

## ■原著論文/ORIGINAL PAPER■

## 予混合型ガスタービン燃焼器における燃焼振動の線形一次元解析に及ぼす音響インピーダンスの影響

## Effects of Acoustic Impedance on One-Dimensional Linear Analysis of Combustion Oscillation in Premixed Gas Turbine Combustor

加藤 壮一郎<sup>1\*</sup>・藤森 俊郎<sup>1</sup>・小林 秀昭<sup>2</sup>KATO, Soichiro<sup>1\*</sup>, FUJIMORI, Toshiro<sup>1</sup>, and KOBAYASHI, Hideaki<sup>2</sup><sup>1</sup> (株)IHI 熱・流体研究部 〒235-8501 横浜市磯子区新中原町1番地  
IHI Corporation, 1, Shin-Nakahara-cho, Isogo-ku, Yokohama 235-8501, Japan<sup>2</sup> 東北大学流体科学研究所 〒980-8577 仙台市青葉区片平2-1-1  
Tohoku University, 2-1-1, Katahira, Aoba-ku, Sendai 980-8577, Japan

2007年9月11日受付; 2007年11月21日受理/Received 11 September, 2007; Accepted 21 November, 2007

**Abstract** : This paper describes the effects of outlet boundary conditions on the one-dimensional linear analysis of combustion oscillation in a DLE (Dry Low Emission) gas turbine. Ordinarily, the acoustic outlet condition of the combustor is treated as open end in conventional combustion oscillation analysis. However, in a gas turbine engine, this condition is over-simplified. In this study, an acoustic impedance of the combustor-connected plenum was introduced in the one-dimensional analysis to improve prediction accuracy. The acoustic impedance was measured by using the two-microphone method and approximated by a rational function of angular frequency. An analysis was carried out for the test gas turbine combustor with a scroll-shaped plenum. 285 Hz combustion oscillation occurred at 95 % load in the test gas turbine. The new boundary condition with acoustic impedance predicted an oscillation at 284 Hz, while the open-end condition did not indicate any oscillation occurrence. Parametric studies were then carried out to expand the margin for operation without combustion oscillation. Flame lifting and extension of LP (Lean premixed) burner were proved to be appropriate for the test gas turbine. Experiments using the new LP burners with these modifications were performed; operational margin increased more than 10 % of load. It was concluded that consideration of the acoustic impedance of combustor-connected plenum yields good results for the DLE combustor.

**Key Words** : Combustion oscillation, Premixed flame, DLE combustor, Acoustic impedance

## 1. 緒言

環境意識の高まりから、燃焼機器の排気ガスをこれまで以上に清浄化することが求められている。ガスタービン燃焼器でこれまで広く用いられてきた拡散燃焼方式は、燃料と空気を混合しながら燃焼させるため、量論混合比に近い高温の火炎が形成され、大量のNO<sub>x</sub>が発生するという問題点がある。そのため、希薄な予混合気を燃焼させる、ドライ低NO<sub>x</sub> (DLE: Dry Low Emission) 燃焼器が開発されてきた。この燃焼方式では、高温の火炎が燃焼器内に形成されず、NO<sub>x</sub>の発生を抑制することができる。しかし、燃料ノズルと燃焼部の間に予混合部が必要で、逆火や燃焼振動

が発生しやすいという欠点がある。

DLE 燃焼器内で圧力変動や流速変動が発生すると、それが燃料ノズルまで伝播し、予混合気の濃度を時間的に変化させる。燃料ノズル部で発生した予混合気濃度の変動は、流れにより燃焼部まで運ばれて発熱変動を発生させる。発熱変動はさらに圧力変動を生じさせるというサイクルを形成し、燃焼振動が発生する。燃焼振動が発生すると、火炎の吹き飛び発生、燃焼器の性能および耐久性低下、さらには燃焼器の破損に至ることもある。このため、予混合型燃焼器を確実に設計するためには、燃焼振動予測技術が必要である。

このようなサイクルで発生する熱・音響カップリングの燃焼振動の解析については、古くから研究が行われており[1-4]、近年ではCFDによる数値解析[5-6]、音響ネットワー

\* Corresponding author. E-mail: souichirou\_katou@ihi.co.jp

手法[7-11]による解析がある。燃焼振動現象を CFD で正確に捉えるためには、大きな計算領域と微細な格子、さらにはサブグリッドモデルを用いて乱流および燃焼現象の非定常計算を行う必要がある。このような方法を実際のガスタービン燃焼器に適用すると計算時間が膨大になり、妥当な結果が得ることが困難である。このため、CFD を用いる研究では、予混合バーナの近傍のみを CFD によって解析し、入口側変動に対して火炎がどのように応答するのかを調べ、その結果を音響ネットワーク手法に導入する方法が行われている。

音響ネットワーク手法は、燃焼器およびそれに付随するダクトをモジュールごとに分け、その中に成立する音波を計算する方法である。音響ネットワーク手法のうち、一次元線形安定性解析手法は、火炎を温度跳躍面として捉え、音波 (圧力変動) が時間の経過とともに成長するかどうかを判別するものである。この方法では、燃焼器の形状、運転条件が燃焼振動にどのような影響を及ぼすのかを判別するのが容易であるという大きな特徴を持っている。この一次元解析で燃焼振動発生限界をより正確に予測するためには、火炎 (発熱領域) の主流方向空間分布を考慮することが有効である[10]。また、着火遅れ変動が燃焼振動に及ぼす影響[11]、当量比変動の影響に関する研究[12]などもある。しかし、燃焼器を一次元にモデル化する必要があり、妥当なモデル化ができない場合は、正しい解析結果が得られない。たとえば、燃焼器下流に複雑な形状のダクトが取り付けられていた場合、その部分が共鳴管として働くため、熱・音響カップリングの周波数に対して影響を及ぼすことになる。この周波数が正確に予測できない場合は、燃焼振動発生限界の正確な予測もできなくなる。

そこで、本研究では、燃焼器出口の音響境界条件を音響インピーダンスにより与えることで、燃焼器下流ダクトの影響を考慮できる新しい手法を開発し、複雑な形状を持つダクトが燃焼器と接続された場合でも、一次元燃焼振動解析が適用できるようにした。そして、その手法を用いて試験用ガスタービンの燃焼振動の予測を行った。さらに、解析によって得られた結果を用いて、ガスタービンの改良設計を行い、実際に試験用ガスタービンで評価を行った。

## 2. 記号

- A: ダクト断面積
- $B_1, B_2$ : 音波振幅
- c: 音速
- $C_{fuel}$ : 流量係数
- $C_p$ : 定圧比熱
- e: エネルギー流束
- freq: 周波数
- gr: 振動増幅率
- F, G: 複素係数行列

- f: 運動量流束
- H: エンタルピー
- i: 虚数単位
- L: 燃料ノズルから火炎までの距離
- l: 音響インピーダンス計算位置
- $l_m$ : 火炎位置
- m: 質量流量
- p: 圧力
- Q: 発熱量
- R: 気体定数
- S: エントロピー波振幅
- T: 温度
- t: 時間
- u: 断面平均流速
- W: 波動ベクトル
- x: 流れ方向位置 (原点: 予混合バーナ出口面)
- Z: 音響インピーダンス

## Greek

- $\phi$ : 当量比
- $\gamma$ : 比熱比
- $\rho$ : 密度
- $\tau$ : 時間遅れ
- $\omega$ : 複素角周波数 ( $= 2\pi \cdot \text{freq} - i \cdot \text{gr}$ )

## Superscripts

- $\bar{\quad}$ : 平均値
- ' : 変動成分 (時間および位置の関数, 例:  $p'(x,t) = \hat{p}(x)e^{i\omega t}$ )
- $\wedge$ : 変動成分 (位置の関数)

## 3. 解析手法

### 3.1. 線形解析モデル

線形安定解析とは、時間の経過とともに微小な振動が成長するか否かを判別する手法である。非粘性一次元流れの質量、運動量、エネルギーの保存式は式 (1) で示される。

$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho'}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(\bar{\rho}u' + \rho\bar{u}) &= 0 \\ \frac{\partial u'}{\partial t} + \bar{u} \frac{\partial u'}{\partial x} &= -\frac{1}{\bar{\rho}} \frac{\partial p'}{\partial x} \\ \frac{\partial}{\partial t} \left\{ C_p(\bar{\rho}T' + \rho\bar{T}) + \left( \bar{\rho} \cdot \bar{u}u' + \frac{1}{2} \rho\bar{u}^2 \right) \right\} & \\ = \frac{\partial}{\partial x} \left\{ \left( \bar{\rho} \cdot \bar{u}H' + \bar{\rho}u'\bar{H} + \rho\bar{u}\bar{H} \right) + \left( \frac{3}{2} \bar{\rho} \cdot \bar{u}^2 u' + \frac{1}{2} \rho\bar{u}^3 \right) \right\} & \end{aligned} \quad (1)$$

式 (1) では、二次の微小項は無視している。また、圧力変動成分を  $p'(x,t) = \hat{p}(x)e^{i\omega t}$  で示せるとする。圧力変動は、上流、下流それぞれに  $\bar{u} - \bar{c}$ 、 $\bar{u} + \bar{c}$  の速度で伝播し、エントロピーの変動は流れにより速度  $\bar{u}$  で下流側のみ伝播する。これらを、式 (2) の波動ベクトルにより表す。

$$\mathbf{W}(x) = \begin{pmatrix} B_1 \exp\left(-\frac{i\omega x}{\bar{c} + \bar{u}}\right) \\ B_2 \exp\left(\frac{i\omega x}{\bar{c} - \bar{u}}\right) \\ S \exp\left(-\frac{i\omega x}{\bar{u}}\right) \end{pmatrix} \quad (2)$$

$B_1$ ,  $B_2$  と  $S$  は解析の境界条件により決定されるパラメタである。流路断面積が一定で、発熱がない場合は、圧力や速度などは式 (3) および (4) によって表すことができる。

$$\begin{pmatrix} \hat{p}(x) \\ \hat{u}(x) \\ \hat{\rho}(x) \\ \hat{T}(x) \end{pmatrix} = \mathbf{FW}(x) \quad (3)$$

$$\mathbf{F} = \begin{pmatrix} 1 & 1 & 0 \\ 1/\bar{c}\bar{\rho} & -1/\bar{c}\bar{\rho} & 0 \\ 1/\bar{c}^2 & 1/\bar{c}^2 & -\bar{\rho}/C_p \\ \bar{\rho}/C_p & \bar{\rho}/C_p & \bar{c}^2/(\gamma-1)C_p^2 \end{pmatrix}$$

$$\begin{pmatrix} \hat{m}(x) \\ \hat{f}(x) \\ \hat{e}(x) \end{pmatrix} = \mathbf{GFW}(x) \quad (4)$$

$$\mathbf{G} = A \begin{pmatrix} 0 & \bar{\rho} & \bar{u} & 0 \\ 1 & 2\bar{\rho}\cdot\bar{u} & \bar{u}^2 & 0 \\ 0 & \bar{\rho}(C_p\bar{T} + 3\bar{u}^2/2) & \bar{u}(C_p\bar{T} + \bar{u}^2/2) & C_p\bar{\rho}\cdot\bar{u} \end{pmatrix}$$

一方、断面積が変化する部分、もしくは発熱がある場合の質量、運動量、エネルギーの変動は、式 (5) で表される。

$$\begin{pmatrix} \hat{m}_2 \\ \hat{f}_2 \\ \hat{e}_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \hat{m}_1 \\ \hat{f}_1 + (A_1 - A_2)\hat{p}_1 \\ \hat{e}_1 + \hat{Q} \end{pmatrix} \quad (5)$$

ここで、添え字 1 は断面積変化部分もしくは発熱面の上流側状態を表し、2 は下流側を表している。断面積変化もしくは発熱面の下流側における波動ベクトルは、式 (6) のように表現される。

$$\mathbf{W}_2(x) = (\mathbf{GF})^{-1} \begin{pmatrix} \hat{m}_2(x) \\ \hat{f}_2(x) \\ \hat{e}_2(x) \end{pmatrix} \quad (6)$$

より詳細な式の導出は、参考文献[13]を参照されたい。

### 3.2. 火炎モデル

式 (5) 中の  $\hat{Q}$  は燃焼振動による発熱変動を表している。燃料ノズル位置において発生した当量比変動  $\hat{\phi}$  が時間遅れ  $\tau$  後に発熱変動を発生させるとし、式 (7) に示すように火炎をモデル化した。

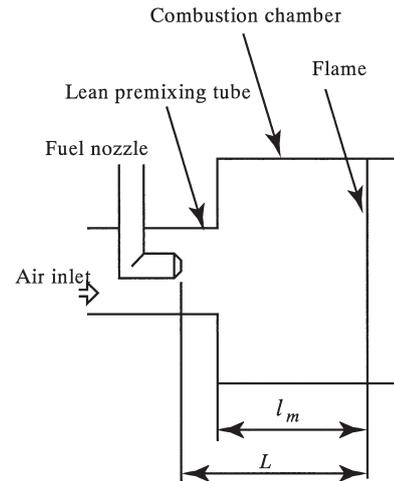


Fig.1 Schematic diagram of propagation of equivalence ratio perturbation:  $\tau$ : propagation time,  $l_m$ : flame position (constant)

$$\frac{\hat{Q}}{Q} = \frac{\hat{\phi}}{\phi} \times \exp(-i\omega\tau) \quad (7)$$

図1に示すように、 $\tau$  は燃料ノズルから火炎面に当量比変動が伝播するまでの滞留時間で、本解析ではノズルから火炎面までの距離を各区間の平均流速で除することで求めている。

当量比の変動は、燃料流量変動  $\hat{m}_{fuel}$  もしくは空気流量変動  $\hat{m}_{air}$  により式 (8) で表される。

$$\frac{\hat{\phi}}{\phi} = \frac{\hat{m}_{fuel}}{\bar{m}_{fuel}} - \frac{\hat{m}_{air}}{\bar{m}_{air}} \quad (8)$$

さらに、燃料ノズル圧力損失を式 (9) で表すことができる。

$$p_{fuel} - p = \frac{1}{2} C_{fuel} \rho_{fuel} u_{fuel}^2 \quad (9)$$

ここで、 $p$  は燃料ノズル位置における雰囲気圧力である。燃料の供給圧力および密度が一定であるとすれば燃料供給量の変動は、式 (10) のようになる。

$$\frac{\hat{m}_{fuel}}{\bar{m}_{fuel}} = \frac{\hat{u}_{fuel}}{\bar{u}_{fuel}} = -\frac{\hat{p}}{2(p_{fuel} - \bar{p})} \quad (10)$$

本解析では、燃料供給圧力を平均燃焼圧 $\times 1.02$ として計算を実施した。この値は、後述する試験用ガスタービンの燃料供給圧力に相当している。

### 3.3. 連成解析手法

一次元燃焼振動解析を行う際、出口の音響的な境界条件を定める必要がある。これまでの一次元解析手法では、簡単な開放端条件 ( $\hat{p} = 0$ ) もしくは閉端条件 ( $\hat{u} = 0$ ) などを与えることが多い。しかし、燃焼器出口に複雑な流路が存在する場合、上記二つのような音響的な境界条件を与えることができない場合も多く、さらに、その部位の音響学的特

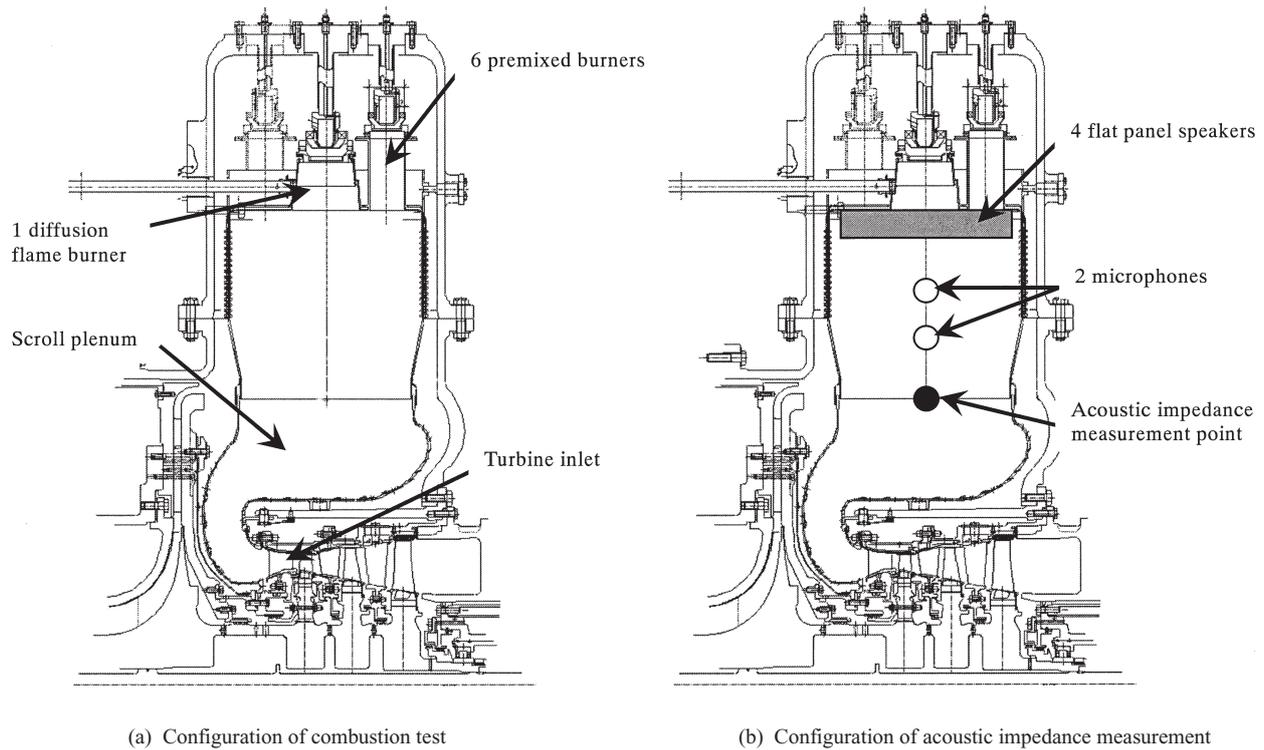


Fig.2 Schematic diagram of test gas turbine engine

性によって燃焼振動の特性が変化する。そこで、複雑形状部分の音響インピーダンスを求め、線形解析の出口境界条件とした。

音響インピーダンスは、圧力変動と速度変動の比で式(11)により与えられる。

$$Z(\omega) = \frac{\hat{p}(x)}{\bar{\rho} \cdot \bar{c} \hat{u}(x)} \tag{11}$$

たとえば、開放端条件は  $Z(\omega) = 0$  に相当している。この音響インピーダンスは、音響解析による方法と、実験的に求める方法がある。汎用音響解析コードを用いれば、温度・圧力の影響が考慮された音響インピーダンスを求めることができるが、燃焼器ライナなどの薄肉構造物を剛体として取り扱ったり、音の減衰効果が見込めないことにより、インピーダンスの大きさを過剰に見積もる可能性がある。一方、実験では、実際の運転状態で測定することは困難で、常温常圧で測定した後、何らかの補正を行う必要があるが、減衰の影響を含めた結果が得られる。本研究では、この音響インピーダンスを実験的に求め、得られた音響インピーダンスを、式(12)の rational function によって近似することで一次元解析に導入した。

$$Z(\omega) = \frac{\sum_{k=0}^{k \max} n_k (i \cdot \omega)^k}{\sum_{j=0}^{j \max} m_j (i \cdot \omega)^j} \tag{12}$$

$k \max, j \max$  は得られた音響インピーダンスに応じ、精度良く近似することができる任意の次数を設定する。本解析では、 $k \max = j \max = 30$  として解析を行っている。

#### 4. 試験装置, 試験および解析方法

##### 4.1. 試験用ガスタービンエンジン

本研究で用いた試験用ガスタービン概略を図 2(a) に、音響インピーダンス測定時の計測装置レイアウトを図 2(b) に示す。

本試験用ガスタービンは 6 本の予混合バーナと 1 本の拡散バーナ (パイロットバーナ) を持つマルチプルタイプ燃焼器 1 缶 (ライナー内径 290 mm) と、燃焼排気ガスをタービンに導入するスクロール部から構成される。諸元を表 1 に示す。燃料は灯油で、噴射弁には気流噴射弁を用いている。燃焼振動限界は、このガスタービンのコンプレッサ吐出空気流量、パイロットバーナ燃料流量を一定に保ち、予混合バーナ内の当量比を変化させる (負荷を増加させる) ことで調べた。本試験用ガスタービンでは 285 Hz の燃焼振動が 95 % 負荷で観察されている。

Table 1 Condition of combustion test and 1D analysis

Air pressure	Air mass flow rate
[kPa]	[kg/s]
1,197	2.68

#### 4.2. 音響インピーダンス測定方法

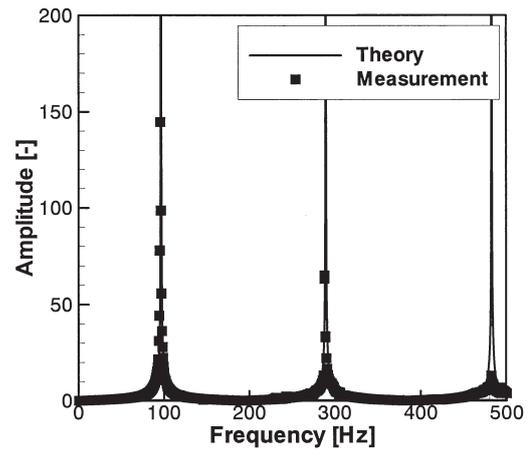
解析で用いる音響インピーダンスは、停止状態の試験エンジンで測定を行った[14,15]. この方法は、本来音響管を用い、音響管端部に設置した材料の吸音率、音響インピーダンスを測定するものであるが、ここでは燃焼器を音響管、スクロール全体を測定対象とみなして計測を行うこととした. 音響インピーダンスの算出方法には、伝達関数法を用いた.

音響インピーダンス測定は、燃焼器内に平面音波を発生させるフラットパネルスピーカ (FPS: SWS0304N-001), 音波測定する二つのマイクロフォン (B&K: 4939) およびアンプ (B&K: 2669L), FFT (小野測器: CF5210) を設置した. マイクロフォン, スピーカのケーブルは燃料ノズルの取り付け位置から外部に取り出している. フラットパネルスピーカは、予混合バーナ出口面から下方 ( $x = 90$  mm) の位置にスピーカ下端面を合わせ、FFT で発生させた 0-500 Hz のホワイトノイズを出力した. フラットパネルスピーカを選択したのは、燃焼振動周波数が低く、燃焼器内に平面音波が形成されていると考えられるためである. 二つのマイクロフォンの位置は、それぞれ  $x = 139$  mm, 309 mm で、マイクロフォン間隔は 170 mm である. マイクロフォンで取得した音圧信号は、FFT 上で 100 回の平均化操作を行った後に伝達関数を求め、これを用いて燃焼器出口位置 ( $x = 359$  mm) における音響インピーダンスを計算した. 計算方法については、付録 A を参照されたい.

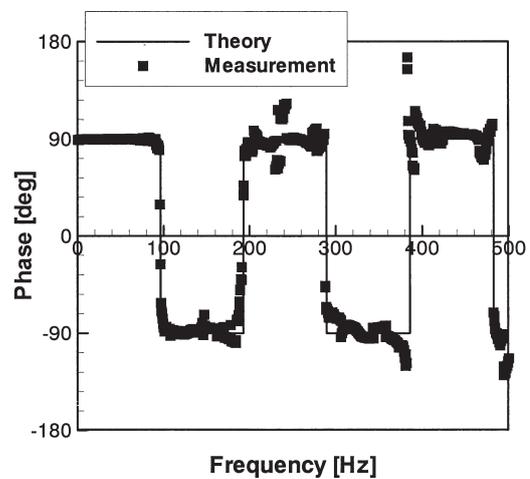
この計測方法を用いるためには、まず次元音場条件を成立させる必要があるため、直径  $D$  が波長  $\lambda$  に比べて  $D < 0.59\lambda$  となる必要がある[15]. 今回の測定では  $D \approx 0.3$  m であり、300 K で 684 Hz 以下となり、解析対象の 500 Hz を十分満たしている. 音響管である燃焼器は、多孔質でなく剛体であることが求められる. 燃焼器ライナは多孔質ではないものの、十分な剛体であるかどうかは不明である. また、本来音響管端面におかれた試料のインピーダンスを測定する方法を空間に対して実施することの妥当性を評価する必要がある. そこで、長さ 1 m, 直径 0.3 m の両端が開放された配管に図 2(b) の音響インピーダンス計測装置を挿入し、管端から 0.1 m 内側の位置 ( $l = 0.9$  m) における音響インピーダンス理論値と実測値を比較した. 結果を図 3 に示す. 理論値は式 (13) により求めた. 管端は開放であるため、 $Z_e = 0$  である.

$$Z(\omega) = -\frac{(Z_e - 1)\exp\left(-\frac{i\omega l}{c}\right) + (Z_e + 1)\exp\left(\frac{i\omega l}{c}\right)}{(Z_e - 1)\exp\left(-\frac{i\omega l}{c}\right) - (Z_e + 1)\exp\left(\frac{i\omega l}{c}\right)} \quad (13)$$

理論値は音波の減衰等を考慮していないため、共鳴周波数における振幅の大きさは無限大であり、この点は実験と異なるが、理論値と実験値はピーク位置、位相とも良い一致を示していることがわかる. このことから、本測定方法が妥当であると判断し、試験用ガスタービンの音響イン



(a) Amplitude of acoustic impedance



(b) Phase of acoustic impedance

Fig.3 Validation results of acoustic impedance measurement

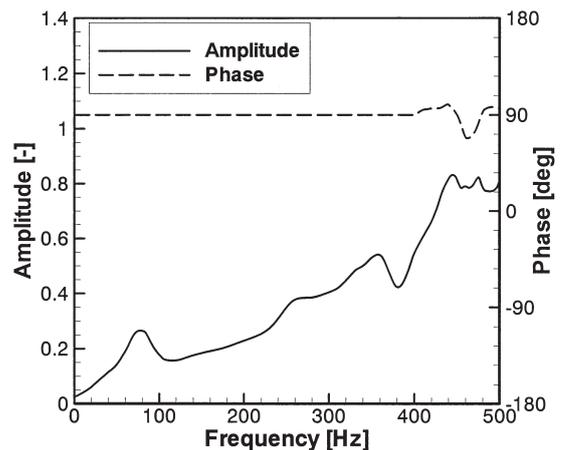


Fig.4 Results of acoustic impedance measurement of scroll plenum (1,197 kPa 100 % load equivalent)

ピーダンス測定を行った.

ガスタービンでの測定は、エンジン停止時に実施するので、実際の運転時で得られる音響インピーダンスとは異なる. そのため、得られた結果に対して、温度の補正を行う必要がある.

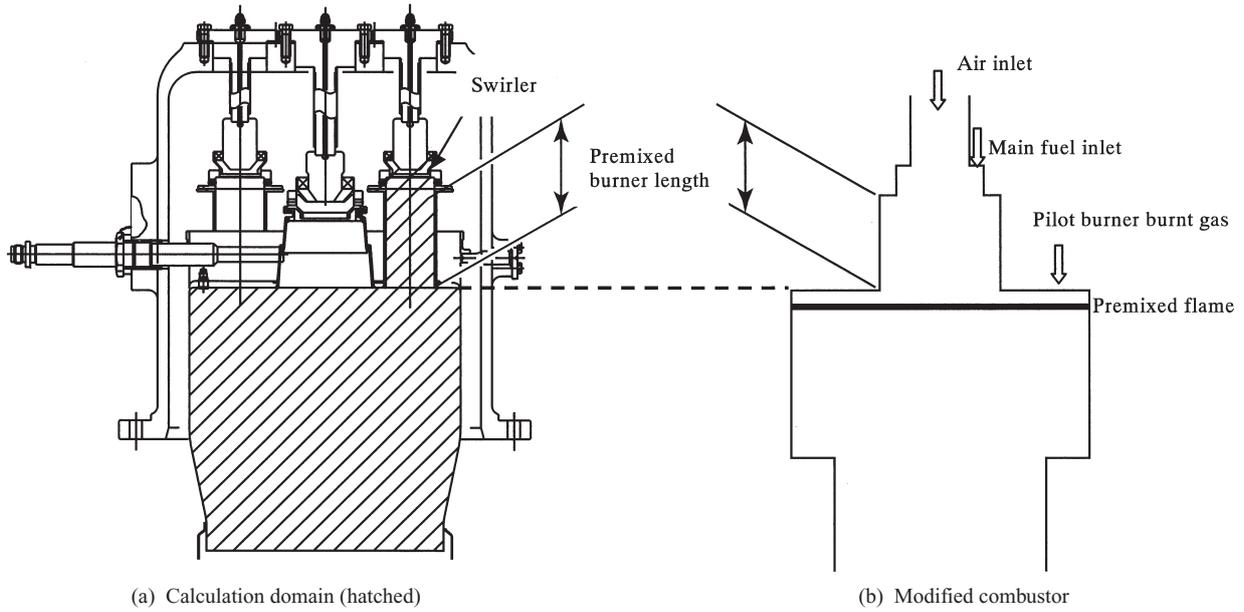


Fig.5 Schematic diagram of calculation domain and modified combustor for 1D analysis

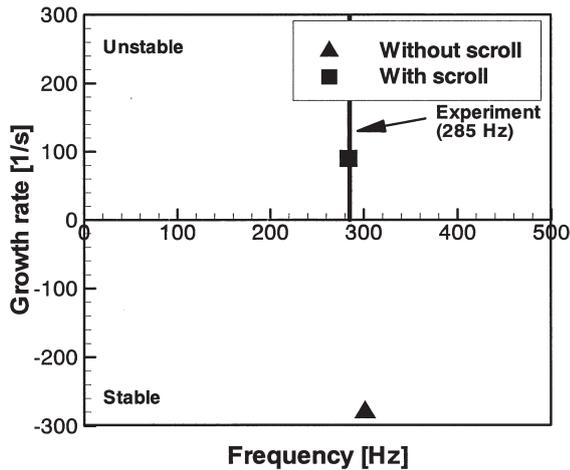


Fig.6 Combustion oscillation characteristics of test gas turbine (100 % load)

計測時と燃焼場の温度を  $T_0, T_1$  とすると, 音速は  $(T_1/T_0)^{0.5}$  倍異なる. このため, 音響インピーダンスは, 周波数方向に  $(T_1/T_0)^{0.5}$  ずれることになる. 図4は今回の解析で用いた温度・圧力補正後の音響インピーダンスである (付録A, B).

### 4.3. 燃焼振動解析方法

燃焼振動解析は, 図5に示すように予混合バーナ入口からスクロール入口口までを対象とした. 入口境界条件は速度変動ゼロとし, 出口境界条件は開放端と音響インピーダンスによる設定の二つの条件で評価を行った. 音響インピーダンスは図4を式(12)によって近似することで導入した. 解析周波数は500 Hzまでとし, 主流方向に伝播する燃焼

振動のみが対象である.

パイロットバーナの作る拡散火炎は発熱領域が流れ方向に長く, 燃焼が安定しているため, 燃焼振動に寄与する割合は低い. このため, パイロットバーナはライナ入口部において高温ガスを供給するようにモデル化した. また, 予混合火炎は薄い平面として取り扱うこととした.

一連の解析で得られた結果から, 予混合バーナを改良し, 試験用ガスタービンでその効果を評価した.

### 5. 解析結果

図6は, 試験用ガスタービンの燃焼振動特性で, 出口音響境界が開放端の場合と, スクロールの影響を音響インピーダンスにより与えた場合の結果である. 同図では, 予混合バーナ出口面に火炎が存在するとして解析を行っている. 横軸は周波数, 縦軸は振動の増幅率を示している. 増幅率が正の領域にある場合, 振動が時間的に成長することを意味し, これが燃焼振動となって実際に現れることとなる.

出口音響境界条件を開放とした場合, 301 Hzの特性点が現れる. しかし, この特性点は負の増幅率を持ち, 燃焼振動は発生しないことを意味しているため, 実験とは異なった結果になっていることがわかる. 一方で, 音響インピーダンスを出口境界条件に与えることでスクロールの影響を考慮すると, 284 Hzに正の増幅率を持つ特性点が現れ, 観察された燃焼振動周波数285 Hzと良く一致することがわかる. この図から, 出口の音響境界条件は燃焼振動特性の評価に対して大きな影響を及ぼすことがわかる.

次に, 図7は, 図6の特性点が, 火炎位置  $l_m$  によってどのように変化するかを調べた結果である. 火炎位置は, 予

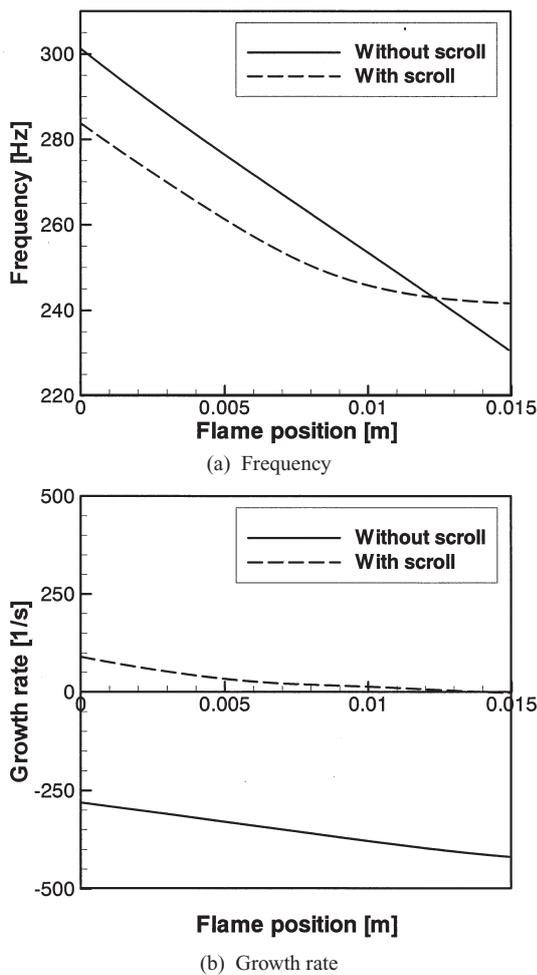


Fig.7 Effect of flame position on combustion oscillation frequency and growth rate

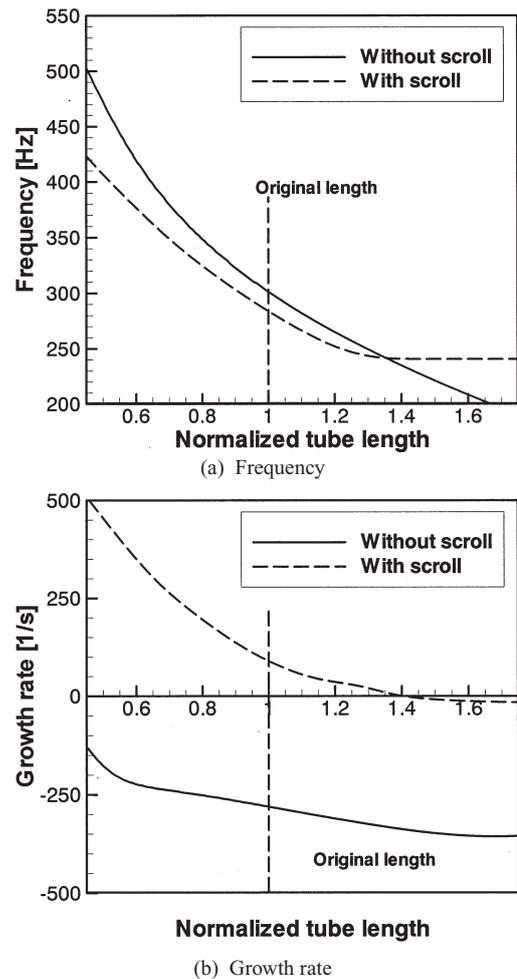


Fig.8 Effect of LP burner length on combustion oscillation frequency and growth rate

混合バーナ出口面を原点とし、下流(スクロール側)を正としている。この図から、スクロールの有無によらず、火炎位置がバーナ出口面から離れるにつれて、特性点の周波数、増幅率が減少することがわかる。特に、スクロールの影響を加味した解析では、火炎リフト高さを14 mm以上とすると、増幅率が負の値をとるようになり、燃焼振動を抑制できることがわかる。試験用ガスタービン内の火炎観察ができないため火炎位置は不明であるが、火炎をリフトさせることは燃焼振動抑制のためには有効な手段であることがわかる。

図8は、予混合バーナ長さが燃焼振動特性に及ぼす影響を調べた結果である。標準状態における予混合バーナ長さを基準に正規化してある。いずれの出口音響境界条件においても、予混合バーナを延長するにつれて周波数、増幅率が減少することがわかる。スクロールを考慮した場合、1.4付近で増幅率が負に転じる。そこで、実験では45%延長した予混合バーナを製作し、試験評価を行うこととした。

燃焼振動が発生する条件として、式(14)に示す、Rayleighの条件[1]がある。

$$R = \int_{\tau} p'Q' dt \quad (14)$$

この式が、正の値を持つと燃焼振動が発生することを示している。この式が正の値を持つためには、 $p'$ と $Q'$ の位相差 $\theta$ が $-\pi/2 < \theta < \pi/2$ の範囲にある必要がある。火炎位置で発生した圧力変動が燃料ノズル部まで伝播する時間を $\tau_p$ とすれば、全時間遅れは

$$\tau_{total} = \tau_p + \tau = L \left( \frac{1}{c-u} + \frac{1}{u} \right) \quad (15)$$

これを用いると、位相差 $\theta$ は式(16)となる。

$$\theta = 2\pi \cdot freq \cdot \tau_{total} = 2\pi \cdot freq \cdot L \left( \frac{1}{c-u} + \frac{1}{u} \right) \quad (16)$$

火炎位置が予混合バーナ出口面からリフトすると、燃料ノズルから火炎までの距離 $L$ が増加し、式(15)の値が増加する。これにより、圧力変動と発熱変動の位相がずれ、式(14)の値が負値側へと変化する。火炎リフト高さをもしくは予

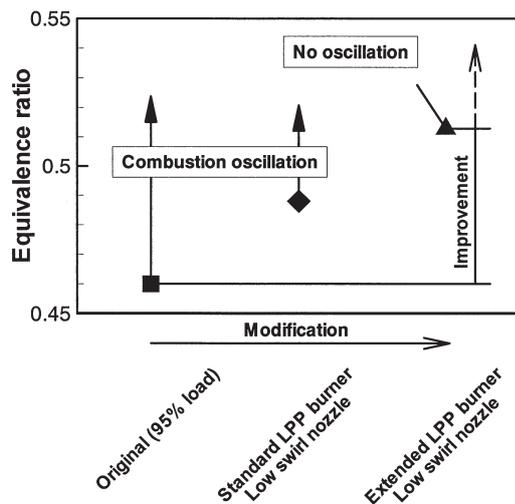


Fig.9 Improvements of combustion oscillation limit of test gas turbine engine

混合バーナ長さを大きくすると、燃料ノズルから火炎までの距離が長くなる。このため、時間遅れ・位相が変化し、増幅率が変化することになる。特に、燃焼器内流速は予混合バーナ内流速よりも小さいため、わずかに火炎をリフトさせるだけでも遅れ時間の変化量は大きくなる。このため、予混合バーナ長さよりも火炎リフト高さのほうが、より増幅率に対する影響が大きくなる。

図7および図8から、スクロールの影響を考慮した場合、周波数の減少が240 Hz付近から鈍化することがわかる。これは、測定した音響インピーダンス特性によるものと考えられる。図4では、位相はほとんど変化無いものの、音響インピーダンスのノルムはこの周波数域で大きく変化し、240 Hzよりも高い周波数に対しては、より閉端条件に近くなっている。このため、周波数の減少傾向が変化したものと考えられる。図3のように、単純な円管でも音響インピーダンスは一定ではないため、燃焼振動特性に影響を与えることになる。このため、解析精度向上のためには、実際の機器音響インピーダンスを評価することが必要になる。

以上の解析結果から、作動条件で振動を抑制する対策として、A. 火炎の位置制御 B. 予混合バーナを延長するを実施することとした。火炎のリフトは、予混合バーナの旋回流強度を変化させることで、バーナ出口に形成される再循環流を小さくして実現することとした。

## 6. 試験用エンジンによる対策の効果確認

図9に、試験用エンジンの燃焼振動発生限界当量比を示す。標準の予混合バーナと標準スワローの組み合わせでは、予混合バーナ内当量比0.46(負荷95%)で燃焼振動が発生した。次に、スワロー角を低下させたノズルを標準予混合バーナと組み合わせることで試験を実施した結果、0.49まで

燃焼振動の発生は見られなかった。さらに、予混合バーナ長を145%に延長した結果、当量比0.51(負荷105%に相当)でも発生しないことが確認できた。この結果、従来よりも負荷を10%以上高めても、燃焼振動が発生すること無く運転できるようになった。試験ガスタービンの限界により、これ以上燃料を増加できなかったため、燃焼振動限界を明確にすることはできなかったが、さらに高い当量比でも燃焼振動は発生しないものと考えられる。本確認試験の結果、一次元燃焼振動解析手法による評価は妥当で、実機的设计に十分利用可能であることが示された。

## 7. 結言

線形一次元解析による燃焼振動予測精度を向上するため、出口境界条件を音響インピーダンスにより与える新しい手法を開発した。音響インピーダンスを用いることで、燃焼器に接続された複雑なダクトが燃焼振動特性に及ぼす影響について考慮できるようになった。また、音響インピーダンスは、実験のみならず汎用音響解析コードでも求められるため、汎用性を高めることができた。

この手法を用いて、複雑な形状をもつスクロールが燃焼器に接続された試験用ガスタービンの燃焼振動解析を行った。その結果、開放端条件とした従来の解析と比べ、音響インピーダンスを与えた解析では燃焼振動特性の予測精度が向上した。ガスタービン燃焼器などでは、音響境界条件を開放端など単純な条件とすることが難しいため、音響インピーダンスを導入することで周波数に応じた境界条件を設定でき、解析精度が向上したものと考えられる。

さらに、試験用ガスタービンの燃焼振動限界を向上させる方法を解析により調べた。その結果、火炎をリフトさせる方法、予混合バーナを延長する方法が本ガスタービンには適していることがわかった。解析結果を用いて予混合バーナを改良し、試験を行ったところ、従来よりも出力を10%以上高めても燃焼振動が発生しないようになった。

## References

1. Rayleigh, J. W. S., *The Theory of Sound*. Macmillan, London, U.K., 1896.
2. Mugridge, B., D., *Journal of Sound and Vibration* 70(3): 437-452, (1980)
3. Yang, V. and Culick, F., E., C., *Combust. Sci. and Tech.* 45: 1-25, (1986)
4. Najm, H., N. and Ghoniem, A., F., *Combust. Sci. and Tech.* 94: 259-278, (1993)
5. Tanahashi, M. et al, *Proc. The 3rd Symp. on Smart Control of Turbulence*, 2002, pp.149-160.
6. Brookes, S., J. et al, *ASME 2000-GT-0104* (2000).
7. Hubbard, S. and Dowling A. P., *AIAA Paper* 98-2272 (1998).
8. Dowling, A. P., *Journal of Sound and Vibration* 180(4):

557-581, (1995).

9. Stow, S., R. and Dowling, A. P., *ASME* 2001-GT-0037 (2001).
10. Kato, S. et al, *Proc. Combust. Inst.* 30: 1799-1806 (2005).
11. Ni, A., Polifke, W. and Joos, F., *ASME* 2000-GT-0103 (2000).
12. Lieuwen, T. and Zinn, B. T., *Proc. Combust. Inst.* 27: 1809-1816 (1998).
13. Dowling, A. P., *6th International Congress on Sound and Vibration*, 1999, pp.3277-3292.
14. ISO 10534-2: 1998(E).
15. 日本騒音制御工学会編, 騒音制御工学ハンドブック, 技報堂出版, 2001.

## 付録

### A) 伝達関数法による音響インピーダンス計算方法

波長定数を  $k = 2\pi/\lambda$ , 音圧反射係数を  $r_p$  と表すと, 入射および反射音波は  $p_{in} = \hat{p}_{in}e^{-ikx}$ ,  $p_r = \hat{p}_r e^{-ikx} = r_p \cdot \hat{p}_{in}e^{ikx}$  となる. ここにおいて, 位置  $x$  の原点は音響インピーダンスを計算する位置である. 二つのマイクロフォン位置における音圧  $p_1, p_2$  は

$$\begin{aligned} p_1 &= \hat{p}_{in} \left( e^{-ikx_1} + r_p \cdot e^{ikx_1} \right) \\ p_2 &= \hat{p}_{in} \left( e^{-ikx_2} + r_p \cdot e^{ikx_2} \right) \end{aligned}$$

となるので, 全体の音場に対する伝達関数  $H_{12}$  は

$$H_{12} = \frac{p_2}{p_1} = \frac{e^{-ikx_2} + r_p e^{ikx_2}}{e^{-ikx_1} + r_p e^{ikx_1}}$$

入射音波, 反射音波のみの伝達関数  $H_{in}, H_r$  は

$$\begin{aligned} H_{in} &= \frac{p_{2in}}{p_{1in}} = e^{-ik(x_2-x_1)} \\ H_r &= \frac{p_{2r}}{p_{1r}} = e^{ik(x_2-x_1)} \end{aligned}$$

であるから, 試料の音圧反射係数  $r_p$  は

$$r_p = \frac{H_{12} - H_{in}}{H_r - H_{12}} e^{-2ikx_1} \quad (\text{A1})$$

となる.

音響インピーダンスは音圧反射係数を用いると,

$$Z = \frac{\hat{p}(0)}{\rho c \hat{u}(0)} = \frac{1+r_p}{1-r_p} \quad (\text{A2})$$

となる.

### B) 実機条件での音響特性

音響インピーダンスの測定は, 機器の都合上常圧, 常温下で行うため, 実機での音響特性を把握するためには結果の補正を行う必要がある. 式 (A1) に含まれる, 音圧反射係数  $r_p$  は波長定数を含んでいる. この, 波長定数は温度と周波数により,

$$k = \frac{2\pi}{\lambda} = \frac{2\pi f}{c} = \frac{2\pi f}{\sqrt{\gamma RT/M}} \quad (\text{A3})$$

となる. 式 (A1)~(A3) より実機条件での音響インピーダンスは, 常温でのそれと比べ, ピーク位置が  $(T_1/T_0)^{0.5}$  倍だけ周波数方向にずれることになる.