非対称配置静翼を利用した圧縮機動翼の振動応力低減*

金子 康智^{*1}, 森 一石^{*1}, 奥井 英貴^{*2}Reduction of Vibratory Stress of Compressor Blade
by Use of Asymmetric Vane SpacingYasutomo KANEKO^{*3}, Kazushi MORI and Hidetaka OKUI^{*3} Takasago Research and Development Center, Mitsubishi Heavy Industries, Ltd.,
2-1-1 Shinhamma, Arai-cho, Takasago-shi, Hyogo, 676-8686 Japan

It is well known that asymmetric vane spacing can result in decreased levels of the excitation at specific frequencies. In this paper, the resonant response reduction of compressor blades due to asymmetric vane spacing is studied both theoretically and experimentally for the most probable asymmetric vane in which the vane count of the upper and lower half is slightly different. First, a method for predicting the vibratory stress of the blade for the asymmetric vane spacing is proposed. Secondly, using a simple model of the asymmetric vane, a parametric study is carried out to clarify the influence of blade damping and vane count on the blade resonant response reduction. Finally, experiments are carried out to verify the validity of the proposed method and the effect of asymmetric vane spacing on resonant stress response using a 3 stage scaled-model compressor.

Key Words: Vibration of Rotating Body, Transient Response, Forced Vibration, Damping, Blade

1. 緒 論

多段軸流ターボ機械の動翼には、前段静翼のウェークや後段静翼の圧力場との干渉(ポテンシャル干渉)により、いわゆる翼列干渉力が作用する。動翼に作用する翼列干渉力の基本周波数は静翼枚数と回転数の積になり、これが動翼の固有振動数に一致すると大きな共振応力を発生し、高サイクル疲労の原因になることがある。このため、翼列干渉力との共振応力を低減させるために、従来の翼設計では、

- (1) 共振を回避させる⁽¹⁾。
- (2) 動静翼間距離の拡大⁽²⁾⁽³⁾やクロッキング⁽⁴⁾⁽⁵⁾により加振力を低減させる。
- (3) 摩擦形ダンパなどを採用して減衰を増加させる⁽⁶⁾⁽⁷⁾。

などの対策が取られてきた。一方これとは別に、静翼を非対称に配置し、特定の周波数成分の翼列干渉力を低減させる手法も古くから提案されている⁽⁸⁾⁽⁹⁾。この

手法は、共振回避が困難な可変速機で、しかも軸方向のスパンを拡大できない場合に特に有効と思われる。

このような非対称配置静翼を実機に適用する場合には、共振応力低減効果を正確に予測し、仮に共振が発生しても高サイクル疲労が生じないかどうかを設計段階で予測することが必要である。静翼の非対称配置により、翼列干渉力による共振応力がどの程度低減するかについては、周方向のウェーク形状の分布を単純にフーリエ解析して検討した例は報告されているが、著者が知る限り詳細に解析した例は見当たらない。このため本論文では、まず3D CFDと有限要素法に基づくモーダル法を利用して非対称配置静翼の時刻歴応答解析を行い、共振応力低下率を予測する手法を提案する。次に、パラメトリックスタディを実施し、翼の低減や静翼枚数が非対称配置静翼の共振応力低下率に及ぼす影響を検討する。最後に、産業用ガスタービンの圧縮機動翼について、3D CFDと有限要素法に基づくモーダル法を利用して翼列干渉力により生じる共振応力解析を対称配置静翼と非対称配置静翼について実施し、共振応力低減効果を検討する。さらに、対称配置静翼と非対称配置静翼についてモデル試験を実施し、計測結果と解析結果を比較することにより提案した共振応力低下率予測手法の妥当性を検証する。

* 原稿受付 2005年4月25日。

^{*1} 正員、三菱重工業(株)高砂研究所(☎676 8686 高砂市荒井町新浜2-1-1)。^{*2} 正員、三菱重工業(株)高砂製作所(☎676 8686 高砂市荒井町新浜2-1-1)。

E-mail: yasutomo_kaneko@mhi.co.jp

2. 非対称配置静翼の共振応力予測法

動翼の共振応力を低減させるための静翼の非対称配置法として、全周を適当な N セグメントに分割し、

- (1) N セグメント内の静翼枚数を変更する方法(枚数変更法)
- (2) N セグメント間のピッチを変更する方法(オフセット法)
- (3) 全周の静翼ピッチに意図的にランダムな誤差を与える方法(ランダムピッチ法)

などが提案されている。このうち、製作コスト、メンテナンス性、低次のハーモニック加振力に与える影響、サージなどの流れの安定性に与える影響、チューニングすべきハーモニック数の増加などを考えると、現実には全周を上半と下半の2セグメント($N=2$)に分割し、2セグメント内の静翼枚数をわずかに変更する方法が最も実現性があると考えられ、実際、この方法だけが実機に採用されているようである。このため、ここでは、主に枚数変更法($N=2$)の場合について共振応力解析法を説明するが、 $N \neq 2$ の場合やオフセット法の場合も基本的な手順は同一である。

図1に、非対称配置静翼(上半の静翼枚数 N_1 、下半の静翼枚数 N_2)の翼列干渉力によって動翼に生じる共振応力を予測する手順を示す。まず、3D CFDを利用して、2ケースの対称配置静翼(全周の静翼枚数が $2N_1$ 、および $2N_2$ の2ケース)について翼列干渉解析を実施し、有限要素法と組合わせて各ケースのモデル外力や共振応力を求める。次に、モーダル法を利用して、各モードの振動特性を1自由度のばね質量系でモデル化し、時刻歴解析により非対称配置静翼に対する動翼の応答、すなわち上半通過時と下半通過時の加振力や加振振動数が異なるときの応答を求める。さら

Fig.1 Procedure for calculating vibratory stress for asymmetric vane

に、全周が対称配置静翼で構成されているときの共振応力との比から、共振応力低下率を求める。この手法では、上半部と下半部を別々に解析して翼に作用する加振力を求めるため、厳密には境界部近傍で翼に作用する加振力を正しく解析できない。しかしながら、動翼が境界部を通過時に受けるエネルギーは全周の静翼から受けるエネルギーに比べて小さいため、実用的な精度で振動応力の予測ができると考えられる。以下に具体的な解析手順を説明する。

2・1 CFD と FEM を利用した対称配置静翼の共振応力解析 図2に、対称配置静翼に対する共振応力解析手順を示す。本手法は、文献(10)や(11)の方法と基本的に同一であり、以下の手順で共振応力を求める。

(1) 3D CFD により翼列干渉解析を行い、翼表面に作用する圧力変動(時刻歴波形)を求める。圧力変動波形をフーリエ解析し、基本加振周波数成分(静翼枚数 $2N_1 \times$ 回転数 Ω)の圧力変動の振幅と位相を翼表面の各位置について求める。

(2) 有限要素法で振動解析を行い、モーダル法により共振応力を求める。有限要素モデルの各節点に作用する加振力は、CFD から求まる圧力変動に有効面積を乗じて求める。すなわち、対称配置静翼に対する共振応力は式(1)から計算することができる。

$$\sigma_{s,n} = \frac{\pi}{\delta_n} \frac{F_n}{m_n \omega_n^2} \sigma_{rel,n} \dots \dots \dots (1)$$

$$F_n = \left\{ \left(\sum_k \Delta_k \cos \alpha_k \right)^2 + \left(\sum_k \Delta_k \sin \alpha_k \right)^2 \right\}^{1/2}$$

$$\Delta_k = C_k (A_k^x \phi_k^x + A_k^y \phi_k^y + A_k^z \phi_k^z) \dots \dots \dots (2)$$

ここで

$\sigma_{s,n}$: 対称配置静翼に対する共振応力

$\sigma_{rel,n}$: 相対振動応力(FEM 計算値)

F_n : モーダル外力

m_n : モーダル質量

δ_n : モーダル対数減衰率

Fig.2 Procedure for calculating vibratory stress for symmetric vane

ω_n : 固有振動数

C_k : 圧力変動の振幅(翼列干渉力の基本周波数成分)

α_k : 圧力変動の位相(翼列干渉力の基本周波数成分)

$\phi_k^x, \phi_k^y, \phi_k^z$: x, y, z 方向のモード

A_k^x, A_k^y, A_k^z : x, y, z 方向の有効面積

suffix n : モード次数

suffix k : FEM モデルの節点番号

式(1)中のモーダル対数減衰率は, 材料減衰, 構造減衰, 空力減衰の和であり, 一般に解析では求められないため, 実験値や経験値を使用する。

2.2 非対称配置静翼の共振応力解析 図3に, 非対称配置静翼を通過していくときの動翼の応答を模式的に示す。翼の回転数 Ω が一定とすると, 非対称配置静翼(上半ケーシングの静翼枚数 N_1 , 下半ケーシングの静翼枚数 N_2) の中を通過していく動翼の運動方程式は, 式(3)で表すことができる。

$$m_n \ddot{x}_n(t) + c_n \dot{x}_n(t) + k_n x_n(t) = \begin{cases} F_{n1} \sin \omega_1 t & (\text{In upper half}) \\ F_{n2} \sin \omega_2 t & (\text{In lower half}) \end{cases} \quad (3)$$

ここで,

m_n : モーダル質量

c_n : モーダル減衰係数

k_n : モーダル剛性

x_n : 一般化座標

F_{n1} : 上半ケーシング通過時のモーダル外力

F_{n2} : 下半ケーシング通過時のモーダル外力

ω_1 : 上半ケーシング通過時の加振周波数($2N_1 \Omega$)

ω_2 : 下半ケーシング通過時の加振周波数($2N_2 \Omega$)

N_1, N_2 : 上半ケーシングと下半ケーシングの静翼枚数

t : 時間

式(3)右辺のモーダル外力は, 全周の静翼枚数が $2N_1$, および $2N_2$ の対称配置静翼について 3D CFD 解析を実施し, 2.1 節で述べた方法に従って求める。

Fig. 3 Typical vibratory response of the blade passing through the asymmetric vane

なお, 式(3)において下添字 n は振動モードの次数を表しているが, 表示を簡単にするため混乱のない限り以下の定式化においては省略する。

動翼が上半ケーシングを通過するときの式(3)の解は, 式(4)で表すことができる。

$$x(t) = (x_0 - x_{s1} R_{dc1}) u_1(t) + (v_0 - \omega_1 x_{s1} R_{ds1}) u_2(t) + x_{s1} R_{dc1} \cos \omega_1 t + x_{s1} R_{ds1} \sin \omega_1 t \quad (\text{In upper half}) \quad (4)$$

ここで,

$$x_0 = x(0), \quad v_0 = \dot{x}(0)$$

$$p_1 = \frac{\omega_1}{\omega_n}, \quad \omega_n = \sqrt{k/m}, \quad \zeta = \frac{c}{2\sqrt{mk}}, \quad x_{s1} = \frac{F_1}{k}$$

$$R_{dc1} = \frac{1-p_1^2}{(1-p_1^2)^2 + 4\zeta^2 p_1^2}, \quad R_{ds1} = \frac{2\zeta p_1}{(1-p_1^2)^2 + 4\zeta^2 p_1^2}$$

$$u_1(t) = e^{-\zeta \omega_n t} \left(\cos \omega_d t + \frac{\zeta}{1-\zeta^2} \sin \omega_d t \right)$$

$$u_2(t) = \frac{1}{\omega_d} e^{-\zeta \omega_n t} (\sin \omega_d t)$$

$$\omega_d = \sqrt{1-\zeta^2} \omega_n$$

式(4), および式(4)を時間 t で微分した式に $t = T/2$ ($T = 2\pi/\Omega$: 翼の回転周期) を代入すると, 下半ケーシングに到達したときの振幅 x_1 , および速度 v_1 が式(5)のように求まる。

$$\begin{cases} x_1 = a_1 x_0 + b_1 v_0 + c_1 \\ v_1 = a_2 x_0 + b_2 v_0 + c_2 \end{cases} \quad (5)$$

ここで

$$a_1 = e^{-\gamma_1} \left(\cos z_1 + \frac{\zeta}{1-\zeta^2} \sin z_1 \right)$$

$$b_1 = \frac{1}{\omega_d} e^{-\gamma_1} \sin z_1$$

$$c_1 = -x_{s1} R_{dc1} a_1 + \omega_1 x_{s1} R_{ds1} b_1 + x_{s1} R_{dc1}$$

$$a_2 = -\zeta \omega_n a_1 + \omega_d e^{-\gamma_1} \left(\frac{\zeta}{\sqrt{1-\zeta^2}} \cos z_1 - \sin z_1 \right)$$

$$b_2 = e^{-\gamma_1} \left(\cos z_1 - \frac{\zeta \omega_n}{\omega_d} \sin z_1 \right)$$

$$c_2 = -x_{s1} R_{dc1} a_2 + x_{s1} R_{ds1} \omega_1 (1-b_2)$$

$$\gamma_1 = \frac{2\zeta N_1 \omega_n \pi}{\omega_1}, \quad z_1 = \frac{2\omega_d N_1 \pi}{\omega_1}$$

次に下半を通過するときの応答は, 式(4)の x_0 を x_1 に, v_0 を v_1 に, t を $(t - T/2)$ などに変更して求めることができ, 式(6)で表すことができる。

$$x(t) = (x_1 - x_{s2} R_{dc2}) u_1(t) \left(t - \frac{T}{2} \right) + (v_1 - \omega_2 x_{s2} R_{ds2}) u_2 \left(t - \frac{T}{2} \right) + x_{s2} R_{dc2} \cos \omega_2 t + x_{s2} R_{ds2} \sin \omega_2 t \quad (\text{In lower casing}) \quad (6)$$

ここで

$$p_2 = \frac{\omega_2}{\omega_n}, \quad x_{s2} = \frac{F_2}{k}$$

$$R_{dc2} = \frac{1 - p_2^2}{(1 - p_2^2)^2 + 4\zeta^2 p_2^2}$$

$$R_{dc2} = \frac{2\zeta p_2}{(1 - p_2^2)^2 + 4\zeta^2 p_2^2}$$

平衡状態においては、上半到達時の変位と速度、すなわち式(6)とその微分に $t=T$ を代入して求まる変位と速度は、式(4)の x_0 と v_0 に等しくなければならないという条件から、式(7)が得られる。

$$\left. \begin{aligned} x_0 &= a_1 x_1 + b_1 v_1 + c_3 \\ v_0 &= a_2 x_1 + b_2 v_1 + c_4 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (7)$$

ここで

$$c_3 = -x_{s2} R_{dc2} a_1 - \omega_2 x_{s2} R_{ds2} b_1$$

$$+ x_{s2} R_{dc2} \cos z_2 + x_{s2} R_{ds2} \sin z_2$$

$$c_4 = -x_{s2} R_{dc2} a_2 - \omega_2 x_{s2} R_{ds2} b_2$$

$$- \omega_2 x_{s2} R_{dc2} \sin z_2 + \omega_2 x_{s2} R_{ds2} \cos z_2$$

$$z_2 = \frac{2\omega_2 N_1 \pi}{\omega_1}$$

式(5)と式(7)の連立方程式を解いて x_0 , x_1 , v_0 , v_1 を求め、これを式(4)と式(6)に代入すると平衡状態に達したときの翼の時刻歴応答を求めることができる。したがって、平衡状態時の応答の最大値 $x_{\max}$ を求めると、これが非対称配置静翼の翼列干渉力と共振したときの翼の最大応答になる。また、非対称静翼の共振応力低下率 R 、すなわち対称配置静翼(静翼枚数 $2N_1$)で発生する共振応力 σ_v と非対称配置静翼(静翼枚数 $N_1 + N_2$)で発生する最大振動応力 σ_a の差と σ_v の比は式(8)で表すことができる。

$$R = 1 - \frac{x_{\max}}{(x_{s1}/2\zeta)} \dots\dots\dots (8)$$

したがって、2・1 節に述べた方法で対称配置静翼に対する共振応力 σ_v を求めれば、非対称配置静翼に発生する最大振動応力は式(9)から求めることができる。

Fig. 4 Resonant response of blade due to asymmetric vane spacing ($N=2$, $N_1=50$, $N_2=48$, $\delta=0.01$)

$$\sigma_a = (1-R)\sigma_v \dots\dots\dots (9)$$

以上は、枚数変更法に対する定式化であるが、オフセット法の場合には、式(3)を式(10)のように変更すれば全く同様に定式化することができる。

$$m_n \ddot{x}_n(t) + c_n \dot{x}_n(t) + k_n x_n(t) = \begin{cases} F_{n1} \sin \omega_1 t & (\text{In upper half}) \\ F_{n1} \sin(\omega_1 t - \phi) & (\text{In lower half}) \end{cases} \dots\dots\dots (10)$$

ここで、 ϕ は下半ケーシングのオフセット量である。

3. 解析結果と検証試験結果

3・1 非対称配置静翼の振動応力低減効果

まず、非対称配置静翼の振動応力低減効果を明確にするため、上半ケーシングと下半ケーシングの静翼枚数や翼の対数減衰率をパラメータにして共振応力低下率 R を求めた。ここでは、見通しを良くするため、各セグメントを通過するときの加振力の大きさは一定であると仮定している。

図4は、非対称配置静翼($N=2$, 枚数変更法)に対する応答を、式(4)と式(6)から求めた例であり、図5は共振応力低下率 R [式(8)] の計算例である。これからわかるように、上半ケーシングと下半ケーシングの静翼枚数を変更すると、動翼の共振応力は最大50%まで低下する。また、対数減衰率が小さく静翼枚数が少ないほど共振応力の低下率は大きくなる。図6は、横軸を δN_1 (対数減衰率 δ と上半ケーシングの静翼枚数 N_1 の積) にして共振応力低下率を示している。図6中の $N_1 - N_2 = 2$ の結果は、図5の値をそのままプロットしている。これからわかるように、上半ケーシングと下半ケーシングを通過するときの加振力の大きさが一定 ($F_1 = F_2$) の場合には、共振応力低下率 R は、事実上 δN_1 だけに依存する。通常の圧縮機の場合、上半ケーシングの静翼枚数は20~40枚であり、高次モードの対数減衰率は0.01~0.02程度であるので、

Fig. 5 Reduction factor of asymmetric vane ($N=2$, $N_1 - N_2 = 2$, $\alpha=1$)

δN_1 は 0.2~0.8 程度の大きさと考えられる。したがって、図 6 に示すように非対称配置静翼を採用すれば 30~45% の共振応力低下率が期待できると考えられる。

図 7 と図 8 は、非対称配置静翼 ($N=4$, 枚数変更法) に対する応答の解析例である。図 7 は全周を 4 分割し、隣接するセグメントの静翼枚数を変更し、対向するセグメントの静翼枚数を等しくした場合の解析結果である。図 8 は、四つのセグメントの静翼枚数をすべて変更した場合の解析結果である。図 7 と図 8 の横軸 δN_1 は、対数減衰率と上半の静翼枚数 ($N_1 = N_a + N_b$) の積である。図 6 と図 7 の比較からわかるように、2 種類の静翼枚数のセグメントで全周を構成する場合には、全周を 2 分割にした場合 ($N=2$) と、全周を 4 分割した場合 ($N=4$) とでは、応答低減効果に大きな差はない。したがってコストやメンテナンス性を考えれば、 $N=2$ のほうが非対称配置静翼の構造としては優れている。一方、図 6 と図 8 の比較からわかるように、四つのセグメントをすべて異なる静翼枚数にすれば、共振応力の低減効果は大きくなる。ただし、

(1) δN_1 の実用的な範囲 (0.2~0.8) では、低減効果に大きな差はない。

(2) $N=4$ の場合は、チューニングすべきモードに対しては 4 種類 ($4N_a, 4N_b, 4N_c, 4N_d$) のハーモニク加振力から共振回避させることが必要になる。などを考慮すると、枚数変更法については、 $N=4$ よりも $N=2$ のほうが非対称配置静翼の構造として優れていると考えられる。

図 9 は、非対称配置静翼 ($N=2$, オフセット法) に対する共振応力低減効果の解析例である。図 9 からわかるように、オフセット法では、 δN_1 の実用的な範囲 (0.2~0.8) で枚数変更法 (図 6) と同程度の応答低減効果を得るためには、180 度近くのオフセット量が必要である。したがって、低次のハーモニク加振力に与える影響やサージなどの流れの安定性に与える影響などを考慮すると、オフセット法は現実的ではない。

以上の議論より、共振応力を低減させるための非対称配置静翼構造としては、枚数変更法 ($N=2$) が、最

(a) $N_1 - N_2 = 2$

(b) $N_1 - N_2 = 4$

Fig. 6 Reduction factor of asymmetric vane ($N=2$, $\alpha=1$)

Fig. 7 Reduction factor of asymmetric vane ($N=4$, $\alpha=1$)

Fig. 8 Reduction factor of asymmetric vane ($N=4$, $\alpha=1$)

も優れているといえる。

3・2 CFD と FEM による共振応力解析 2章で説明した手順にしたがって 3D CFD と 3D FEM を利用して対称配置静翼と非対称配置静翼 ($N=2$, 枚数変更法) の共振応力解析を実施した。表 1 に、解析翼の仕様を示す。解析対象にした翼は、後述する検証試験で使用する三段の動静翼からなる試験用圧縮機の二段動翼であり、一段静翼と二段動翼の翼列干渉により生じる共振応力を解析した。

図 10 に、対称配置静翼の 3D CFD モデル (1 C-2 S) を示す。解析に使用した一段静翼と二段動翼の枚数比は 5:4 であり、試験用圧縮機の翼枚数比に等しくしている。図 11 は、3D FEM で解析した圧縮機動

翼の振動モードの例であり、いわゆる、3 ストライブモード (S_1 モード) を示している。これらの解析結果を利用して、2・1 節の方法に従って対称配置静翼の共振応力を計算し、実測共振応力と比較した結果を図 12 に示す。図 13 は、振動応力の計測に使用した三段の動静翼から成る圧縮機のリグ装置であり、翼にひずみゲージを貼り付け、テレメータ装置を使用して振動応力を計測した。また図 14 は、2・2 節の手順に従って、解析により非対称配置静翼の共振応力低下率を求めた結果である。表 2 は、解析に使用した静翼枚数を示しており、後述する検証試験時の静翼枚数の組合せにつ

Table 1 Specification of the blade for analysis

Rotation speed	10500 rpm
Blade Height	160 mm
Blade Count	24

(a) $\phi=30$ deg

(b) $\phi=180$ deg

Fig. 9 Reduction factor of asymmetric vane (Offset method, $N=2$)

Fig. 10 Example of CFD mesh (50% Ht. section)

Fig. 11 Vibration mode calculated by FEA (S_1 mode)

Fig. 12 Calculated and measured resonant stress of the 2nd blade (S_1 mode)

いて解析を実施している。なお、上半ケーシングと下半ケーシングを通過するときの加振力の比($\alpha = F_1/F_2$)は、CFD 解析結果を参考にして 0.8~1.2 と仮定している。図 12 からわかるように、対称配置静翼の場合には、3D CFD と 3D FEM により高次モードの共振応力を実用的な精度で予測できる。また、図 14 に示すように 3 ストライプモードに対する非対称配置静翼の共振応力低減率は 40~45% 程度であり、ほぼ図 6 の結果と一致している。これは、枚数差が 2 枚程度であり、上半ケーシング通過時と下半ケーシング通過時の加振力の大きさに大きな差がないためである。したがって、非対称配置静翼の共振応力低減効果は、図 6 から概略予測できると考えられる。

3.3 検証試験結果 非対称配置静翼の共振応力低下率を最終検証するため、検証試験を実施した。試験では、最初に対称配置静翼の試験(ケース 1)を行い、その後ケーシングを開放して上半ケーシングの静翼枚数だけを変更し、非対称配置静翼の試験(ケース 2、ケース 3)を実施した。すべての試験は同一の条件で実施しており、共振が成長するように十分遅い昇速率でロータの回転数を変化させて共振させた。

図 15 は、検証試験で計測された非対称配置静翼の共振応力(一段静翼のノズルワークによる二段動翼の共振応力)を対称配置静翼の共振応力と比較した結

果である。図 15 の横軸と縦軸は材料の疲労限で正規化した計測振動応力であり、定格回転数付近で共振したすべての振動モードの共振応力がプロットされている。これからわかるように、すべてのモードに対して共振応力の低減効果が得られており、対称配置静翼に比較するとほぼ 30~40% 共振応力が低減している。この共振応力低減効果は解析結果とおおむね一致しており、2 章で述べた手法で非対称静翼の共振応力を予測できると考えられる。なお、振動モードにより振動応力の低下率に多少のばらつきが表れるのは、上半ケーシング通過時と下半ケーシング通過時のモデル外力の比($\alpha = F_1/F_2$)や対数減衰率がモードごとに多少異なるためと考えられる。

4. 結 論

本論文では、非対称配置静翼の振動応力低減効果を検討するため、3D CFD と有限要素法に基づくモデル法を利用して非対称配置静翼の時刻歴応答解析を行い、共振応力低下率を予測する手法を提案した。次に、パラメトリックスタディを実施し、翼の減衰や静翼枚数が非対称配置静翼の共振応力低下率に及ぼす影響を明確にした。最後に、圧縮機動翼について、翼列干渉力により生じる共振応力解析を対称配置静翼と非対称配置静翼について実施し、共振応力低減効果を検討するとともに、モデル試験を実施し計測結果と解析結果を比較した。その結果、共振応力低減効果は解析結果とおおむね一致しており、本論文で提案した手法により非対称静翼の共振応力を予測できることがわか

Fig. 13 Compressor blade attaching strain gauges

Fig. 14 Expected reduction factor for the 2nd blade

Table 2 Vane count of the 1st stage in verification test

Test case		Upper half	Lower half
Case 1	Symmetric	15	15
Case 2	Asymmetric	15	14
Case 3		16	14

Fig. 15 Resonant stress of the blade caused by blade-vane interaction force

った。また、検証試験の結果、すべてのモードに対して 30~40% の共振応力の低減効果が得られ、非対称配置静翼が共振応力低減に対して極めて有効であることが確認できた。

文 献

- (1) Srinivasan, A. V., Flutter and resonant vibration characteristics of engine blades, *Trans. ASME, J. Eng. Gas Turbines Power*, **119** (1997), 741-775.
- (2) Gallus, H. E., Grollius, H. and Lambertz, J., The influence of blade number ratio and blade row spacing on axial-flow compressor stator blade dynamic load and stage sound pressure level, *Trans. ASME, J. Turbomach.*, **104** (1982), 633-639.
- (3) Hoyningen-Huene, M. and Hermeler, J., Time-resolved numerical analysis of the 2-D aerodynamics in the first stage of an industrial gas turbine for different vane-blade spacings, *ASME 99-GT-102*, (1999).
- (4) Hsu, S. T. and Wo, A. M., Reduction of Unsteady blade loading by beneficial use of vortical and potential disturbance in an axial compressor with rotor clocking, *Trans. ASME, J. Turbomach.*, **120** (1998), 705-713.
- (5) Benini, E. and Toffolo, A., Towards a reduction of compressor blade dynamic loading by means of rotor stator interaction optimization, *ASME GT 2002-30396*, (2002).
- (6) Griffin, J. H. and Labelle, R. F., A rational method for optimizing shroud damping, *ASME 96-GT-402*, (1996).
- (7) Panning, L., Sextro, W. and Popp, K., Optimization of the contact geometry between turbine blades and underplatform dampers with respect to friction damping, *ASME GT 2002-30429*, (2002).
- (8) Kemp, R. H., Hirschberg, M. H. and Morgan, W. C., Theoretical and experimental analysis of the reduction of rotor blade vibration in turbomachinery through the use of modified stator vane spacing, *NACA technical note*, 4373 (1958), 1-43.
- (9) Clark, J. P., Aggarwala, A. S., Velonis, M. A., Gacek, R. E., Magge, S. S. and Price, F. R., Using CFD to reduce resonant stresses on a single-stage, high pressure turbine blade, *ASME GT 2002-30320*, (2002).
- (10) Chiang, H. D. and Kielb, R. E., An analysis system for blade forced response, *Trans. ASME, J. Turbomach.*, **115** (1993), 762-770.
- (11) Filsinger, D., Szwedowicz, J. and Schäfer, O., Approach to unidirection coupled CFD-FEM analysis of axial turbocharger turbine blades, *ASME 2001-GT-0268*, (2001).