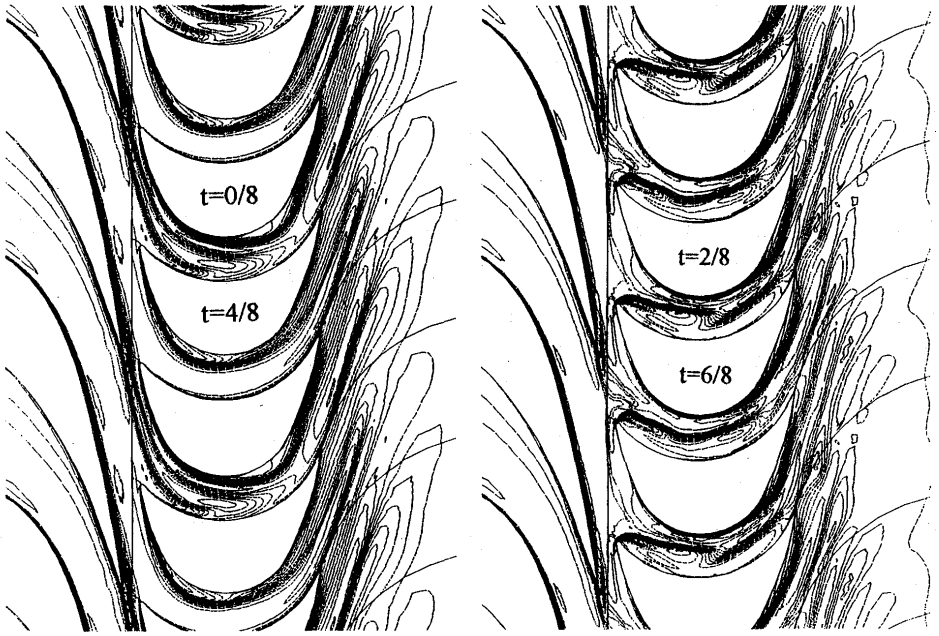


図 8 タービン特性の変化
（M_{st} 一定、u/c_0 変化）

図 9 は u/c_0 = 0.2 および 0.9 の時の等エントロピー線図である。(a)に示した u/c_0 = 0.2 の場合は、動翼相対入射角が大きいため負圧面に剥離域が生じており、静翼後流の流入によって、この剥離域が下流側に押しやられる様子が見られる。一方(b)の u/c_0 = 0.9 の場合は、相対入射角が負となっており、動翼流入流れは前縁の正圧面側で大きく剥離する。もはやこのケースでは、静翼後流の影響よりも剥離域の影響の方が卓越しているものと思われる。

図 10 は u/c_0 の変化に対する空気力の変化を示している。(c)に示された、平均空気力で規格化された変動空気力の結果を見ると、u/c_0 が 0.2 のときの動翼抗力と 0.9 のときの動翼揚力は、時間平均値が極めて小さくなるため非常に大きな値になっており、物理的にはあまり意味がない。これらを除くと動翼の変動揚力が他の空気力より大きく、また、この変動揚力は u/c_0 = 0.6 で極大値をもつ。図 9(b)で見られた動翼前縁の正圧側における剥離は、u/c_0 = 0.6 付近で起こり始めるので、この近傍を境に u/c_0 の小さい範囲では変動揚力の支配因子が静翼後流であるのに対し、これより大きい u/c_0 では前縁からの正圧面側の剥離領域が、変動空気力に対して支配的となると考えられる。



(a) $u/c_0 = 0.2$　　(b) $u/c_0 = 0.9$

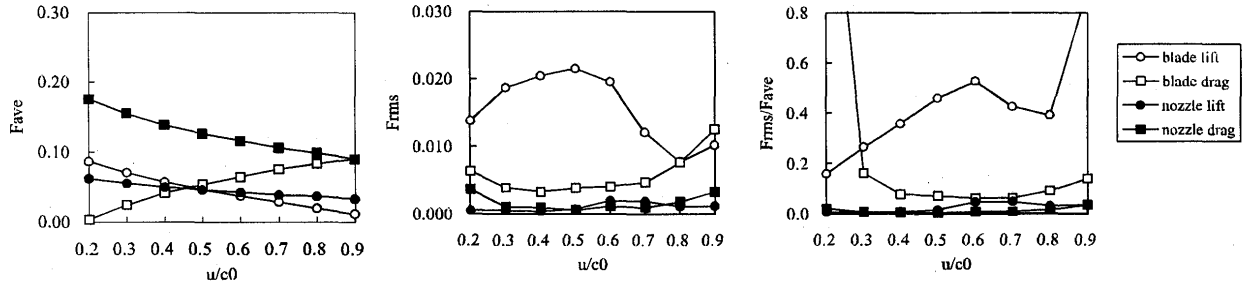
図 9 等エントロピー線図（$M_{st} = 0.7$）

なお、本数値解析では既に述べたように Baldwin-Lomax 乱流モデルを用いているため、大規模な剥離を伴う流れに対しては、数値解の定量的な信頼性は高くない。

3.4 翼列間隔の影響

これまでの解析結果では翼列間の間隔 d はすべて 3mm であったが、これを 16.3mm ま

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.



(a) 時間平均空気力　　(b) 変動空気力の rms 値　　(c) 規格化した変動空気力

図 10 変動空気力の u/c_0 による変化（$M_{st}=0.7$）

で変化させて上と同様の計算を行った。図 11 に Case A の条件で d= 3mm、11.3mm、16.3mm の場合について変動空気力を算出した結果を示す。動翼の変動揚力は翼列間の間隔が小さいとき非常に大きいが、間隔の増加に連れて急速に減少することがわかる。一方変動抗力の成分は、間隔が小さくてもそれほど大きくないが、間隔が増大しても大きさがほとんど変化せず、d が 16.3mm と最大の場合では、変動揚力と同程度の大きさになっている。

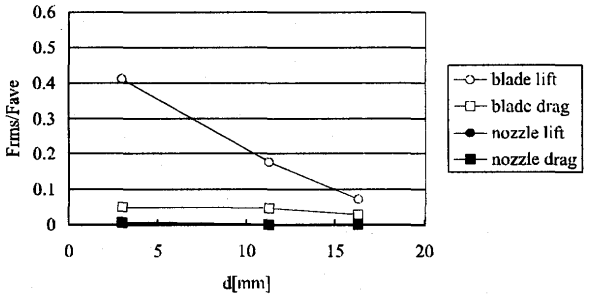


図 11 変動空気力の静動翼列間隔による変化

4．結論

高負荷衝動タービン段を通る流れを数値解析し、静翼列との干渉によって動翼に誘起される非定常空気力の特性を調べた。流れの条件をパラメトリックに変化させた解析結果から、以下のような知見が得られた。

(1)段落マッハ数が増加すると、動翼に働く変動揚力は増大するが、あるマッハ数で極大値をとり、その後減少に転じる。しかしこの間、流れの定性的な様相は変化しない。揚力が減少するのは、段落マッハ数の高い非設計点領域で、動翼列内部における圧力降下の影響が顕著になるためと考えられる。

(2)速度比 u/c_0 を変化させると流れ場の様子は大きく変化する。u/c_0 が小さい領域では動翼負圧面に剥離領域が生じ、流入する静翼後流により、剥離域が下流側に移動する。反対に u/c_0 が大きいと流れは動翼前縁で正圧面側に剥離し、正圧面側流路に非常に大きな剥離域を形成する。正圧面側で剥離すると、動翼の変動揚力は静翼後流よりも流路の剥離域に支配されるようになる。

(3)翼列間の間隔を広げると、動翼の変動揚力は急速に減少する。一方変動抗力成分はもともと小さいが、間隔が変化してもその大きさはほとんど変化しない。

謝辞

本研究で用いた数値解析コードの基本部分は、清華大学の Ren Yuxin 助教授により開発された。同助教授に謝意を表する。

参考文献

(1)西・ほか 3 名，「大転向角衝動タービン段における翼列干渉の解析」，第 14 回ガスタービン秋季講演会講演論文集(郡山)，1999，pp.7-12.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

C－5

遷音速ファンの動翼端漏れ流れによる静翼非定常流れ場の実験的研究

＊星野 元亮　髙堂 純治　寺村 実（本田技術研究所）

１．はじめに

航空用ガスタービンエンジンの熱効率向上には、その構成要素の効率改善が必要不可欠であり、遷音速ファンや圧縮機においては、ケーシング付近の流れ改善が最も重要である。そのなかでも動翼端間隙からの漏れ流れに関しては、それが衝撃波と干渉し、低運動量域が形成されることによる効率低下[1],[2]やサージ特性の悪化[2],[3]等、その性能に大きな影響を与えることが知られている。さらにHoward等[4]は、動翼端漏れ流れは動翼だけでなく、その下流の静翼性能をも低下させること、またCherrett等[5]は、動翼通過によって静翼ハブ、ケーシングコーナで圧力が変動することを実験的に示した。これらの動静翼列干渉は性能面だけでなく、騒音低減の観点からも重要な問題である。最近、数値解析による動静翼列干渉に関する非定常流れ研究[6]が行われているが、これらのほとんどは非定常流れ計測データと検証されておらず、動静翼列干渉による複雑な非定常流れ場は、いまだ定量的にかつ十分に理解されていないのが実状である。

本研究では、Laser Doppler Velocimeter (LDV) 計測、高応答全圧計測といった非定常流れ計測により、遷音速ファンにおける動静翼列干渉、特に動翼端漏れ流れによる静翼での非定常流れ場を実験的に明らかにする。

２．遷音速ファン実験装置

本研究で使用した実験装置を図１に示す。ファン動翼は、増速機、トルクメータを介して2600kW DCモータで駆動される。空気は大気から吸込まれ、プレナムチャンバ、流量計測用のベルマウスノズルを通過し供試体に流入する。供試体下流の流量調整バルブで空気流量が制御され、大気に開放される開ループ実験装置である。

図２に示す供試体のファンは、設計段圧力比1.8、設計段効率88%、動翼端相対流入マッハ数1.5の遷音速ファンである。動/静翼枚数はそれぞれ16枚/37枚である。動翼端間隙は0.63mmで運転され、これは動翼端コードの0.5%に相当する。

３．計測方法

3.1 定常性能計測

段圧力比は、図２に示す静翼出口St.3aで、半径方向10点の櫛型全圧、全温プローブを、静翼列1ピッチ10分割の周方向トラバース計測して得られた流量平均全圧と、入口のプレナムチャンバ内全圧の比で求めた（計測精度±0.002)。また段効率は、トルクメータによるファン仕事から求めた（計測精度±0.7%)。この段効率は、静翼出口 St.3a で計測された全温から求めた段効率と±0.3%の範囲で一致した。

3.2 LDV計測

4Wアルゴンイオンレーザによる２カラー4ビームLDVを用い、動翼ハブから95%スパンおよび動翼前縁から101%コード位置での２次元（軸/周方向）流れベクトル分布を計測した（計測精度、速

第１５回ガスタービン秋季講演会
講演論文集，2000.11，(北九州)
Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

度：±3m/s、角度：±1 度)。レーザビームはケーシング内壁通路と一致する厚さ5mm の光学ガラスを通し入射された。シード粒子として、粒径 1.0μm の SiO_2 粒子を使用し、入口のプレナムチャンバ内に混入した。計測データは、1 回転 1 パルスの基準信号によって同期平均され、動翼列 1 ピッチを周方向 100 分割された流れベクトル分布が得られる。

3.3 高応答全圧計測

高応答圧力変換器 (Kulite 社製 XCQ-062-50A) を用いた全圧プローブ (先端径 2.4mm) により、図 2 に示す動翼出口 St.2 および静翼出口 St.3b で全圧分布を計測した(計測精度±1.2kPa)。静翼出口 St.3b においては、静翼列 1 ピッチ 10 分割の周方向トラバース計測を行った。計測データは、1 回転 1 パルスの基準信号によって 2000 回転分同期平均され、動翼列 1 ピッチを周方向約 204 分割 (サンプリング時間 1μs) された全圧分布が得られる。

4．実験結果

4.1 性能特性

設計回転数での性能特性を図 3 に示す。横軸の流量はチョーク流量で無次元化されており、その約 99%流量で効率が最大となり、設計点 (約 98%流量) で圧力比、効率とも設計値をほぼ満足した。また、サージは約 90%流量で発生した。そこで、この遷音速ファンにおける動翼端漏れ流れによる静翼での非定常流れ場を明らかにするため、最大効率点 (約 99%流量) において詳細な流れ計測を実施した。

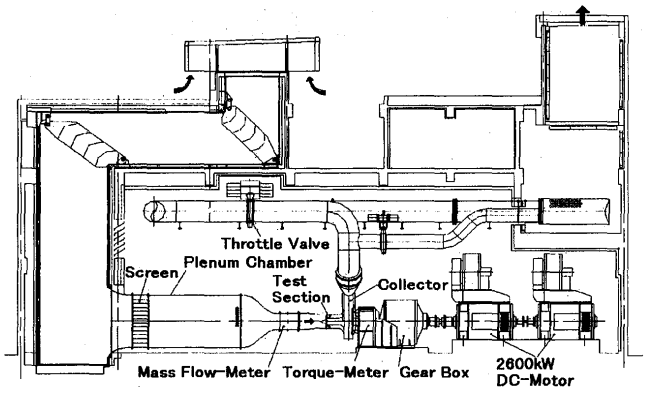


図１．遷音速ファン実験装置

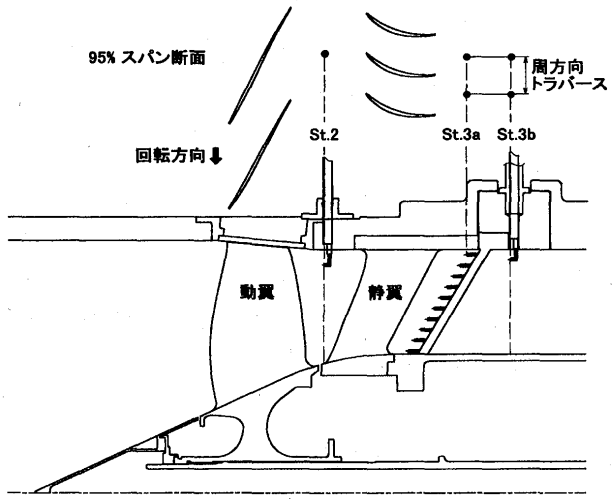


図２．遷音速ファン子午面
および 95%スパン断面と計測位置

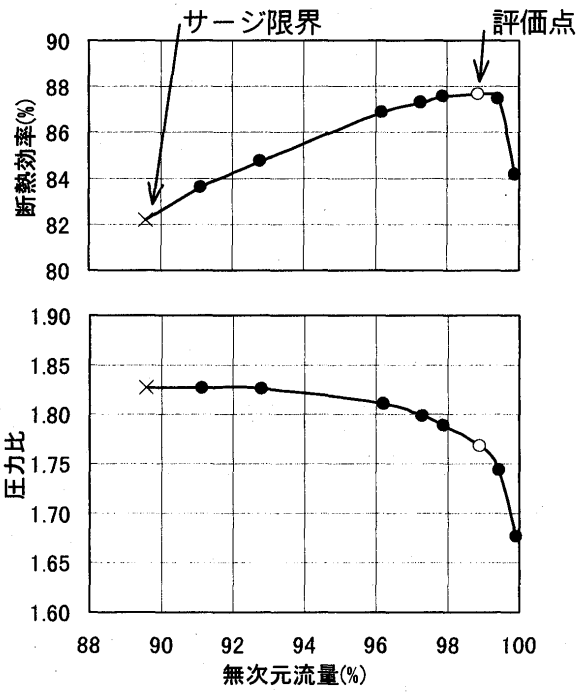


図３．遷音速ファン性能特性

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

4.2 動翼間流れ

LDV 計測による 95%スパンにおける動翼間相対マッハ数分布を図 4 に示す。Suder 等[1]が示したように、図中破線で示される動翼端漏れ流れは、衝撃波と干渉することによりその下流で低運動量域が形成され、それが翼後半部では正圧面側に大きく広がっていることがわかる。

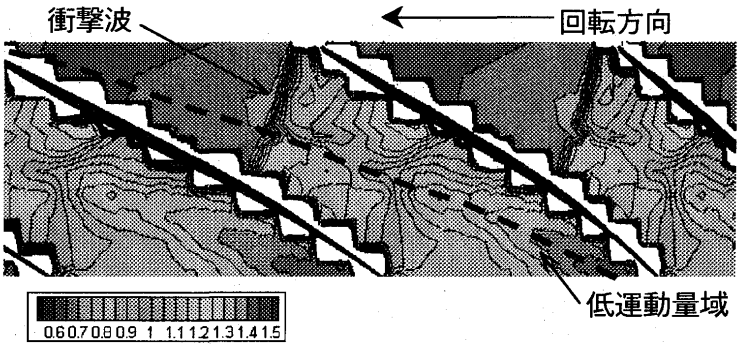
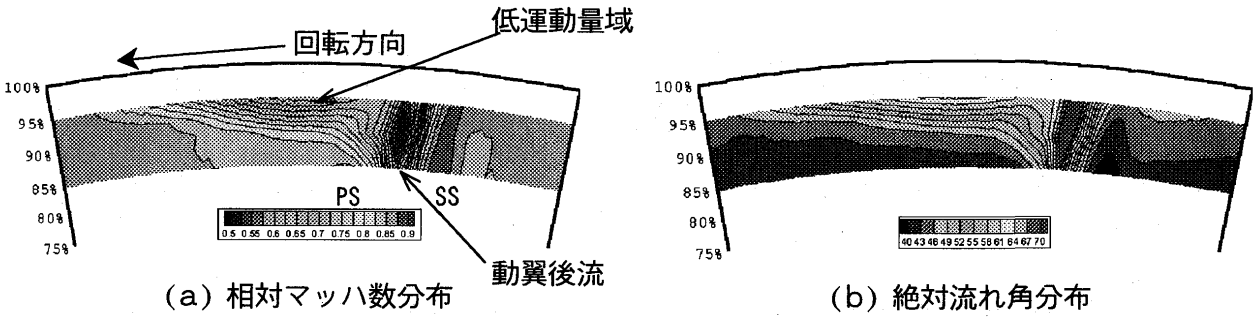


図４．動翼 95%スパン相対マッハ数分布

101%コードにおける動翼列 1 ピッチ分の相対マッハ数分布を図 5(a)に、絶対流れ角分布を図 5(b)にそれぞれ示す。低運動量域は動翼正圧面側から放出され、その中心は正圧面から約 20%ピッチのところにあり、半径方向約 88%スパンまで広がっている。この領域では、動翼後流と同様に相対マッハ数が小さく、絶対流れ角は大きい。一方、動翼負圧面と低運動量域に挟まれた領域では、流れは加速されており、絶対流れ角は小さい。高応答全圧計測による動翼出口 St.2 での圧力比分布を図 6 に示す。動翼後流、低運動量域では全圧が低くなっているが、低運動量域と動翼正圧面に挟まれた領域に高圧力域が存在している。この領域では、動翼後流や低運動量域の影響で仕事が大きいにもかかわらず、比較的効率が良いため圧力が高くなっていると考えられる。

4.3 静翼出口全圧分布

このような複雑なケーシングまわりの動翼出口流れが、静翼に流入することによる静翼での非定常流れ場を明らかにするために、静翼出口 St.3b で高応答圧力計測を実施した。まず、動翼列 1 ピッチに相当する静翼列約 2.3 ピッチ分の時間平均された圧力比分布を図 7 に示す。全圧の低い静翼後流が明確であるとともに、ケーシングコーナ部では大きな損失が発生していることがわかる。



（a）相対マッハ数分布　　（b）絶対流れ角分布

図５．動翼 101%コード流れ分布

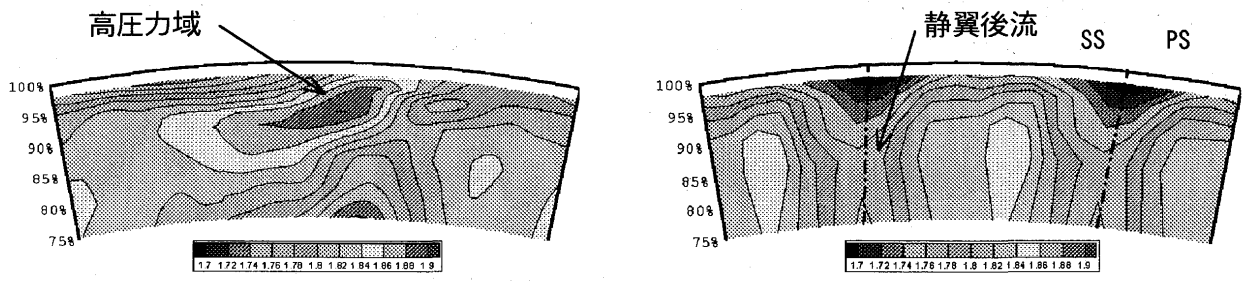
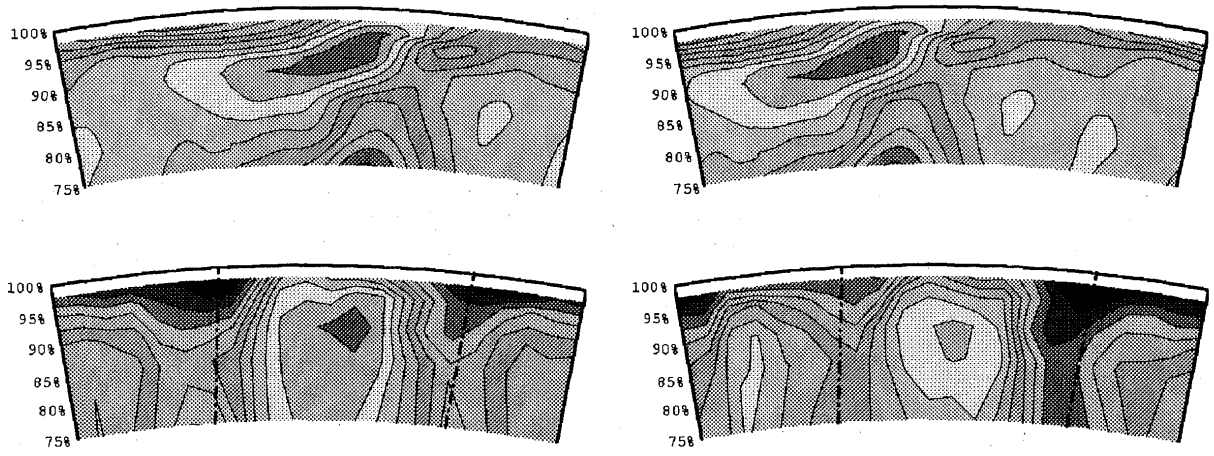
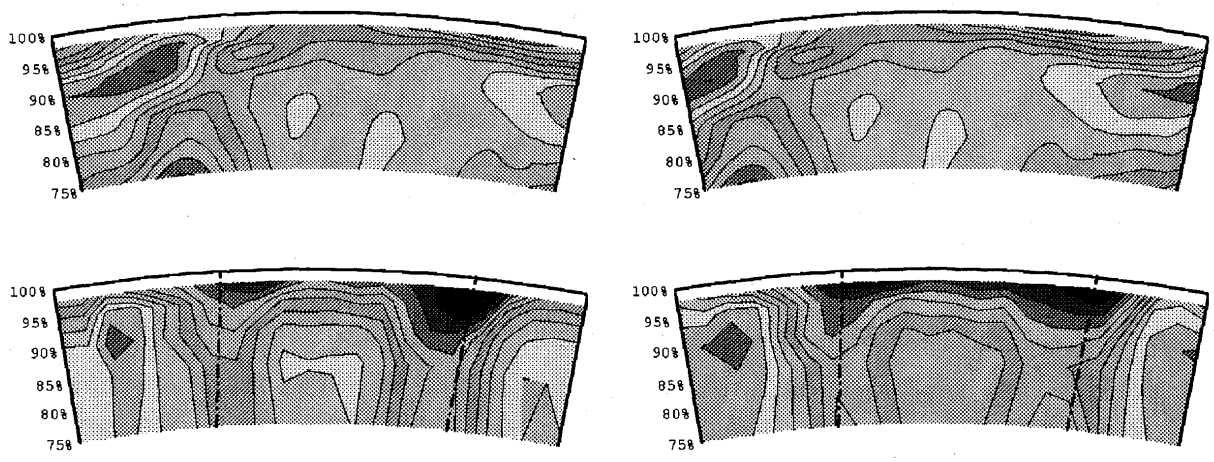


図６．動翼出口 St.2 圧力比分布　　図７．静翼出口 St.3b 時間平均圧力比分布

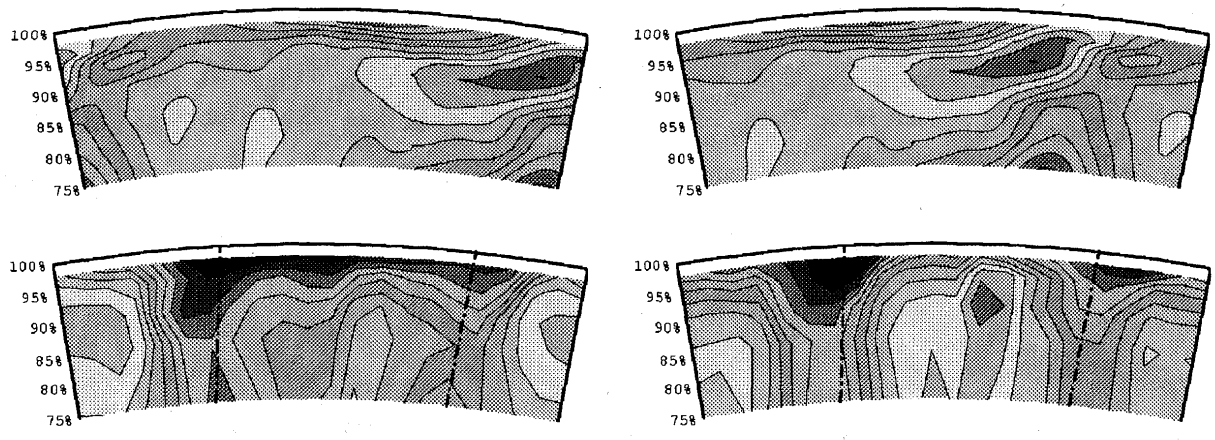
Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.



(a) Time = 1/16 T　　(b) Time = 4/16 T



(c) Time = 7/16 T　　(d) Time = 9/16 T



(e) Time = 11/16 T　　(f) Time = 15/16 T

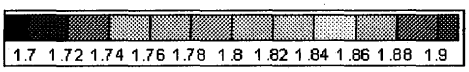


図８．静翼出口 St.3b 圧力比分布の動翼通過による影響
（上段：動翼出口、下段：静翼出口）

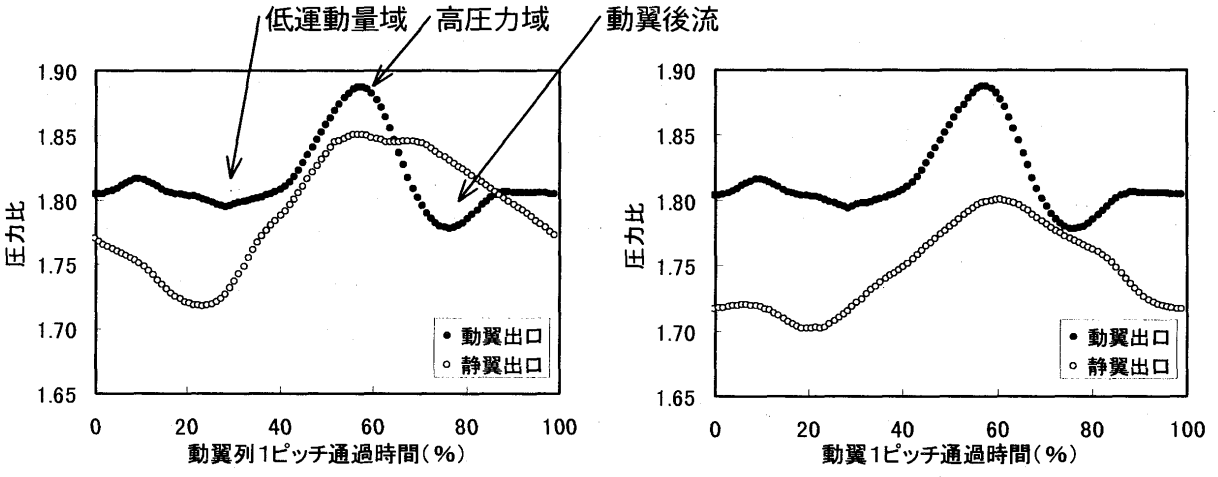
Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

次に、このケーシングコーナ損失の動翼通過による影響を調べるため、ある動翼通過時間における静翼出口 St.3b の圧力比分布を図 8 に示す。つまり動翼列 1 ピッチ通過時間 T を 16 分割し、各時間における静翼出口分布の特徴的な 6 状態について(a)～(f)に示す。上段に動翼、下段に静翼出口分布を示すが、動翼出口の静翼出口に対する時間的対応づけは、図 8(a)に示すように特に翼間部で最大圧力位置が一致するように決定した。

図 8(a)は図 6 に示す動翼出口圧力比分布と同一時間であり、動翼端漏れ流れによる低運動量域と動翼正圧面に挟まれた高圧力域が中央の静翼間に流入する状態である。そのため、この翼間では圧力が高いが、その隣りの翼間ケーシングコーナ部では圧力が低くなっているのがわかる。次に、図 8(b)では高圧力域がちょうど左側の静翼に流入し、この状態が最も負圧面、正圧面ともケーシングコーナ部での圧力が高くなっている。その後、この高圧力域が静翼負圧面側の翼間に流れ込み、その翼間では全体的に圧力が高くなる一方、正圧面側の翼間には動翼後流、動翼負圧面と低運動量域に挟まれた領域、低運動量域が順次流入するにつれて、徐々に圧力が低下してくる（図 8(c)～(e)）。特に、低運動量域がその翼間部に流入する図 8(e)では、翼間ケーシング部は全体的に圧力が低い。そしてその低運動量域が左側の静翼に流入する図 8(f)では、ケーシングコーナ部での圧力が最小となる。これは、低運動量域は全圧が低いうえ、流入角が大きく翼負圧面で剥離しやすいためである。流入角としては動翼後流のほうが低運動量域より大きいが、動翼後流が左側の静翼に流入する図 8(c)及び(d)では、静翼負圧面側に高圧力域が流入しており、圧力の低下が抑えられている。

4.4 静翼 95%スパン損失

さらに静翼出口全圧の時間変化、損失を詳細に調べるため、95%スパンにおける、翼間中央部、負圧面コーナ部での圧力比変動を、動翼列 1 ピッチ通過時間を横軸にとり、動翼出口 St.2 での圧力比変化とあわせ、図 9 に示す。翼間中央部では、動翼後流と高圧力域がミキシングされ、静翼出口では長時間にわたり圧力が高い。しかし低運動量域が流入する時には、それがケーシング境界層とともに発達し、大きな損失が発生している。負圧面コーナ部でも、流入角の大きな低運動量域が流入する時は、翼負圧面で剥離しやすく損失が大きい。一方、動翼後流が流入する時には、負圧面側に高圧力域が流入しており、それとのミキシングの効果もあり損失は小さい。



（a）翼間中央部　　（b）負圧面コーナ部

図 9．静翼出口 St.3b 圧力比変動（95%スパン位置）

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

95%スパンにおける静翼列1ピッチの時間平均された損失は圧力比換算で0.044であり、その圧力比変動は±0.026であった。つまり、時間平均された静翼損失の約±3/5に相当するレベルで静翼出口の全圧は変動していることになる。これは、翼ミーン付近の主流域で見られる動翼後流の流入による非定常流れ場とは違い、動翼端漏れ流れによる低運動量域、また、それと動翼正圧面に挟まれた高圧力域が周期的に静翼に流入することによるものであり、ケーシング付近特有の静翼非定常現象である。今後、静翼列内に生じる非定常的な剥離、その損失発生メカニズムの解明のため、Particle Image Velocimeter (PIV) 等を使った静翼列内の非定常流れ計測を実施する予定である。

5．結論

遷音速ファンにおける動翼端漏れ流れによる静翼での非定常流れ場を、非定常流れ計測により実験的に調べた結果、以下の結論を得た。

(1) 動翼端漏れ流れと衝撃波の干渉によって形成される低運動量域や、それと動翼正圧面に挟まれた高圧力域が周期的に静翼に流入することにより、静翼出口全圧が変動する。その変動レベルは時間平均された静翼損失の約±3/5に相当する（95%スパン位置）。

(2) 低運動量域が流入する時は、翼間部及びコーナ部で大きな損失が発生し、静翼出口全圧は低くくなる。

(3) 高圧力域が流入する時は、動翼後流とミキシングされるものの、静翼出口全圧は高い。特に、動翼後流が静翼に流入しても、静翼負圧面側には高圧力域が流入しているため、圧力低下は抑えられる。

本研究結果は、今後のさらなる非定常流れ計測結果とあわせ、非定常段解析コードの検証、およびその流れ場の改善、制御に有益となる。

参考文献

(1) Suder, K.L. and Celestina, M.L., 1996, "Experimental and Computational Investigation of the Tip Clearance Flow in a Transonic Axial Compressor Rotor," ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 118, pp. 218-229.

(2) Copenhaver, W.W., Mayhew, E.R., Hah, C., and Wadia, A.R., 1996, "The Effect of Tip Clearance on a Swept Transonic Compressor Rotor," ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 118, pp. 230-239.

(3) Adamczyk, J.J., Celestina, M.L., and Greitzer, E.M., 1993, "The Role of Tip Clearance in High-Speed Fan Stall," ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 115, pp. 28-39.

(4) Howard, M.A., Ivey, P.C., Barton, J.P., and Young, K.F., 1994, "Endwall Effects at Two Tip Clearances in a Multistage Axial Flow Compressor With Controlled Diffusion Blading," ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 116, pp. 635-647.

(5) Cherrett, M.A., Bryce, J.D., and Ginder, R.B., 1995, "Unsteady Three-Dimensional Flow in a Single-Stage Transonic Fan: Part I - Unsteady Rotor Exit Flow Field, Part II - Unsteady Stator Exit Flow Field," ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 117, pp. 506-521.

(6) 例えば、Nozaki, O., Kikuchi, K., Nishizawa, T., Matsuo, Y., Hirai, K., and Kodama, H., 1999, "Three-Dimensional Viscous Analysis of Rotor-Stator Interaction in a Transonic Compressor," AIAA 99-0239.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

C－6

遷音速圧縮機翼列に生じる翼間衝撃波の一翼振動時における変動特性

後藤雅和(日大院) 齋藤正和(拓大院)
平野孝典(拓大) 平本政明(日大)
田中英穂(元・東大) 石井 進(日大)
藤本一郎(拓大)

1. 序論

ジェットエンジンなどのターボ機械の翼列に発生する自励振動現象であるフラッタは、翼の構造破壊に至るため非常に危険である。このため、昨今の圧縮機翼列では、設計段階でフラッタマージンを大きく取った設計がなされている。この結果、効率などが犠牲になっているのが現状である。しかし、性能向上の要求に応えるためには、動翼の回転速度を上昇させ、翼列の段数を減らすことが必要になり、結果として、翼列各段での負荷が大きくなる。動翼の回転速度を上げるために、翼は軽量化および薄翼化され、また、翼列の段数を減らすために翼の長大化がなされる傾向にあるため、翼の曲げ剛性とねじり剛性が低くなり、翼の固有振動数の低下を招き、フラッタは発生しやすくなる。

遷音速で作動する圧縮機翼列でのフラッタの影響因子として、翼面上に発生する衝撃波の存在が挙げられる。遷音速圧縮機翼列では、翼間流路に衝撃波が発生し、衝撃波前後で大きな圧力変化が生じるために、衝撃波が振動すると、翼には大きな非定常空気力が誘起される。定常流れ場においても圧力擾乱によって衝撃波は自励振動する[1][2][3]が、フラッタ発生時には翼の振動に伴って、衝撃波がさらに大きく翼面上を位置変動する。この衝撃波変動により、翼には大きな変動揚力や変動モーメントが誘起される。また、隣接翼面上でも同じように衝撃波の変動により、翼には大きな非定常空気力が誘起されることになり、これらが翼列フラッタに影響を与えていると考えられるため、衝撃波変動特性を解析する事は重要である。しかし、衝撃波変動に関する研究は例が少なく、衝撃波変動特性については未だ明確になっていないのが現状である。

任意の翼振動数に対して翼振動1周期中に数十枚の画像が連続撮影出来る市販の高速カメラは非常に高価であるため、高速画像撮影システムとして、より安価な製品を組み合わせた撮影システムの構築が必要となる。以前、平野らは比較的低価格の高速ビデオカメラを用いた撮影システムを構築し、平板翼列の衝撃波変動特性について報告している[4][5]。その撮影システムでは、翼振動に伴う衝撃波変動が周期的現象であることに着目して、多周期にわたる撮影を行ない、撮影画像の振動翼変位に対する位相を求めた後に並び替えを行なって連続画像を構成する手法を用いている。しかし一定時間間隔で撮影するため、要求する振動翼変位に対する位相の画像を撮影することが困難であり、さらに画像の振動翼変位に対する位相を求めることが必要となる等、画像処理の手順が複雑であった。そこで本研究では、画像処理を容易にし、さらに翼振動数にかかわらず、振動翼変位に対する任意の位相の画像を撮影できるシステムを構築した。つまり、撮影手法として、翼振動数周期毎に1枚ずつ、振動翼変位の位相が異なる画像を多周期にわたって撮影し、並び替えをすることなく翼振動1周期分の連続画像を構成する手法を用いた。本システムを用いて撮影した連続画像から、一翼振動時の翼振動に伴う衝撃波変動特性を解析した結果を報告する。

第１５回ガスタービン秋季講演会
講演論文集，2000.11，(北九州)
Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

2. 実験装置および方法

2.1. 実験装置

本実験で用いた遷音速風洞を図1に示す。全長 10.24m、測定部の高さは 200mm、幅は100mmで、作動流体に空気を使用する密閉回流式風洞である。測定部におけるマッハ数Mは0.1～1.2まで設定可能である。可視化手法としてシュリーレン光学法を用いており、測定部側面の一方は直径 200mm のシュリーレンガラスを取り付け、他方にはシュリーレン反射鏡が取り付けてあり、翼間衝撃波の可視化撮影を可能としている。

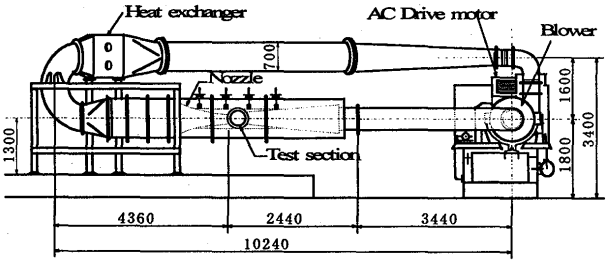


Fig.1 Wind tunnel

図 2 に翼列および供試翼を示す。翼列は加振翼(No.0)1枚と静止固定翼 8 枚で構成されている。翼列条件は迎え角 α=7.5°、食い違い角 G=30°、ピッチ s=40mm、ソリディティ σ=1.68 となっている。供試翼は翼厚比 8%、反り角 10%、翼弦長 67.25mm、翼幅 99mm であり、加振翼には背面側 x/c=0.75 の位置に圧力計測用センサ(超小型拡散圧力素子)が貼り付けてある。

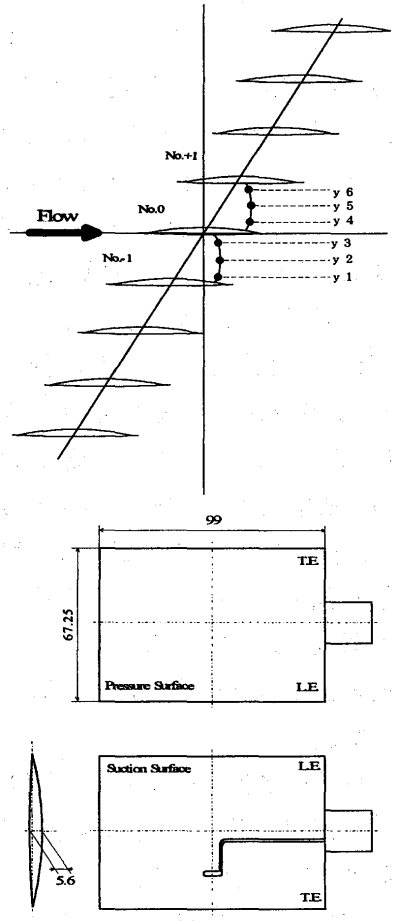


Fig.2 Linear cascade and test blade

本撮影システムでは、衝撃波変動が翼振動に伴う周期的現象であることに着目し、多周期にわたる撮影により、翼振動1周期分の連続画像を得る方法を用いている。図3に構築した高速画像撮影システムの概略図を示す。

翼を振動させる高速ねじり加振器は、入力軸 1 回転が翼ねじり振動 8 周期に相当する。加振器の入力軸に接続されたロータリーエンコーダは、1 回転あたり 400 パルスを出力する。つまり翼振動 1 周期では 50 パルス出力する。ロータリーエンコーダ出力パルスのパルス間隔は、振動翼変位 7.2°(=360°/50)に相当する。ビデオカメラコントローラは、ロータリーエンコーダから出力されたパルスをカウントし、翼振動数に対応した画像を撮影するためにあらかじめ設定したパルス数(設定カウント数)毎に、撮影タイミング決定用のトリガパルスを1パルス出力する。ビジョンフリーザは、トリガパルスを受けると、カメラコントロールパルスを1パルス出力し、CCD カメラモジュールが 10 万分の1秒のシャッタースピードでシャッターを切り、その時点での1画面分の画像を取り込む。撮影された1画面分の画像データはビジョンフリーザ内のメモリに取り込まれる。しかし、ビジョンフリーザ内のメモリ容量では、同時に1画面しか画像を取り込むことが出来ないので、1画面撮影する毎に画像ボ

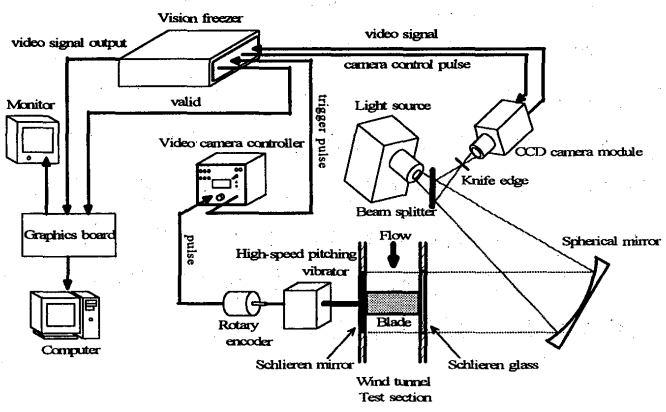


Fig.3 High-speed photographing system

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

ード(モノクロで 1200 枚撮影可能なメモリを搭載)に転送し、画像ボード内のメモリに書き込まれる。

2.2. 撮影原理

本撮影システムでは1画面の撮影に 1/60s、ビジョンフリーザ内のメモリへの書き込みに 1/60s、さらに画像ボード内のメモリへの転送に最大 1/30s かかるため、計 1/15s 以上の時間間隔で撮影する必要がある。そのため、翼振動1周期ですべての画像を撮影することは出来ない。そこで、衝撃波変動が翼振動に伴う周期的現象であることに着目し、撮影時間間隔が 1/15s 以上になるようビデオカメラコントローラの設定パルスを決定し、多周期にわたる撮影を行なうことにより、翼振動1周期分の連続画像を構成する方法を用いる。この方法では、翼振動数が高くなる程、1 枚の画像を撮影するために、より長い翼振動周期が必要となる。翼振動数に対する適切な撮影の周期間隔と、その周期間隔を設定するための適切な設定パルス数を知るために、翼振動数 f[Hz]の時のビデオカメラコントローラの設定パルス数 N を(1)式から求める。

$$\Delta T_p = \frac{1}{50 f}[s]$$

$$\Delta T_p \times N \geq \frac{1}{15}$$

$$\therefore N \geq \frac{10}{3} f \quad (1)$$

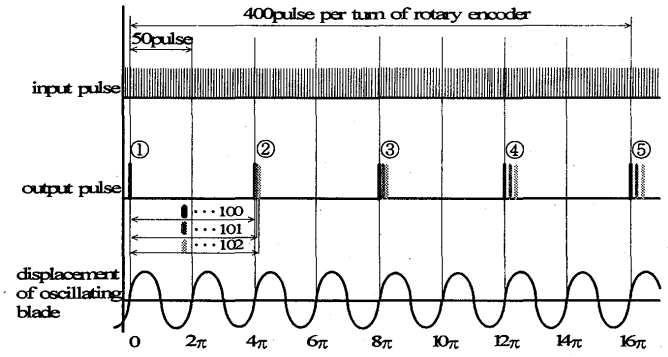


Fig.4 Principle of photographing

ここで ΔT_p はロータリーエンコーダから出力されるパルスの時間間隔を表す。例えば、f=30Hz であれば設定パルス数 N は 100 となる。ロータリーエンコーダからは翼振動1周期あたり 50 パルス出力されるので、この N=100 の場合では、翼振動 2 周期毎に同じ位相での画像を撮影することになる。N=101 では、翼振動 2 周期と、さらに位相が 7.2° ずれた間隔ごとに撮影が行なわれるので、7.2° ずつ位相の遅れた画像が連続的に撮影される。また、N=102 では、翼振動 2 周期と 14.4° 間隔ごとに撮影されるので、14.4° ずつ位相の遅れた画像を連続的に撮影することができる。この撮影原理を図 4 に示す。

本システムの動作確認において、周波数に依存した撮影タイミングの位相遅れが認められた。この位相遅れ ϕ と周波数fの関係を図5に示す。f≤20Hz では位相遅れはなく、ϕ =0° であるが、それ以上の周波数では、ϕ は(2)式のように一次式で与えられる。

$$\phi = 4.33\times10^{-2} f - 7.52\times10^{-1}[\mathrm{deg}] \quad (2)$$

この ϕ を用いて撮影画像の位相を補正した。

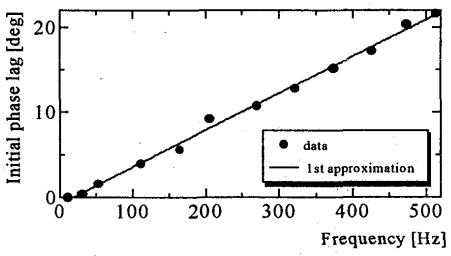


Fig.5 Phase lag of photographing timing versus frequency

3. 結果および考察

ここでは、翼列流入マッハ数 M=0.82、無次元振動数 k=0.028～0.299(f=19.3～205.6Hz)の場合について実験結果及び解析結果を示す。この場合、翼間流路内に垂直衝撃波が存在する。ここで k は翼弦長 c を代表長さに取っており、次式で与えられる。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

$$k = \frac{\omega c}{U} = \frac{2\pi f c}{U}$$

衝撃波変動解析は、衝撃波の代表的な解析位置として、境界層の影響を受けやすい翼面付近と翼間流路の中心部分の 6 点を選んだ。図 2 の図中 y1～y6 がこれらの位置を示している。y1 は-1 番翼の背面付近、y2 は加振翼と－1 番翼との翼間流路の中心　、y3 は加振翼の腹面付近、y4 は加振翼の背面付近、y5 は加振翼と＋1 番翼との翼間流路の中心、y6 は＋1 番翼の腹面付近となっている。

図 6 に、M=0.82、無次元振動数 k=0.115(f=79.4Hz)の条件において撮影した衝撃波変動の連続写真の一部を示す。図 6 の写真中の 3 枚の翼は、上から＋1 番翼、0 番翼(加振翼)、－1 番翼となっている。この5枚の写真は、それぞれ加振翼の振動翼変位の

Ⅰ. 平均迎え角付近(迎え角増加時)

Ⅱ. 最大迎え角付近

Ⅲ.平均迎え角付近(迎え角減少時)

Ⅳ.最小迎え角付近

Ⅴ.平均迎え角付近(迎え角増加時)

で撮影した画像である。加振翼が太く見えているのは、測定部側面に取り付けたシュリーレンガラスの傷のせいである。迎え角増加時(Ⅳ→Ⅴ→Ⅰ→Ⅱ)では、振動翼背面側流路内の衝撃波は上流側へ移動し、腹面側流路内の衝撃波は下流側へ移動している。逆に、迎え角減少時(Ⅱ→Ⅲ→Ⅳ)では、衝撃波の動きはそれぞれ、迎え角増加時とは逆方向であることが観察できる。また、背面側流路内の衝撃波の方が、腹面側流路内の衝撃波よりも大きく変動しているようである。

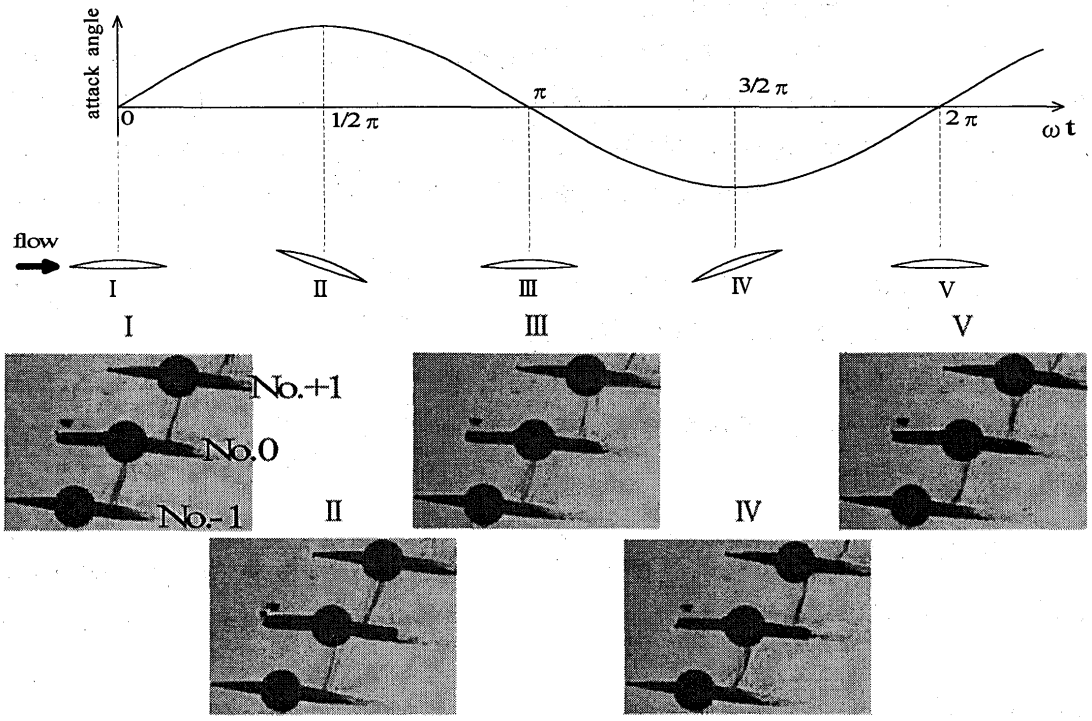
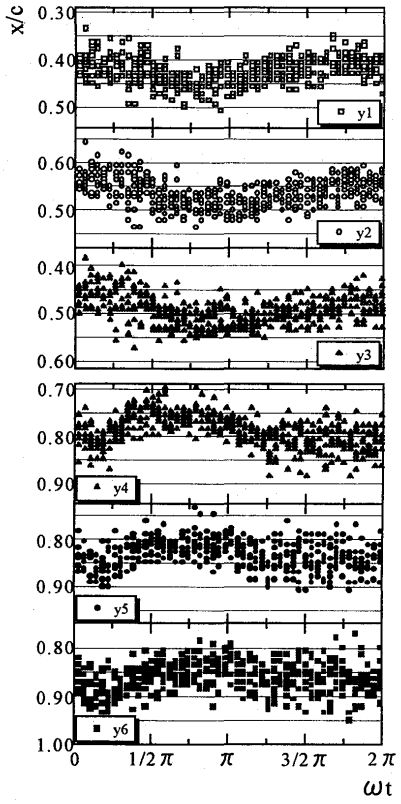


Fig.6 Successive pictures of shock waves during one cycle of center blade oscillation

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

図7に、k=0.222(f=152.8Hz)における衝撃波変動特性を示す。横軸に振動翼変位ωt、縦軸に衝撃波変動の無次元翼弦方向位置をとっている。ここで、図中の各点は画像から読み取ったデータで、各位相毎に 10 個ずつプロットしてある。この図から、加振翼の背面側(y4～y6)、腹面側(y1～y3)での衝撃波変動は、ほぼπの位相差を持っていることがわかる。これは加振翼のねじり振動により、加振翼背面側と腹面側でほぼ対称的な翼間流路面積の変化が生じるため、それに応じてほぼ対称的に流速が変化するためであると考えられる。



k=0.222

Fig.7 Shock wave motion
in the case of one blade oscillation

図 8 に、衝撃波変動特性として、翼振動数と衝撃波変動振幅、および翼振動数と振動翼変位に対する位相差の関係を示す。低振動数の場合、衝撃波変動の位置のばらつきが大きいために、振幅、位相差とも f=40 および 60Hz 付近ではデータに若干のばらつきが出ている。この図を見ると、翼振動数が高くなるに従って、衝撃波変動振幅と位相遅れは、共に増加する傾向にあるということがわかる。翼振動数が高くなる程、位相遅れが大きくなるのは、翼振動数の増加に伴い、翼振動による翼間流路面積の変化に対して流速の変化が遅れるためであると考えられる。変動振幅の増加は、本来角振幅 2° でねじり振動させている翼が、高振動数で振動させている時には、翼とねじり軸の剛性不足により、わずかではあるが 2° 以上の角振幅でねじり振動をしている影響が表れているためである。各位置での変動振幅について見ると、背面側では加振翼の翼面付近(y4)の変動振幅は y5、y6 と比較すると十分に大きいが、腹面側のy1、y2、y3の3点間では、変動振幅にそれほど大きな差は見られず、加振翼背面側の翼面付近での変動振幅が最も大きいことがわかる。これは、流速の速い翼背面側では、翼振動による(特に迎え角増加時)剥離領域の影響を受けることによる流速の変化が大きいためだと考えられる。また、加振翼の背面側と腹面側とを比較すると、腹面側で位相遅れが大きく現れる傾向にあることがわかる。これは、翼列に食い違い角があり、翼表面の円弧は背面側と腹面側とで曲率半径が違うため、翼振動に伴う流路面積の変化、流速の変化が背面側と腹面側とでは正確に対称的ではないことから生じていると考えられる。

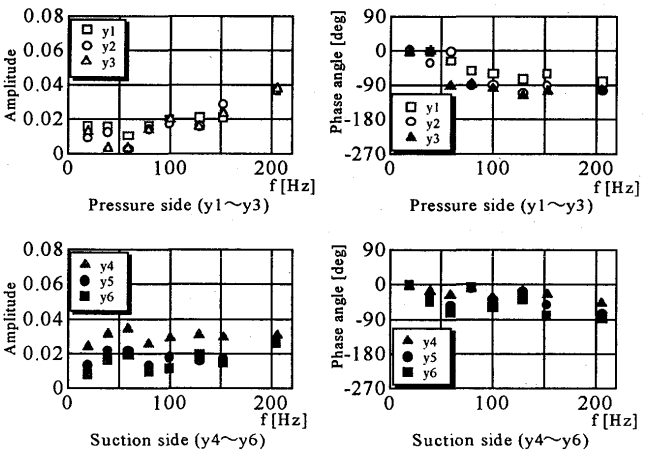


Fig.8 Characteristics of shock wave motion

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

4. 結論

遷音速圧縮機翼列での翼振動に伴う翼間衝撃波変動を連続撮影するための高速画像撮影システムを構築し、f=205.6Hz までの範囲において衝撃波変動の連続画像を得ることが出来た。また、M=0.82、k=0.028～0.299(f＝19.3～205.6Hz)の条件下で衝撃波の撮影及び解析を行ない、以下の結論を得た。

(1)加振翼の背面側と腹面側での衝撃波変動は、ほぼπの位相差を持っている。

(2)翼振動数の増加に伴い、翼振動に対する衝撃波変動の位相差は大きくなる。

(3)加振翼背面側では加振翼の翼面付近(y4)での衝撃波変動振幅は y5、y6 と比較すると十分に大きいが、加振翼腹面側の3点(y1、y2、y3)では、それぞれに大きな差は見られない。また、y4 での衝撃波変動振幅は、今回計測した6点で最も大きい傾向にある。

(4)加振翼の背面側と腹面側とを比較すると、腹面側の方が位相遅れは大きい。

今後の課題として、さらに高振動数での撮影を行ない幅広い振動数域での衝撃波変動特性について調べること、本研究で把握した衝撃波変動幅に基づいて翼表面に貼り付けたセンサで圧力計測を行ない、より正確に衝撃波変動特性を調べること、衝撃波変動に与える食い違い角の影響を調べること、などが挙げられる。

5.参考文献

(1)半田・宮里・益田・松尾,遷音速ディフューザ流れにおける衝撃波の自励振動(第1報、衝撃波を揺らすじょう乱の発生源と振動機構),日本機械学界論文集,66-645,B(2000)

(2)松下・白鳥・桜井,遷音速翼列流路に生じる衝撃波変動に関する研究(翼間流れ場の計測),日本ガスタービン学会誌,Vol.27,No.2 (1993)

(3)白鳥・松下・桜井,遷音速翼列における衝撃波変動現象の測定,第12回ガスタービン秋季講演会講演論文集(1997)

(4)平野・藤本,遷音速圧縮機翼列の翼間衝撃波挙動(高速撮影システムの構築),拓殖大学理工学研究報告,Vol.7,No.4,

(5)平野・藤本・田中・石井,遷音速翼列における翼ねじり振動時の衝撃波の挙動(高速画像撮影システムの開発),日本機械学会論文集,61-584,B(1995)

(6)小野・石井・藤田・平本,遷音速圧縮機翼列の非定常空力特性に関する実験的研究,日本大学生産工学部第 32 回学術講演会機械部会講演概要,p65(1999)

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

C－7

一様および非一様入口流れに対する軸流圧縮機の旋回失速

＊後藤信也，加藤　大（石川島播磨重工業）
梅木康由（早大・院），木島基博，大田英輔（早大・理工）

1．緒　　言

軸流圧縮機の旋回失速については，種々の視点からの研究が展開されてきており，最近の話題は旋回失速を誘起する翼端漏れ流れ渦の不安定性[1]や，失速セルの非定常挙動[2]，3次元解析による初生状況[3]などに集約されているようである．発達した旋回失速セルの構造とその時間変動については，実機運転上は回避される対象であることもあって，あまり深く追求されているとは言えず，その構造はむしろ不規則な非構造性のものとされている．しかし，それらの特徴を把握することは，旋回失速セルを通過する翼が受ける空力荷重の変動スケールやその時間スケールを評価するうえで必要な事項と考えられる．

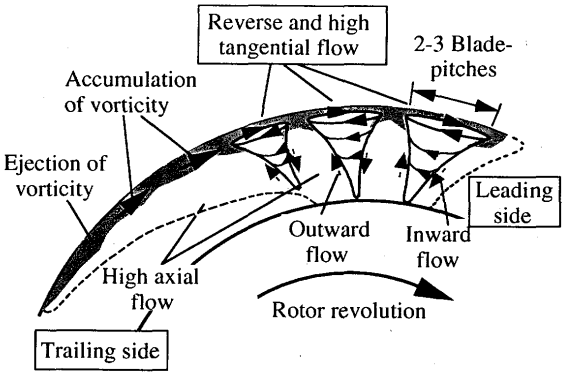


図１　旋回失速セルの予想される渦構造[5]

筆者らは，発達した旋回失速について，動翼列の多数回回転に容易に対応し得る2次元非定常数値解析を展開し[4]，圧縮機実験の結果と照合して，図1に示すような失速セルの概念図を提案した[5,6]．動翼失速渦が3次元では翼端漏れ渦，2次元では静翼列失速ブロッケージなどと干渉して動翼上流に飛び出し，後続失速翼から放出される渦度を集積して発達し，半径方向に軸を持つ大スケールの渦へ成長するというものである．複数部位で発達した渦は合体，消滅を繰り返して，失速セルの変動となる．

一方，非一様流入下では，ディストーション域境界における流れの勾配が旋回失速の発生や変動に影響すると考えられる．失速セルの変動時間スケールとディストーション域通過時間スケール，ディストーション振巾と翼端漏れ渦の強さの関係など，興味ある課題が予想される．

本稿では，一様流入下での失速セルの構造性と非一様流失速に関する予備的知見を概説する．

2．圧縮機実験装置と圧縮機特性

動翼端径0.36 m，DCA動翼37枚，NACA静翼62枚を有する単段軸流圧縮機を使用する[図２]．ハブ－チップ比は動翼入口で0.74，動翼は計算半径位置（翼端より32%スパン）でスタッガ角 ψ_r=55 deg，軸向角4 degをとる．全圧ディストーションは圧縮機入口（6.3翼弦長上流）に設置した多孔板によって発生させる．その角度範囲は80，90，110 degで，それぞれ8，9，11翼間が低流量域となる．

図3に実験および2次元N-S数値解析による圧縮機特性を示す．流量係数 ϕ_i と全圧上昇係数 $\psi_{T\text{-}T}$ は，

$$\phi_i \equiv \overline{C}_{x,i} / V_b, \qquad \psi_{T\text{-}T} \equiv (\overline{P}_{T,d} - \overline{P}_{T,i}) / \rho V_b^2 \qquad \cdots\cdots (1)$$

ここで，$C_{x,i}$ と $P_{T,i}$ は動翼前方 **AR** における空間平均の軸流速と全圧，$P_{T,d}$ は段下流 **DS** における平均全圧であり，共にピトー管計測値である．

圧縮機スクロール出口の弁を絞ること

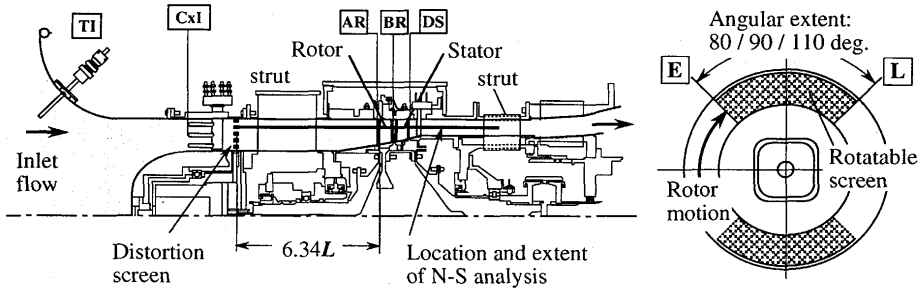


図２　実験用圧縮機とディストーションスクリーンおよび計測位置

第１５回ガスタービン秋季講演会
講演論文集，2000.11，(北九州)
Download service for the GTSJ　via 216.73.216.124, 2025/08/23.

により圧縮機運転流量は減少し，流量ϕ_i=0.3付近で全圧上昇は極大値に達する．続いて圧縮機は旋回失速に突入するが，ある失速運転状態で計測した動翼前方ARでの気流速度の時間軌跡を図４に示す．スプリット型熱薄膜プローブ(Dantec-55R57)を使用することにより，非常に小さい空間分解能（0.2 mm）で逆流を含む軸流成分C_xと周方向成分C_t（動翼運動方向を正）をほぼ同時に計測することができる．この実験ではCELL-AとCELL-Bの２つの失速セルが発生し，そのセル通過変動が交互に検知されている．伝播速度は動翼速度の55%である．セル通過時間域では，一見不規則な変動が顕著に重畳し，かなりの逆流も瞬間的に発生している．次節では，これらの変動と伝播中の変化が動翼前方の渦によって作られる構造的なものであることを述べる．

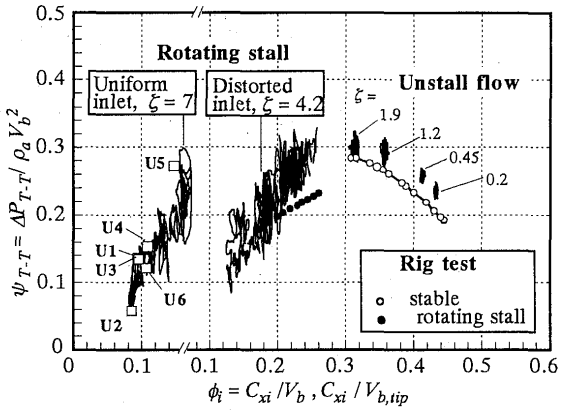


図３　圧縮機性能曲線，M_b=0.3　$M_{b,tip}$=0.33）

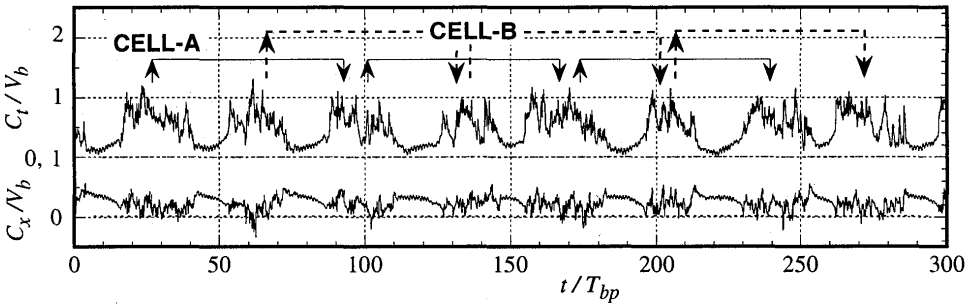


図４　動翼前方位置**AR**を通過する旋回失速セルCELL-1，CELL-2による周方向および軸方向流速成分の変動．動翼回転数6600rpm，ϕ_i=0.24.

３．一様入口流れにおける発達した旋回失速の２次元的考察

３．１　２次元非定常ナヴィエストークス解析による旋回失速セルの渦構造

圧縮機の半周に相当する18動翼／30静翼について非定常解析を行った．時間精度１次(Euler/Newton)，空間精度2次(TVD)の差分式を使用し，格子系は翼まわりのO型，通路のH型で構成されている．入口境界には，全圧と全温度のみを設定し，流入流れの時間的，周方向変動は，動翼の運動（速度V_b）ならびに出口境界に設けた絞りの抵抗係数ζによって，自動的に決定される[4]．ここで，

$$\zeta \equiv (p_a - \bar{p}) \Big/ \left[\frac{1}{2}\bar{\rho}\,|\bar{u}|\,\bar{u}\right] \qquad \cdots\cdots (2)$$

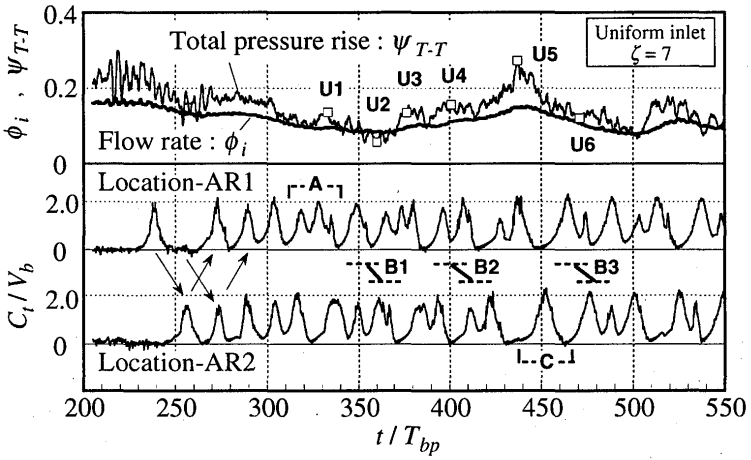
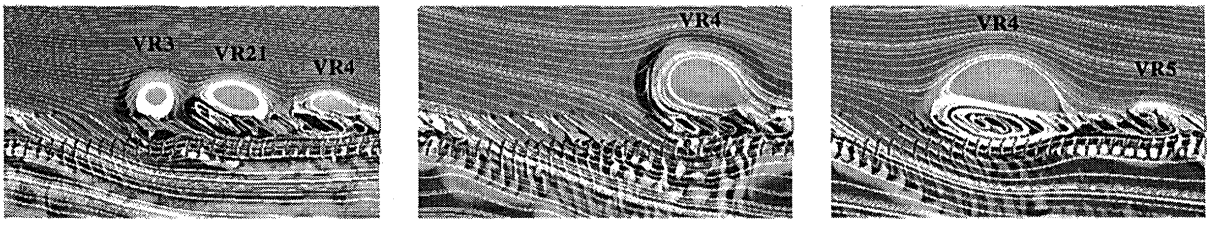


図５　２次元旋回失速解析による全圧上昇，流量と動翼前周方向流速の時間変動；一様流入，ζ=7.0, M_b=0.3, 18R/30S.



U3: t / T_{bp} = 377 , ϕ_i = 0.096 , $\psi_{T\text{-}T}$ = 0.135　**U5:** t / T_{bp} = 437 , ϕ_i = 0.147 , $\psi_{T\text{-}T}$ = 0.273　**U6:** t / T_{bp} = 471 , ϕ_i = 0.107 , $\psi_{T\text{-}T}$ = 0.121

図６　旋回失速セル内の渦構成．渦度／動翼相対流線，**U3**：３連渦，**U5**：単独渦，**U6**：２連渦．

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

ただし，$\overline{p}$，$\overline{\rho}$，$\overline{u}$は絞り部での空間平均の圧力，密度，軸流速を表し，解析経過に伴い変化する．

この解析による全圧上昇の軌跡［図3］は，ζを0.2から7まで準定常的に増加させて得たものである．エンドウォール域での性能低下が入らない事から，安定運転域での全圧上昇は実験値より高くなっているが，その変化の傾向は一致している．なお，解析半径位置での計測値と比較すると，平均流速，動翼列前方ポテンシャル変動，動翼下流ウェーク形状（実験，解析とも9~16回のアンサンブル平均）など非常によく一致する事を確認している[6]．

入口全圧が一様な場合，旋回失速は$\zeta=7$，$\phi_i \approx 0.16$で発生する．これと比較して、実験での旋回失速開始流量はかなり高いが($\phi_i \approx 0.3$)，翼端部では$C_x/V_b=0.15$に達しており，不安定な翼列流れが増巾される流速限界がこの解析でもある程度模擬されているものと考えている．旋回失速状態では，全圧上昇は計測値（時間平均）を中心として，**U1→U2→U5→U6**のように大きく変動している．なお，入口に全圧ディストーション（全圧振巾0.4%，動圧振巾60%，周方向範囲10/18）を与えた場合の計算結果も付記しておくが，かなり低いζで発生している．

図4には，全圧上昇および周方向速度成分の時間経過を示す．旋回失速セルが形成される前段階では，数翼通過程度の時間スケールでかなり大振巾の全圧上昇変動が起こり，セルが恒常的に形成された段階では，動翼2周回程度の時間スケールでの小振巾変動と5周回程度のスケールの大振巾の全圧上昇変動が現われている．これらは，失速セル内の構造の変動に関係し，その経過は周方向時刻歴と対応している．時刻$t/T_{bp} \approx 240$において**AR1**点で計測された旋回失速スパイクは，9翼離れた位置**AR2**では$t/T_{bp} \approx 255$で検知され，$t/T_{bp} \approx 270$の時刻に再び**AR1**点に到着する．ほぼ同時刻に別のスパイクが**AR2**で検知されている．これらのスパイクは動翼上流に発生した渦流の周方向成分を検知している事になるが，検知された2個の渦は当然に干渉し，新たな渦の発生と共に1つの旋回失速セル内の変動を支配することになる．セル**A**は3渦構成，セル**C**は単一渦構成であるが，**B1→B2→B3**のように周回毎に変化する．

図5には，瞬時のセル構造を渦度分布と相対流線によって示す．**U3**では3渦系が一時的に形成され，**U5**では強い単独渦系，**U6**では発達中の渦**VR5**を伴う2渦系が現れる．図4で認められた瞬時的な最大全圧上昇**(U5)**は，失速域がこの強い単独渦に集約され，残りの領域にある動翼流れが滑らかな非失速へ回復している状態を表わしている（この時，翼の空力荷重も最大の変化を示す）．逆に弱い渦が複数発生している場合には**(U2)**，非失速域が狭くなって全圧上昇は低下する．

なお，図6のフローパターンから，失速セル渦後方では，流れは動翼間を完全に逆流し，この部分の動翼のウェークは動翼前縁から上流側に現れることがわかる．従って，動翼直前方の検査点では，失速セル通過に際してこの逆流ウェークが検知されることになり，流速トレースには微細な鋭いスパイクが重畳してくる．

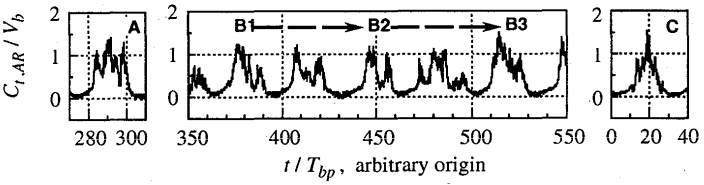


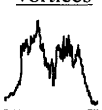
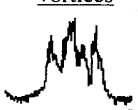
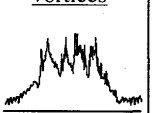
図7　旋回失速セルの通過に伴う気流速度の変動パターン．15% 翼弦長上流．ϕ_i=0.23，3000rpm

3．2　供試圧縮機に現れる旋回失速セルの構造

前節の2次元解析結果を考慮し，スプリット熱薄膜プローブの検定と計測時間分解能を精密に設定して気流速度トレースを分析すると，旋回失速セルの通過による気流速度変動には，図7に示すようにかなり明確な構造が現れてくる．

3スパイクのA，単一スパイクのCが抽出され，それらは図5の計算トレースに現れた形状A，Bと非常によく類似している．また2スパイクのセルBが無次元時間間隔70程度，すなわち動翼速度の50%程度で伝播することから，約1周回毎に，

表1　供試圧縮機に現れる旋回失速セル形態(一様流)

Configuration	Single vortex	Double vortices	Triple vortices	Multiple vortices
Typical C_t trace - hot film				
Appearance frequency	15 %	40 ~ 50 %	30 ~ 50 %	~ 5 %
Cell speed V_c/V_b - measured	55 ~ 70 %	53 ~ 58 %	50 ~ 57 %	50 %
Cell speed V_c/V_b - computed	65 %	56 %	54 %	--------

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

B1，B2，B3のように形状が変わって到着することも計算トレースの結果と類似している．なお，微細なスパイク擾乱は，逆流ウェークによるものである．

個々のスパイクが旋回失速セル内の渦の通過によるものと考えると，供試圧縮機に発生する旋回失速セルの形態を渦の個数で分類することができる．その結果を表１に示す．単独渦で形成されるセルは15%程度の頻度で出現し，2連渦系セル，3連渦系セルはそれぞれ40-50%，30-50%で最も頻繁に検知される．４連渦以上のセルの発生は非常に少ない．それらの伝播速度は，単独渦系で動翼速度の55-70%程度となって最も速く，概ね渦数が増加すると低下する．２次元解析で得たそれぞれの渦系の伝播速度はほぼ実験値の平均値に近い値をとっている．

なお，１つのセル内の渦数は，翼枚数と単独渦の代表スケールで決定すると考えられるが，簡単な渦生成モデル[６]では，渦の代表スケールは3~4翼間ピッチ程度となる．従って，18翼間の解析では，定常流通路が確保される為には，最大3~4個の渦系が現れることになる．同様に２セル旋回失速が発生する供試圧縮機の実験では，各セル共，最大(3~4)の渦で構成されることになろう．

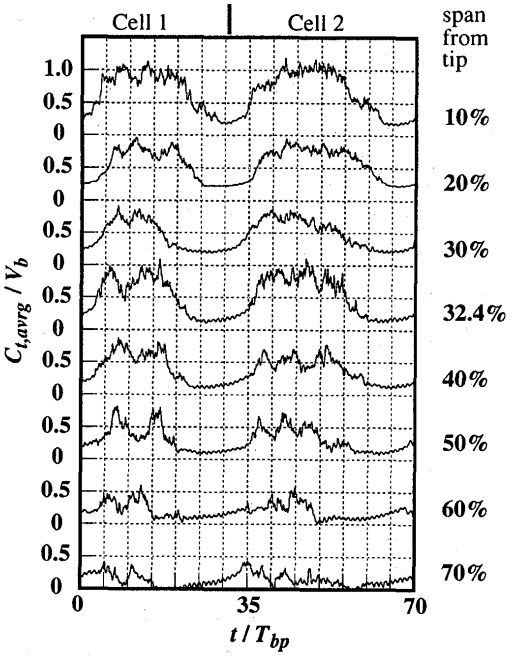


図８　２連渦系旋回失速セル（Cell-1)の半径方向構造．ϕ_i=0.22，6000rpm.

このように，失速セルが半径方向渦で構成されるとすると，気流速度変動に現れるスパイクは翼スパンに対して同位相となっている必要がある．図８には，定点モニター用プローブの出力形状が２スパイクとなる場合を選んで，各計測スパン位置での旋回失速気流速度トレースを抽出して平均化した結果である．Cell-1が対象とした旋回失速セルで，翼端近傍を除き，翼根付近まで２スパイク系がほぼ同相で現れている．翼端部では漏れ流れ渦による変動が加わるので，明確な構造とはなっていない．この結果からも，図１に示したように，半径方向に軸をもつ複数の渦が１つの失速セルを構成していることがわかる．最近の３次元解析[３]によれば，十分に発達し干渉を繰り返す以前のセルの構造を示すにとどまっているが，翼通路主流部で動翼前方に２連の半径方向渦が形成されつつあることが示されている．

なお，Cell-2はCell-1と独立に発達するので，このモニタ同期ではスパン方向の同相性は認められない．

4．全圧インレットディストーションによる旋回失速セルの周方向変動

4．1　ディストーションスクリーンによる翼列入口流れ

図９に，圧縮機失速直前運転点で計測した軸方向流速とインシデンス角の周方向分布を示す．動翼列は低流速領域に右側から突入し，左側から離脱する．ディストーションスクリーンで発生する低流速域はほぼスクリーン幾何角度に等しい．２次元解析で得られた分布と同様に，インシデンスはどのスクリーンでも，離脱側境界**L**付近において最も高く25deg程度に達し，突入境界側**E**において最も低く10deg以下となっている．この低インシデンス値は，設計運転点でのインシデンスに匹敵し，失速直前状態であるにもかかわらず，局所的に設計点流れが回復している事を示している．インレットディストーションがある

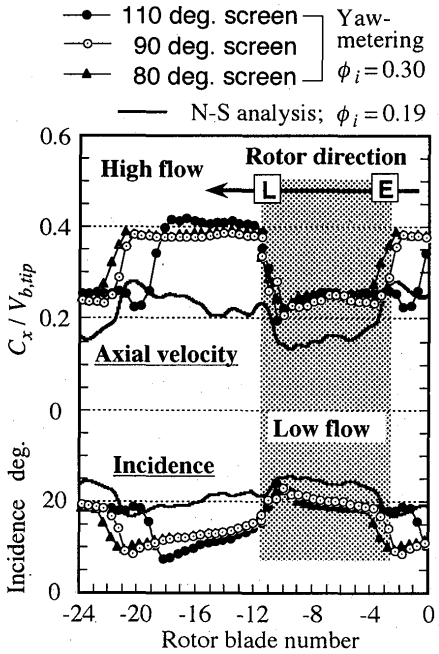


図９　ロータ前方における失速前の周方向ディストーション分布，ロータ速度3000rpm.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

場合には，単に軸流速度が周方向に変化するだけではなく，突入境界ではロータ運動方向の旋回流れ，離脱境界ではロータ運動と逆方向の旋回流れが発生することがわかる．

図１０にはスプリット型熱薄膜プローブを用いて計測した動翼後方BRでの軸方向流速C_xと周方向流速C_tの時間トレースを示す．突入境界Eでは流れの変動は小さく，動翼通過によるウェークが規則的に検知され，動翼流れはほぼ完全に付着している．離脱境界**L**では，C_xとC_tは非常に大きな振幅で不規則に変動し，はく離流れとなっている．

このように，インレットディストーションは突入側境界で動翼失速を減衰させ，離脱側境界では動翼失速を増幅させる特性を持つ．また，高速の５段圧縮機実験でその傾向が認められたように[7]，ディストーション境界がセル発達のトリガーとして機能するとも言える．

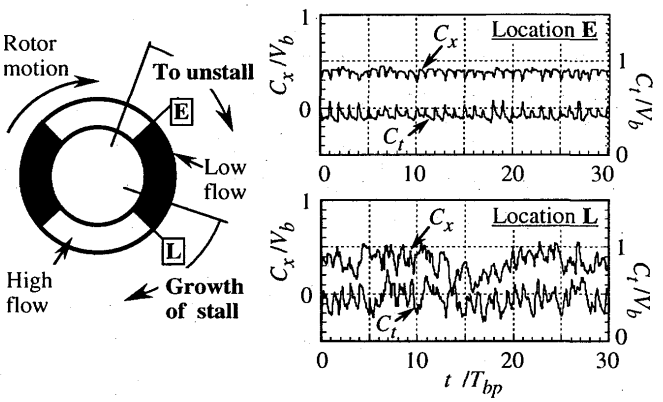


図１０　低流速域突入位置，離脱位置における動翼後方流速変動．失速前運転点(ϕ_i=0.3)，ディストーション角=90 deg，3000rpm.

４．２　旋回失速の周方向変動

旋回失速発生を検知する位置の選択には，ディストーションにより動翼の失速域と正常流域が周方向に分布することを配慮する必要がある．図11は乱れが減衰するディストーション域中央部にプローブを設置し，安定運転範囲と発達した旋回失速初生の流量を調べた結果である．それらの絞り弁開度は，ディストーション角が110degの場合に最も大きく，ディストーションは旋回失速開始を早めるものと思われた

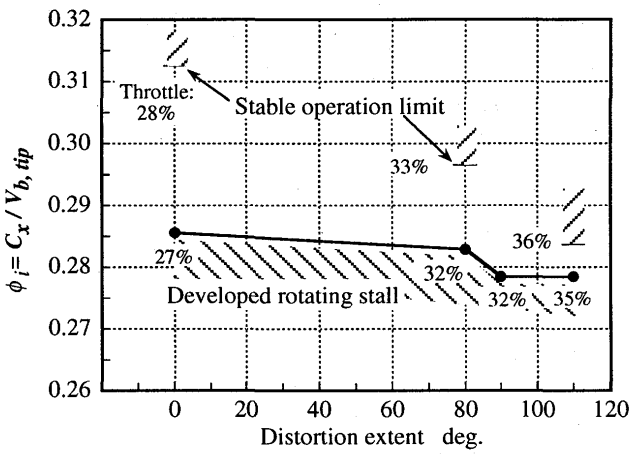


図11 ディストーション領域巾に対する安定運転流量範囲と発達した旋回失速の発生流量；軸対称２スクリーン，3000 rpm.

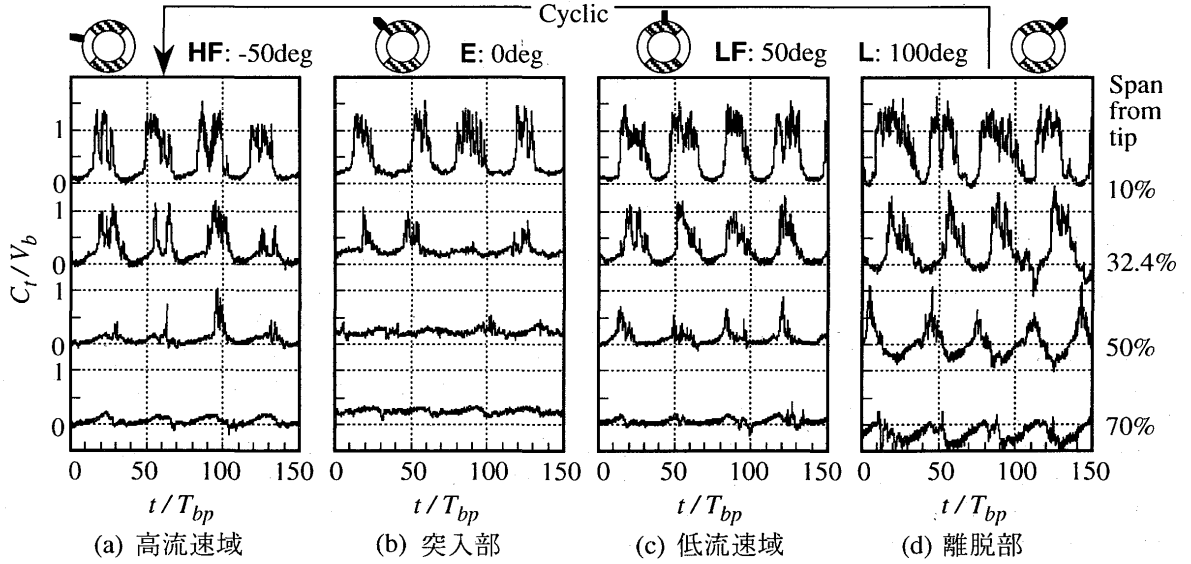


図12　インレットディストーション旋回失速における動翼前方流速変動の周方向変化；ディストーション角度範囲：110 deg，運転流量：ϕ_i=0.26，運転回転数：3000 rpm.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

が，逆に流量は一様流入の場合より低くなって，一般認識と矛盾をきたす結果となっている．

旋回失速が十分に発達していると考えられるϕ_i=0.26で計測した周方向流速トレースを図12に示す．翼端部10%スパン付近ではどの周方向位置でも顕著な失速セルが検出されており，特にディストーション離脱部**L**では失速セルが翼根部まで到達している．しかし突入部**E**の中央部付近（５０％スパン）は非失速近くにまで回復しており，ディストーション域中央部**LF**でも失速セル形成は不安定な状態となっている．このことは，図11に示した旋回失速発生流量では既に離脱部**L**で顕著な旋回失速セルが発達していることを意味する．従って，ディストーション旋回失速の検知はディストーション域離脱部の翼端に近い位置で行うことが適切であり，逆に全周一様に旋回失速セルが周回する流量は，ディストーション域突入部で検知することになる．

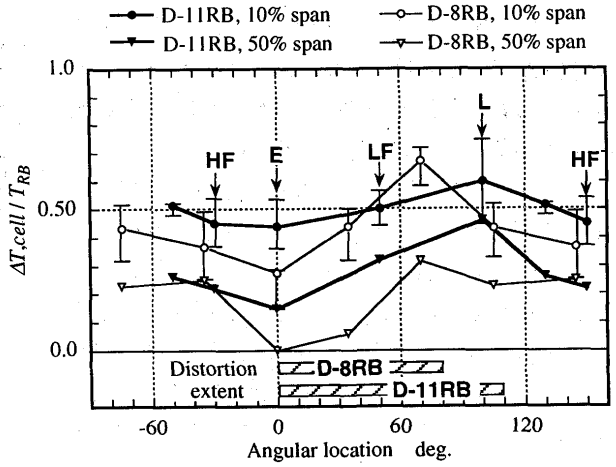


図１３　旋回失速セル通過時間（セルスケール）の周方向およびスパン方向分布; 3000rpm，運転流量：ϕ_i=0.275（D-8RB），0.255（D-11RB）．

ディストーションにより，翼端部セルは周方向にほぼ均一でありながら，スパン中央では離脱部で発達したセルも突入部では減衰ないし消滅するというスパン方向に変化する三次元構造がもたらされると言えよう．ディストーション角が80deg程度に小さくなってもこの傾向は変わらない．失速セル通過時間（セルの周方向スケール）が周方向に変化する様相を図13に示す．ディストーションD-8RBの実験は比較的高流量で行っていることもあり，ディストーション域突入部の50％スパン位置ではセルは検出されていないが，離脱域にかけて急速に失速セルが成長している．翼端部についても，セルの成長速度は大きく，かなり低流量で計測したディストーションD-11RBの場合よりも急激になっている．

5.　結　　言

一様流入条件下での発達した旋回失速セルは，スパン方向に軸を持つ複数個の渦で構成される基本構造を持ち，旋回中にそれらの渦は干渉して過渡的に（1～3，4）個の渦系となることを２次元数値解析と圧縮機実験に基づいて概説した．その変化の時間スケールは数周回程度である．非一様流入下では，周方向に顕著に変動する旋回失速となる．低速域から離脱時に動翼失速が励起され低速域への突入により減衰する．翼端部と中央部では失速のスケールが異なり，セルは一様流の場合に比してより三次元的な性格を持つようである．予備的知見を述べたが，今後，詳細な検討を予定する．

参　考　文　献

1. Hoying, D.A., Tan, C.S., Vo, H.D., and Greitzer, E.M., 1999, "Role of Blade Passage Flow Structures in Axial Compressor Rotating Stall Inception, *Journal of Turbomachinery*", Trans. ASME, Vol.121, No. 4, pp. 181-188.
2. Inoue, M., and et al, 1999, "Comparative Studies on Short and Long Length-Scale Stall Cell Propagating in an Axial Compressor Rotor", ASME Paper 2000-GT-0425.
3. Hah, C., and et al, 1999, "Numerical and Experimental Study For Short Wavelength Stall Inception in a Low -Speed Axial Compressor", ISABE Paper 99-7033.
4. 加藤大，大田英輔，千葉薫，1997，「圧縮機動翼列・静翼列システムの過渡流れに関する二次元圧縮性N-S方程式の数値解析（第３報）」，機論集，63巻-614号，頁69-77.
5. Kato, D., Outa, E., and Chiba, K., 1998, "On Sub-Cell Structure of Deep Rotating Stall in an Axial Compressor, *Unsteady Aerodynamics and Aeroelasticity of Turbomachine*", T.H.Fransson (ed.), Kluwer Academic Publishers, pp. 181-188.
6. Outa, E., Ohta, Y., Kato, D., and Chiba, K., 1999, "Two-Dimensional Study on Evolution of Deep Rotating Stall under Uniform Inlet Conditions in an Axial Compressor Cascade", ISABE Paper 99-7219.
7. Jahnen, W., Peters, T., and Fottner, L., 1998, "An Experimental Flow Investigation of an HP Five-Stage Compressor Exhibiting Rotating Stall due to Distorted Inlet Flow Conditions, Unsteady Aerodynamics and Aeroelasticity of Turbomachine", T.H.Fransson (ed.), Kluwer Academic Publishers, pp. 243-257.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

C－8

オーバーハング型ボリュートの舌部形状に関する研究

小林高広（東京理科大学大学院）、宮永邦彦（東京理科大学大学院）
佐敷崇（東京理科大学大学院［現 トヨタ自動車(株)］）、酒井俊道（東京理科大学工学部）

1．緒言

ボリュートはスクロールとも呼ばれ、羽根車あるいはディフューザの吐出し側に接続される渦巻形をした流路であり、その役割は上流からの流れを効率よく集めて吐出し管へ送ることであるが、ディフューザとともに静圧力回復を行う場合もある。オーバーハング型ボリュートは、対称型に比べ外形寸法を小さくできるという長所があり、また対称型では一対の二次的旋回流が生じるのに対してオーバーハング型では旋回が一方向であるという特徴を持っている。ターボチャージャの遠心圧縮機のボリュートでは、背中合わせとなるタービン側のボリュート及び軸受けとの兼ね合い、あるいは外径の制約等から、オーバーハング型でディフューザ入口、出口の半径比も性能を極度に損なわない範囲で小さなものが使用されている場合が多い。

本研究は、このようなターボチャージャの圧縮機ボリュートを対象とし、内部流れの計測を容易にするためにスケールアップした試験機を製作し、再循環流ポートを含めたボリュート舌部の形状ならびにボリュート舌部から吐出し口に向かってのボリュート断面積の分布がその性能に与える影響について、ボリュートの性能試験及びボリュート内部流れの計測により確かめたものである。

2．記号説明

本論文で用いる記号を以下のように定める。

p_s：静圧力 [Pa]
p_t：全圧力 [Pa]
ρ：空気密度 [kg/m^3]
u_1：羽根車周速 [m/s]
c：絶対速度[m/s]
c_u：接線方向速度 [m/s]
c_m：法線方向速度 [m/s]
ϕ：流量係数（$\phi = c_{m1} / u_1$）
ϕ：圧力係数（$\phi = p_s / \rho u_1^2$）
B_s：ボリュート幅 [mm]
θ_s：アジマス角 [deg]
α：接線方向からの流れ角 [deg]
C_p：静圧力回復係数
ξ：全圧力損失係数
ξ_M：法線方向損失係数
ξ_T：接線方向損失係数
添字
1：羽根車出口
2：ボリュート入口（ディフューザ出口）
3：ボリュート出口（吐出し管内）

3．実験装置及び実験方法

実験装置の概略図をFig.1に示す。羽根車外径218mm、ディフューザは羽根無し、流路幅12.5mm、外径360mmである。ボリュート入口出口の面積比は1:0.84であり、ボリュート断面はType-T2の舌部付近を除いて正方形である。

羽根車回転数は 4500rpm で一定とし、流量は吐出し管側絞りで調節した。また圧力は全て多点圧力計測システム（Scanivalve 社製 DSA3017）により測定した。測定は、性能試験、ディフューザ入口・ディフューザ出口（ボリュート入口）においての３孔コブラ型ピトー管による測定、スクロール内部の５孔コブラ型ピトー管による測定の計３種類を行った。ここで、３・５孔ピトー管の測定孔を Fig.2 に示す。３孔は、周方向６位置について軸方向に９点トラバースし、流速、静圧力、全圧力、流れ角を測定した。また、５孔は図に示す測定孔において軸方向に９点トラバースし諸量

第１５回ガスタービン秋季講演会
講演論文集，2000.11，(北九州)
Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

を測定している。内部流れの測定では、圧力最高点である ϕ=0.10 と最大流量である ϕ=0.70 またその中間に2流量 ϕ=0.21 と ϕ=0.42 の計4点の流量について行った。また、本研究の Re 数は、代表長さを羽根車外径、代表速度を羽根車周速度として計算し、$Re=8.52\times10^4$ となっている。

また、本報告においては検査領域を Fig.3 に示すディフューザ出口[Station 2]から吐出し管路内静圧力測定孔[Station 3]までとし、この領域について各ボリュートの性能比較を行った。

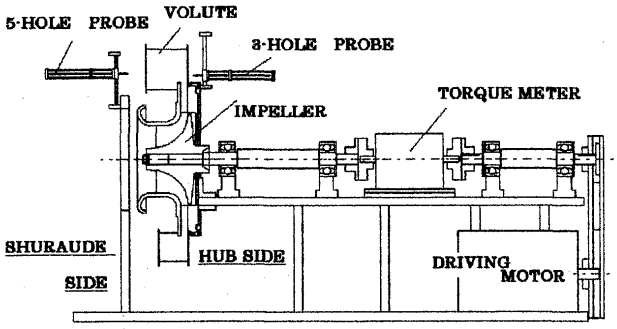


Fig.1: General arrangement of experimental facility

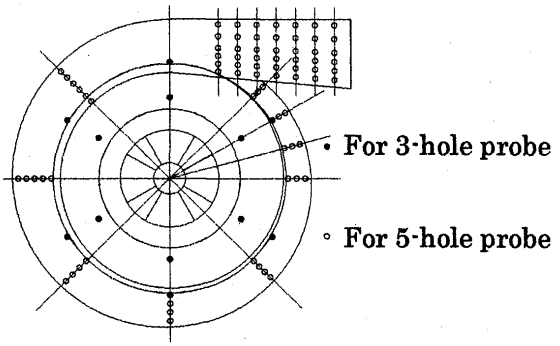


Fig.2: Locations of measurement for diffuser inlet flow and volute inlet flow

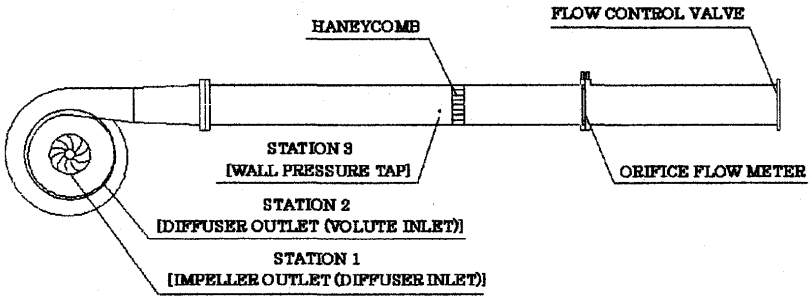


Fig.3: Arrangement of experimental facility

4．ボリュート設計法

ボリュートのアジマス角に沿っての断面積については、ボリュート内で自由渦流れを仮定し、設計流量においてボリュート入口の周方向の静圧力を一定とする設計方法(Eck)[1]が用いられてきた。また、Qi[2]らはボリュートの巻きはじめのアジマス角が小さな領域で、上述の設計よりも断面積を大きく取った方が、アジマス角に沿っての流れ角が一定に近づき、ボリュートの性能が向上することを実験データから示した。そして、Dillin[3]らも対称型のボリュートでの数値解析により、Qi らが提案した設計方法は、舌部近傍のアジマス角が小さな領域でボリュート入口静圧力の周方向均一化に有効であることを予測した。多くのボリュートではボリュート入口流れの周方向均一化を目的として、舌部からの再循環流れを与える構造を採用しているが、この再循環ポートの大きさ及び形状はボリュートの効率及び圧縮機の特性に影響することが知られている。

本研究では、オーバーハング型ボリュートにおいて、Qi らが提案した設計方法の有効性を確かめるために、Fig.4 に示すような舌部形状の異なる 4 種類のボリュートを試作し、その性能を比較した。Eck の方法に従って設計したボリュートを type-FC（以下 FC)、FC のボリュート巻き始め部の断面積を Qi らの提案に従って拡大したものを type-PC（以下 PC）と呼ぶこととする。再循環ポートは、低流量域においてボリュートを周回してきた流れが再びボリュートに流れ込む再循環流による作動安定性の向上を目指したものである。しかし、高流量域では再循環ポートから直接吐出し口に向かう流れにより舌部先端周辺において剥離が発生することが確認されている。そこで、FC

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

を基本形とし高流量域においての舌部先端付近の剥離抑制を狙い楔状の舌部先端を丸めた type-T（以下 T)、低流量域における再循環流が過大となり、損失が大きくなることを避けるために T の再循環ポートの開口部面積を小さくした type-T2（以下 T2）をあわせて作成した。ここで、再循環ポートの開口部面積を Fig.4 の舌部の太線に示す部分の断面積とし、FC を 1 とすると FC : PC : T : T2 = 1 : 3.96 : 1.31 : 0.36 となっている。また、各ボリュートの設計流量における一次元的計算による流れ角分布を Fig.5 に示す。

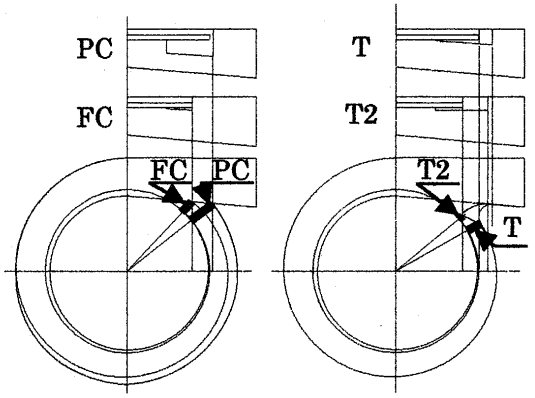


Fig.4: Configuration of volute

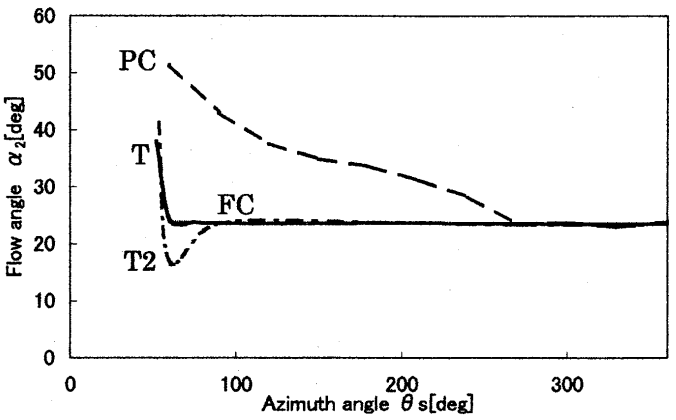


Fig.5: Specified inlet flow angle for the volute design

5．実験結果及び考察

5－1　性能曲線

Fig.6,7に圧力･流量特性を示す。ここでFig.6はFCとPC、Fig.7はFC,TとT2の比較となっている。

まず、Fig.6において、FC,PCに注目すると、高流量域では、FCがPCを上回っていることがわかる。しかし、低流量域に注目してみると、PCの方が、FCに比べより低流量まで安定して作動していることが確認でき、大きな再循環流は、低流量域においての安定作動の役割を果たしていると考えられる。次にFig.7より、T及びT2は、FCと比べると低・中流量域においての顕著な差は確認できないものの、高流量における圧力係数が高いことがわかる。これは、５－４に後述ような舌部先端付近の剥離の抑制によるものと考えられる。これにより、中・高流量においては、舌部の再循環ポート開口部面積及び形状を適切なものとすることが圧縮機性能の向上に影響を及ぼすことが確認できた。

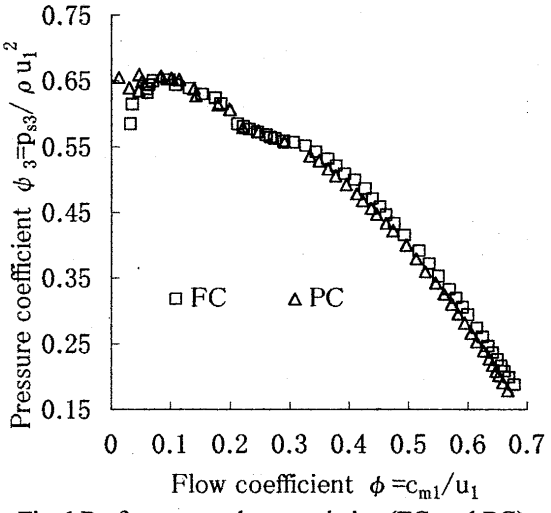


Fig.6:Performance characteristics (FC and PC)

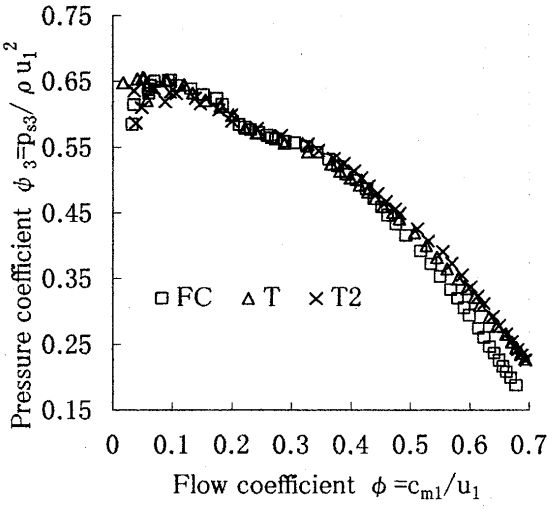


Fig.7:Performance characteristics (FC , T and T2)

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

5－2　ボリュート静圧力回復・全圧力損失

ボリュートについての全圧力損失係数及び静圧力回復係数の計算結果を Fig.8,9 に示す。ここで、回復係数・損失係数は以下のように定義した。

$$Cp_{2\to3}=\frac{p_{s3}-p_{s2}}{\rho c_2^{\,2}/2}\quad(\text{静圧力回復係数})\qquad \xi_{2\to3}=\frac{p_{t2}-p_{t3}}{\rho c_2^{\,2}/2}\quad(\text{全圧力損失係数})$$

ディフューザ出口のデータは3孔ピトー管の測定結果を用いている。またボリュート出口のデータは、吐出し管路において測定した静圧力及び一次元的計算により求めたこの点の動圧力を用いて計算している。ただしディフューザ入口出口における3孔ピトー管の測定は周方向6位置、軸方向に9点ずつ測定しているため、この9点のデータをそれぞれエネルギ平均し、6位置の単純平均を取ることによって各流量における代表値を算出した。

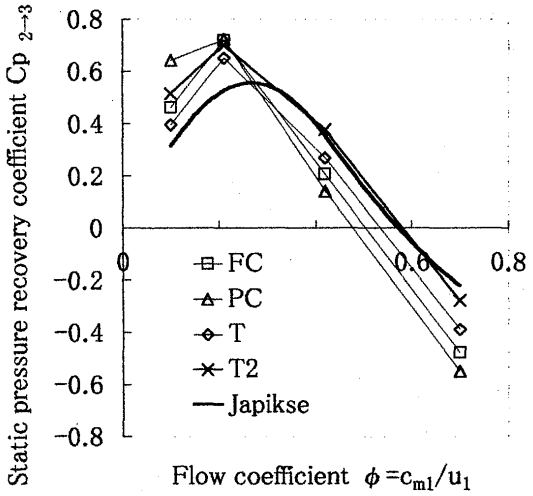


Fig.8: Static pressure recovery coefficient (Volute)

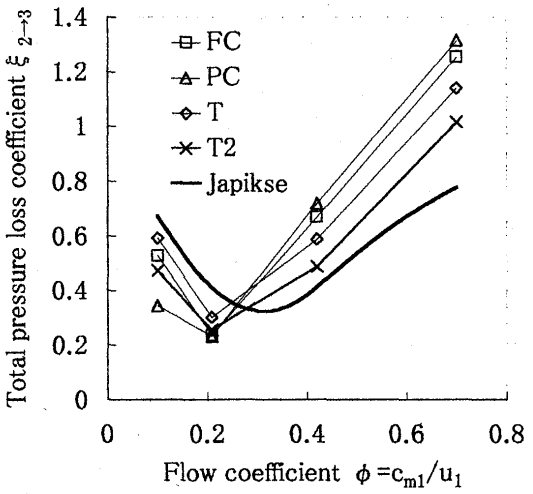


Fig.9: Total pressure loss coefficient (Volute)

Fig8について見てみると低流量域では、PC、T2、FC、Tの順で、中・高流量域では、T2、T、FC、PCの順で静圧力回復が高くなっている。これに対応して、Fig.9の低流量域では、PC、T2、FC、Tの順で損失が大きくなっていくことが分かる。また、中・高流量域では、T2、T、FC、PCの順で損失が大きくなっている。この結果より、低流量においては、再循環流を多く取り込みボリュート内の流れが安定するPCが最適であると考えられる。この理由については、5－4において後述するが、アジマス角の小さな領域で、FCでは急激な増速が見られるのに対しPCでは流れが一様化されており、これがPCの安定性につながっていると思われる。また中流量から高流量にかけては舌部先端付近の剥離を抑制するT,T2が他に比べ良い結果を示している。また、PCに比べFC、Tに比べT2の損失が少ないことから、中・高流量においては再循環ポートの開口部面積を小さくとり、舌部から直接吐出し口に向かう流れを抑えることが損失の減少につながると考えられる。

Fig8,9に示されている曲線はJapikseによる性能評価モデル[4]により求めた予測性能である。このモデルは、流速の半径方向成分はすべて損失につながる、接線方向速度成分はボリュート出口速度C_3がボリュート入口接線速度成分C_{u2}よりも小さい場合、急拡大により全圧力損失を生じるという仮定に基づいてボリュート形状から求めた入口、出口速度及び面積比から導かれたものである。

全体的に見ると、Japikseのモデルによる計算結果は本実験結果と定性的な一致を見ることができる。これにより、全圧力損失や静圧力回復を定性的に予測する上においてモデルは役立つものと考えられる。しかし、低流量域において、モデルは損失を高く見積もっている。これは、モデルにおいて半径方向速度成分は全て損失になるという仮定をしていることにより生じたものであると考

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

えられる。逆に、高流量域では低く見積りをおこなっているが、これは舌部付近における剥離、再循環ポートからの逆流などの損失が見積もられていないためであると考えられる。

5－3　ボリュート入口流れ角・静圧力

Fig.10,11は、FC及びPCのアジマス角θ_sに対するボリュート入口流れ角α_2及び静圧力係数ψ_2を各流量で比較したものである。ただし、アジマス角における各測定値は軸方向に9点測定したデータをエネルギ平均したものである。これらの図を見ると、舌部からθ_s=180°の間でPCの低流量においてのアジマス角に対する流れ角、静圧力の変化はFCに比べ小さく、周方向に沿って流れ角がより一様化されていることがわかる。低流量域の静圧力の分布に関しても同様の結果が得られた。ボリュートのアジマス角の小さな領域で断面積を大きくとることは、再循環ポートの開口部面積を大きくなることにもつながり、結果として再循環流量を多くするために、低流量域においては周方向に沿っての流れ角、静圧力の安定に寄与したものと考えられる。

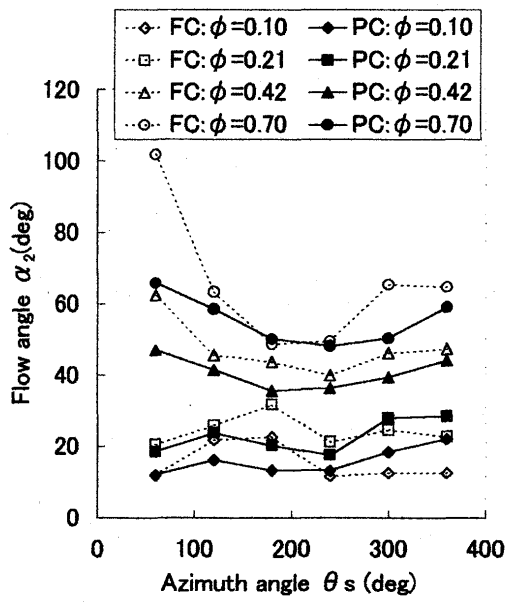


Fig.10: Flow angle at volute inlet (FC and PC)

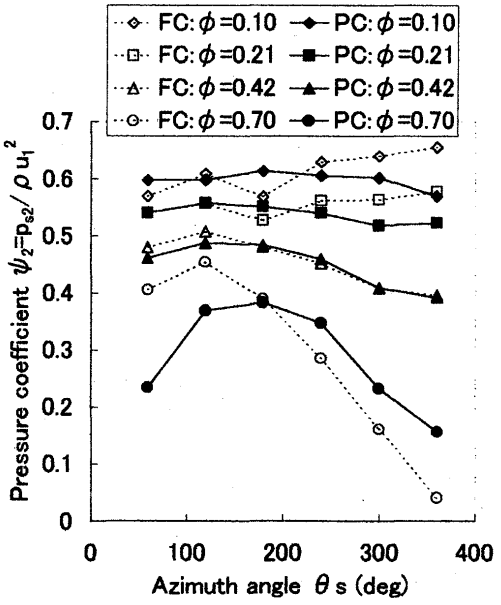


Fig.11: Static pressure at volute inlet (FC and PC)

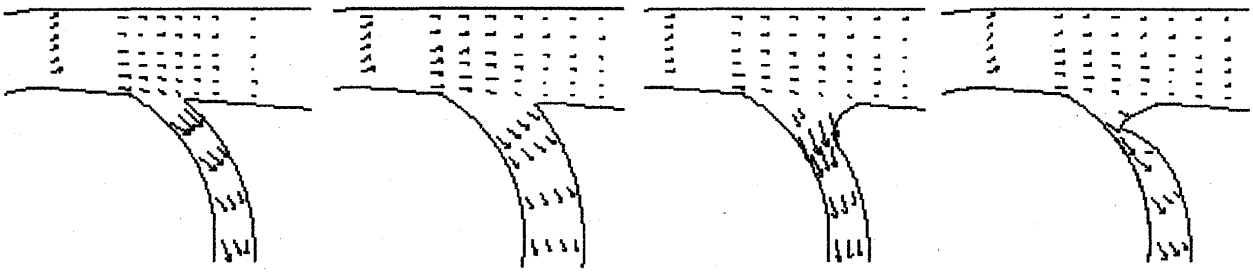
5－4　ボリュート内流速ベクトル分布

Fig.12及び13に各ボリュート舌部付近での流速ベクトル r-θ_s成分を示す。図に示した断面は、ボリュート幅B_sを100%とした場合のハブ側壁面から10%の距離におけるもので、ディフューザ流路の中央断面に近い。

まず、低流量域(Fig.12)についてみると、再循環ポート入口からθ_s=90°にかけてFC及びTでは流れの急加速とそれに続く急減速が見られる。一方PCでは大きな加速、減速は見られない。このことから、アジマス角の小さな領域でボリュート断面積を大きくとり再循環ポート断面積大きくすることは、舌部付近における増速を防ぎアジマス角に沿っての静圧力を一定にする効果があることが確認できる。これが5－1、5－2で述べたPCの低流量における好特性の原因になっていると思われる。

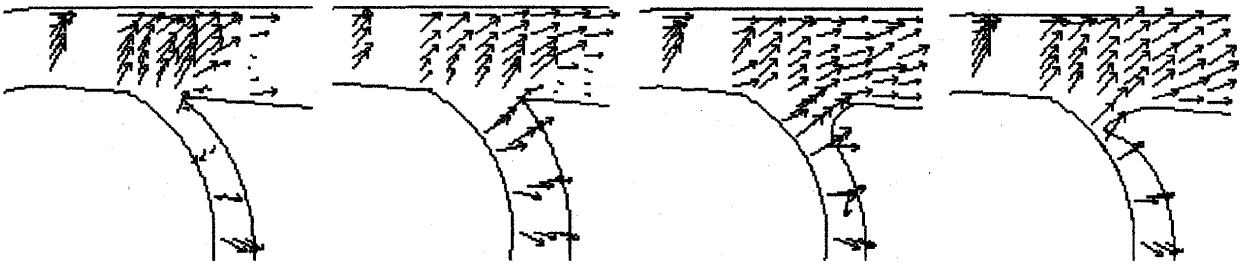
次に、高流量域(Fig.13)においては、すべてのボリュートで再循環流は認められず、アジマス角の小さな領域では再循環ポート入口に向かっての逆流が見られる。FC,PCでは舌部先端周辺から吐出し口にかけて流れが剥離し、有効な流路が狭められている様子がわかる。一方、T,T2では剥離は抑制され、吐出し口に向かってボリュート流路全体にわたって一様に流れている。これが、圧力・流量特性、全圧力損失、静圧力回復の高流量時における諸量の違いに表れているものと考えられる。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.



Type-FC　　Type-PC　　Type-T　　Type-T2

Fig.12:Distribution of r- θ_s component of velocity 10% section from hub side (ϕ =0.10)



Type-FC　　Type-PC　　Type-T　　Type-T2

Fig.13:Distribution of r- θ_s component of velocity 10% section from hub side (ϕ =0.70)

6．結言

本研究により以下のことが判明した。

1．アジマス角の小さな領域で通常の設計よりもボリュート断面積を大きくとり、再循環ポート面積を大きくすることは、低流量特性に好影響を及ぼす。

2．舌部丸め、舌部先端から吐出し間にかけての剥離を抑制することにより、高流量域特性を改善できる。

7．参考文献

[1] Eck,B. Fans, Pergamon Press(1973).

[2] Qi,D.T. , Pomfert,M.J. and Lam,K. A new approach to the design of fan volute profiles. Proc. Instn Mech. Engrs, Part C, Journal of Mechanical Engineering Science, 1996,210(C3), 287-294

[3] Dillin,P., Sakai,T., Wilson,M. and Whitfield,A. A computational and experimental evaluation lf the performance of a centrifugal fan volute. Proc. Instn Mech. Engrs, Part A, Journal of Mechanical Engineering Science, 1998,212(A0), 235-246

[4] Japikse,D. Advanced diffusion levels in turbocharger compressors and component matching IMechE Paper No.C45/82 1982

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

C－9

円形翼列周りに発生する不安定流れ

(異音防止タブの効果)

＊高間 信行，吉識 晴夫，西村 勝彦(東京大学生産技術研究所)

1．はじめに

近年の環境問題への対応，燃料の多様化等から高性能小型ガスタービンの研究開発が進められている．広い範囲で高性能を達成するため，小型高速遠心圧縮機入口部には可変式入口案内翼を設置する必要がある．特に流量が非常に少ない領域では案内翼の設定角度を大きく周方向に傾けることになり，圧縮機動翼の入口で非常に強い旋回速度成分を持つ流れとなる．このような流れの状態の時，流路内に卓越した周波数成分を持つ不安定な流れが生じると言う報告[1]があり，圧縮機性能が著しく低下することが分かってきた．

著者らは，遠心圧縮機に使用される入口案内翼に対応する円形翼列装置を，吸い込み型風洞の入口部に設け実験を行った．円周上に取付けた24枚の案内翼の半径方向に対する取付け角を大きく周方向に傾ける事により，案内翼後方付近で，周期性のある不安定な流れが発生していることを確認し，流れの構造を検討してきた[2]．また，その旋回流発生装置の直管部に挿入されている心棒の有無，入口案内翼の翼幅，翼弦長の違いに関係なく入口案内翼後方で不安定流れが発生していること[3][4][5]，案内翼の枚数の影響による流れの変化等を報告してきた[6]．今回，この不安定流れの発生を抑制するために，入口案内翼の後方に平板翼（異音防止タブ）を付け，その後方に発生する不安定流れの状態を調べたのでここに報告する．

2．実験装置の概略及び実験方法

2．1　実験装置の概略

実験装置の概略図を図1に示す．実験装置は，吸い込み型風洞の静定室に直管部を介し旋回流発生装置(Swirl generator)を取付けた．流入空気は旋回流発生装置外周部より半径方向に流入し，2枚の円板に挟まれた一定の間隙を通過する際，円周上に並べられた24枚の案内翼(円形翼列)により任意の旋回を与えられ，長さ600mmの直管部を通過し風洞静定室(Settling chamber)へ流れ込む．なお旋回流発生装置から後方50mmの直管部位置St.1にコブラ型3孔ピトー管を挿入し，直管部の流速，流れ角，圧力の半径方向分布を測定し，軸方向速度より流量を算出した．旋回流発生装置の案内翼は，NACA747A-015の翼型に基づき製作し，翼弦長Cは71.58mm，翼幅bは20mm，回転中心が，翼弦長40%に位置し，ピッチ径372mmの位置に取付け穴が設けてあり，穴を回転中心として翼取付け角αを半径方向に対し設定できる．次に旋回流発生装置を図2に示す．図中P1～P7はφ0.5mmの壁面静圧孔であり，圧力は半導体小型圧力変換器により測定した．

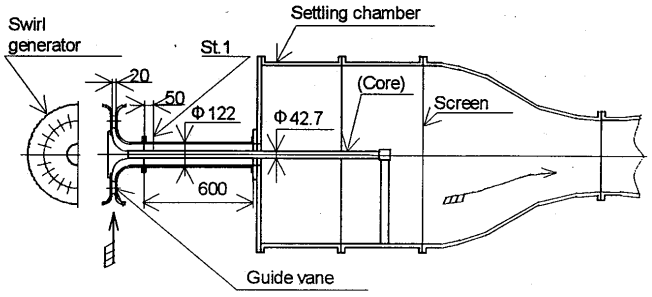


図1　実験装置概略図

第15回ガスタービン秋季講演会
講演論文集，2000.11，(北九州)
Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

壁面静圧測定位置はハブ側壁面に沿って軸方向に，半径 r=90mm に P1，r=70mm に P2，r=50mm に P3 が，シュラウド側は，半径 r=100mm に P4，r=90mm に P5，r=80mm に P6，r=70mm に P7，が軸方向に一直線に並んでいる．異音防止タブ（TAB）は，厚さ 2mm，タブ幅 20mm のアルミ製の平板でハブ側ケーシングのピッチ径 262mm の位置に 1 箇所取付け穴が設けてあり，穴を中心としてタブ取付け角 β を半径方向に対して設定できる．今実験で使用したタブは，取付け軸より上流側は一定の長さで 25mm，下流側は 40mm，30mm，20mm，10mm の 4 種類（それぞれ，Type A，B，C，D）を用いた．

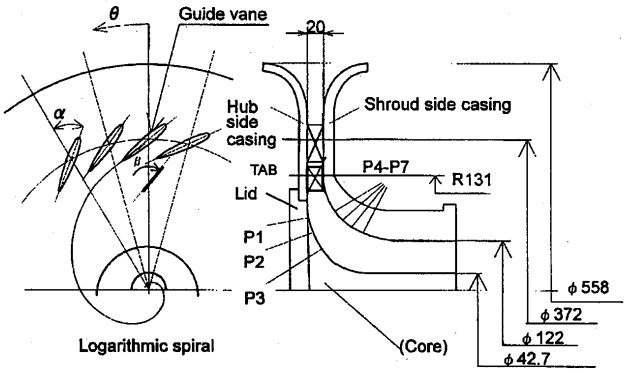


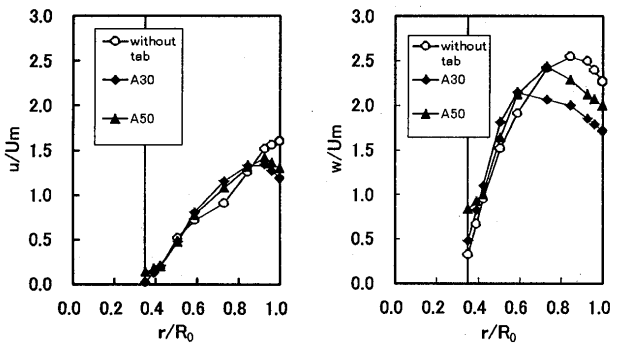
図2　旋回流発生装置

2．2　実験方法

実験は，入口案内翼の取付け角 α を 50° に設定し，吸い込み型風洞静定室の静圧 Psc（大気圧との差圧）を一定（Psc=-60mmAq）で行った．異音防止タブは取付け角 β の影響を見るために Type A のタブで 7 種類（β=0°，10°，20°，30°，40°，50°，60°）に設定し測定した．また，タブの形状による流れの影響を見るため β 一定（β=30°）で Type A，Type B，Type C，Type D の 4 種類のタブで実験を行った．比較のため異音防止タブのない場合も入口案内翼取付け角 α=50° の条件で実験を行った．シュラウド側ケーシングおよびコアを固定し，異音防止タブの付いているハブ側ケーシングを θ 方向に 45° づつ回転させ，すなわち異音防止タブ取付け位置を θ 方向に 8 箇所（θ=0°，45°，90°，135°，180°，225°，270°，315°）で実験を行った．データ取込みのサンプリング周波数は 2.5kHz，データ数は 1024 個とし，周波数分析のデータとした．

3．実験結果

実験データはフーリエ変換を行い周波数成分を調べ比較した．レイノルズ数 Re=Uw・C/ν は，案内翼弦長 C を代表長さに取り，入口案内翼通路の最小面積と直管部の流路面積比より算出した案内翼スロート部における代表流速 Uw，空気の動粘性係数 ν を用い定義した．また，図中の記号はタブの種類と β で実験条件を表している．例えば，Type A のタブで β=50° の場合 A50 とする．



(a)軸方向速度分布　　(b)旋回方向速度分布

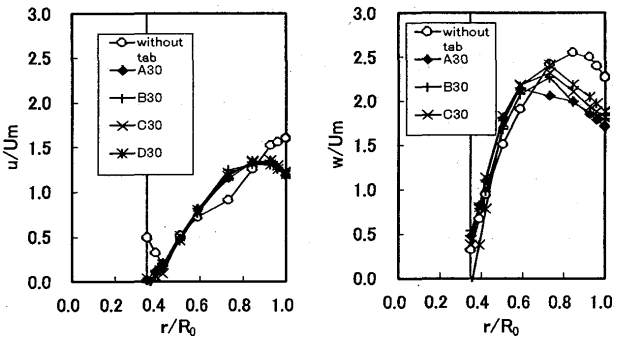
図3　直管部速度分布（Type A）

3．1　直管部速度分布

図3，図4に直管部 St.1 における速度分布を示す．図3(a)は案内翼取付け角 α=50° で異音防止タブの無い場合（without tab）と Type A のタブ取付け角 β が違う A30，A50 の場合の St.1 における軸方向速

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

度分布を，図３(b)に同条件での St.１における旋回方向速度分布を示す．同様に図４(a)はα=50°で異音防止タブの無い場合（without tab）とβ=30°でタイプの違うタブを付けた A30，B30，C30，D30 の場合の St.１における軸方向速度分布を，図４(b)に同条件での St.１における旋回方向速度分布を示す．図中 Um は断面平均軸方向速度，u は軸方向速度，w は旋回方向速度，R_0は直管部半径 61mm，r は３孔ピトー管の測定半径位置を示す．軸方向速度分布を見る限りタブの形状やβの影響はない．旋回方向速度分布を見ると，タブ取付け角βの違いによりピークが移動しているのが判る．βが同じ場合，タブの長さの違いによりピークが移動している．すなわち，タブが長いほど旋回速度分布のピークが管中心付近に移動し，βも適当な角度の時旋回速度分布のピークが管中心付近に移動している．また，図示をしていないが D30，A50 は案内翼後方で不安定流れが生じている．



(a)軸方向速度分布　　(b)旋回方向速度分布

図４　直管部速度分布（Type ABCD）

３．２　流量と旋回強さ

図５に旋回強さｍとレイノルズ数 Re の関係を示す．旋回強さｍは直管部での角運動量と軸方向運動量との比で定義した．タブが無い場合ｍが最大で流量は最小の値を示す．Type A の場合βが小さくなるに従いｍも小さくなり流量も増えている．タブ長さの影響は長いほどｍも小さく流量も増えている．しかし，Type A と Type B ではほぼ同じ値を示している．図示はしてないが，D30 よりｍが大きな値では案内翼後方で不安定流れが生じている．

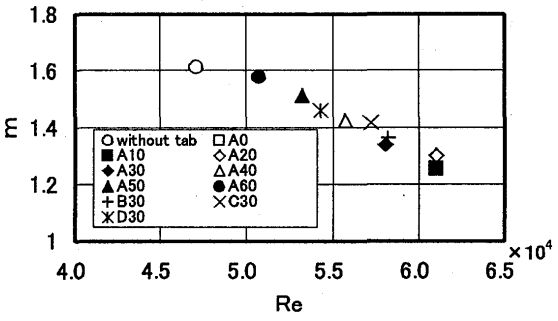
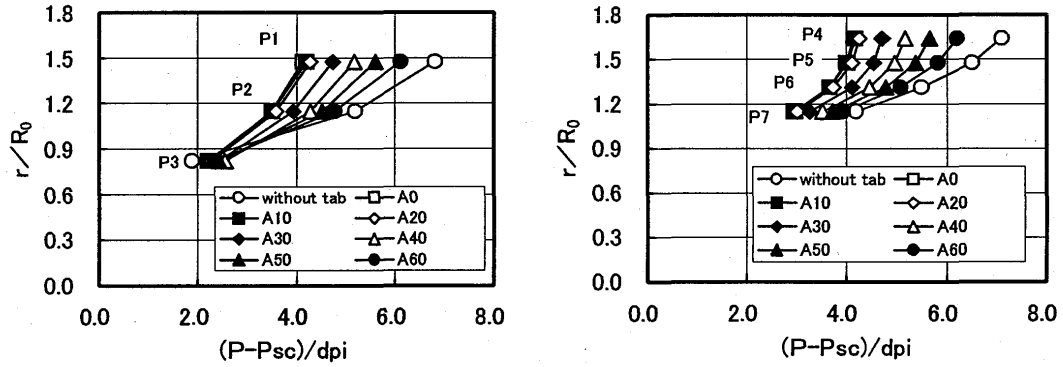


図５　旋回強さとレイノルズ数の関係

３．３　壁面静圧



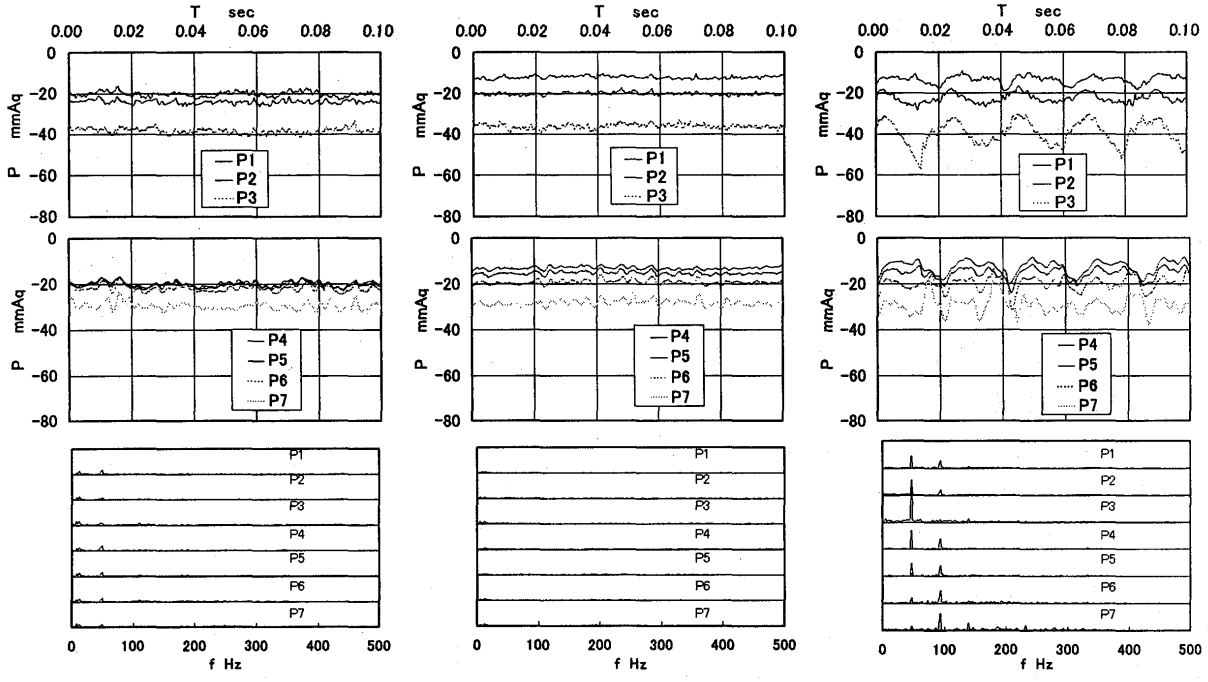
(a)ハブ側ケーシング　　(b)シュラウド側ケーシング

図６　壁面静圧の時間平均圧力（Type A）

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

図６(a),(b)に Type A タブのβを変化させた時の壁面静圧分布を示す．横軸は周方向８点の静圧の時間平均圧力を案内翼スロート部での平均動圧 dpi で無次元化した．図６（a）がハブ側ケーシングの壁面静圧を示し図６（b）がシュラウド側ケーシングの壁面静圧を示す．両図からβが大きくなるほど壁面静圧が高くなっているのが判る．すなわち，旋回強さmが大きいほど壁面静圧が高くなる．

図７にタブ取付け位置θ=0°における Type A タブのβの違いによる壁面静圧 P1～P7 の圧力



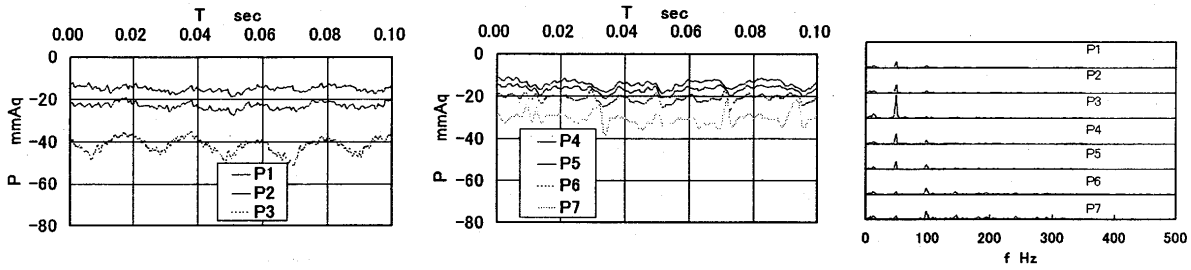
(a)A0　　(b)A30　　(c)A50

図７　壁面静圧と周波数成分（Type A のβによる違い）

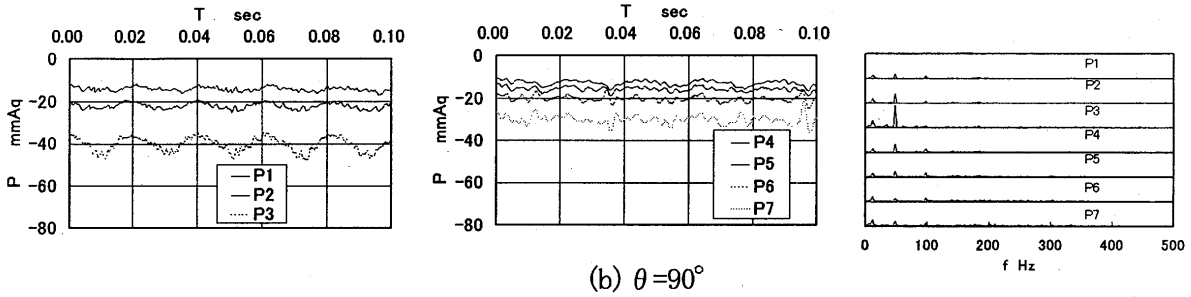
波形とその周波数特性を示す．図７(a)は A0，(b)は A30，(c)は A50 の場合を示す．各図の上２枚は壁面静圧で縦軸は圧力を示し，横軸は時間 T を表している．３枚目の縦軸はパワースペクトルを示し，横軸は周波数 f を表す．β=0°，30°の圧力波形は両波形とも際立って周期的に大きく変動する波形は無く，周波数を見るとβ=0°の場合に 48Hz 前後に小さな値がある．しかし，β=50°の圧力波形は周期性を伴う不安定な流れになっており，また下流に行くにしたがい圧力波形の変動振幅が大きくなっている．周波数成分を見ても 48Hz 前後の値が大きく出て，タブをつけない場合の現象と同じである．しかし，取付け角が適切な角度を持っている場合には不安定流れを小さく抑えられることが分かった．

図８に D30 の場合，θ方向の壁面静圧 P1～P7 の圧力波形とその周波数特性を示す．図の縦軸，横軸は図８と同じである．(a)はθ=0°，(b)はθ=90°，(c)はθ=180°，(d)はθ=270°の場合を示す．(a)(b)(c)(d)とも圧力波形は周期性を伴う不安定な流れになっており，振幅こそ小さいが周波数も A50 と同じ傾向を示している．ただ，(d)の位置はタブ取付け位置から下流方向 90°の位置でタブの効果があり，振幅が小さくなっている．タブの効果を有効にだすには Type C のようなある長さ以上のタブが必要であるのが分かった．

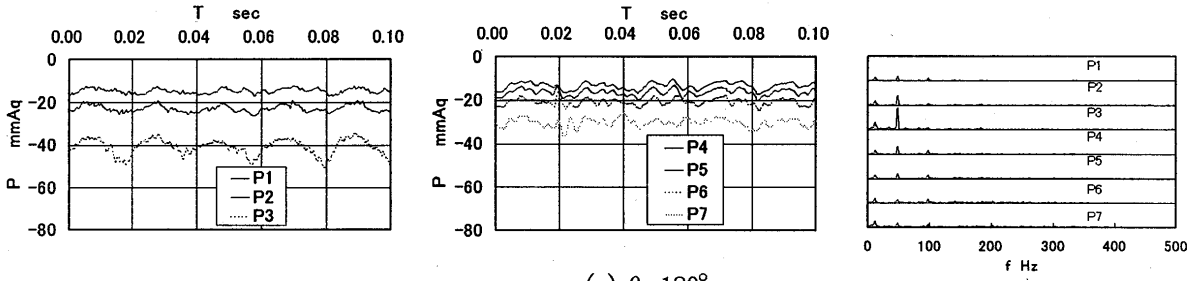
Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.



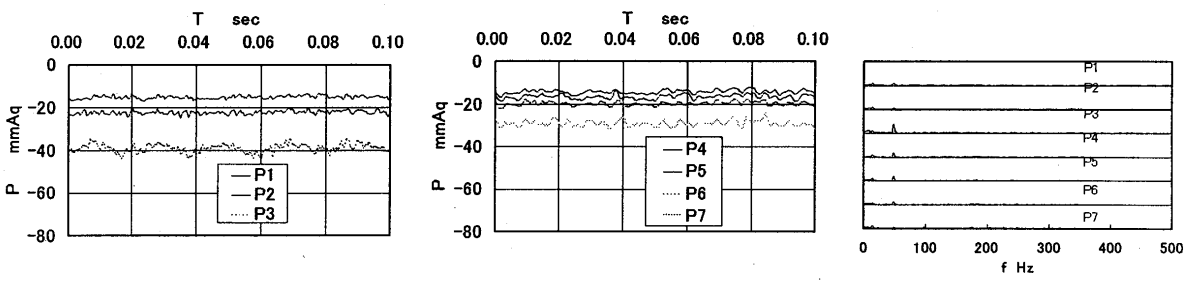
(a) θ=0°



(b) θ=90°



(c) θ=180°



(d) θ=270°

図8　壁面静圧と周波数成分（Type　D）

4．まとめ

円形翼列後方付近に発生する周期性を持った不安定な流れについて，壁面静圧，翼後方直管部での速度分布を測定することにより次のことが分かった．

この実験条件の場合，入口案内翼の後方に異音防止タブを設置することにより不安定流れを抑える効果があることが分かった．異音防止タブはその取付け角とタブ形状により効果が変わることが分かった．また，旋回強さmが一定の値を超えると不安定流れが発生することが分かった．

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

5．参考文献

(1) 内田博他５名，自動車用 100KWCGT 圧縮機の開発，日本ガスタービン学会誌 21-84(1994)，83-89.

(2) 吉識晴夫・高間信行・住吉圭司・西村勝彦・筒井康賢，入口案内翼後流に発生する不安定流れ，ガスタービン秋期講演会（松江）論文集(1994. 11)，221-227

(3) 高間信行・住吉圭司・吉識晴夫・西村勝彦・筒井康賢，入口案内翼後方に発生する不安定な流れ(心棒の影響)，日本機会学会東北支部 30 期講演会論文集(1995. 3)，35-36

(4) 高間信行・吉識晴夫，入口案内翼後流に発生する不安定流れ(案内翼幅の影響)，ガスタービン秋期講演会（宮崎）論文集(1996. 11)，19-22

(5) 高間信行・吉識晴夫，入口案内翼後流に発生する不安定流れ(案内翼弦長の影響)，ガスタービン秋期講演会（奈良）論文集(1997. 10)，33-38

(6) Takama N. and YOSHIKI H., "A Study of Unsteady Flow Induced by Annular Cascade", PWR-Vol.34, 1999 International Joint Power Generation Conference, pp559-564

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

C－10

低レイノルズ数域において作動するタービン動翼内の非定常流れ

＊ 松沼 孝幸，阿部 裕幸，筒井 康賢（機械技術研究所）

1. 緒言

近年開発が盛んに進められている小型セラミックガスタービンやマイクロガスタービンでは，高温化による粘性係数の増加や翼列の小型化によって，タービンのレイノルズ数が低下する。例えば，工業技術院で開発を行った300kWセラミックガスタービンのレイノルズ数（入口速度基準）は10^4オーダであり，従来のガスタービンと比較して一桁以上小さい。このような低レイノルズ数域では，剥離や二次渦の発生による翼列性能の低下が発生する。

タービン翼列は一般に10^5～10^7の高レイノルズ数域で作動する増速翼列であるため，これまで数多くの実験[1),(2)]が行われているにもかかわらず，レイノルズ数の低下が与える影響に関してはあまり問題とされてこなかった。最近になって，低レイノルズ数域での低圧タービンに関する研究[3),(4)]が報告されるようになってきた。これは小型ガスタービンを高高度で作動させる場合に，作動流体の密度の低下が起こり，低レイノルズ数化の問題が生じるためである。しかし，それらの研究は，直線翼列を用いた２次元流れの実験である。そこで本研究では，環状翼列を用いて実際のタービンに近い３次元非定常流れを捉えることに取り組んでいる。今回は，計測の難しさから報告例が少ない[5),(6)]動翼内部の非定常流れを，レーザードップラ流速計（LDV）を用いて測定し，レイノルズ数の低下がタービン動翼内部の非定常流れにどのような影響を及ぼすかを調べた。

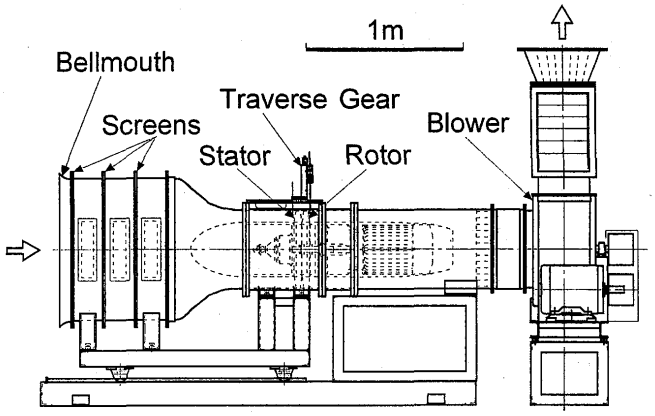


図１ 環状タービン翼列風洞

2. 実験装置と方法

2.1 風洞と翼形状

図１に実験に用いた環状タービン翼列風洞を示す。本風洞は，大気吸い込み型で測定部の最大軸流速度は30m/sである。測定部には１組の静翼・動翼から構成される単段タービンが設置されている。表１に単段タービンのミッドスパンにおける仕様を示す。静翼入口および動翼出口での絶対流れ角0deg（旋回なし），ミッドスパンでの反動度0.4，流量係数0.5，負荷係数1.2となるように設計した。ミッドスパンにおける静翼後縁から動翼前縁までの軸方向距離は27.6mmで，静翼軸方向コード長の65%に相当する。

表１ 単段タービンの仕様（ミッドスパン）

	Stator	Rotor
Blade Number , N	28	31
Chord , C mm	67.6	58.5
Axial Chord , Cax mm	42.5	40.9
Blade Span , H mm	75.0	74.0
Blade Pitch , S mm	47.7	43.1
Aspect Ratio , H/C	1.11	1.26
Solidity , C/S	1.42	1.42
Inlet Flow Angle , α_1 deg	0.0	21.8
Exit Flow Angle , α_2 deg	67.4	63.4
Stagger Angle , ξ deg	51.0	47.6
Inner Diameter , D_{in} mm	350	
Outer Diameter , D_{out} mm	500	
Hub/Tip Ratio , D_{in}/D_{out}	0.7	
Tip Clearance , mm	---	1.0

第１５回ガスタービン秋季講演会
講演論文集，2000.11，(北九州)
Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

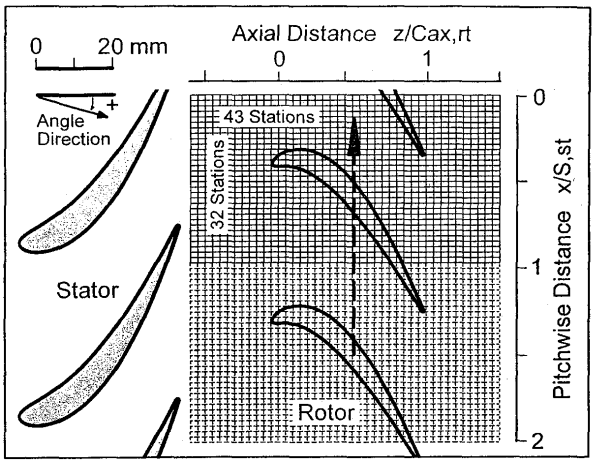


図 2　LDV 計測位置

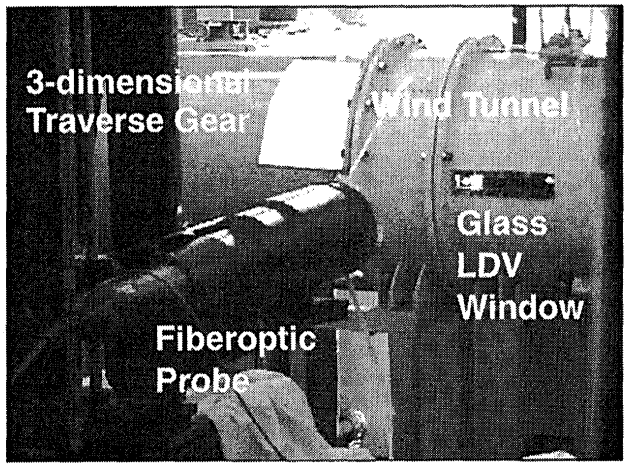


図 3　LDV 実験の様子

2.2　実験条件

実験時には，これまでに行ってきた静翼流れの実験[7]との対応を考慮して，静翼入口基準のレイノルズ数 $Re_{in,ST}$ を 2×10^4 と 6×10^4 に設定した。軸流速度はそれぞれ 4.46m/s，13.4m/s である。静翼と動翼の入口・出口における各レイノルズ数の関係は，表 2 のようになる。一般にタービン翼列では，出口流れでレイノルズ数を定義するので，以下の実験結果では，動翼出口基準レイノルズ数 $Re_{out,RT}$ を用いる。動翼入口の流れが設計状態（設計流入角）となるように，動翼の回転数を設定した。

表 2　各レイノルズ数の関係

Reynolds Number				Rotor Disk Speed rpm
$Re_{in,ST}$ Stator Inlet	$Re_{out,ST}$ Stator Exit	$Re_{in,RT}$ Rotor Inlet	$Re_{out,RT}$ Rotor Exit	
2×10^4	5.20×10^4	1.73×10^4	3.48×10^4	402
6×10^4	15.6×10^4	5.26×10^4	11.0×10^4	1206

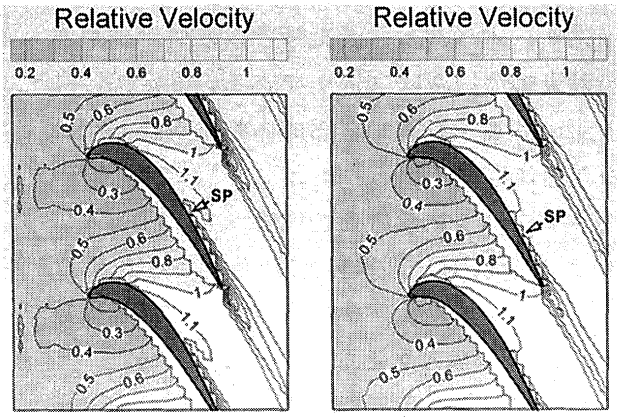
2.3　実験方法

ミッドスパンの静翼出口直後（動翼上流）から動翼下流までの流れを，TSI 社製 2 次元 LDV によって測定した[8]。測定位置を図 2 に，実験の様子を図 3 に示す。静翼に対するトラバースは，周方向 32 点（静翼 1 ピッチ分，実線で示した格子），軸方向 43 点（間隔 2mm），計 1376 点である。各測定点において，10,000 組の LDV データと動翼位置データ（動翼エンコーダ信号は 1800 パルス／回転）を取り込んだ。動翼 1 ピッチを 58 分割し，それぞれの位置に対してデータを位相固定平均して，絶対系から速度，流れ角，乱れ度などを測定し，動翼回転数から求めた周方向速度成分を加えて，相対系での流れを解析した。なお，周方向へのトラバースは静翼 1 ピッチ分のみで行ったが，以下の解析では流れをわかりやすくするために，静翼 2 ピッチ分（図 2 の実線と波線の格子）のデータを表示してある。

3.　実験結果と考察

3.1　時間平均流れ（相対速度）

図 4 に，各レイノルズ数での動翼まわりの時間平均相対速度分布を示す。相対速度は，最下



(a) $Re_{out,RT}=3.48\times10^4$　(b) $Re_{out,RT}=11.0\times10^4$

図 4　相対速度分布（時間平均）

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

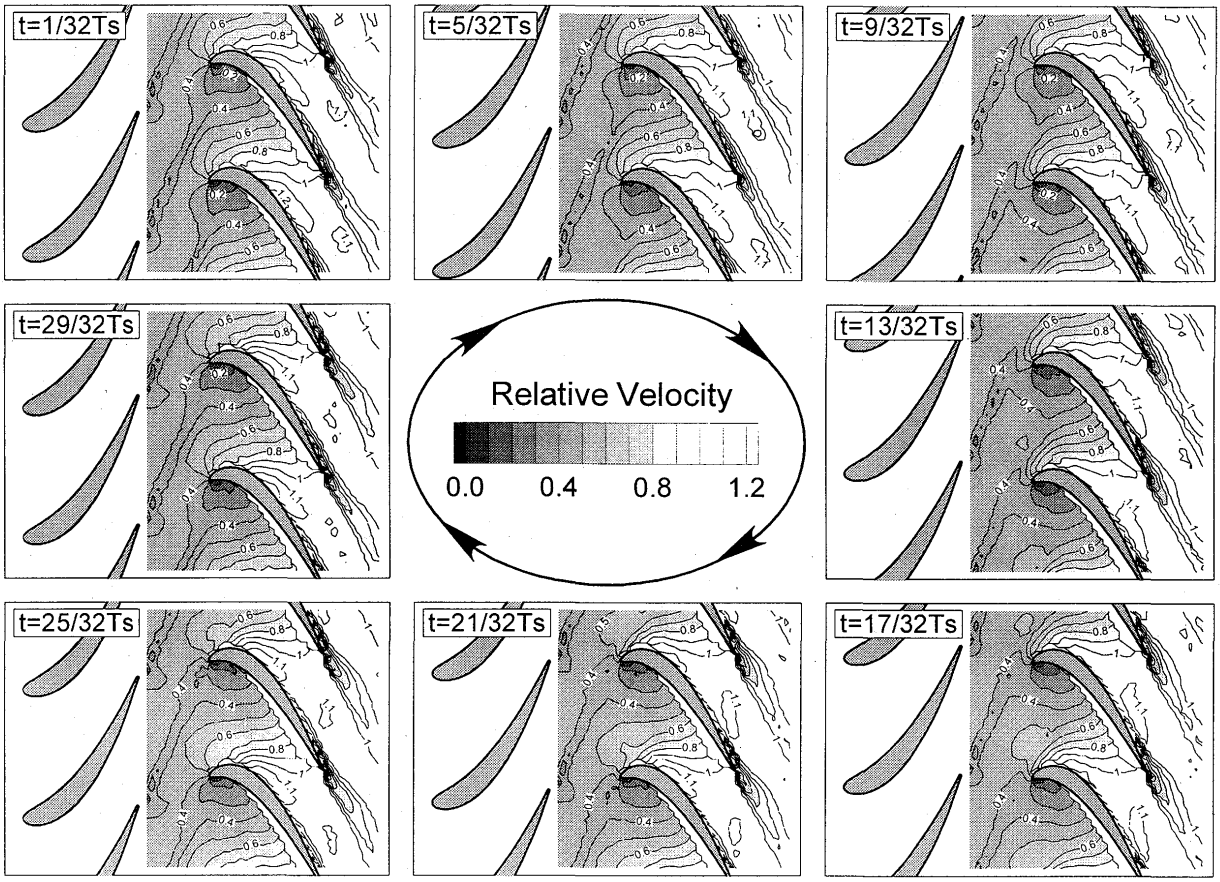


図 5　非定常相対速度分布（$Re_{out,RT}$=3.48×10^4）

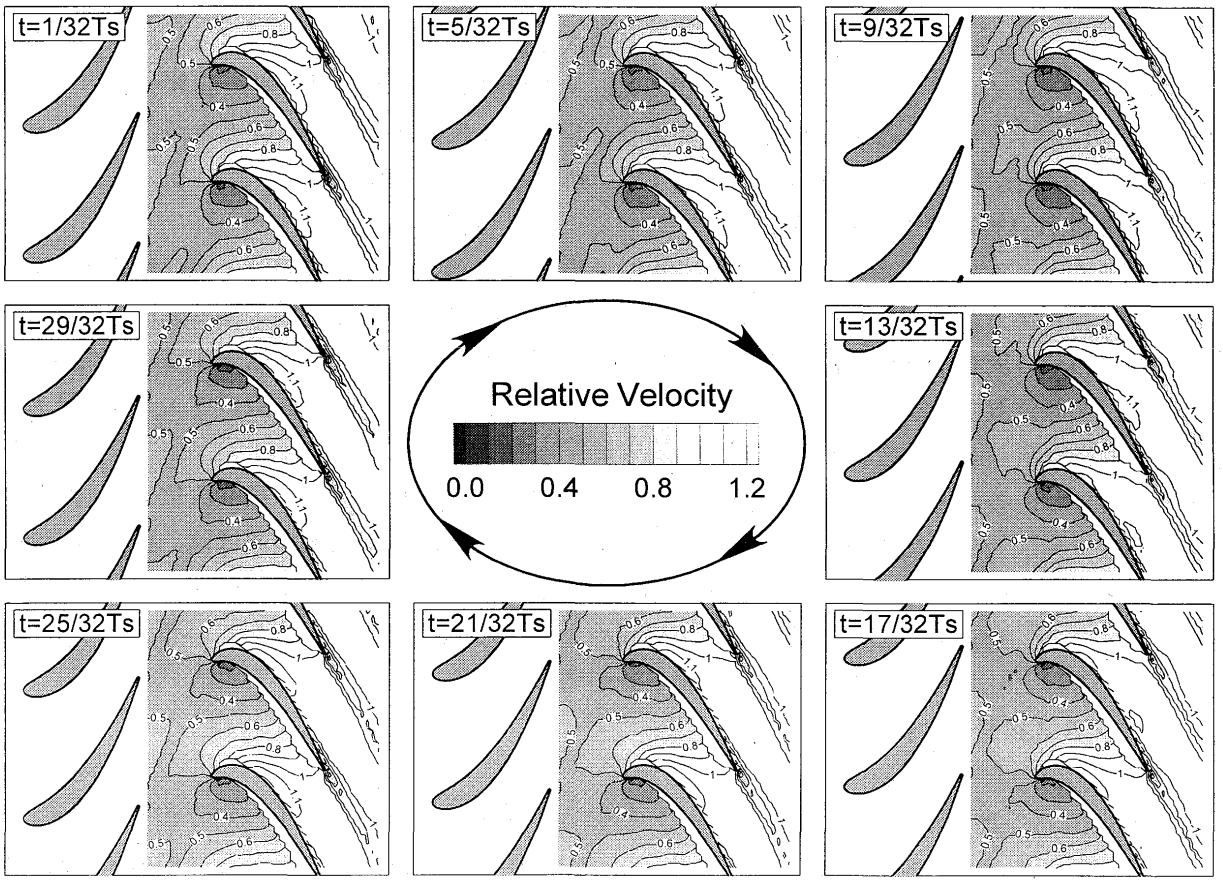


図 6　非定常相対速度分布（$Re_{out,RT}$=11.0×10^4）

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

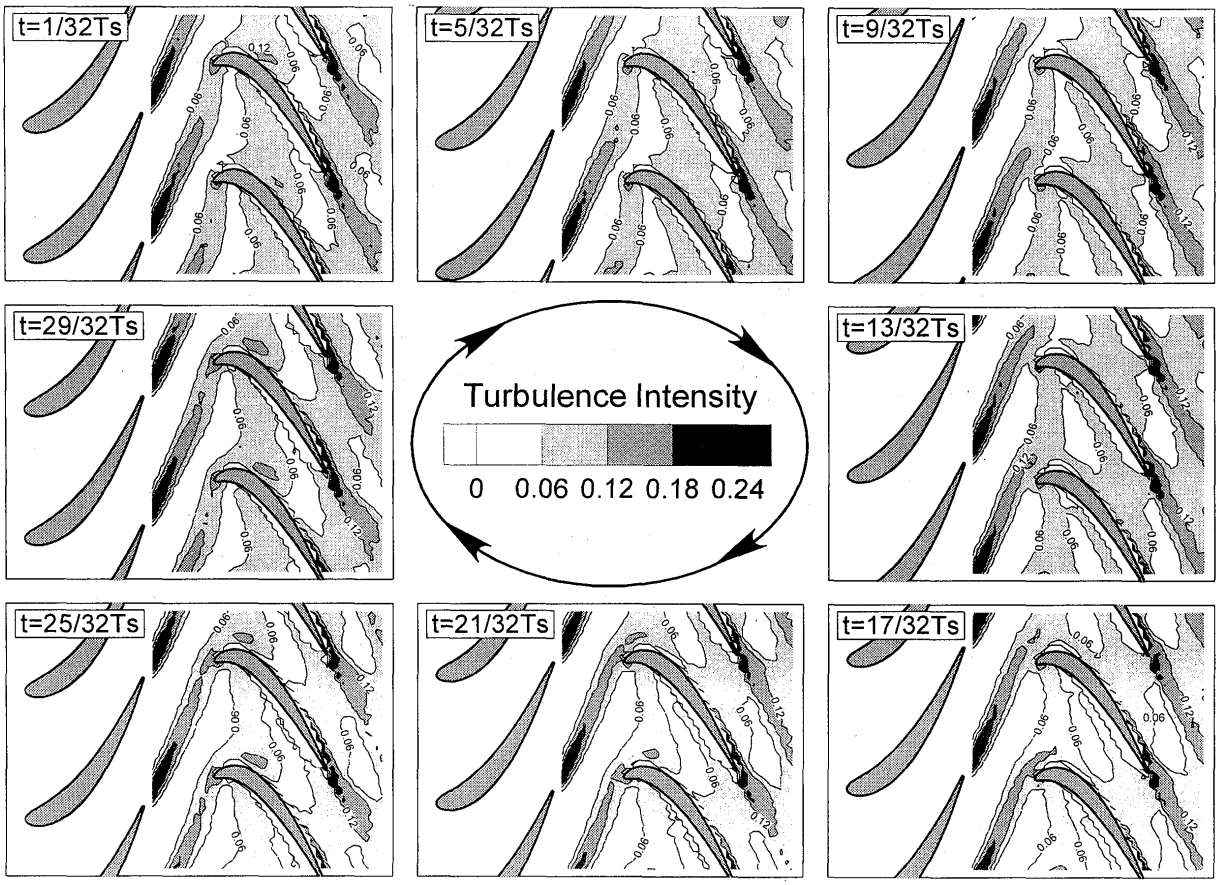


図 7　非定常乱れ度分布（$Re_{out,RT}$=3.48×10^4）

流位置（$z/Cax_{,RT}$ =1.51）での時間平均相対速度で無次元化してある。動翼負圧面側の流れが，翼後半で剥離している（SP で表示）。剥離位置は，Re_{out} = 3.48×10^4 では前縁から軸方向翼弦長の 74%下流，Re_{out} = 11.0×10^4 では前縁から 85%下流であり，レイノルズ数が低下するほど上流から剥離が発生している。また，レイノルズ数の低下に伴って，動翼のウェーク幅も増大している。

3.2　非定常流れ（相対速度，乱れ度）

図 5，図 6 に，各レイノルズ数での非定常相対速度分布を示す。この図では，回転座標系での観察のため，静翼が上から下に移動していく。動翼と静翼の相対位置の違いによって，静翼のウェークが動翼まわりの流れに周期的な速度変動を起こしている。レイノルズ数が低下するほど変動が大きくなり，剥離位置も前後に移動する。動翼下流では，動翼のウェークと静翼のウェークが干渉して，周期的にウェーク幅が変化している。

図 7，図 8 に，各レイノルズ数での非定常乱れ度分布を示す。乱れ度は，最下流位置での時間平均相対速度で無次元化してある。静翼ウェークにより発生した高い乱れ度の領域は，動翼前縁部で切断される。正圧面側で速度が遅く，負圧面側で速度が速いことに起因して，静翼ウェークは動翼内部で湾曲する。動翼負圧面側の後半では，静翼ウェークと剥離流れが干渉している。レイノルズ数が低下するほど乱れ度が増大して，動静翼干渉が増している。

3.3　レイノルズ数低下の影響

3.3.1　動翼出口の非定常流れ

図 9，図 10 に，動翼出口（$z/Cax_{,RT}$ = 1.068）における非定常流れのピッチ方向分布を示す。レイノルズ数の低下により，動翼ウェークの増大（図 9(a)，10(a)），正圧面側と負圧面側の流出角差の

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

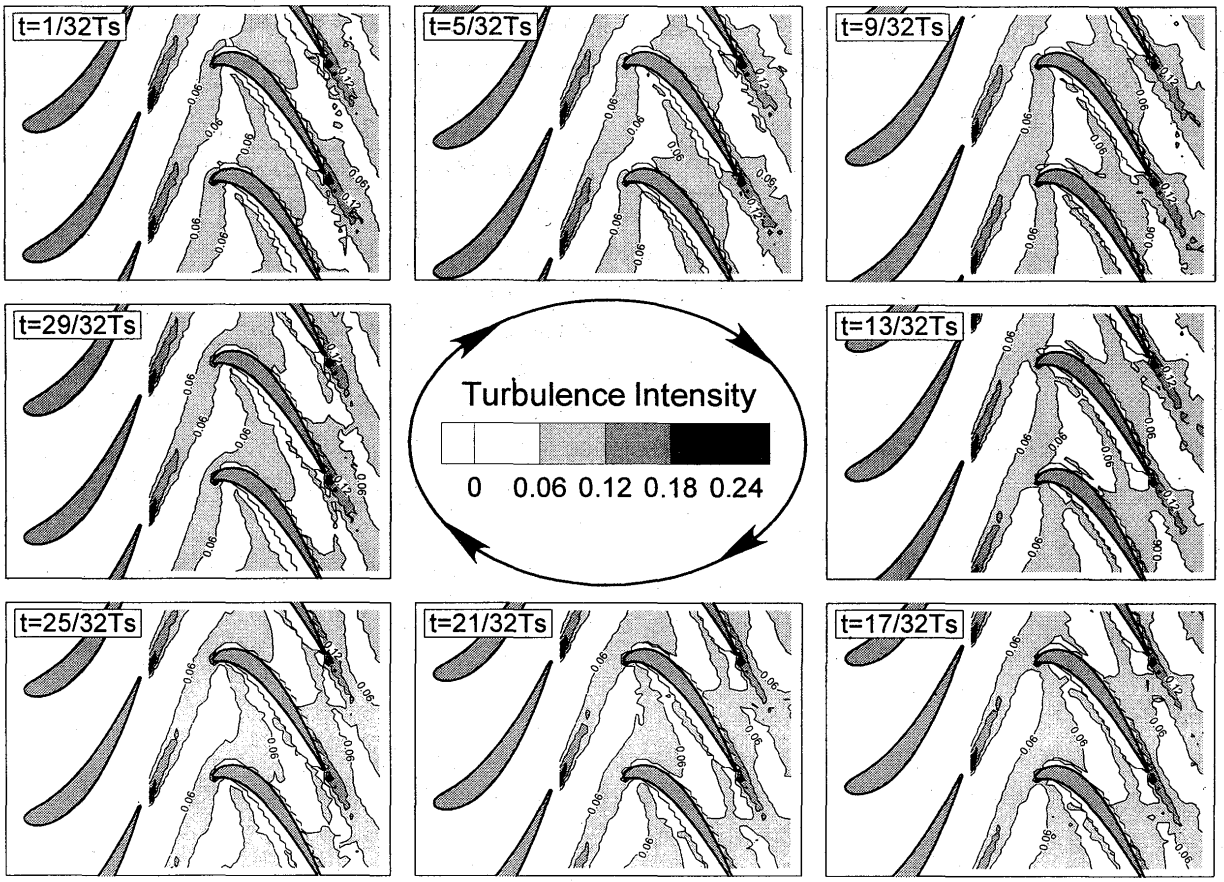
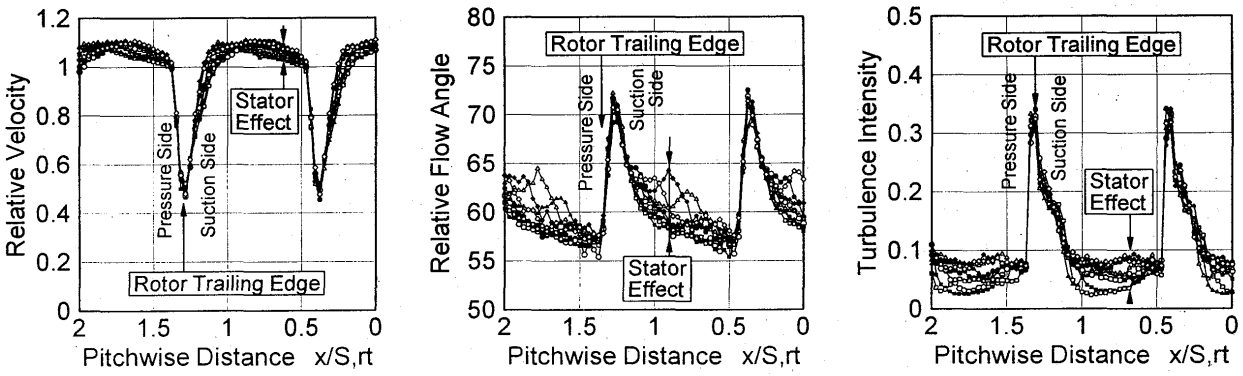
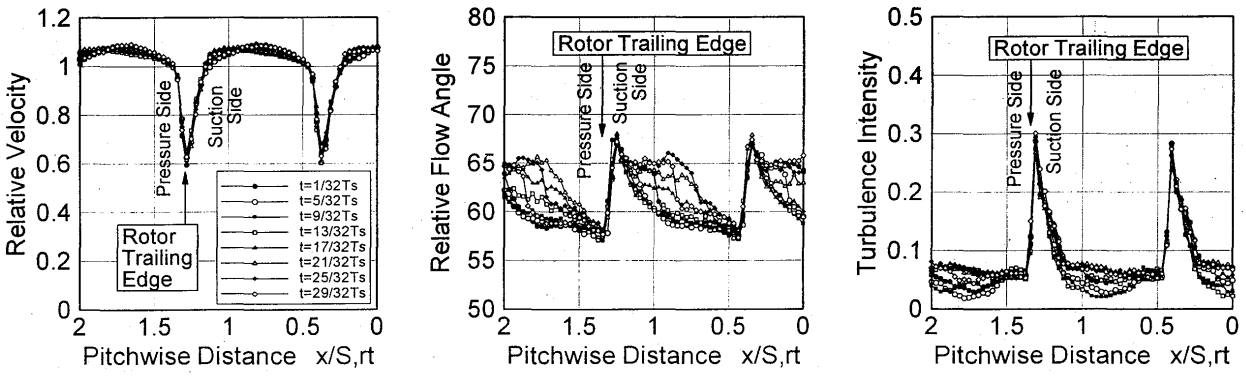


図 8　非定常乱れ度分布（$Re_{out,RT}$=11.0×10^4）



(a)　相対速度　　(b)　相対流れ角　　(c)　乱れ度

図 9　動翼下流での非定常流れのピッチ方向分布（$Re_{out,RT}$=3.48×10^4）



(a)　相対速度　　(b)　相対流れ角　　(c)　乱れ度

図 10　動翼下流での非定常流れのピッチ方向分布（$Re_{out,RT}$=11.0×10^4）

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

増大（図 9(b)，10(b)），動翼ウェークの乱れ度の増大（図 9(c)，10(c)）が観察される。また，静翼によって生じる動翼出口流れの周期変動も，レイノルズ数が低下するほど大きくなっている。

3.3.2 動翼流れの変動量

表 3 に，各レイノルズ数において，動翼入口・出口の流れに与える静翼の影響をまとめる。レイノルズ数が低下するほど，動翼流れの速度，流れ角，乱れ度の変動量が大きくなっている。Re_{out} = 3.48×10^{4}では，動翼への流入角が 20 deg 近く変動する。動翼ウェークの幅も，静翼ウェークの影響で変動し，Re_{out} = 3.48×10^{4}では，動翼ピッチ幅に対して 16%程度の増減を繰り返していることが明らかになった。

表 3　静翼の影響により生じる動翼流れの変動量

	Reynolds number $Re_{out,RT}$	
	3.48×10^4	11.0×10^4
Rotor Inlet Flow $z/Cax_{,RT}$ = -0.056		
Relative Velocity	0.118	0.078
Relative Flow Angle	18.89 deg	11.12 deg
Turbulence Intensity	0.107	0.086
Rotor Outlet Flow $z/Cax_{,RT}$ = 1.068		
Relative Velocity	0.112	0.059
Relative Flow Angle	6.98 deg	6.77 deg
Turbulence Intensity	0.061	0.053
Rotor Wake width	15.6 %pitch	9.3 %pitch

4. まとめ

低レイノルズ数域における環状タービン動翼のミッドスパンでの非定常流れを，レーザードップラ流速計によって測定した。静翼ウェークが動翼の流れに与える影響（動静翼干渉）が，レイノルズ数の低下によってどのように変化するかを考察した。

① レイノルズ数が低下すると，動翼負圧面側の剥離位置が上流に移動する。

② 動静翼干渉による非定常流れは，レイノルズ数の低下にともなって周期変動が増大した。

③ 静翼の影響により生じる動翼流れの変動の大きさを，定量的に把握した。

参考文献

(1) Sieverding, C.H., Hove, W.V., and Boletis, E., 1983, "Experimental Study of the Three-Dimensional Flow Field in an Annular Turbine Nozzle Guidevane," ASME Paper No.83-GT-120.

(2) Sharma, O.P., Butler, T.L., Joslyn, H.D., and Dring, R.P., 1988, "Three-Dimensional Unsteady Flow in an Axial Flow Turbine," *Journal of Propulsion*, Vol.1, No.1, January, pp-29-38.

(3) Murawski, C.G., et al., 1997, "Experimental Study of the Unsteady Aerodynamics in a Linear Cascade with Low Reynolds Number Low Pressure Turbine Blades," ASME Paper No.97-GT-95.

(4) Stadtmuller, P.S., Fottner, L., and Fiala, A., 2000, "Experimental and Numerical Investigation of Wake-Induced Transition on a Highly Loaded LP Turbine at Low Reynolds Numbers," ASME Paper No.2000-GT-269.

(5) Binder, M.A., et al., 1985, "An Experimental Investigation Into the Effect of Wakes on the Unsteady Turbine Rotor Flow" , ASME *Journal of Turbomachinery*, Vol.107, pp.458-466.

(6) Zaccaria, M.A., and Lakshminarayana, B., 1997, "Unsteady Flow Field Due to Nozzle Wake Interaction With the Rotor in an Axial Flow Turbine" , ASME *Journal of Turbomachinery*, Vol.119, pp.201-224.

(7) Matsunuma, T., Abe, H., and Tsutsui, Y., 1999, "Influence of Turbulence Intensity on Annular Turbine Stator Aerodynamics at Low Reynolds Numbers," ASME Paper No.99-GT-151.

(8) Matsunuma, T., and Tsutsui, Y., 2000, "LDV Measurements of Wake-Induced Unsteady Flow within a Turbine Rotor Cascade," 10th International Symposium on Applications of Laser Techniques to Fluid Mechanics, No.28-7, pp.1-11.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

C－11

遠心圧縮機インペラの非接触振動計測

松田幸雄（航空宇宙技術研究所）
＊光武忠晴（ヤンマーディーゼル）
大橋一生（ヤンマーディーゼル）

１．まえがき

航技研では、光ファイバセンサを用いて実機運転中のファンや圧縮機の動翼振動を非接触に測定する計測法を開発した[1)~4)]。この計測法は、光の反射により動翼の通過を検出する光ファイバセンサをケーシング上に複数配置して、その検出信号をディジタル処理することにより、実機の運転中に全動翼の先端振動を非接触に計測するもので、一般的な振動計測法である歪みゲージに対して多くの優れた特長がある。

この非接触振動計測法による実機計測例は、近年国内外の主要なガスタービンメーカから発表され、航空用ガスタービンを初め発電用ガスタービン、蒸気タービンの動翼振動計測に適用されており、現在では特殊な計測からすでに実用域に達している計測法であると言える[5)~8)]。本稿では、この計測法を初めて小型ガスタービンの遠心圧縮機インペラの振動計測に適用し、実機運転中の振動を計測したのでその結果を報告する。

２．非接触動翼振動計測法の概略

2.1 センサと計測装置の構成

図１に本計測法の概略を示す。図１に示すように、動翼の周囲ケーシング上に光ファイバーセンサS_1、S_2・・・S_n（以後、これ等を「Ｓセンサ」と総称する）を円周方向に配置する。この光ファイバセンサは、動翼先端がセンサ前面を通過すると１つの光出力を発生するもので、それ自体は電磁的な影響を受けず、遅れも全くない特性を有する。Ｓセンサとは別に、回転軸上またはディスク上に設けたマーク（以後「基準マーク」と呼ぶ）の通過を検出するセンサ（以後「Ｐセンサ」と呼ぶ）を設ける。各Ｓセンサ及びＰセンサの出力（光）は、光ファイバにより動翼振動計測装置に導かれ、検出器出力アンプで光電変換後、最終的にパルス波形に整形してカウンタに入力される。

カウンタ・メモリは、計測開始時点からパルス信号が入力するごとに、その時間を刻々と計測し記憶するもので、これ等の動作は動翼振動計測装置を制御するパソコンにより、内蔵のマイコンを通して遠隔制御される。計測データは制御用パソコンに転送され、振動振幅計算及び振動周波数解析を行いその結果を表示する。

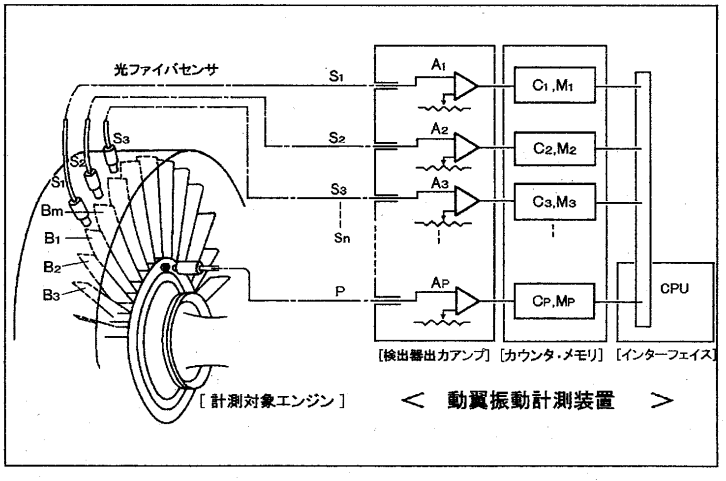


図１．非接触動翼振動計測法の概略

第１５回ガスタービン秋季講演会
講演論文集，2000.11，(北九州)
Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

2.2 計測原理の概略

図２はＳセンサＳ1、Ｓ2、Ｓ3 の出力信号を模式的に示したものである。図で実線は動翼が振動していないとした仮想的状態、または振幅が無視できる程度に小さい状態（以後「基準状態」と呼ぶ）におけるＳセンサの出力信号列であり、それぞれの信号に付された番号Ｂ1、Ｂ2.....Ｂm-1、Ｂmは各動翼の番号に対応している。この対応関係はＳセンサ、Ｐセンサの取り付け位置及び基準マークの位置で便宜的に決める。破線は動翼が振動している状態でのＳセンサの出力信号列である。従って実線と破線との時間差　ΔＴは、振動により動翼先端が変位したことによって生じたもので、この時間を計測することで先端の振動値が得られる。

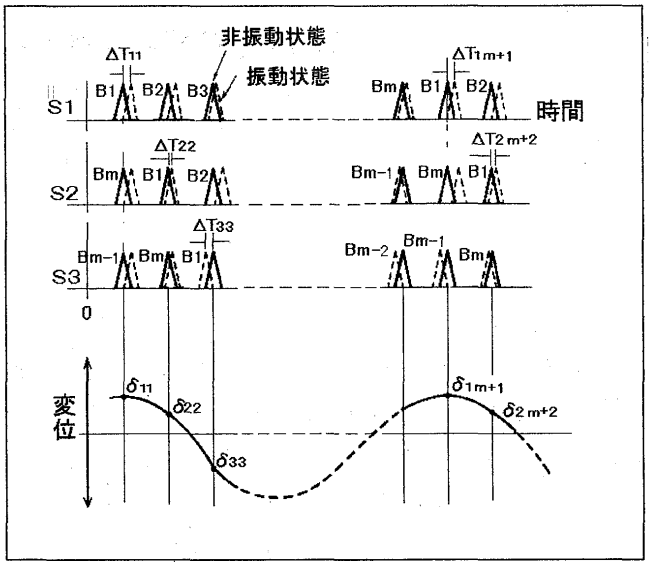


図２．非接触動翼振動計測法の原理

今各センサが計測した時間をＴij（i＝1, 2....n、j＝1, 2....m-1, m, m+1,.....k*m）とする。ここに n はセンサ数、mは動翼枚数、kは計測時間内におけるローターの回転回数である。Ｔij より、動翼枚数とＰセンサ信号で求められる動翼間（ピッチ間隔）の時間で、同一動翼のデータＴij’を抽出し、さらにこれをＰセンサの出力信号間隔（ローター１回転に要する時間）で除して規準化した無次元時間τij にする。τijより動翼先端の円周方向の変位を求める。今これをAij とすれば、

$$Aij = (\tau ij - \overline{\tau ij}) \times \pi D \quad \cdots\cdots (1)$$

ここにＤは動翼先端のピッチ円直径、$\overline{\tau ij}$ は各回転毎のτij を平均して求めた値で、平均回数（計測回転数）をある程度多く取ることによって、基準状態での値とすることができる。（１）式で Aij はピッチ円の円周方向の変位であるため、動翼のねじれ角で換算した値Ａij’を求める。このＡij’を縦軸に、Ｔij　を横軸にとって描くと動翼先端の変位、すなわち先端の振動波形が図２下に示したように得られる。以上のように本計測法は基本的にディジタル計測であると言える。

３．遠心圧縮機インペラの振動計測

3.1　センサ及び計測装置

本振動計測で使用したセンサは、コア径50μｍの光学ガラス系光ファイバを数百本束ね、全体直径を２φにしたバンドルファイバと呼称されているもので、光源光を入射する側（送光端とする）と、検出器出力アンプ側（受光端とする）の光ファイバをセンサ検出端でランダムに束ねている。本センサの光源には、今まで送光端を数チャンネル分１つに束ね、キセノンランプで集中的に光をあてる方法を用いていたが、ここでは小型ハロゲンランプを１チャンネルごとの光源とする方法を採用した。センサの全景を図３に、使用した小型ハロゲンラン

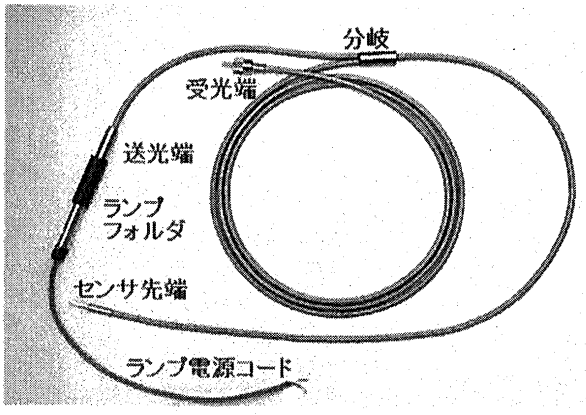


図３．光ファイバセンサの全景

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

プの特性を表１に示す。図３でランプはランプフォルダ内にあり、光源自体をセンサの一部として取り込むことが可能となったため、センサ全体のフレキシビリィティが格段に向上した。なおランプの電源には安定化直流電源を用いた。

表１．小型ハロゲンランプの特性

実測出力	光量	寿命	電圧	外径
8.65mW	150klx	1500hr	5V	6.0 ϕ

文献1，6，7では、ターボファンエンジンFJR710のファン動翼振動を計測することを直接の目的としたファン動翼振動計測装置（図４右側）を使用したが、今回新しい動翼振動計測装置を製作した。これを図４左に示す。図のように、新規製作した計測装置は、価格及びチャンネル数が同じ条件で容積と重量が約半分になり、同時に高速ディジタル素子を採用したことにより、クロック周波数を５倍の50MHz に改良した他、多くの性能向上が図れた。

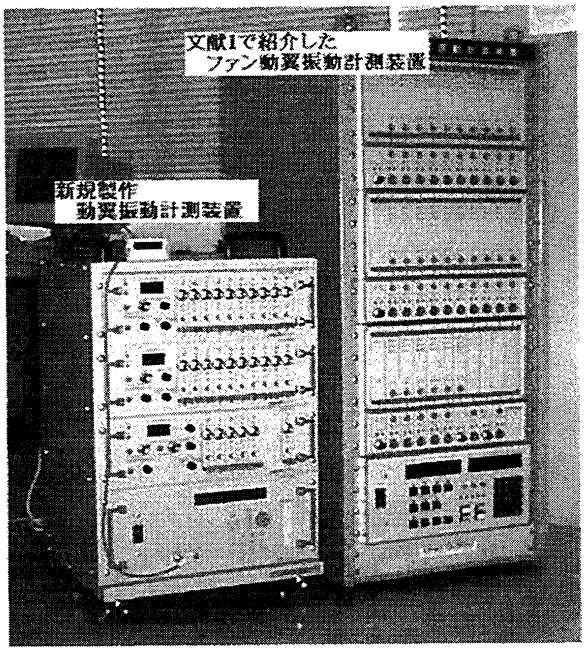


図４．動翼振動計測装置

動翼振動計測装置の操作は、LANケーブルでリンクされた制御用パソコンで行う。本計測では、計測装置の動作管理と、計測データの管理、動翼振動値の計算、FFT等による波形解析及び波形表示などを行う計測ソフトウエアを、Windows95/98 対応を考慮してVisual Basicにより新規に開発した。

3.2 計測対象及び計測分解能

本振動計測での計測対象は、図５に示すような小型発電用ガスタービンの遠心圧縮機インペラ（２種類、タイプＡ及びタイプＢとする）である。エンジン定格出力は回転速度 31,200rpm（100%）で400kW、動翼枚数は13、振動測定点の直径は201 ϕ 及び222 ϕ 、ケーシングに配置した光ファイバセンサの個数は15、配置間隔は10°（タイプＡ）及び12° （タイプＢ）である。

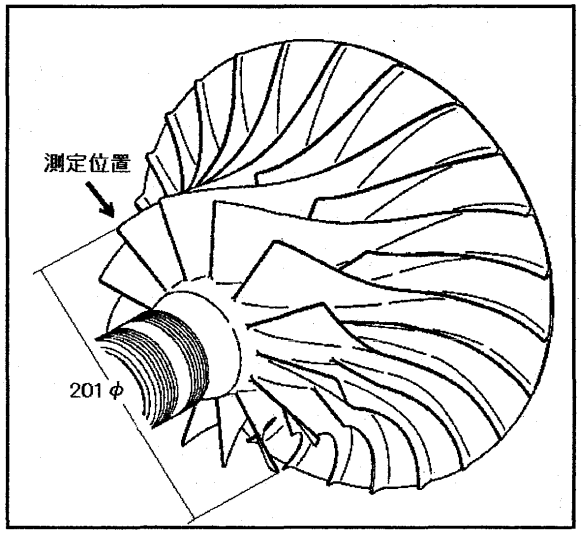


図５．被測定インペラの外観

表２はタイプＡとタイプＢの形状比較を示したもので、ここではタイプＡの寸法を１としてタイプＢの寸法を示している。表２で分かるように、タイプＢはタイプＡより形状が１回り大きいが、先端厚さは薄くテーパー比（翼根厚さ／先端厚さ）も大きくなっている。

本計測法において、センサ前面位置での動翼変位に対する単純測定分解能 $\triangle\delta$ は、カウンタのクロック周波数 fc（50MHz）、ローターの回転速度N(rpm)、動翼の直径D(mm)から次のよう求まる。

$$\triangle\delta = (D\pi \times N / 60) / fc \fallingdotseq 0.0066 \ (mm)$$

表２．計測対象インペラの比較

直 径	翼高さ	翼根厚	先端厚
1.1045	1.2060	1.2047	0.9474

（タイプＡの寸法を１とした値）

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

3.3　計測実施状況と計測データ

図６に動翼振動計測の実施状況を示す。本計測は無負荷時及び定格負荷（400kW）時において、回転速度を97%～103%変化させ1%おきに計測を行った。図７に計測した振動波形の一例を示す。これはタイプＢのインペラで、定格負荷における回転速度98% で１０回転分計測したデータから、３回転分のみ示したものである。

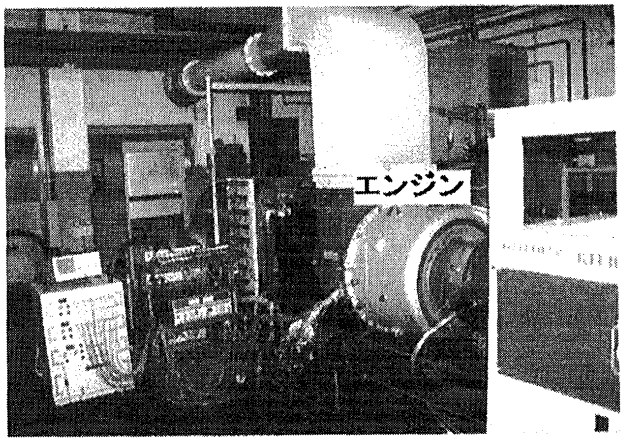


図６．動翼振動計測実施状況

本計測法による計測値は動翼先端の変位であるため、動翼の振動モード及び応力を求めるため、有限要素法等による数値計算と翼単体のハンマリングによる静的な振動解析を別途実施した。図８にタイプＢの動翼について、１次モード振動時の数値解析例を示す。

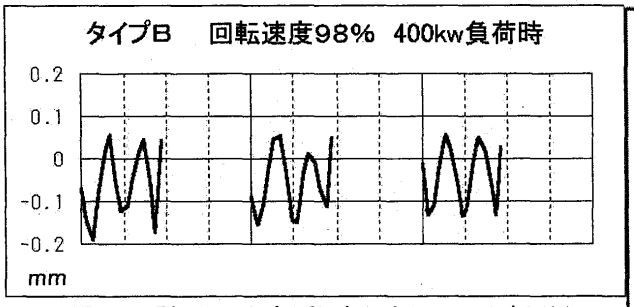


図７．計測した振動波形例（３回転分）

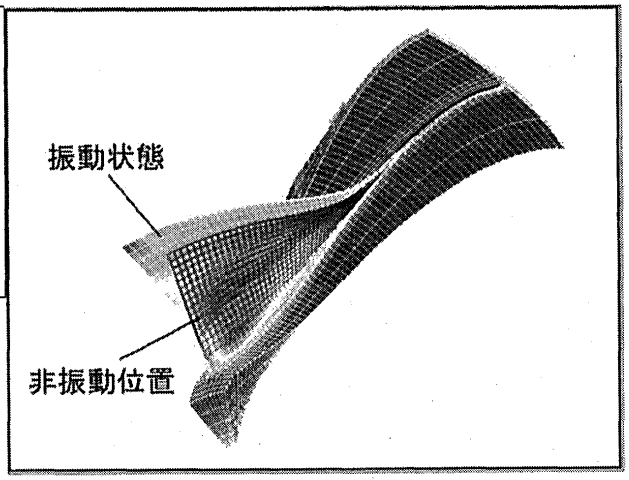


図８．数値解析例（タイプＢ、１次振動）

3.4　動翼振動計測結果

最終的な計測結果としては、図８の振動波形をFFTで解析し、１３枚の動翼の内振動振幅が0.03mm以上の振動を抽出して図９、１０のように表した。図９、１０において横軸は回転速度（%）、縦軸は振動周波数(Hz)で、振動振幅は円の直径で表現している。

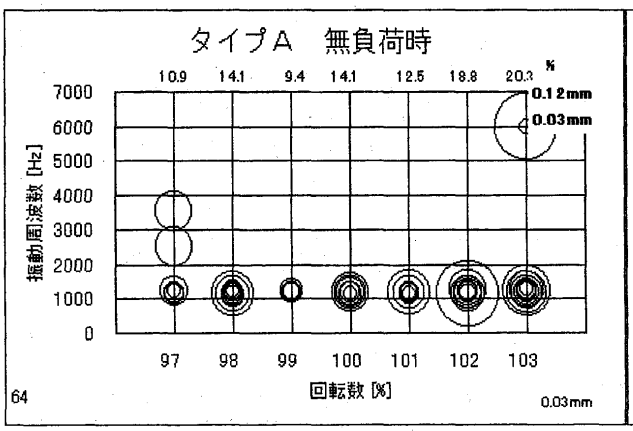


図９Ａ．タイプＡ 無負荷時計測結果

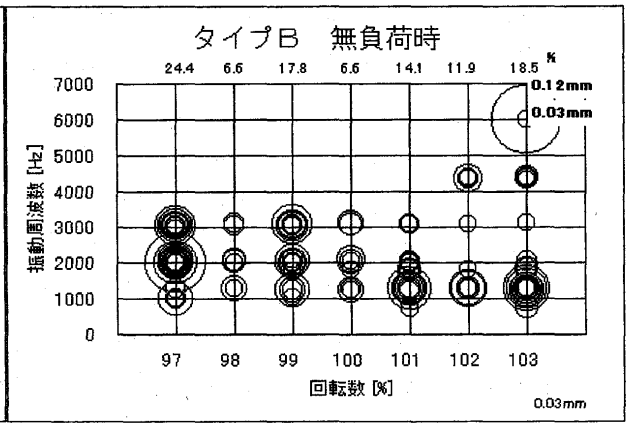


図９Ｂ．タイプＢ 無負荷時計測結果

今回の計測で最大振幅は0.118mmであった。これはタイプＢのインペラでこの時回転速度は98%、振動周波数は2038Hzであった。計測結果よりタイプＡとタイプＢとも何れも負荷時の振

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.124, 2025/08/23.

動振幅が大きいことが分かった。ここで計測した振動周波数を表３に示す。タイプＢではこの他に1250Hz付近の振動も計測した。

次にタイプＡとタイプＢの計測結果を比較すると次のようなことが分かる。

①タイプＡではほとんど１次モード周波数の振動のみである。

②タイプＢでは１次振動モードよりむしろ２次、３次振動モード周波数の振動が大きい。

③振動が大きい回転速度もタイプＡでは102～103％であるのに対し、タイプＢでは98％回転速度である。

以上のように両者の振動状態はかなり異なっているが、ここで回転次数の周波数と表３で示した振動周波数の関係を描いたものを図１１に示す。図で一点鎖線は回転次数の周波数、破線はタイプＡの振動周波数及び実線はタイプＢの振動周波数をそれぞれ示している。また円は両者が交差する位置を示したものである。図１１より以下のようなことが分かる。

①タイプＡでの１次振動モード周波数は回転２次と回転３次の間にあり、２次、３次振動モードの周波数は回転５次及び７次とほぼ一致している。

②タイプＢでの１次、２次、３次振動モードの周波数は、それぞれ回転２次、４次、６次とほぼ一致している。

③１次振動モード周波数では、タイプＡは①、タイプＢは②であるにも関わらず振動振幅はタイプＡの方が大きい。従って１次振動モード周波数での振動応力は、タイプＡの方が大きいと推測できる。

④２次振動モード及び３次振動モード周波数では、タイプＡでは回転５次と回転７次にそれぞれ一致している

表３．振動周波数の計測値（負荷時は400kW）

振動	タイプＡ		タイプＢ	
モード	無負荷時	負荷時	無負荷時	負荷時
１次	1198 Hz	1176 Hz	1014 Hz	1025 Hz
２次	2522 Hz	2522 Hz	2031 Hz	2052 Hz
３次	3531 Hz	3531 Hz	3053 Hz	3062 Hz

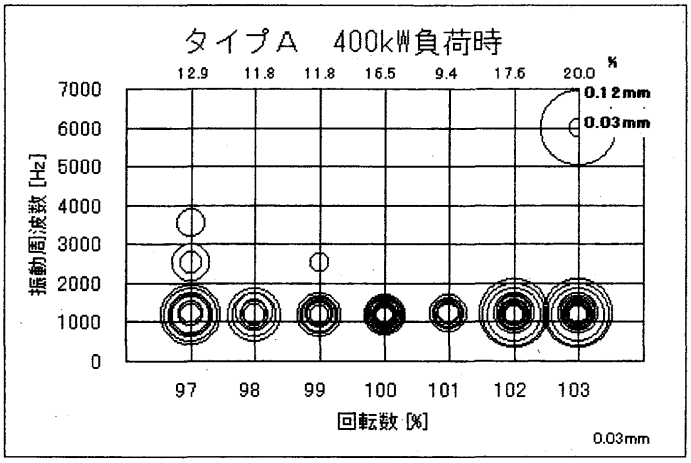


図１０Ａ．タイプＡ 400kW負荷時計測結果

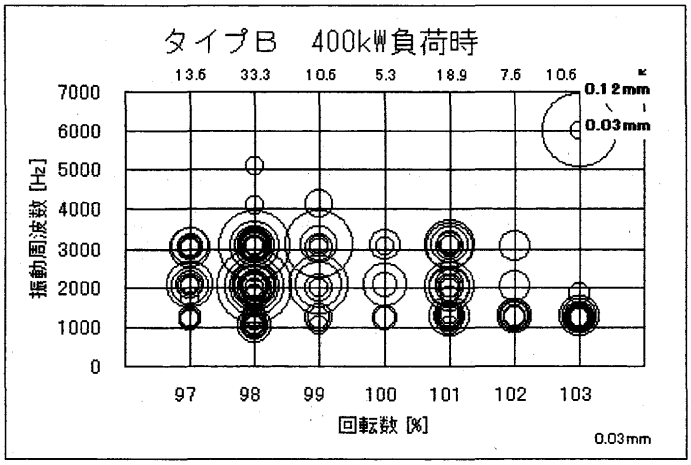


図１０Ｂ．タイプＢ 400kW負荷時計測結果

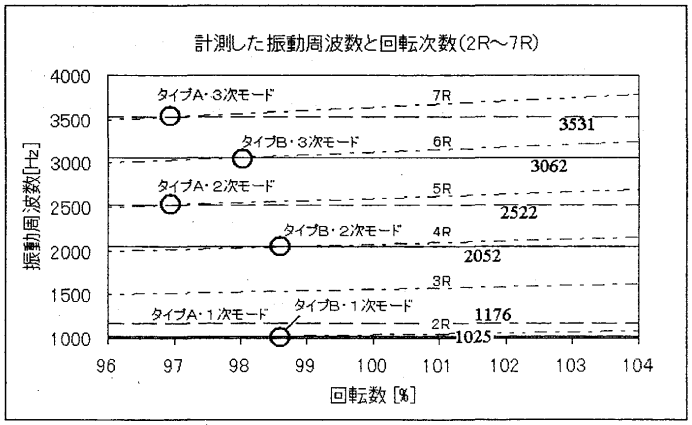


図１１．計測した振動周波数と回転次数の関係

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

にも関わらず振動はほとんど生じていない。しかしタイプＢでは、回転４次と回転６次にそれぞれ一致しており非常に大きな振動振幅が見られる。従ってこのガスタービンには、回転４次及び６次（または２次）に関係した何らかの励振力があるのではないかと思われる。

次に翼の振れ振幅の計測結果から振動応力を計算した。これは、翼の固有振動数を翼のFEMモデルを作成してその固有値解析を行い、同時に得られる振れ振幅と振動応力値の関係式に計測値である翼先端の変位を導入して求めた。その結果、応力値自体は２次及び３次振動モードで振動が生じているタイプＢの方が大きいが、その値はインペラの耐振動許容応力値以内であった。従ってタイプＢでは回転次数と固有振動数が一致して大きな振動を生ずる運転状態であったにも関わらず、耐振動特性は十分であることが分かった。ただし実機への適用では、回転次数との関係を考える必要があると思われる。

４．終わりに

被測定動翼に何らの加工を必要とせずに動翼振動を非接触に計測する方法を、小型ガスタービンの遠心式圧縮機インペラ振動計測に適用し、実機運転中の詳細な振動計測結果を得た。

本計測法は今まで比較的大型の軸流式圧縮機等の動翼振動計測に適用されてきたが、今回回転速度が高く、かつ振動振幅が小さい小型ガスタービンの遠心式圧縮機インペラの計測を試みた結果、従来の計測と同様に満足する計測結果を得ることができた。

＜参考文献＞

(1) Endoh M., Matsuda Y. and Matsuki M., 1983, "Non-contact Measurement of Rotating Blade Vibrations", International Gas Turbine Congress, Tokyo

(2) 遠藤ほか、「動翼振動の非接触計測法」、GTSJ技術論文　22-86（1994年）

(3) 遠藤ほか、特許：「回転動翼振動計測装置」　No.1584986 1990年10月31日

(4) 松田ほか、特許：「回転動翼振動計測装置」　No.3038382 2000年3月3日

(5) S.Heath, "A Review of Analysis Techniques for Blade Tip-Timing Measurements", ASME 97-GT-213

(6) 遠藤ほか、「回転翼振動の非接触計測法の研究（ファン動翼振動の計測）」第９回GTSJ定期講演会論文集 1981年11月

(7) 松田ほか、「回転翼振動の非接触計測法の研究（産業用ｶﾞｽﾀｰﾋﾞﾝの圧縮機動翼振動計測）」第13回GTSJ定期講演会論文集 1985年6月

(8) 角家ほか、「蒸気タービン翼の非接触による振動計測技術に関する研究」、JSME論文集（C編）58巻555号（1992-11）

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

C－12

高圧力過給機の開発における強度評価（第１報　翼振動の評価）

＊岩城　史典
三堀　健
田口　英俊
知野　千年
平田　豊　（石川島播磨重工業）

１．緒言

近年のディーゼルエンジンの高出力化にともない、過給機はより高い圧力及び大空気流量を有するものが要求されていくものと考えられる。ＩＨＩではこうした将来の要求に先がけて高圧力大空気流量過給機の開発に着手した。ここで、過給機の設計上、特に重要となるのは市場での損傷率が比較的高い動翼の設計である。タービン及びコンプレッサー動翼には、従来と同等の大きさの過給機で比較した場合、過給機をこれまで以上に高速回転させる必要があるため、タービン動翼及びコンプレッサー動翼は、より過大な遠心力等を受け強度的にますます厳しくなることが予想される。こうした過酷な条件の中で、タービン及びコンプレッサー動翼が、ウェーク，偏流等の影響により長い時間共振させられると破損する危険性がある。

本報では、開発中の過給機におけるタービン動翼及びコンプレッサー動翼の共振時翼振動及び減衰率を計測し、スティミュラスとの関係について検討した。

２．過給機の開発

２－１ 過給機の構造

過給機とは、エンジンの排気ガスエネルギーをタービンから回収し、これによりコンプレッサーを駆動し、得られた圧縮空気をエンジンのシリンダーに効率よく送って、エンジン出力の増大及びエンジン性能向上に役立てる装置である。特に、ディーゼルエンジンにおいては熱効率向上とエンジンの排気ガス規制に対応するために不可欠な技術である。

図1に開発中の過給機（以下、新RH133という）の断面図を示す。回転部は、タービンとコンプレッサーから成り、この軸方向荷重はスラストベアリングにより支えられ、径方向荷重は2個のジャーナルベアリング(フローティングベアリング)により支えられている。新RH133の最高回転数（周速540m/s）においては、コンプレッサー圧力比が4となるように設計されている。

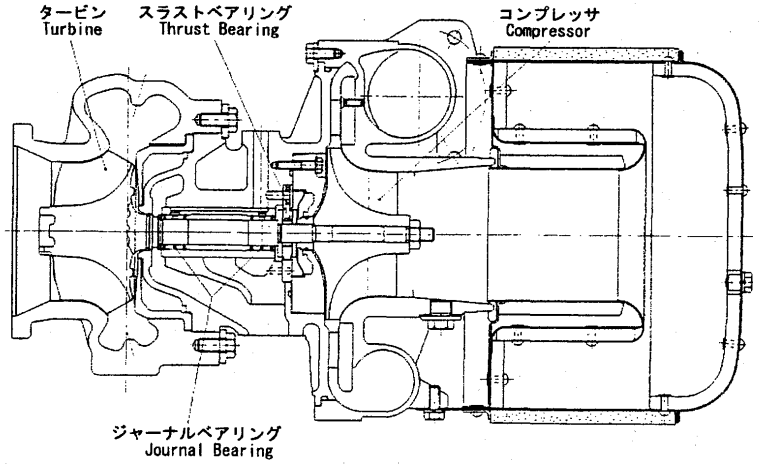


図1　新RH133組立断面図

第１５回ガスタービン秋季講演会
講演論文集，2000.11，(北九州)
Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

２－２ コンプレッサー動翼の固有振動数解析

開発中のコンプレッサー動翼（以下、TCW20という）は、長翼8枚、短翼8枚から成りアルミ系材料を削り出し成形している。図2にTCW20における長翼の1次固有振動数解析結果を示す。解析結果よりTCW20における固有振動数は、5715Hzであった。設計的には、過給機の最高回転数において回転4次を回避できるように設計している。

２－３ タービン動翼の固有振動数解析

開発中のタービン動翼（以下、TTW4という）は、均一高さの12枚の翼から成りニッケル系材料を鋳造して成形している。図3にTTW4における翼の1次固有振動数解析結果を示す。解析結果よりTTW4における固有振動数は、7304Hzであった。設計的には、過給機の最高回転数において回転5次を回避できるように設計している。

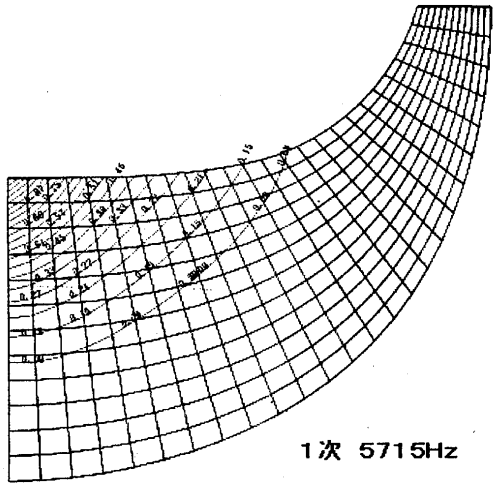


図2　TCW20 動翼(長翼)1次固有振動数解析結果

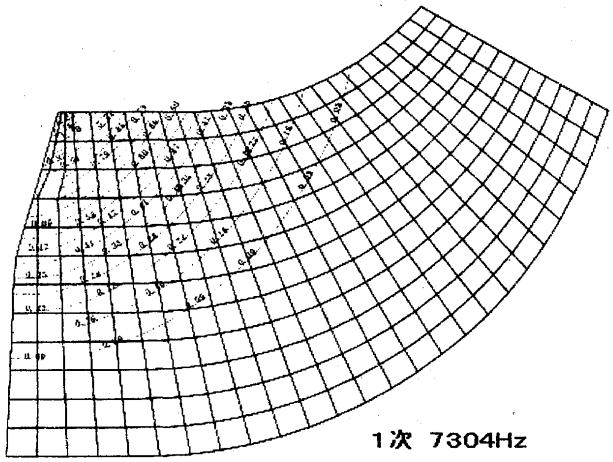


図3　TTW4 動翼1次固有振動数解析結果

３．評価試験

３－１ 軸振動試験

図4に新RH133の軸振動計測結果(軸振動のキャンベル線図)を示す。図は、横軸に回転数、左縦軸にその回転における振動周波数、右縦軸にその回転における回転体の周波数を1とした場合の次数を示す。また、円の大きさは振動成分の大きさを示しており、図中右下に描いた基準円の大きさが120 μmである。軸振動計測は、コンプレッサー側の軸端を非接触型振動プローブにより計測している。今回の試験では、軸端にテレメータカプセルを装着した状態で計測しており、装着しない状態では更に安定した結果になると考えられる。

また、本試験は、装置上の問題により74000rpmまでしか回転を上昇させることができなかった(最高回転数の94%に相当する)が、図4から推測して最高回転数でも安定した結果になると予測できる。なお、軸振動を計測する場合、運転条件や潤滑油条件等によって、大きく振動の様相が変わってしまうのでこれらの条件は厳格に管理して計測する必要がある。本試験における運転条件としては、48000rpmまでは空気、48000rpm以上は燃焼ガスにてタービンを駆動した。燃焼ガス運転におけるタービン入口温度(TIT)は、450℃一定とした。潤滑油条件は、潤滑油入口圧力(PLO)を0.3MPa、潤滑油入口温度(TLO)を60℃に設定した。

図から解るように、1次の振動が最大となるのは22000rpmの時であり、この時が軸の共振点であると考えられる。また、この軸の振動により、静止していたフローティングベアリングが回転し始め

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

ると考えられる。フローティングベアリングの形状は、その内周を3円弧形状に加工しており真円形状と比べて振動的に安定するという特徴がある。

今回の軸振動計測では74000rpmの時(TIT=450℃、PL0=0.3MPa、TL0=60℃)、0verall値の振動が約50μmであり、振動も非常に安定していた。

3－2 コンプレッサー翼振動試験

3－2－1 供試体

図5にTCW20の動翼に歪ゲージを貼付けた様子を示す。歪ゲージを貼付ける動翼の選定は、8枚の長翼の固有振動数をハンマーリングにより全て計測し、その結果から最も固有振動数の低い動翼を選定して貼付けることにした。歪ゲージ貼付位置は、図2に示した解析結果から、最大または最小主応力の絶対値が最大となる位置及び方向を調べ、その位置の動翼背側に薄くけがいて貼付けした。使用した歪ゲージは約3mm長のアルミ用350Ωのゲージである。また、新RH133は高回転であるために高い遠心力を受けるので歪ゲージの貼付に使用するボンドについても、数種類のボンドで簡単な接着力の確認試験を行い、その結果により選定した。

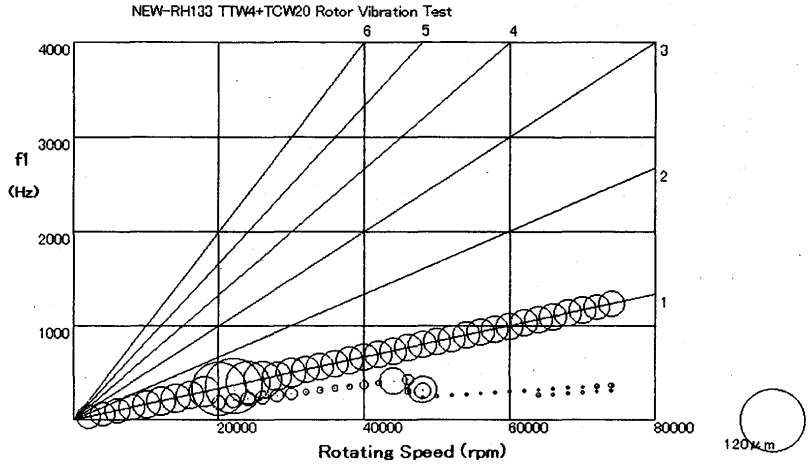


図4　軸振動計測結果

TCW20の翼振動を計測するために外径φ25mm、重さ17gfのテレメータを使用し、回転は軸方向に装着した光センサーにより計測した。

3－2－2 試験方法

振動応力の計測回転数は、回転8次から回転6次並びに17枚のディフューザにより発生する変動力で起きる振動応力について計測することにした(以下、前者を回転N次、後者をＮＺ17次という)。計測は、ハンマーリングの結果により、固有振動数の最も低い約5360Hzの動翼で行い、回転の低い方からＮＺ17次、回転8次...回転5次の順番で実施することにした。更に、各計測回転数において、コンプレッサーの作動点をサージ、中間、チョークの3点において振動応力を計測することにした。

3－2－3 コンプレッサー翼振動計測結果

図6にTCW20の翼振動計測結果を示す。図6より、回転Ｎ次の振動応力は次数が低くなる程、すなわち回転が高くなる程、高い振動応力が発生している。ＮＺ17次においては、回転数が20000rpm以下の低い回転数にもかかわらず、回転7次より大きな振動応力が発生している。左縦軸目盛りを読むと常に5400Hz程度の周波数で翼振動が発生しており、しかも右縦軸目盛りを読むと必ず整数次でのみ翼振動が発生していることが確認できる。また、各次数の振動応力の大きさを見ると、同じ次数で3つの円が確認することができ、これは3つのコンプレッサー作動点であるサージ、中間、チョークにおける振動応力であるが、図6からではどの円がどの作動点に対応するかの判断ができない。そこで、図7に示すＰＱマップ上に振動応力をプロットした。図7は横軸にコンプレッサー流量、縦軸にコンプレッサー圧力比を示している。図7より、各次数の振動応力の大きさを比較すると、回転8次及び7次では作動点の違いによる振動応力の変化は殆どないが、回転6次及び5次では中間及びチョーク点

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

の振動応力がサージ点よりも高くなっていることがわかる。最大の振動応力は、回転5次の中間点で発生しており、その時の回転数は65700rpmで振動応力は17.3MPaであった。

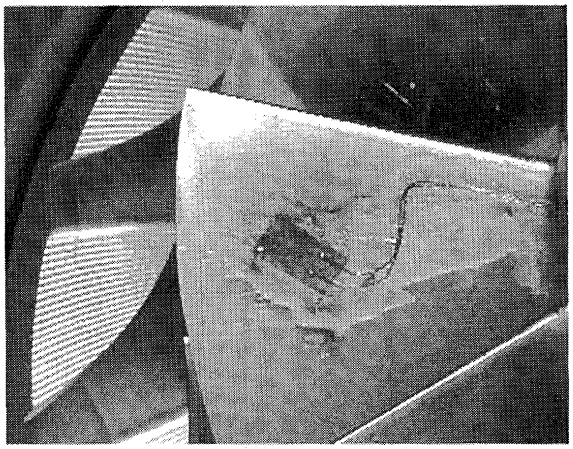


図5　TCW20動翼歪ゲージ貼付後の様子

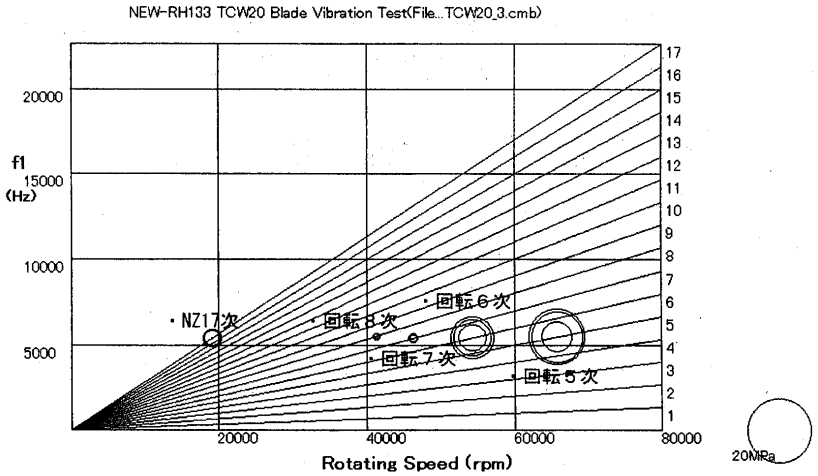


図6　TCW20翼振動計測結果(キャンベル線図上の比較)

3－3 タービン翼振動試験

3－3－1 供試体

図8にTTW4の動翼に歪ゲージを貼付けた様子を示す。歪ゲージを貼付ける動翼の選定及び歪ゲージ貼付位置決定については、コンプレッサーの計測時と同じである。使用した歪ゲージは約2.5㎜長の高温用120Ωのゲージである。また、タービン翼振動計測における歪ゲージは高温で高い遠心力を受けるので、溶射コーティングにより歪ゲージを貼付け、更にF.O.D等によるゲージの損傷を防止するため、歪ゲージの周りを金属箔膜をスポット溶接して覆うことにした。

使用したテレメータ及びその他の計器については、コンプレッサーの計測時と同じである。

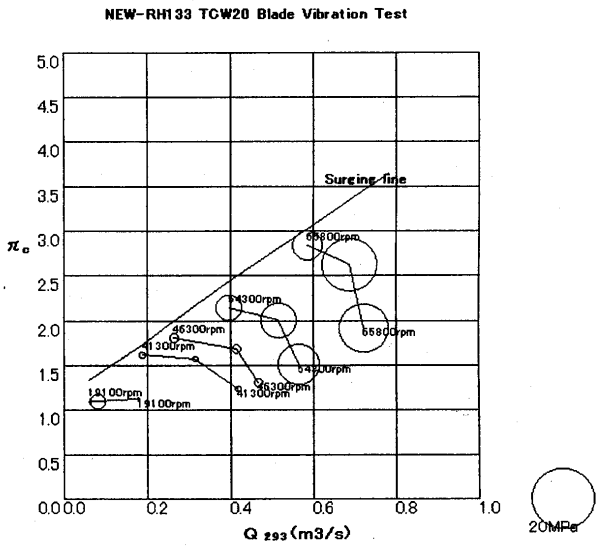


図7　TCW20翼振動計測結果(ＰＱマップ上の比較)

3－3－2 試験方法

振動応力の計測回転数は、回転7次及び回転6次により発生する変動力で起きる振動応力について計測することにした。計測は、ハンマーリングの結果により、固有振動数の最も低い約6550Hzの動翼で行い、回転の低い方から順番に計測することにした。計測条件として、TITを450℃一定とし、コンプレッサー作動点は中間点で行い、更に、回転6次についてはTITを450℃、525℃、375℃の3つで計測することにした。

3－3－3 タービン翼振動計測結果

図9にTTW4の翼振動計測結果を示す。図9より、回転Ｎ次の振動応力は、TCW20と同様に次数が低くなる程、高い振動応力が発生している。左縦軸目盛りを読むと常に6450Hz程度の周波数で翼振動が発生しており、右縦軸目盛りにおいても必ず整数次でのみ翼振動が発生していることが確認できる。また、回転6次の振動応力の大きさを見ると、同じ次数で3つの円を確認することができ、これはTITを450℃、525℃、375℃の3つにおける振動応力である。傾向的には、TITが高い程、振動応力も高くなっている。最大の振動応力は、回転6次のTIT525℃において発生しており、その時の回転数は6390

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

0rpmで振動応力は33.4MPaであった。

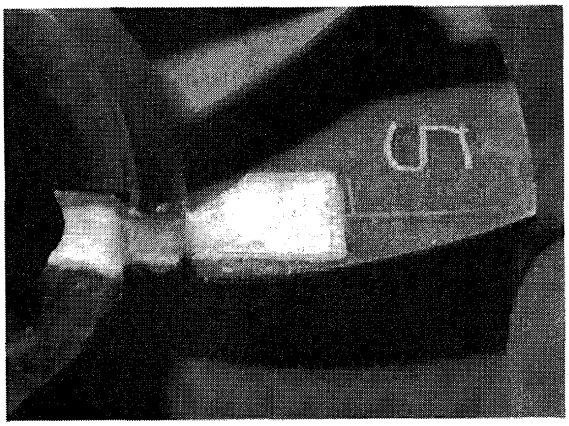


図8　TTW4動翼歪ゲージ貼付後の様子

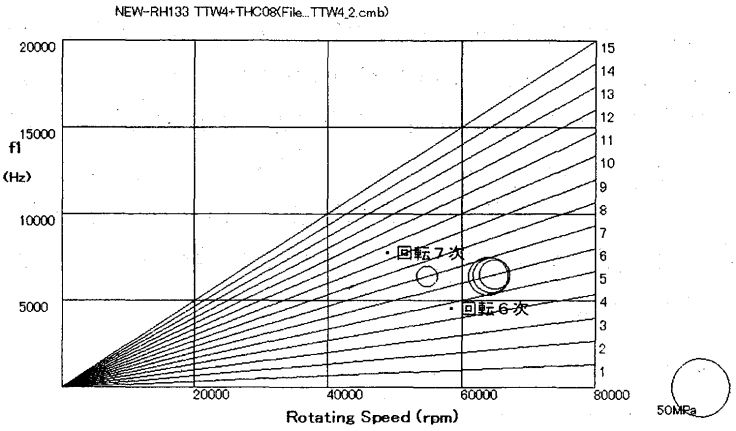


図9　TTW4翼振動計測結果(キャンベル線図上の比較)

3－4 コンプレッサー及びタービン動翼の共振時減衰率とスティミュラス

3－4－1 減衰率及びスティミュラスについて

$$\sigma_v = \frac{\pi}{\delta} \cdot H_n \cdot S_n \cdot \sigma_{bs} \qquad (1)$$

振動応力についての関係式を、式(1)に示す。

ここで、σ_v, δ, H_n, S_n, σ_{bs}は、それぞれ振動応力，減衰率，共振応答係数，スティミュラス，曲げ応力を示す。

通常、スティミュラスを計測するためには、動翼に流入する流速とその方向を翼高さ方向及び円周方向に計測する必要があり、これは遠心及び斜流タイプのタービンでは精度的にも時間的にも困難である。そこで、今回の試験では(1)式において、スティミュラス以外のものを計測及び計算により求め、スティミュラスを導くことにした。

減衰率は、各次数の共振点において計測した振動について共振カーブを表示させ、ハーフパワー法により計算して求めた。TCW20とTTW4で計測及び計算した減衰率の一例を図10及び図11に示す。横軸は周波数、縦軸は固有振動数での減衰率を1とした時の減衰率比を示す。計測値は0.5Hz毎という非常に短い周波数ピッチで計測しており、このような高い分解能で計測できるようになったのは近年の計測器の進歩によるところが大きい。また、ここでの減衰率とは材料減衰と空力減衰の和である。共振応答係数は、振動の1次モードの場合、0.87が使われる。曲げ応力は、タービン及びコンプレッサー仕事を計測し、動翼の1枚あたりにかかる応力を計算した。

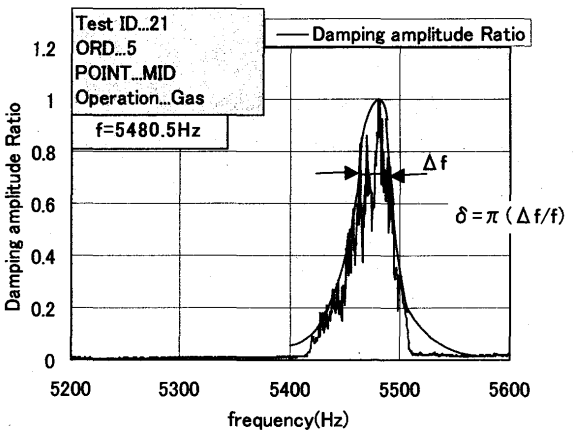


図10　TCW20 減衰率の例(回転5次中間点)

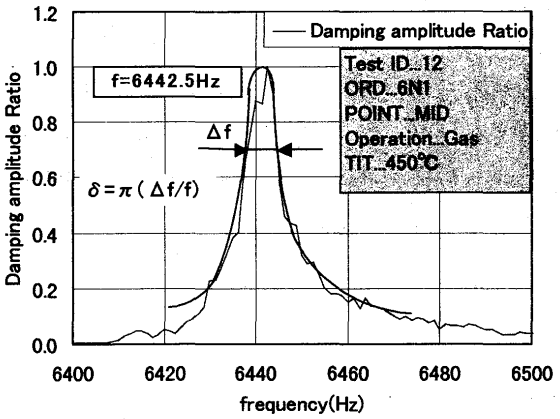


図11　TTW4 減衰率の例(回転6次TIT525℃)

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

3－4－2 スティミュラス計算結果

図12及び図13にTCW20及びTTW4についてのスティミュラスを示す。図12では、19100rpmの時1点だけスティミュラスが0.014程度の大きなものがある。これは、図7からもわかるように19100rpmの中間点では、サージ及びチョーク点の振動と比較して大きく、このためにスティミュラスが大きくなったと考えられる。また、図13からTTW4のスティミュラスは、TCW20と比べて10倍程大きい。これは、コンプレッサー翼が加振される場合、動翼出口の流速及び圧力変動による影響を強く受けるが、タービン翼の場合は動翼入口の変動による影響が強く、変動力としては後者の方が大きくなるためと考えられる。

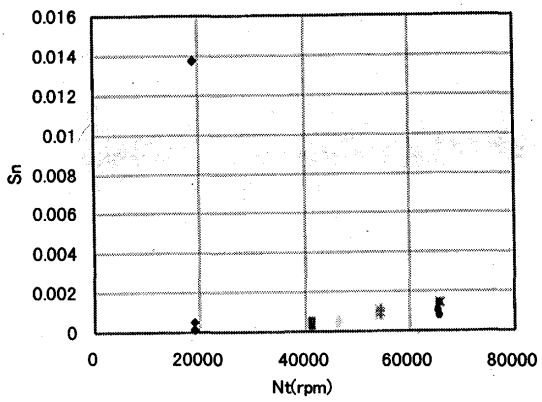


図12　TCW20 スティミュラス

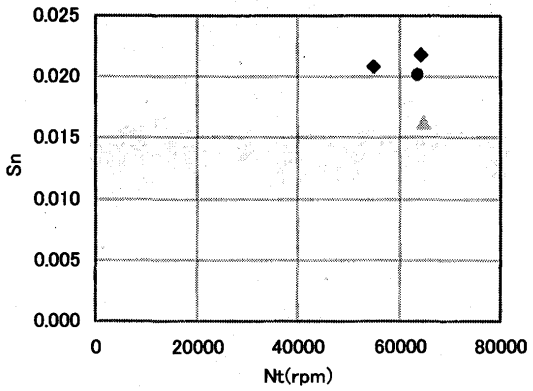


図13　TTW4 スティミュラス

4．まとめ

近い将来、必要になると考えられる高圧力大空気流量過給機におけるタービン動翼及びコンプレッサー動翼の共振時翼振動及び減衰率を計測し、スティミュラスとの関係を調べた。

(1) コンプレッサー及びタービン動翼の共振点において、かなり正確に減衰率が計測できた。このように高い精度で計測できるようになったのは、近年の計測技術の進歩によるところが大きい。コンプレッサー動翼の材料減衰は0.008～0.024で(NZ17次の中間点は除く)、タービン動翼については0.003～0.004となり、回転数との相関はみられなかった。

(2) コンプレッサー及びタービン動翼のスティミュラスは、コンプレッサー動翼については0.0005～0.0014で、タービン動翼については0.0162～0.0218となり、回転が高くなるにつれてスティミュラスも大きくなるという傾向がみられた。ただし、タービンについては同じTITで比較した場合に限られる。

(3) 翼振動が大きくなるほどスティミュラスも大きくなる傾向がみられた。したがって、翼振動を低減するためにはスティミュラスを小さくする必要があるのだが、簡単にスティミュラスを求めることは難しい。今後、コンプレッサー及びタービンハウジングの周方向静圧分布を計測するなどして、静圧とスティミュラスの相関を把握できるような方法を見つけ、スティミュラスを設計に生かしていきたい。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

C－13

高温ガス流・回転場における動翼材の強度評価

－試験設備と遮熱コーティング材の評価－

＊吉田豊明、三村富嗣雄（航技研）

1．まえがき

ガスタービンの動翼など高温回転体を強度評価する方法としては、遠心力を引張り力で模擬し、電気加熱を適用した高温引張り試験、真空中で電磁誘導加熱を適用したホットスピンテスト、また実機／要素試験体そのものによる運転試験が一般的である。

著者らは、実験室レベルで高速回転、高温ガス流加熱という実環境を模擬し、高温ガスによる材料の酸化など変質が強度に及す影響も評価できる試験装置を開発し、試験体のサンプルとして、超合金を基材とし、セラミック遮熱コーティングを施工したものを採りあげて強度評価を試みた。

ここでは、評価試験装置の概要、および傾斜機能材料化したセラミック遮熱層と従来方式２層コーティングの強度に関する比較検討結果について報告する。

2．高温高速回転場強度評価試験装置

図１に試験装置の系統図を示す。高温ガス流は、単缶式の予熱燃焼器、主燃焼器において灯油燃焼により作られる（**燃焼器出口平均温度：最高** 1700℃）。試験体はモーター駆動によりシャフト、ディスクを介して直接回転される（**最高回転数**：30,000rpm）。試験体を通過した高温ガス流は、冷却空気が混入され、温度を下げた状態でモーターの外周部を通り排気筒へ導かれ、ここでさらに水噴射を行って、排気塔より大気に排出される。燃焼器出口外筒、試験部の外筒と中心部スピンナーなど高温ガスに曝される部分には耐熱性セラッミクスを配備し、スピンナー保持用ストラットは水冷構造である。また試験部後流のモーターは潤滑油、水、空気で冷却される。冷却構造、シール構造を数次にわたり改修したが、回転試験における燃焼ガスの**最高作動温度は** 1200℃であり、それ以上にすると局部的な熱変形による潤滑油／冷却水のモレが生じることを克服できなかった。

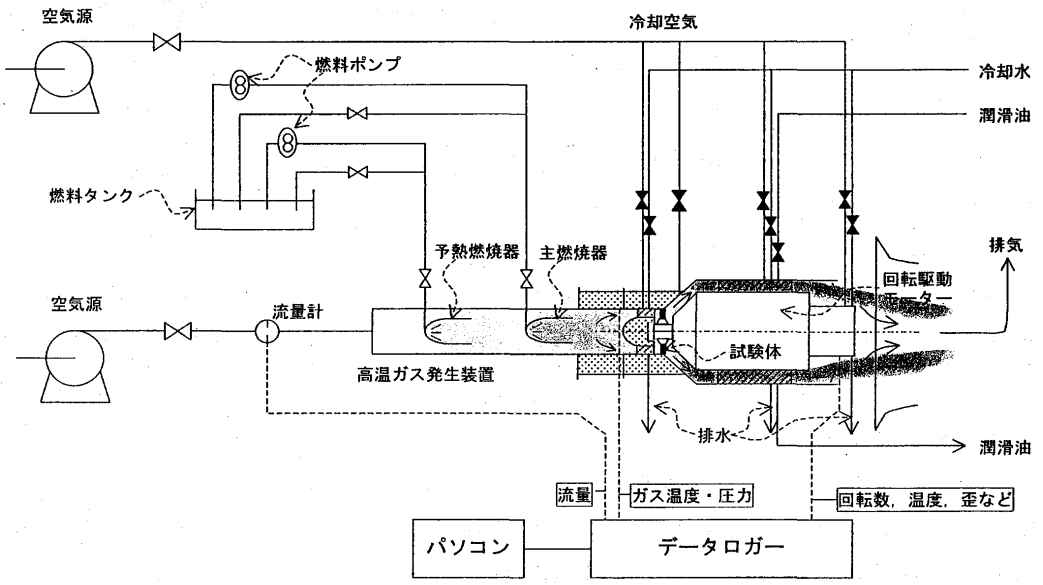


図１　高温高速回転場強度評価試験装置の系統図

第１５回ガスタービン秋季講演会
講演論文集，2000.11，（北九州）

Download service for the GTSJ Via 216.73.216.124, 2025/08/23.

試験部高温ガス流路は、外径 106mm,内径 84mm の円環状であり、空気流量は最高 0.7kg/s、空気源最高吐出圧力は7 kg/cm^2 である。試験における主な計測項目は、主流空気流量、燃料流量、燃焼器出口温度、回転数であるが、装置運転監視のための試験部振動計測、各部温度／圧力計測を行っている。なお、本試験装置は、試験部とモーターをはずして、非回転の高温伝熱試験を行うこともできる。

図2 に試験部の外観を示す。上下の中央左手の円筒状物体がモーターで、その右手に試験部、さらに右手上流部に主燃焼器が見える。**図3** に試験片２個とディスクの外観を示す。中央のシャフト状の物体は重量バランスをとるための治具である。**図4** に試験片の形状寸法を示す。試験片は中空円筒状であり、スピンナー部より中空状シャフトを経由した冷却空気が供給される。試験片で高温ガスに曝されるのは左手先端から約 10mm である。冷却をしない中実丸棒状の試験片でも供試できる。

図5 には、高温回転試験における典型的な温度、回転数履歴を示す。試験では、始めに主流空気を流し、試験片の回転数を 10,000rpm まで上げる。その後、着火して、ガス温度を 1200℃まで徐々に上げる。次に回転数を 5,000rpm づつ段階的に上げ（各回転数で約５分保持）、最終的に 30,000rpm に設定して約 15 分保持する。この後回転数を 10,000rpm に下げ、５分経過後、燃焼を終了する。これらを１サイクルとし、所要のサイクルを繰返す。

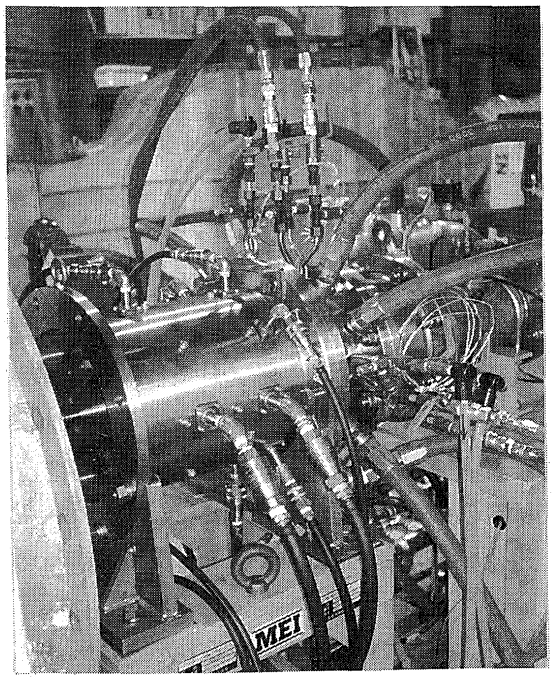


図２ 試験部の外観

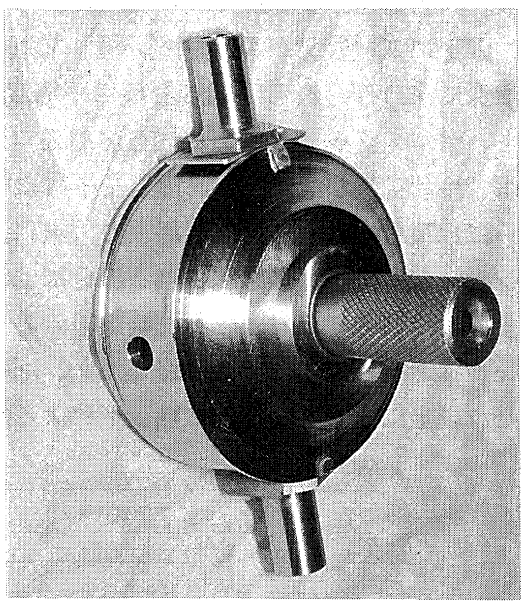


図３ 試験片とディスク

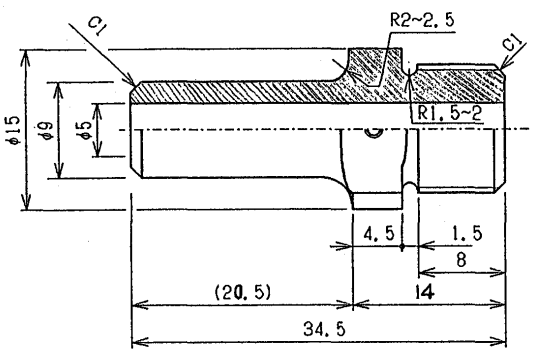


図４ 試験片形状

３．遮熱コーティング材料の強度評価

近年、高温ガスタービンでは、燃焼器、タービン翼など高温部材の表面にセラミック遮熱コーティングを被覆することが一般的になっている。タービン入口温度の超高温化を背景として、その重要性はますます高まっているが、高速回転する動翼へ接合強度において十分信頼性のある被膜を形成するために有効な技術として遮熱材料の傾斜機能化が注目されている。

そこで、本研究では動翼基材－中間ボンド層－セラミック遮熱層からなる従来型の２層コーティング材料、および中間ボンド層材料とセラミックスを傾斜機能材料化したものについて強度の比較評価試験を実施した。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

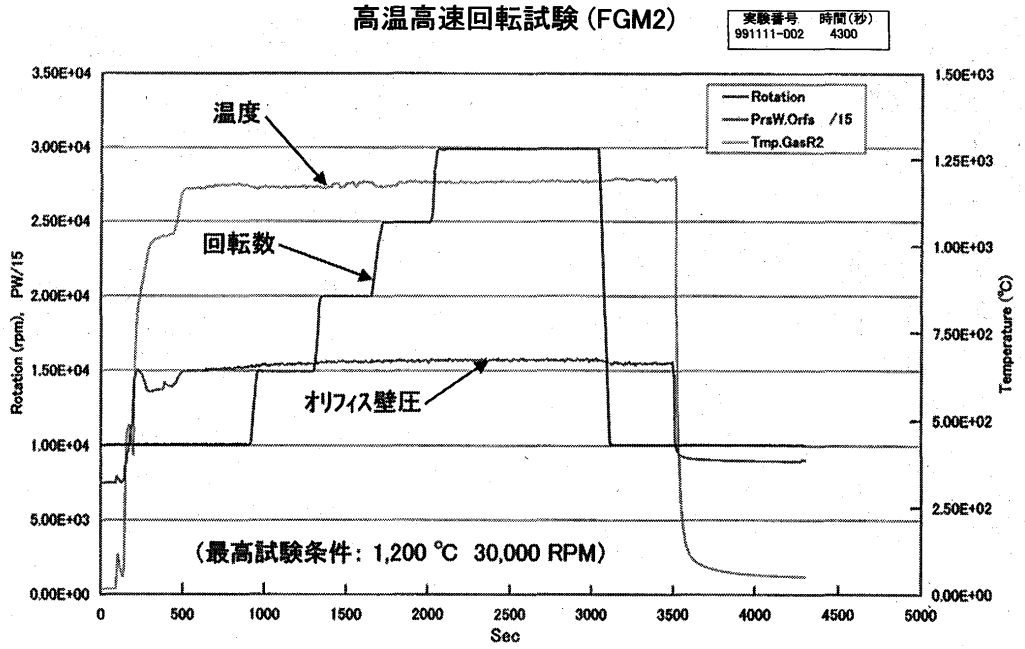


図５ 強度評価試験の作動条件履歴

試験片の形状は図４に示すとおりで、基材：Ni 基超合金(MM247)、中間ボンド層材料：MCrAlY、セラミック遮熱材料：イットリア部分安定化ジルコニア($8Y_2O_3-ZrO_2$)を用い、プラズマスプレーにより被膜を形成した。ここで２層コーティング材を Non-FGM、傾斜機能材料を FGM と称する。Non-FGM では、ジルコニア 100%層約 200μm、中間ボンド層厚さ約 400μm、合計約 600μm 厚さの被膜が形成されているのに対し、FGM では外表面から内部に向けて、ジルコニアについて 100,80,60,40,20,0%、中間ボンド層材について 0,20,40,60,80,100％の割合でそれぞれ混合した６種の組成が順次、約 100μm の厚さ（合計約 600μm）に被膜形成されている。

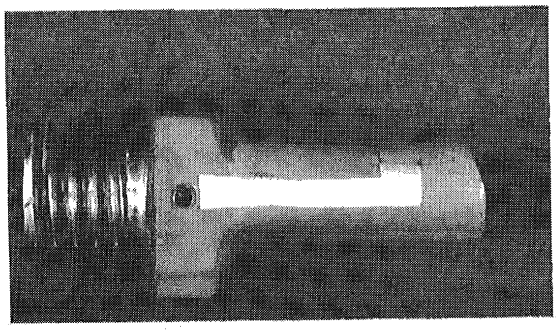
図６から**図９**に供試片の高温回転試験前、試験後の外観を示す。Non-FGM の試験においては、試験装置の改修を行いつつ実施したので、図５に示す最高回転数、最高温度に到達していないサイクルもあり、合計 23 サイクル、25 時間を経過し、平均作動条件は 1000℃、10,000rpm であった。一方、FGM の試験は正確に図５のサイクルを２回経過したもの（第２回目の結果が図５）であり、試験時間２時間、1200℃、30,000rpm 条件の保持時間は合計約 25 分であった。試験片には表面温度測定用の薄膜熱電対が取付けてあるが、種々の問題から温度計測は実施できなかった。

試験前は熱電対部を除き、全体に銀白色である（図６、図８）。Non-FGM の試験後（図７）は、全体に茶色、局部的に黒色に変色、前縁部では高温ガスが直接あたる先端部で被膜のはく離、脱落があった。このはく離部も茶白色に変色し、亀甲状の模様が見られた。後縁部では、はく離はなかったが、黒色への著しい変色が認められた。一方、FGM の試験後（図９）は、Non-FGM と同様に茶色、部分的な黒色への変色が見られたが、はく離はなかった。

試験片の表面変質分析として、試験前と試験後のＸ線回折測定を行った。測定結果のまとめを**表１**に示す。立方晶構造のジルコニア(C-ZrO_2)はプラズマ溶射による $8wt\%Y_2O_3-ZrO_2$ で一般的に形成される成分であり、どの試験片についても検出された。茶色、黒色に変色している部分に対しては、斜方晶の酸化鉄(α-FeO_2)が検出された。これにより、変色部は試験装置上流の配管などから発生する鉄錆が付着したものと考えられる。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

(a) 0 度（前縁側）



(b) 180 度（後縁側）

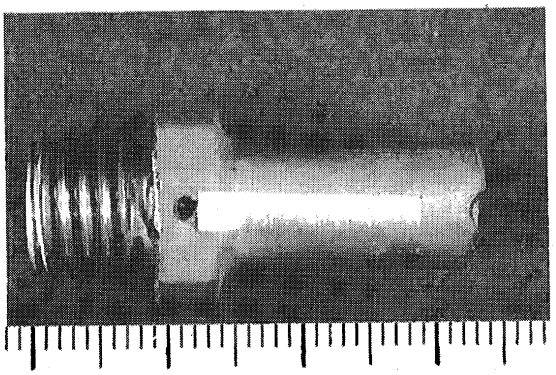
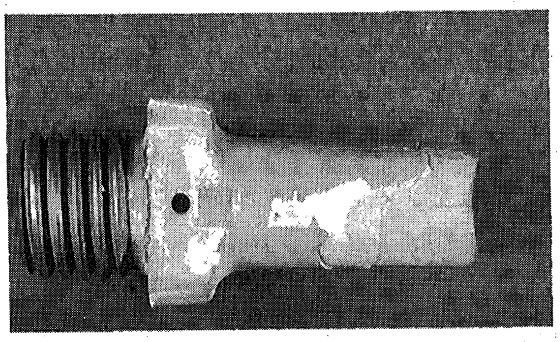


図 6　Non-FGM 試験前

(a) 0 度（前縁側）



(b) 180 度（後縁側）

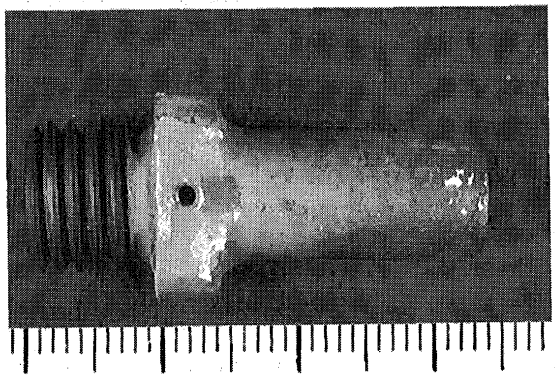
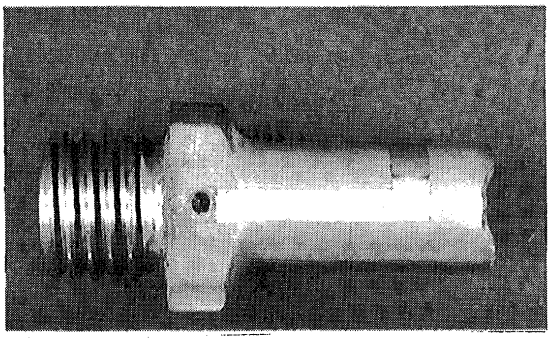


図 7　Non-FGM 試験後

(a) 0 度（前縁側）



(b) 180 度（後縁側）

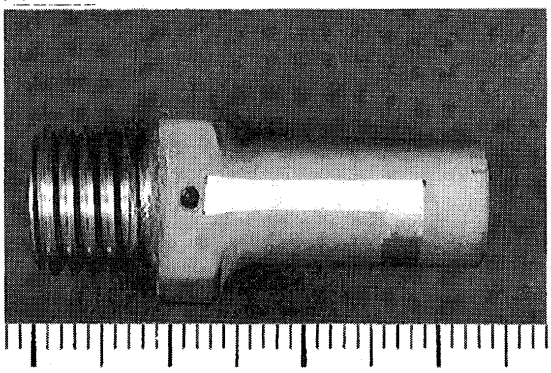
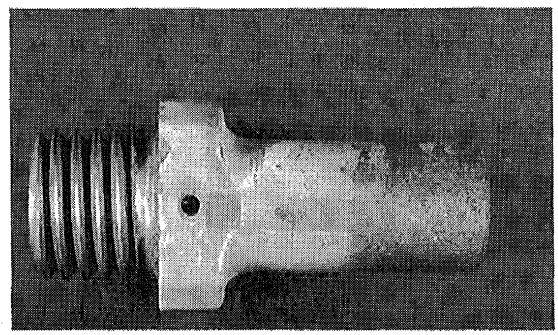


図 8　FGM 試験前

(a) 0 度（前縁側）



(b) 180 度（後縁側）

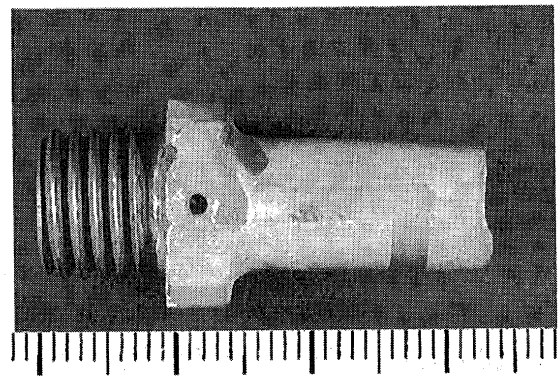


図 9　FGM 試験後

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

さらに、ここでは結果を示していないが、茶色部よりも黒色部のα-FeO_2のX線回折強度が大きいことから、茶色から黒色になるほどα-FeO_2の付着物層が厚くなっているものと考えられる。

Non-FGM 試験片のはく離部ではα-FeO_2がほとんど検出されていないので、はく離は試験の初期ではなく、ある程度時間が経過してから生じたものと推察される。FGM 試験片では Ni の大きな回折ピークが検出された。これは MCrAlY が表面近傍まで存在し、その主成分である Ni が検出されたものと考えられる。試験後には NiO が検出されているが、これは MCrAlY の酸化によるものと考えられる。

表1 X線回折測定結果のまとめ

	高温回転試験	検出された化合物
Non-FGM 2層試験体	前	C-ZrO_2
	後（黒色部）	C-ZrO_2、α-FeO_2
	後（茶色部）	C-ZrO_2、α-FeO_2
	後（はく離部）	C-ZrO_2
FGM 試験体	前	Ni、C-ZrO_2
	後（黒色部）	NiO、Ni、C-ZrO_2、α-FeO_2
	後（茶色部）	NiO、Ni、C-ZrO_2、α-FeO_2

C-ZrO_2：立方晶ジルコニア　　α-FeO_2：斜方晶酸化鉄

図 10 から**図** 13 に Non-FGM, FGM 試験片について試験前、試験後のミクロ組織観察を行った結果を示す。試験前はどちらも割れやはく離のない健全な組織であることが観察される。Non-FGM 試験後のはく離部観察結果（図 11(b)）より、はく離はジルコニアのトップコート内で、界面にほぼ平行な方向で発生しているのがわかる。外見上はく離のない後縁部（図 11(c)）では、試験前とほぼ同等で健全な組織であるが、茶色／黒色変色に対応する付着物の存在が認められる。FGM 試験後、前縁部の組織（図 13(b)）では、内部組織は試験前と同様に健全であるが、表面に数十ﾐｸﾛﾝの付着物が認められる。これはX線回折結果と対応して酸化鉄であると考えられる。後縁部（図 13(c)）ではジルコニア 100%層と傾斜機能材料部の界面で大規模な横割れが生じている。さらにジルコニア 100%層、およびその近傍で小規模な横割れと縦割れが散見される。外表面には前縁部と同じ組成の付着物がかなり認められる。FGM 試験片が、Non-FGM 試験片のようにはく離しなかったのは、上記の微少割れの発生による熱応力緩和効果が大きいためと考えられる。

4．まとめ

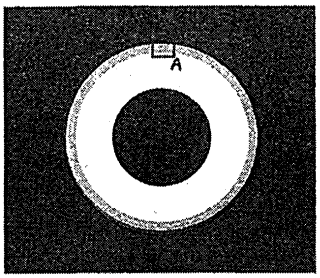
高速回転、高温ガス流加熱方式の模擬実環境において回転部材を強度評価する試験装置を開発した。作動条件は最高温度 1200℃、最高回転数は 30,000rpm である。供試体は直径 10mm、長さ 20mm の円筒（内部空気冷却）または丸棒である。

この装置を用いて、傾斜機能材料化したセラミック遮熱層(FGM)と従来方式の２層コーティング(Non-FGM)の強度を比較評価した。その結果、FGM においては、外表面近傍に微少な縦割れ、横割れが発生し、これによる熱応力緩和効果があって、Non-FGM よりはく離しにくいことが判明した。

今後、種々の材料について高温高速回転場における強度評価試験を実施したいと考えている。

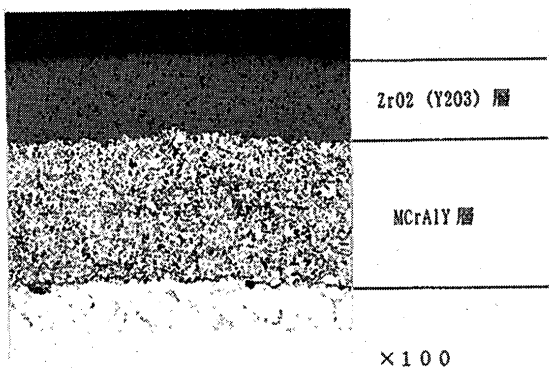
試験装置の開発に際しては丸和電機(株)、遮熱コーティング材の評価試験に関しては、(株)東芝、三井造船(株)に多大な尽力をいただいた。ここに記し、謝意を表する。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.



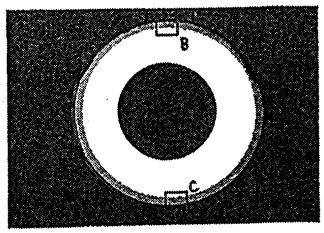
×5

（a） マクロ写真



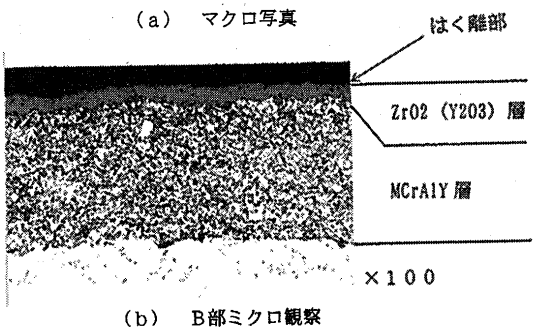
（b） A部ミクロ観察

図 10 Non-FGM 試験片 組織観察（試験前）

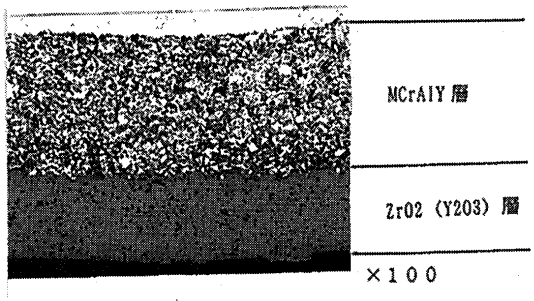


×5

（a） マクロ写真

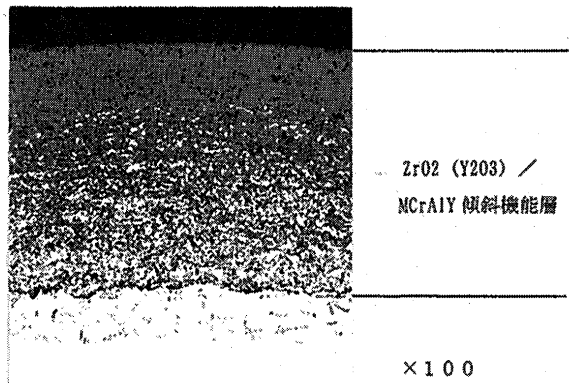


（b） B部ミクロ観察



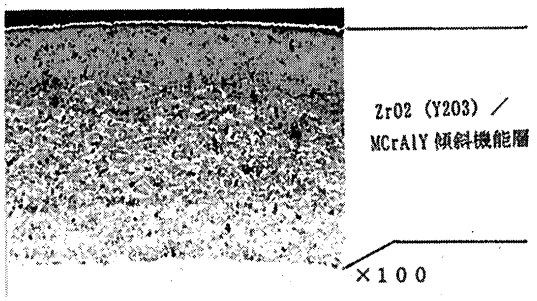
（c） C部ミクロ観察

図 11 Non-FGM 試験片 組織観察（試験後）

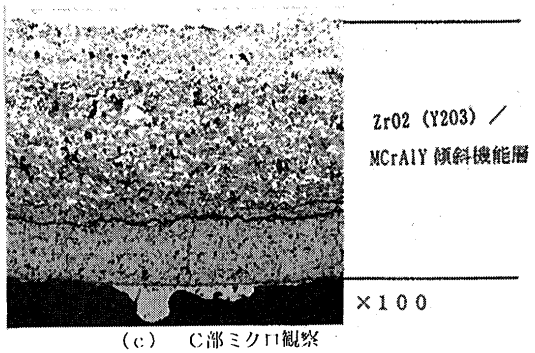


（b） A部ミクロ観察

図 12 FGM 試験片 組織観察（試験前）



（b） B部ミクロ観察



（c） C部ミクロ観察

図 13 FGM 試験片 組織観察（試験後）

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

C－14

セラミック系材料用ホットスピン加熱装置の試作

＊橋本良作・小河昭紀（航空宇宙技術研究所）
米内山誠（東京都立航空工業高等専門学校）

1．　はじめに

ガスタービンエンジンの性能向上に伴い燃焼器やタービン入口温度（ＴＩＴ）は年々上昇してきた。現在開発中の航空用ガスタービンエンジンのＴＩＴは1700℃に達すると考えられる。従来の金属系材料では冷却空気量の観点からタービン用材料として限界に達し、新たな耐熱材料の研究開発が世界的に進められている。そのなかでC/C材(炭素繊維強化炭素複合材料)やSiC/SiC材(炭化珪素繊維強化炭化珪素複合材料)等の先進材料は軽量で耐熱強度に優れていることからタービン部材の回転部品に適した材料として注目されている。しかし、これら材料を回転部材へ適用するためには回転強度特性、特に高温回転強度特性を評価することが重要である。

高温回転強度評価の方法としては通常、試験体がC/C材のような導体であれば、その試験片の周りをコイルで巻き高周波電流を流し、試験片を直接誘導加熱により加熱し高温回転破壊試験[1)]が行われる。しかし、セラミックス系材料等の絶縁体材料では高温燃焼ガス雰囲気の中で破壊試験を避けて、高温回転強度の確認試験のみが行われている。材料の高温強度特性を把握する上で、高温回転破壊試験は重要である。

筆者らは、セラミック系複合材料（ＣＭＣ）の高温回転強度特性を把握するため、高温で回転破壊試験が簡便に行える高周波誘導加熱を用いた一部直接加熱の間接加熱方式による回転強度試験用高温加熱装置を試作した。本報告では、製作したセラミックス系材料ホットスピン加熱装置の概要と予備試験結果について報告する。

2．　高温回転強度試験装置及び試験方法

高温回転強度試験装置の概念図を図１に示す。空気駆動の回転強度試験装置に高周波誘導加熱装置を付加した物である。高周波電源発生部の性能は発信周波数44kHz、最大発信出力40kWである。加熱方式は絶縁体材料を基本に考え、一部直接加熱の間接加熱方式を採用した。試験片は試験片取付治具に載せ、スピンドルを介して駆動タービンと連結した。回転中の試験片の温度計測は、600～1700℃までの範囲で計測できる赤外線放射温度計を使用した。図２に加熱部の詳細写真を示す。加熱用コイルを試験片の上部約5mmの位置に試験片の約半分を覆う形に設置し、試験片を間接加熱するための発熱体（カーボン）を試験片下方約5mmの位置にコイルの形状よりやや大きめの形状にして断熱材のカーボンスポンジの上に置いた。この断熱材は、回転軸の下部のふれ止め用軸受け部の過熱を防止するために設置した。電極は絶縁共軸部をへて高周波電源発生装置に接続されている。加熱コイル及び共軸等の過熱を防止するため冷却水を流し、冷却している。共軸は加熱コイルを最も効率よく働かすために上下及び左右に試験片との距離を簡単に調整可能とした。試験は、試験槽内を減圧した後、圧縮空気によりタービンを駆動して一定回転数まで上げ、安定して回転している状態を確認後、所要温度まで加熱し、その後、一定角加速度で回転数を上げながら破壊まで試験を行う。

第１５回ガスタービン秋季講演会
講演論文集，2000.11，(北九州)
Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

3．　試験片

セラミックス系材料として SiC/SiC 複合材を用いた。SiC/SiC 材試験片は中空円板モデルで、ｒ－Θ－ｚ方向の直交３軸織り素材から機械加工により、内径 100mm、外径 160mm、板厚 5mm の等厚円板に成形されたものである。また、参考のためにモノリシックセラミックス材（窒化珪素）についても加熱試験を行った。セラミックス材の製造方法は円板状に焼いた後、内径及び外径を機械加工により内径 100mm、外径 160mm、厚さ 3mm に加工し、加工面を研磨して仕上げた。

4．　検討結果

セラミックス系複合材料（絶縁体材料）を基本に考え、加熱方式について検討した項目をまとめる。

a）加熱方法の検討：　はじめに本方式の加熱方法で所定の温度に試験片が加熱できるかの予備試験を大気中、静止状態で行った。加熱用コイル、試験片(SiC/SiC 材)、発熱体の各間隔を 6mm にして通電(180V,120A)し加熱試験を行った。その結果、発熱体と重なる部分について試験片の温度が通電後１分程度で 1000℃を越え、２分少々で 1300℃位までに加熱されるのを確認した。次に試験片を試験片取付治具に取付、図１に示した試験槽の中で試験片、発熱体、試験片取付用ナットの加熱試験を行い、各部の温度を熱電対で計測し加熱状況のチェックした。この時の各部の温度計測例を図３に示す。通電後、発熱体、試験片とも急激に温度上昇していることがわかる。試験片取付用ナットの温度上昇は試験片の上昇より小さいので短時間の加熱の場合は試験に与える影響は小さいものと思われる。回転中の試験片温度を熱電対で直接計測する事は困難なため赤外線放射温度計で計測した。静止状態で熱電対の計測値と赤外線放射温度計の計測値を比較し、温度補正を行った。モノリシックのセラミックス材(窒化ケイ素材)についても試験槽の中で静止状態の加熱試験を行った。その結果、SiC/SiC 材同様短時間で加熱が可能であるとの結論を得た。

b）試験片支持方式の検討：室温の試験とは異なり熱の影響を考慮し、金属製支持具による直接支持方式は熱膨張、及び金属の高温強度の点から問題があるため試験片と同一系統の材料で支持ディスクを製作し、金属製スピンドル（アーバー）の間に介在させる方法を採った。試験片内径面と試験片取付治具間は最小の拘束で回転力を伝達する状態にセットして試験を実施した。また、従来は鋼鉄製のアーバーを採用していたが高周波誘導加熱の影響を小さくするためにアーバーをステンレス鋼に変え製作した。その結果誘導加熱の影響を小さくすることが出来た。

c）コンテイメント：SiC/SiC 材のような先進材料は製造方法等により異なる破壊様式を示すことが観察される。これにより設計基準が全く異なってくるため、破壊様式を確認する必要がある。また、室温の破壊試験では破壊の瞬間写真を撮ることにより破壊の状況を把握することが出来るが、高温試験では破壊の瞬間写真撮るための機材が現在の所入手するのが困難である。しかしながら、破片を２次破壊のない状態で回収し観察することは破壊の起点及び原因を特定する上で重要と思われる。そこで、なるべく試験片の２次破壊の無いように回収する方法を検討している。

d）回転加熱試験：　SiC/SiC 材の高温回転加熱状況の写真を図４に示す。図５に回転中の高温加熱状況(10000rpm)の温度を計測した例を示す。この場合、出力電圧 180V、電流 120A で発熱体と試験片の間隔を約 5mm にして行った。加熱開始後４～５分で 800℃に試験片が加熱され、その後は定常状態が続いた。図に示したように電源を切ると２秒間で約５℃の割合で温度が下がった。このことから高温回転試験中は通電して行う必要がある。回転時の温度計測では内周部と外周部の温度差は見られず比較的均一に加熱されていた。発熱体と試験片の間隔を 3mm にして加熱試験を行ったところ、900℃(最高温度)になるまで要した時間は４～５分であった。セラミックス材の回転加熱の結果も図５に示した。最大加

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

熱温度はコイル、試験片、発熱体間の隙間の影響を受けるが、比較的短時間で所要温度に試験片が加熱されるので本加熱方法で高温回転破壊試験が簡便に行えるめどを得た。また、試験片の不均一性等による回転振動を考えると試験片とコイル、発熱体等の接触を避けるため、試験片、コイル、発熱体の隙間は最低限とる必要があると考えられる。この隙間をなるべく小さくし、加熱性能を向上させるために、回転振動を抑え、安定して回転できるように試験片を取り付けるアーバー設計法等に工夫が必要であった。

本方式は試験片の上方に加熱用コイル、下方に間接加熱用発熱体を設置することにより間接加熱を行う方法なので試験片の回転面延長上にコイル、発熱体等の障害物がないので遠心破壊した場合これらに損傷を与えることなく、また装置全体への損傷もなく簡便に試験を行えると考えられる。

5. まとめ

セラミックス系複合材料（絶縁体材料）を対象としたホットスピンテスト用加熱装置を試作し、その加熱性能等の試験を行った結果、本方法によりセラミックス系材料の高温回転破壊試験が簡便に行えるめどをつけた。また、高温回転強度試験を行う上での実施上の多くの知見を得た。今後、更に２次破壊の少ないコンテイメントの検討を行うと同時に、SiC/SiC 材等の先進材料の高温回転強度特性を把握するための試験を引き続き行う予定である。

6. あとがき

本研究は、通商産業省工業技術院のよるプロジェクト「環境適合型超音速推進システムの研究開発」の一環として行われた。

参考文献

1) 小河昭紀、他２名：カーボン／カーボン複合材料の高温回転強度試験その予備的検討、第 10 回ガスタービン秋季講演会、日本ガスタービン学会、pp55-60(1995.8)

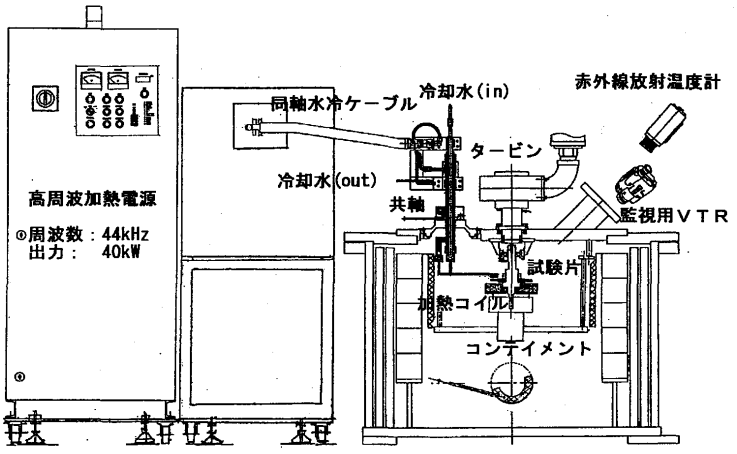


図１　高温回転強度試験装置

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

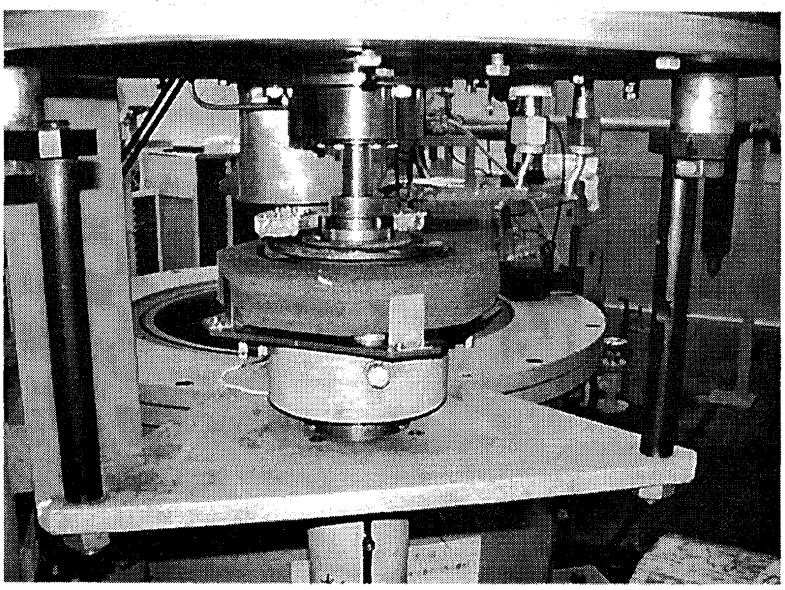


図２　加熱部詳細

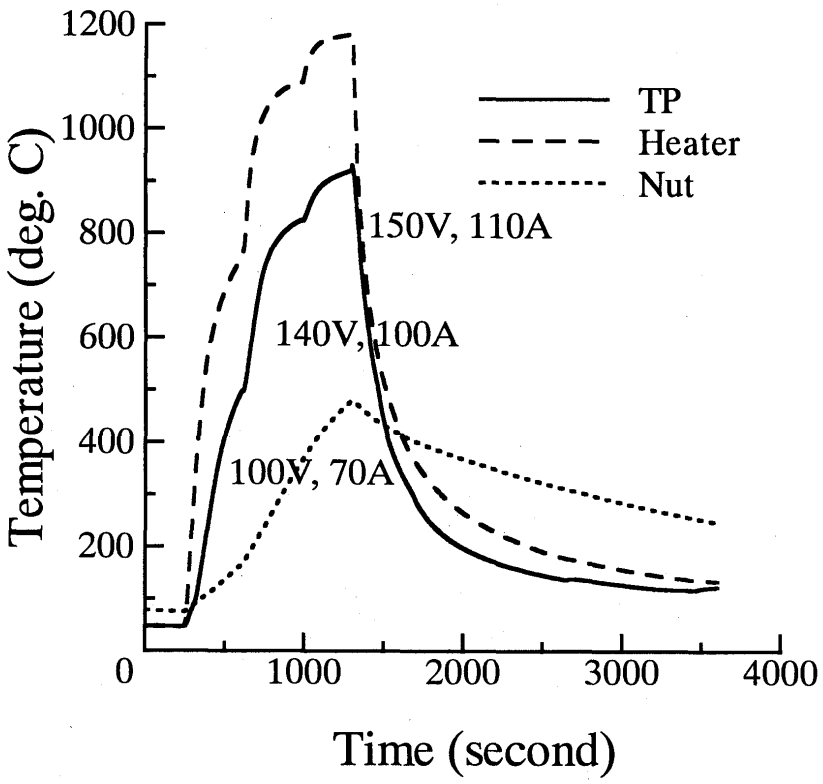


図３　各部の温度計測値（静止状態）

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

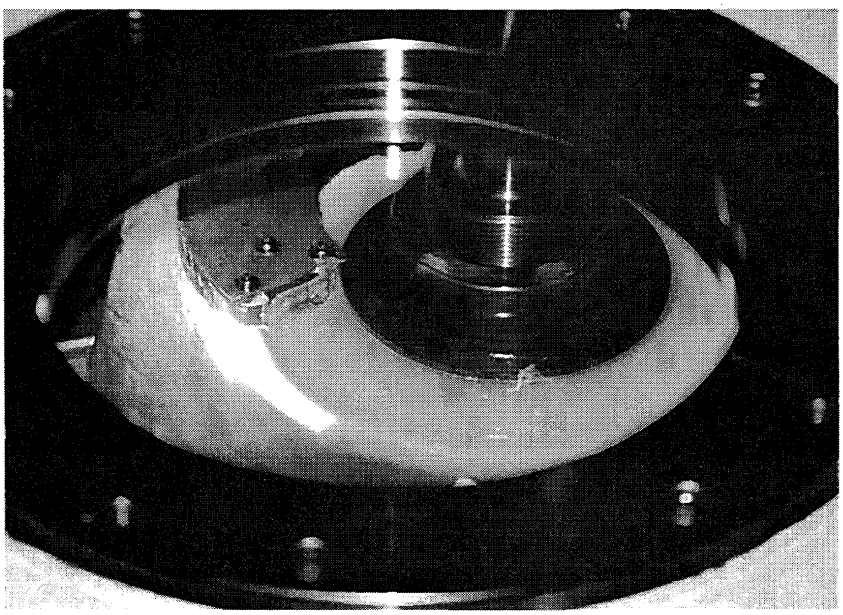


図４　回転加熱状況(SiC/SiC 材)

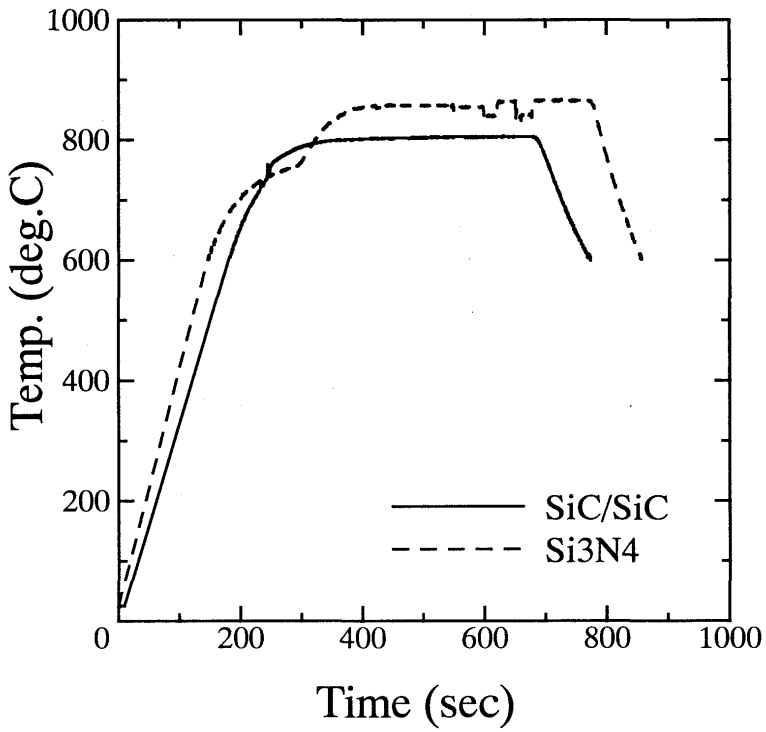


図５　回転中の試験体温度

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

C－15

1100℃級ガスタービンのDSS運転を想定した条件下での初段動翼の非定常伝熱／応力およびクリープ解析

＊酒井高行，緒方隆志，高橋俊彦
渡辺和徳，高橋毅（電力中央研究所）

1．緒　言

ガスタービン（GT）を主機とするコンバインドサイクル発電システムにおける重要課題の一つは，高温部品のメンテナンスコストの抑制である。特に，部品単価の高い初段動翼のき裂発生寿命評価法の開発に対するニーズは高い。しかしながら，対象となる部品が1000℃を超える高温かつ高速の燃焼ガス中にあることから，寿命評価法の開発に不可欠となる情報（例えば，運転時の温度／応力状態など）を計測することは技術的に困難である。したがって，運転時の高温部品の温度／応力状態などを数値解析により明らかにすることは寿命評価法を開発する上で重要である。

当所では，発電用GT初段動翼のき裂発生寿命，ならびに，き裂進展挙動を評価するためのツールの開発を目指しており，その一環として，本研究では，さまざまな運転条件下での初段動翼の温度／応力状態などを解析的に把握しようとしている。本論文では，発電用GTの標準的な運用形態の一つである，毎日起動停止（DSS）運転を想定した条件下での初段動翼の非定常伝熱／応力ならびにクリープ解析を行った結果について述べる。

2．解析方法

本研究では，DSS運転の起動から停止に至るまでのうち，GTの点火から負荷安定の状態に至るまでを「起動時」，負荷安定の状態に達してから負荷低減開始に至るまでを「定格時」，負荷低減開始以降を「停止時」と呼び，これらを区別した。起動時ならびに停止時には，翼まわりの燃焼ガスの状態変化に伴う応力とひずみの時間変化を見るため，非定常の伝熱解析と熱弾塑性応力解析を行った。一方，定格時には，翼まわりの燃焼ガスは準定常状態にあると仮定し，熱ひずみを保持した状態でのクリープ解析を行った。これらの解析には，市販の汎用有限要素法コード「MARC」を用い，応力解析には遠心力を考慮するためのユーザサブルーチン，クリープ解析にはクリープひずみ速度を算出するためのユーザサブルーチンを組み込んで使用した。

2.1　解析モデル　　図1に今回の解析で用いた1100℃級GT初段動翼の有限要素モデル（節点数16302，要素数13590）を示す。全て，8節点六面体要素を用い，要素分割を行った。

2.2　材料モデル　　本研究では，材料モデルとして，発電用GTの動翼材として一般に用いられているIN738LCを想定し，必要となる材料定数を，IN738LC同等材を用い，25℃～1200℃の範囲で実験的に求めた。ただし，加工硬化係数と質量密度については，温度依存性はないとした。本解析で用いた材料定数を表1に示す。また，クリープ解析においては，クリープひずみ速度を求めるためのクリープ構成式として，式中に温度依存性を考慮できるθ projection則[1]を用いた。

2.3　機械的拘束条件　　本解析では，応力ならびにクリープ解析において，ロータの回転に伴う遠心力による影響を考慮するため，図1の有限要素モデルの底面を翼高さ方向（遠心力方向）に機械的に拘束するとともに，遠心力は体積力の一種として3600RPM相当の分布荷重を負荷した。また，ロータの回

第15回ガスタービン秋季講演会
講演論文集，2000.11.（北九州）

Download service for the GTSJ　via 210.73.216.124, 2025/08/23.

転軸方向および回転方向については，剛体変位が生じないよう，モデルの底面の適当な数点を選び，これらを機械的に拘束した。

2.4　熱的拘束条件　　本研究では，はじめに，翼まわりを対象とする非定常の熱流動解析[2]を行い，翼まわりの燃焼ガスの状態を評価し，それをもとに翼表面の温度分布を算出した。伝熱解析では，算出された翼表面の温度分布を境界条件として翼内部の温度分布を計算した。翼表面の温度分布を求めるために想定した運転条件として，GT 断面での平均のガス温度が翼入口平均ガス温度と一致し，翼高さ方向では中央位置で最も高く，翼根側ならびに翼端側で最も低くなる分布を仮定した（図 2)。そして，起動時と停止時における平均のガス温度は，それぞれ図 3 と図 4 に示す温度履歴に従って変化すると仮定し，負荷安定から負荷低減開始までの定格運転時間は，標準的な DSS 運転を想定して，本研究では約 15 時間と仮定した。

3．解析結果

3.1　詳細評価部位　　本研究では，DSS 運転を想定した条件下での本解析に先立ち，温度／応力状態の時間変化を詳細に調べる部位を決めるため，定格運転時を想定した定常解析[3]を行い，熱ひずみを除く相当全ひずみ分布（図 5）を求めた。全ひずみは弾性ひずみと非弾性ひずみ（塑性ひずみ＋クリープひずみ）の和であるため，相当全ひずみが相対的に大きい部位が損傷の点で相対的に厳しい，すなわち，き裂発生寿命が他の部位よりも相対的に短いと予測される部位である。相当全ひずみ分布を相対的に見ると，

(A) 前縁部　　翼高さ中央位置
(B) 前縁部　　翼根付近
(C) 腹側表面　　翼高さ 1/3 位置
(D) 後縁部　　翼根付近
(E) 後縁部　　翼高さ中央位置
(F) 背側表面　　翼高さ中央位置

が，他の部位よりも相対的に大きくなっている。本研究では，これらの部位に加え，翼内部を代表する部位として，

(G) 冷却孔近傍　翼高さ中央位置

も加えた，計 7 部位（図 6）について，温度／応力の時間変化を詳細に見ることにした。

3.2　翼温度の時間変化　　図 6 の詳細評価部位（A～G）での翼温度の時間変化を見ると（図 7)，起動時と停止時の翼温度の時間変化は図 3 と図 4 の燃焼ガス温度履歴とほぼ同じ形であった。すなわち，起動時において点火から並列に至るまでの一時的なピークを迎えた後は負荷安定に至るまで翼温度は上昇を続け，定格時に翼温度の時間変化は無視できるほどに小さくなり，停止時に連続的に低下して解列後に急激に下がっている。

3.3　応力の時間変化　　翼表面を代表する部位として，前縁部の翼高さ中央位置(A)での成分別の応力の時間変化を見ると（図 8-b)，起動時に翼高さ方向の単軸の圧縮応力とせん断応力が発生し，定格時に翼温度の時間変化が十分に小さくなることから熱ひずみ保持の状態での応力緩和が起こり，停止時に GT の消火による翼温度の急激な低下によって翼高さ方向の単軸の引張応力が発生する。一方，翼内部を代表する部位として，冷却孔近傍の翼高さ中央位置(G)では（図 8-c)，起動時に多軸の引張応力とせん断応力が発生し，翼内部の温度は表面に比べて低いことから定格時にほとんど緩和されることなく，停止時の後半（GT の消火以降）において多軸の圧縮応力状態に変化する。

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.124, 2025/08/23.

3.4　クリープひずみの時間変化　　定格時における相当クリープひずみの時間変化を見ると（図9），いずれの詳細評価部位においても，短時間に大きく増加した後，クリープひずみは緩やかに増加する。また，前縁部と後縁部の翼根付近，および背側表面の翼高さ中央位置でクリープひずみは他の部位よりも相対的に大きいことがわかる。

4．結　言

本研究では，1100℃級GT初段動翼を模擬した有限要素モデルに対し，DSS運転を想定した条件下での非定常伝熱／応力ならびにクリープ解析を実施し，その結果，以下を明らかにした。

(1)　翼表面では，起動時は翼高さ方向に単軸の圧縮応力とせん断応力が発生し，停止時には逆に単軸の引張応力が発生する。一方，翼内部では，GTの点火から消火に至るまで常に多軸の引張応力とせん断応力が発生する。

(2)　定格時のクリープひずみは，短時間で大きく増加した後，時間とともに緩やかに増加する。そして，前縁部と後縁部の翼根付近，および背側表面の翼高さ中央位置でクリープひずみは他の部位よりも大きくなる。

参考文献

[1] R.W.Evans et al., Recent Advances in Creep and Fracture of Engineering Materials and Structures, p.1190-1196, 1987.

[2] 高橋ほか,「ガスタービン初段動翼温度の連成解析」, 機論B, Vol.66, No.647, p.1772-1779, 2000.

[3] T.Sakai et al., "ELASTO-PLASTIC AND CREEP ANALYSIS OF A FIRST STAGE BLADE IN A LAND BASED GAS TURBINE UNDER STEADY STATE OPERATING CONDITIONS", Proceedings of ASME TURBO EXPO 2000, Munich (Germany), May-2000.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

表 1　本解析で用いた材料定数

温度 (℃)	ヤング率 (GPa)	ポアソン比	降伏応力 (MPa)	瞬間線膨張係数 (kcal/kg/℃)	比熱 (kcal/mm/min/℃)	熱伝導度	加工硬化係数	密度 (kg/mm³)
25	215	0.39	778	1.173E-05	0.10131	1.344E-04	13400	7.986E-06
100	211	0.39	757	1.317E-05	0.10669	1.555E-04		
200	206	0.36	723	1.469E-05	0.11385	1.836E-04		
300	200	0.34	740	1.596E-05	0.12102	2.117E-04		
400	196	0.33	712	1.723E-05	0.12819	2.398E-04		
500	190	0.32	670	1.874E-05	0.13535	2.678E-04		
600	184	0.31	669	2.072E-05	0.14252	2.959E-04		
700	177	0.31	668	2.342E-05	0.14969	3.240E-04		
800	168	0.31	617	2.707E-05	0.15685	3.521E-04		
900	159	0.28	373	3.192E-05	0.16402	3.802E-04		
1000	150	0.28	204	3.821E-05	0.17119	4.083E-04		
1100	141	0.27	133	4.620E-05	0.17917	4.364E-04		
1200	132	0.27	86	5.610E-05	0.18633	4.645E-04		

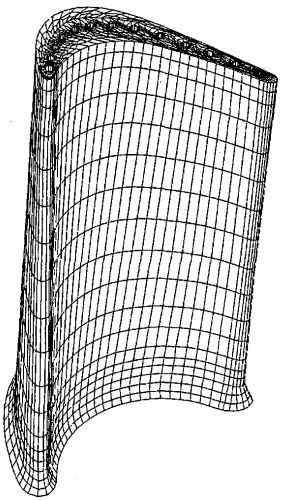


図 1　1100℃級 GT 初段動翼の有限要素モデル

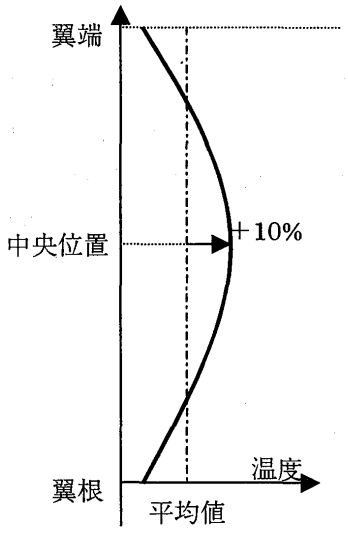


図 2　翼高さ方向の燃焼ガス温度分布

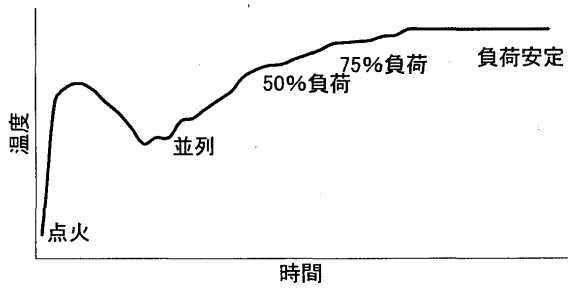


図 3　起動時の燃焼ガス温度履歴

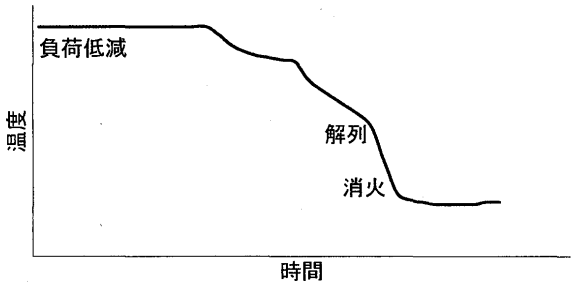
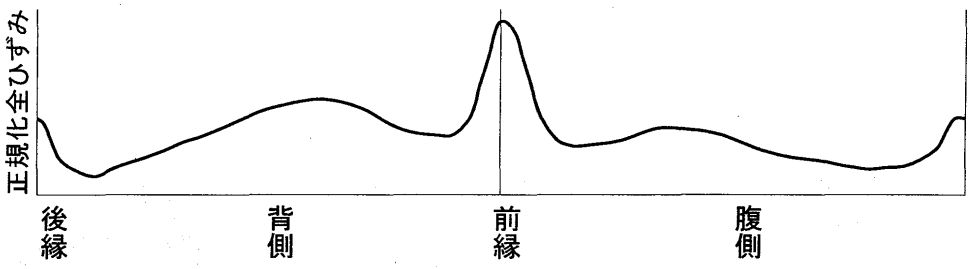
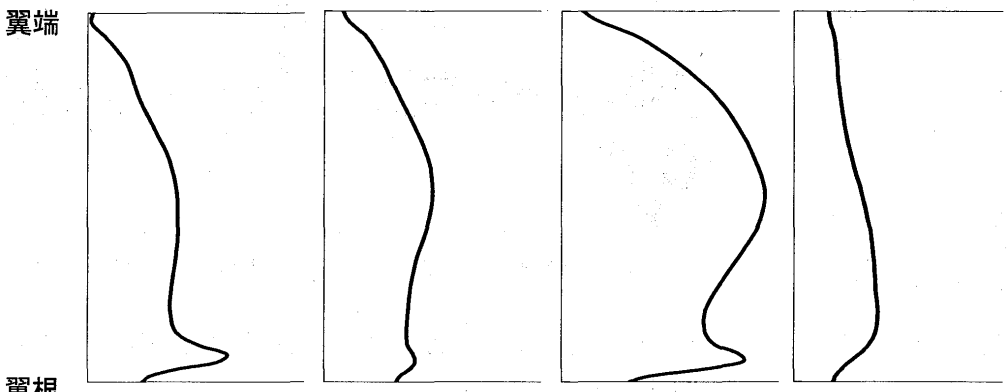


図 4　停止時の燃焼ガス温度履歴

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.



(a) 翼高さ中央位置



(b) 後縁部　(c) 背側表面　(d) 前縁部　(e) 腹側表面

図 5　定格運転時の定常相当全ひずみ分布

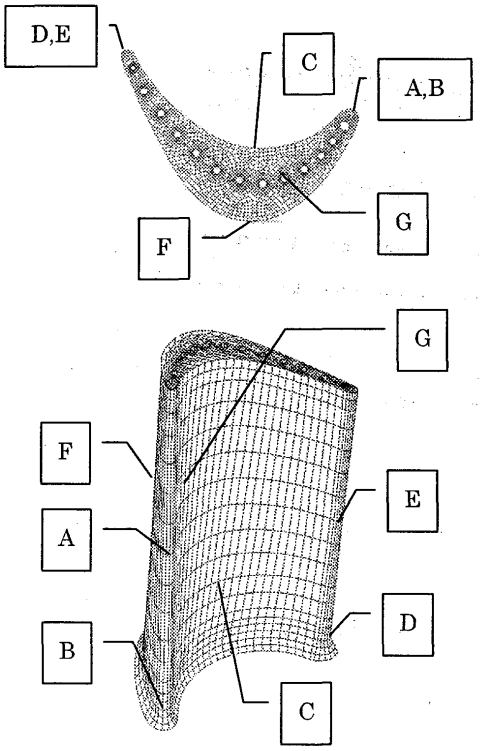


図 6　詳細評価部位

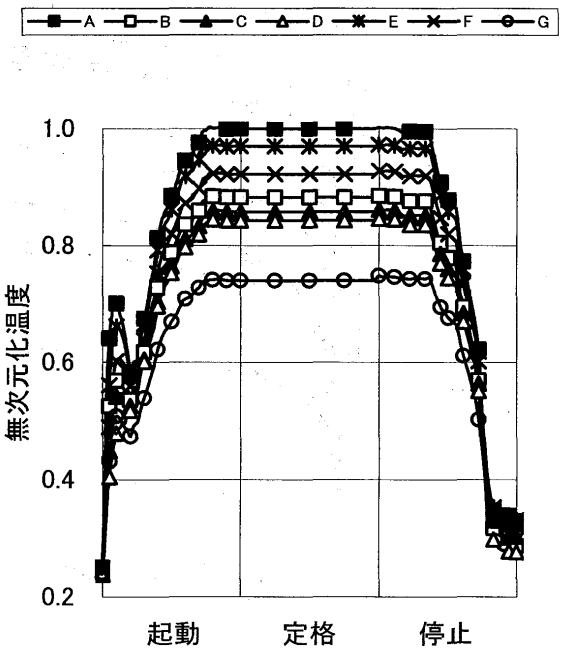
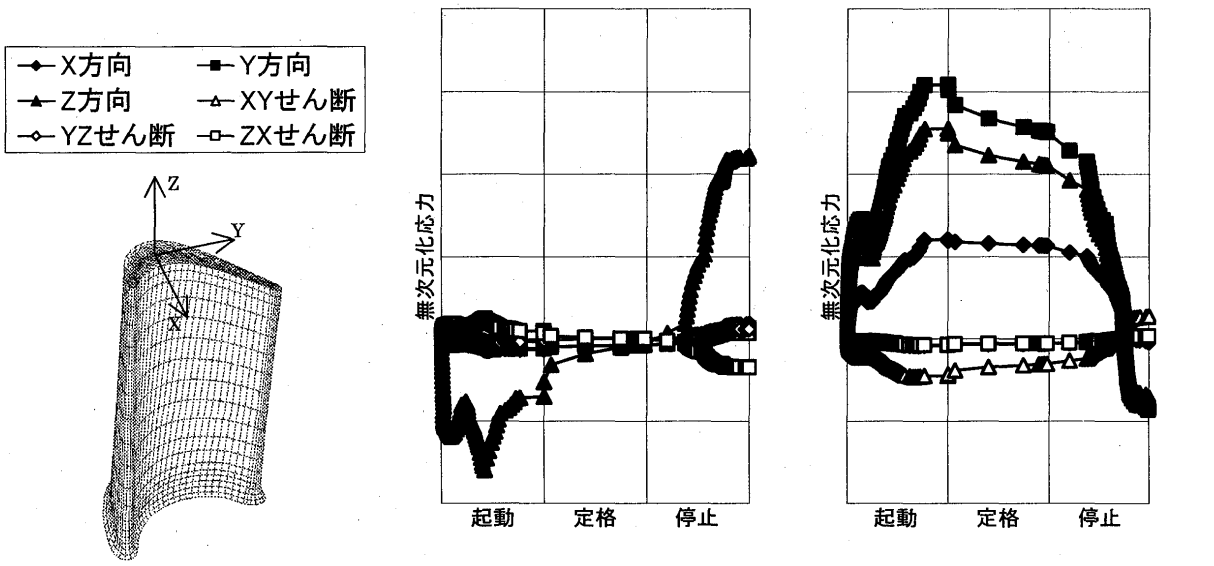


図 7　詳細評価部位での温度履歴

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.



(a) 座標系の定義　(b) 前縁部翼高さ中央位置　(c) 冷却孔近傍翼高さ中央位置

図 8　成分別の応力履歴

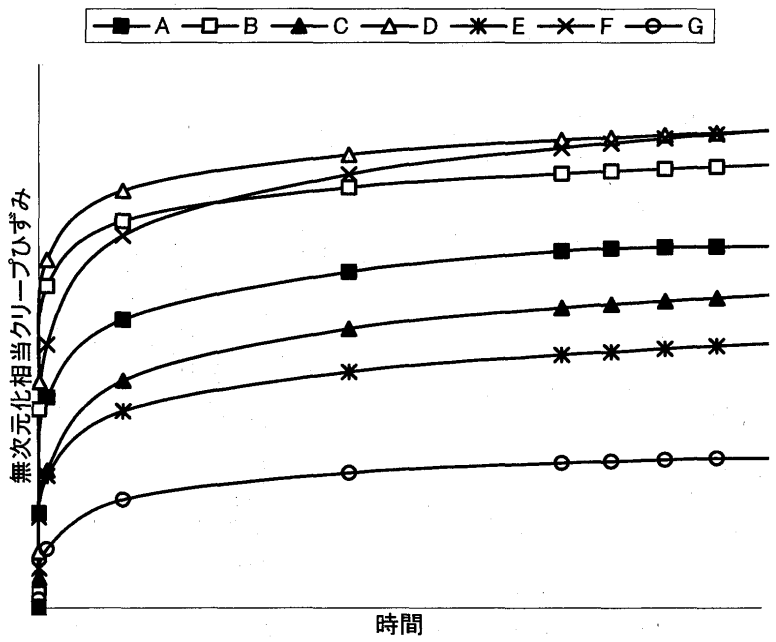


図 9　詳細評価部位での相当クリープひずみ履歴

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

C－16

起動/停止時におけるガスタービン動翼温度の過渡解析

*高橋俊彦, 渡辺和徳, 高橋毅 ((財)電力中央研究所)

1. 緒言

ガスタービン(GT)の高温部品は、高価な耐熱超合金が構造材に用いられるため、寿命延伸による発電プラント保守/運用コストの低減効果が大きい。しかしながら、寿命評価、補修基準の根拠については、現在ほとんど明らかにされていないため、合理的な補修判断基準、寿命評価技術の早期確立が求められている。中でも、高温かつ回転による高応力下で使用される初段動翼に対するニーズは大きい。

翼の寿命評価には、その使用環境を正確に把握することが必要である。精度よく熱応力解析を行うためには、境界条件として正確な翼温度分布が不可欠となるが、現状の計測技術では、運用下にある実機翼温度分布の詳細な測定は難しい。

(財)電力中央研究所では、発電用 GT 初段動翼の寿命評価に資するため、数値解析により翼温度分布を明らかにする研究に取り組んでいる。これまでに、定格運転状態における初段動翼の温度分布を、翼まわり燃焼ガス流れによる対流伝熱と翼内部熱伝導の定常連成解析により明らかにした[(1)]。さらに、この結果を用いて、翼の熱応力/クリープ歪分布の解析も行っている[(2)]。

さて、翼の寿命には、主に定格運転中に生じる構造材のクリープに加えて、起動/停止時の熱負荷変動による熱疲労の影響が無視できない。そのために、定格運転状態のみならず、起動/停止時に生じる過渡的な翼温度分布の変化を明らかにする必要がある。

こうした観点より、本研究では既報[(1)]と同一の 1100℃級 GT 初段動翼を対象に、起動/停止時における熱流動状態を 3 次元過渡解析することにより、時間変化する翼温度挙動を調べた。

記号

G	:質量流量 [kg/s]	t	:時間 [s]
HL, RL	:負荷 50%, 定格	Δt	:時間間隔 [s]
IGN, EXT	:点火, 消火	Tu	:乱れ度 [%]
PI, PO	:並列, 解列		
h	:熱伝達率 [W/m^{2}K] (参照温度:T_{gin})	添え字	
k, ε	:乱流運動エネルギーとその散逸率	a	:翼面平均
L.E., T.E.	:前縁, 後縁	air	:空気
Nu	:ヌッセルト数 (流入条件に基く)	g	:ガス
Nr	:ロータ回転数 [RPM]	in	:流入境界での平均
P, Po	:静圧, 全圧 [Pa]	max	:最大
Pr	:プラントル数	out	:流出境界での平均
q	:熱流束 [W/m^2]	R	:定格時
Re	:レイノルズ数(代表寸法:翼弦長)	$start$, $stop$	:起動時, 停止時
S	:翼面上の前縁～後縁の距離[m]	*	:無次元時間 起動:点火～定格の Δt, 停止:定格～消火の Δt で無次元化
s	:翼面上の前縁からの距離 [m]		
St	:スタントン数 $=Nu/(Pr \cdot Re)$	PS, SS	:圧力面,負圧面
T	:温度 [K]	w	:翼面

2 解析方法

解析には、汎用熱流体解析ソフト FLUENT(Fluent.Inc)を用い、これに過渡変化する境界条件を算出、設定するためのサブモジュールを組込んだ。

第１５回ガスタービン秋季講演会
講演論文集, 2000.11, (北九州)

Download service for the GTSJ Via 216.73.216.124, 2025/08/23.

2.1 解析対象翼

図1には、本解析の対象とする初段動翼の表面および冷却流路表面の解析要素を示す。本解析翼は、1100℃級 GT 初段動翼を模擬しており、翼根から翼端に円形断面の冷却流路が貫通するマルチホール型冷却構造をもつ。解析領域は、動翼列内における翼内外の場とし、翼端には翼長の 0.5%のクリアランスを設けた。解析要素総数は 335,589 (翼まわり：225,529、翼内部： 110,060)である。

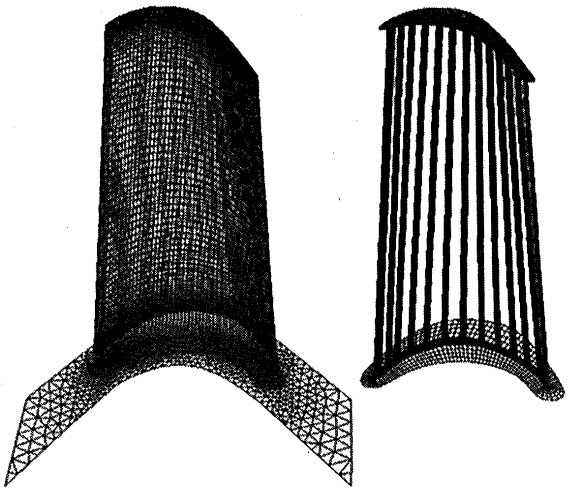


Fig.1 Parts of the surface grid

2.2 支配方程式および離散化

翼まわりの熱流動解析については、非定常圧縮性流れに関するレイノルズ平均Navier-Stokes方程式を用い、繰り込み群理論に基づく k-ε 2方程式乱流モデル[3]、理想ガスの状態式により系を閉じた。これらは、ロータと同一の角速度で回転する相対座標系上で表され、ガス対流に及ぼす見かけの体積力(遠心力、コリオリ力)を生成項に付加した。翼内部熱伝導については、非定常熱伝導方程式を用いた。これらは、非構造格子上で有限体積法により、各項とも空間2次精度で離散化され、時間積分にはEuler陰解法を適用した。翼まわりガス熱流動解析には、SIMPLE[4]を適用した。

2.3 解析条件

実機 1100℃級 GT の毎日起動停止(DSS)運用におけるホットスタート時、および停止時の温度変化を模擬することを目的とした。図2に、解析条件に用いた起動/停止曲線を示す。これらを基に、過渡解析の各時間ステップにおいて初段動翼流入/流出条件および内部冷却条件を算出し、各計算領域に与えた。

流入/流出境界では、相対流入ガス全圧および全温、流出ガス静圧、相対流入角を与えた。流入ガス温度については、図2のタービン入口ガス温度を境界での空間平均値として、プロファイルファクター$(T_{gmax}-T_{gin})/(T_{gin}-T_{air})\times 100=10\%$を仮定したタービン半径方向の放物線分布を課した。また、流入境界では乱れ度 Tu=5%を仮定し、これとガスパスの等価直径を考慮して、k, ε を推定した。

内部冷却条件については、冷却流路内の熱収支より翼高さ方向に上昇する冷却空気バルク温度分布と、回転の影響を考慮した円管内乱流の熱伝達率から、熱流束分布を算出し、流路壁面に与えた。内部冷却条件の詳細な設定方法は既報[1]を参照のこと。

翼面では、翼まわりガス流れ、および翼内部の解析から得られる温度分布および熱流束分布を、それぞれ各時間ステップにおける他解析領域の境界条件とし、収束まで反復計算を行った。ガス流れに関しては壁関数を用いた。ガスの物性値、翼材料の物性値[5]は温度依存性を考慮した。

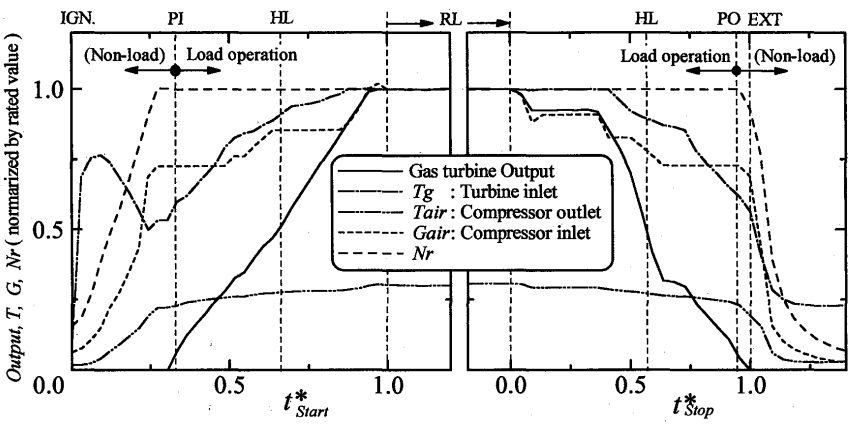


Fig.2 Characteristics diagram of start up and shutdown

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

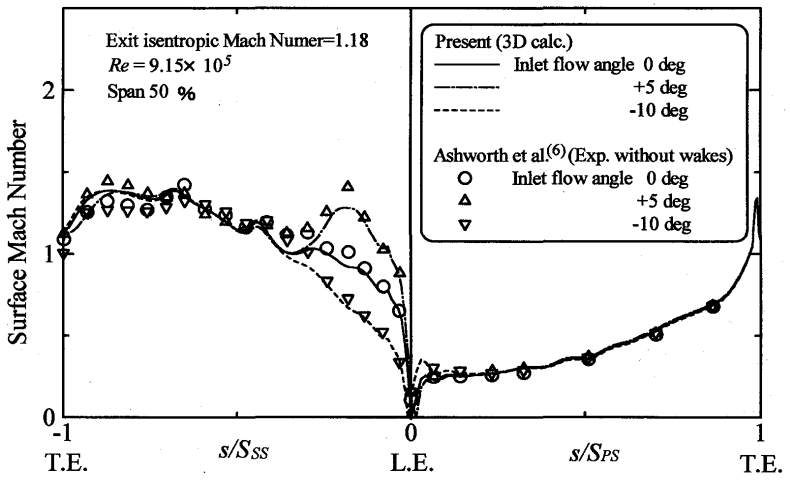
本研究では、GT 起動/停止時のそれぞれ全工程において、諸条件の過渡変化に起因する翼温度挙動を、数値解析することを主眼においた。よって、解析では、図 2 の起動/停止曲線の時間変化をもっぱら解像することを念頭に、時間刻みをそれぞれ Δt^*_{Start} =1.01×10^{-2}, Δt^*_{Stop} =1.52×10^{-2} とした。これらの時間スケールは、本解析対象翼が上流の静翼列後流を通過する周期などのガス流れの代表的時間スケールに比して非常に大であり、レイノルズ平均の支配方程式を完全陰解法により解く本解析は、各時間ステップにおいてアンサンブル平均的なガス流れ場を予測することとなる。

3. 解析方法の検証

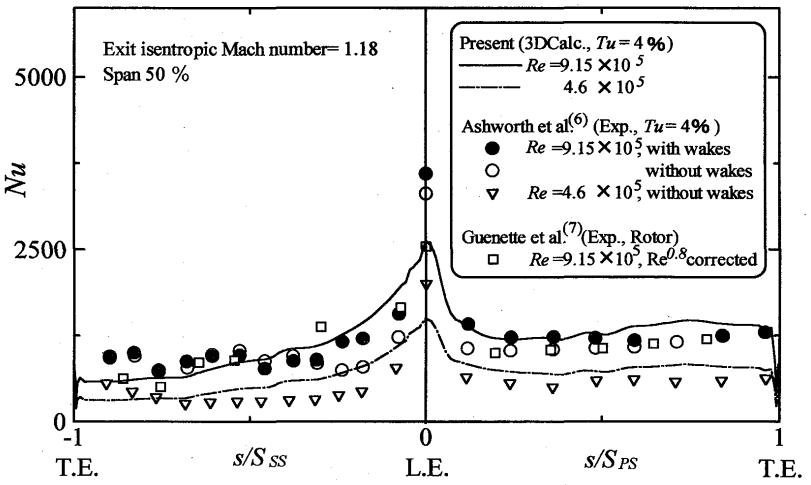
本解析方法を、既存の実験[6][7]条件に適用した別途解析行うことにより、翼まわり流れと熱伝達に関する本解析方法の妥当性を検証した。比較対象の実験[6][7]は、翼まわり流れの *Re* が、上記実機動翼を対象とした本解析条件に近いものを選択した。検証解析に用いた解析要素は、上記実機初段動翼の解析要素に比較して、壁面近傍の格子間隔が流体力学的に同様となるよう留意し、総要素数についても同程度の 207,278 とした。

図3(a)には、各流入角における翼高さ中央における翼面マッハ数分布の比較を示す。本計算値は、実験値とよく一致し、流入角による流れ模様の変化を妥当な精度で解析している。図 3(b)に示す *Nu* 数分布の比較では、壁関数を用いた本解析結果は、*Re*=9.15×10^5 について、翼上流に回転円柱を設置した Ashworth et al.[6]、および動静翼列試験における Guenette et al.[7] の結果に比較的よい一致を示す。一方で、いずれの *Re*(=9.15×10^5, 4.6×10^5)も、回転円柱を設置しない場合の Ashworth et al.[6]に比較して、本解析値は負圧面前縁から翼弦中央、および圧力面で *Nu* をやや過大に予測した。

実験[6][7]では、動翼上流からの擾乱は、前縁極近傍から境界層のバイパス遷移を促進するなどして熱伝達が増加する。実機タービンにおいても、燃焼器および静翼後流の影響により、動翼では相当の乱流促進効果が推測されるため、翼面境界層を全域で乱流とする本解析方法は、実機を模擬した動翼解析に関しては、妥当な解を与えるものと判断した。



(a) Surface Mach number distribution



(b) Nusselt number distribution

Fig.3 Comparisons with experiments

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

なお、後述の実機動翼温度解析結果に関して、計算要素数への依存を調べるため、翼まわりの要素数を 323,547 に増加させた場合の予備解析(定格運転条件)を行い、両要素による有意な解析結果の差異がないことを確認した。

4. 解析結果

図 4 には、起動/停止時における初段動翼の平均温度の変化を、翼高さ 50%での翼面平均熱流束および翼面平均熱伝達率(定格運転時の値で正規化)の変化とともに示す。翼の熱伝達特性は、起動/停止時ともに、それぞれ無負荷運転時(起動時:点火 IGN～並列 PI, 停止時:解列 PO～)、負荷運転時(起動時:並列 PI～, 停止時:～解列 PO)において、特徴的な挙動を示す。

図 2 起動/停止曲線の流入空気流量の変化からも類推されるように、平均熱伝達率は、起動時には、並列に近づくにつれて大きく増大し、停止時には解列直後に急激に低下する。従って、無負荷運転時には、翼まわりガスによる対流熱伝達は小さい。流入ガス温度は、起動時の点火直後ならびに停止時の消火直後に、それぞれ急激に上昇、低下するために、翼平均温度が大きな変化を示す。

一方で、負荷運転時には流入空気流量が増大するため、平均熱伝達率は大となる。起動時の並列～負荷 50%、停止時の負荷 50%～解列では、平均熱伝達率のレベルに変化は

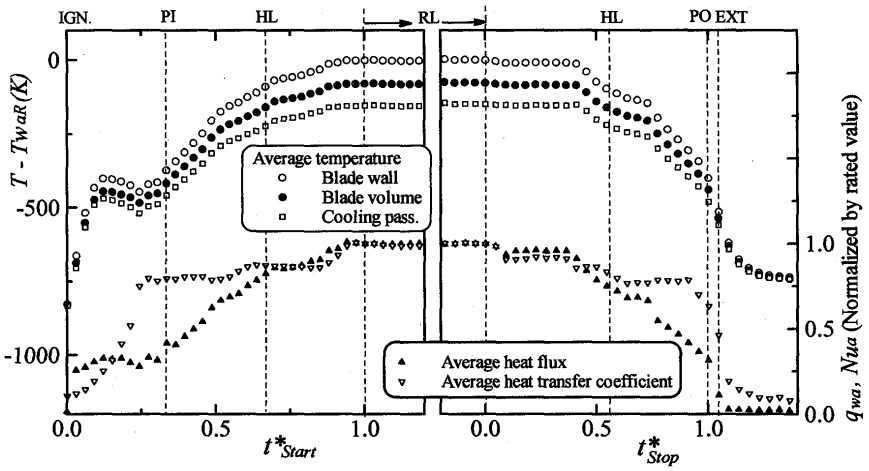
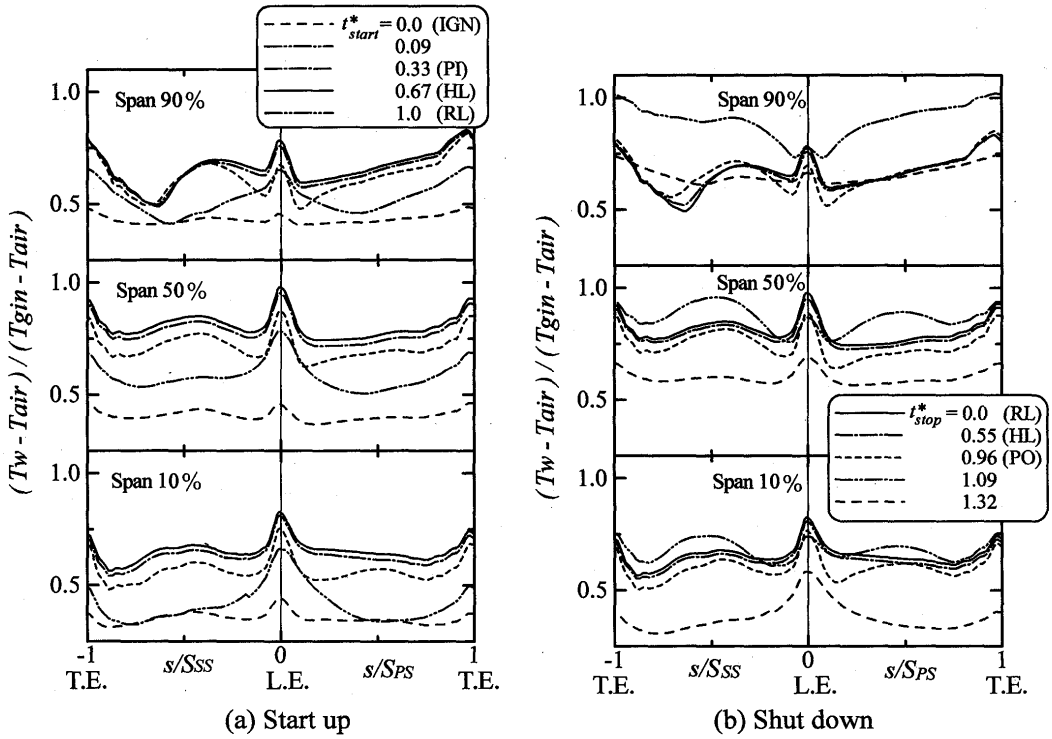


Fig.4 Time variations of average temperature, heat flux and *Nu*



(a) Start up (b) Shut down

Fig.5 Surface temperature distributions

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

小さいものの、流入ガス温度の変化に伴って、熱流束が比較的大きな変化を示す。起動/停止時ともに負荷がおよそ 50%以上では、流入ガス温度、空気流量とも変化が小さく、定格運転時に対する熱流束および熱伝達率のレベルは互いに同レベルとなり、翼面とガスの温度差は、定格運転時とほぼ同一となる。

図 5(a),(b)には、それぞれ起動/停止時における翼表面の温度分布を各翼高さについて示す。温度は流入ガス温度と空気温度を用いて無次元化した。 (a)起動時、(b)停止時ともに無負荷運転時と負荷運転時では、温度分布形状にも大きな差異が生じる。

主に翼面と周囲ガスとの温度差が、翼への熱伝達を支配する無負荷運転時には、急激なガス温度の変化に対して、翼厚の薄い前縁、後縁近傍の温度が、翼厚のある翼弦中央部付近に比較して、敏感に反応する。一方で、流入空気流量の安定する負荷運転時の温度分布は、いずれも定性的には同様の傾向を示す。翼高さ 90%の分布には、無負荷運転時にはない翼端冷却孔からガスパスに流出する冷却空気による負圧面の温度低下[1]が、翼弦中央より下流にみられる。負荷 50%および定格負荷時には、無次元化した温度分布は、ほぼ一致する。

図 6(a),(b)には、それぞれ点火直後および消火直後における、翼面温度の翼高さ方向分布の変化を示す。図 6 (a)起動時には、翼厚のある翼根部の温度変化に、急激なガス温度上昇に対する時間遅れが生じるために、大きな温度勾配が生じる。図 5 にも示したように、起動/停止時ともに、前縁では翼面平均温度に比較して、急激な温度変化を示す。これらの過渡的な温度挙動が、翼の熱疲労に及ぼす影響が懸念される。

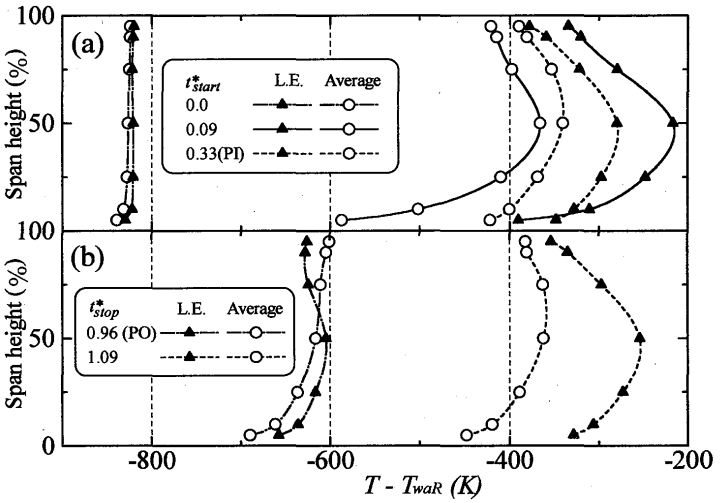


Fig.6 Span-wise temperature distributions in no-load operation

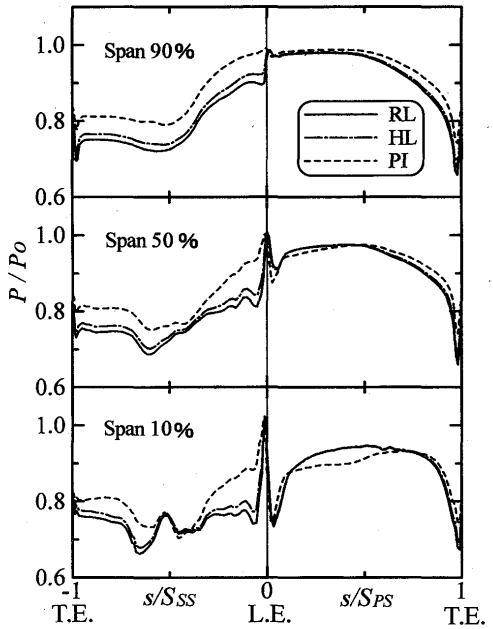


Fig.7 Static pressure distributions in load operation

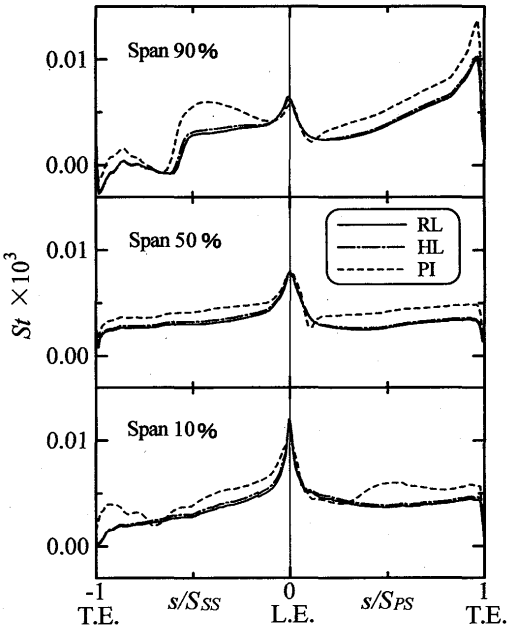


Fig.8 St distributions in load operation

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

図 7,8 には、起動時の負荷運転時における翼面静圧分布、*St* 分布をそれぞれ示す。図 7 静圧分布から、負荷が 50%以上の運転条件では、起動／停止時のいずれの場合にも、翼まわりガスの流動模様は定格負荷時と同様であり、この負荷帯における流動損失形態の変化は小さいことが考えられる。図 8 熱伝達率分布でも、負荷が 50%および定格負荷運転時の分布は、翼根近傍(翼高さ 10%)および翼端(翼高さ 90%)の 2 次流れ領域を含めて、良く一致している。この結果、図 5 に示したように無次元化された翼温度分布が相似となる。

以上より、本解析対象の GT では、負荷 50%以上の部分負荷運転時における翼温度分布は同様であるため、定格負荷運転時に生じない熱疲労形態が、部分負荷運転に起因して発生する可能性は小さいことが示唆される。構造材のクリープ特性を考慮すると、継続的な部分負荷運用による、初段動翼寿命の延伸、ひいては運用コスト低減の可能性が期待される。

5. 結言

1100℃級 GT 初段動翼を対象に、ガスタービンの DSS 運用データを基に、起動/停止時における過渡状態を模擬した 3 次元熱流動解析を行った。この結果、無負荷運転時と負荷運転時で大きく異なる翼の伝熱特性とともに、点火ならびに消火直後の急激な翼温度分布の変化、また、負荷 50%以上の運転状態における相似な翼温度分布など、特徴的な翼温度の挙動が明らかとなった。

本解析結果の翼温度分布を用いることにより、起動～定格～停止における翼の熱応力/クリープ解析[8] を行い、それに基づく翼の損傷評価[9]が可能となった。

文献

(1) Takahashi, T., Watanabe, K. and Takahashi, T., "Thermal Cojugate Analysis of a First Stage Blade in a Gas Turbine," ASME paper 2000-GT-251, 2000.

(2) Sakai, T., Ogata, T., Nomoto, A., Watanabe, K., "Elasto-plastic and Creep Analysis of a First Stage Blade in a Land Based Gas Turbine under Steady State Operating," ASME paper 2000-GT-196, 2000.

(3) Yakhot, V. and Orzag, S. A., "Renormalization Group Analysis of Turbulence. I . Basic Theory," Journal of Science Computaion., Vol.1, 1986, pp 3-5.

(4) Patanker, S. V. and Spalding, D. B., "A Calculation procedure for Heat, Mass and Momentum Transfer in Three-dimensional Parabolic Flows, " Int. Journal of Heat Mass Transfer, Vol.15, 1972, p.1787-1806.

(5) 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.

(6) Ashworth, D. A., LaGraff, J. E., Schultz, D. L., Grindrod, D. L., "Unsteady Aerodynamic and Heat Transfer Processes in a Transonic Turbine Stage," Trans. ASME, J. Eng. Gas Turbines and Power, Vol.107, 1985, pp.1022-1030.

(7) Guenette, G. R., Epstein, A. H., Giles, M. B., Haimes, R., "Fully Scaled Transonic Turbine Rotor Heat Transfer Measurements," Trans. ASME, J. Turbomachinery, Vol.111, 1989, pp.1-7.

(8) 酒井 高行, 緒方 隆志, 高橋 俊彦, 渡辺 和徳, 高橋 毅, "1100℃ガスタービンの DSS 運転を想定した条件下での初段動翼の非定常伝熱／クリープ解析," ガスタービン秋季講演会講演論文集, 2000.

(9) 酒井 高行, 緒方 隆志, 渡辺 和徳, 高橋 毅, "3 次元有限要素解析に基づくガスタービン起動・定格・停止運転下における初段動翼の損傷評価," 電力中央研究所報告, T99058, 2000.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

編集・発行　©　(社)日本ガスタービン学会 200　2000.10

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.124, 2025/08/23