

インテグラルシュラウド翼の振動特性予測精度の向上

Improvement of Prediction Method for Vibrational Characteristics of Integral Shroud Blade

技術本部 金子康智*¹ 間瀬正隆*²
 大山宏治*³ 岡田幸正*⁴
 高砂製作所 渡辺英一郎*⁵

当社では、蒸気タービン低圧最終翼群に対して、従来のグループ翼構造から大幅に信頼性を向上させたインテグラルシュラウド翼 (ISB) を開発し、実機に適用中である。ISB は遠心力によって生じる翼のねじり戻り変形を利用して全周の翼をコンタクトさせ、隣接シュラウド間の摩擦を利用して構造減衰を付加するため、振動応力を大幅に低減させることができる。ISB の開発に当っては、まず振動特性 (翼・ディスク連成振動、翼・ディスク・軸連成振動、摩擦減衰特性等) の予測技術を開発し、回転振動試験や実負荷試験により予測精度の検証を行った。本技術を適用して開発した ISB は、現在順調に運転されている。

A new standard series of low pressure end bladings has been developed to improve the thermal efficiency and reliability of the existing design and to meet the requirement of the power industry for the steam turbine. The new LP end bladings are characterized by the integral shroud blade (ISB) structure where the blades are continuously coupled by virtue of blade untwist due to the centrifugal force when the blades are rotated at high speed. Before designing the new LP end bladings, analysis methods for the vibrational characteristics were developed, and their validity and accuracy were completely confirmed by the various verification tests, including rotational vibration tests, actual loading tests and so on. The new LP end ISB series has been developed by utilizing these verified technologies, and the mechanical strength of the new bladings has been remarkably improved.

1. ま え が き

当社では、蒸気タービン低圧最終翼群に対して、従来のつづり翼構造よりも性能及び信頼性に優れたインテグラルシュラウド翼 (ISB) 構造を開発し、実機に適用している⁽¹⁾⁽²⁾。

ISB は隣接シュラウド間に摩擦を伴う全周リング翼構造であり、ISB を設計するためにはシュラウドの摩擦減衰特性や全周リング翼構造の振動特性を精度良く評価できる振動解析技術を開発しておくことが必要である。このため当社では、部分構成合成法の考え方を応用して、ISB の翼・ディスク連成振動、翼・ディスク・軸連成振動、シュラウドの摩擦減衰特性等を精度良く予測できる解析法を開発してきた^{(3)~(5)}。

さらに、各種検証試験を実施し、解析精度の検証を行った後、これらの手法を実設計へ応用し、信頼性の高い ISB を開発してきた。ここではこのうち、ISB の減衰特性解析法と翼・ディスク・軸連成振動解析法及びこれらの検証試験結果について紹介する。

2. 解析方法

2.1 減衰特性解析法

ISB の翼・ディスク系 (図1参照) が周方向に不均一がある流れの中を回転する場合、翼・ディスク系全体の運動方程式は式(1)で表すことができる。

$$[M_T]\{\dot{U}_T\} + [K_T]\{U_T\} = \{P_T\} + \{F_{CT}^A\} + \{F_{ST}^A\} + \{F_{BT}^B\} + \{F_{ST}^B\} \quad (1)$$

ここで、 $[M_T]$ 、 $[K_T]$ 、 $\{U_T\}$ 、 $\{P_T\}$ は、翼・ディスク系全体の質量マトリックス、剛性マトリックス、変位ベクトル、外力ベクトルであり、式(2)で表される。

$$[M_T] = \begin{bmatrix} [M] & & & 0 \\ & [M] & & \\ & & \ddots & \\ 0 & & & [M] \end{bmatrix} \quad \left(\begin{array}{l} \text{(サイクリック)} \\ \text{(マトリックス)} \end{array} \right) \quad (2)$$

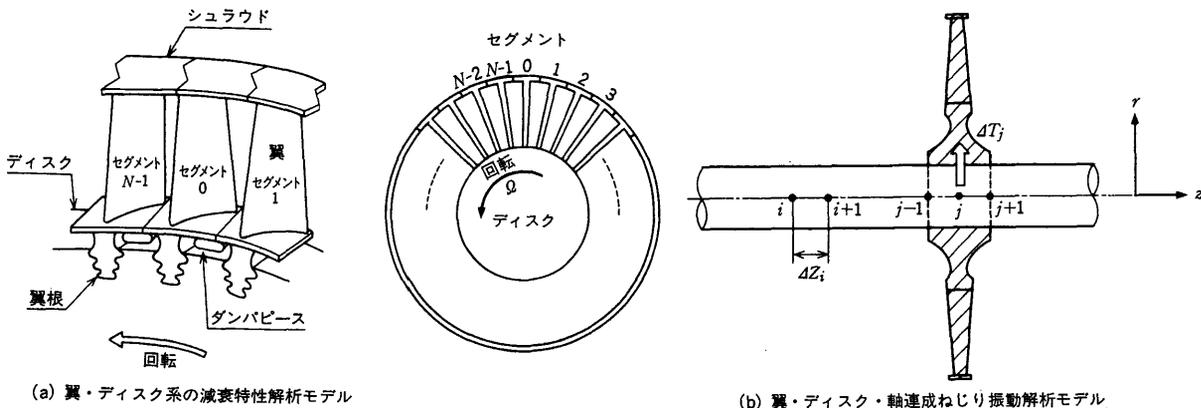


図1 ISBの振動特性解析モデル 減衰特性を解析するためのモデルと翼・ディスク・軸連成振動を解析するためのモデルを示す。
 Analysis model for vibrational characteristics of ISB

*1 高砂研究所振動・騒音研究室主務 工博
 *2 高砂研究所主管 工博

*3 高砂研究所ターボ機械研究推進室

*4 長崎研究所振動研究室主査

*5 タービン技術部タービン設計課主務

$$\left. \begin{aligned}
 [K_T] &= \left[\begin{array}{cccc}
 [K_1] & [K_2] & [0] & \cdots & [K_2]^T \\
 [K_2]^T & [K_1] & [K_2] & & \\
 [0] & [K_2]^T & [K_1] & & \\
 & & & \ddots & \\
 & & & & [K_1]
 \end{array} \right] \quad \left. \begin{array}{l}
 \text{(サイクリック)} \\
 \text{マトリックス}
 \end{array} \right\} \quad (2) \\
 \{U_i\}^T &= \{\{U_0\}\{U_1\}\cdots\{U_{N-1}\}\} \\
 \{P_i\}^T &= \{\{P\}\cos\omega t\{P\}\cos(\omega t - \alpha_H) \\
 &\quad \cdots\{P\}\cos(\omega t - (N-1)\alpha_H)\}
 \end{aligned}
 \right.$$

式(2)において $[M]$, $[K_1]$ は部分構造(翼1枚分)の質量マトリックス, 及び剛性マトリックス, $[K_2]$ は隣接する部分構造の境界条件から決まる剛性マトリックス, $\{U_i\}$ は i 番目の部分構造の変位ベクトルである。 $\{P\}$ は部分構造に作用する外力の振幅, ω は角振動数, α_H は翼・ディスク系が回転することによって生じる位相角である。また, $\{F_{\tau}^c\}$, $\{F_{\tau}^s\}$, $\{F_{\tau}^b\}$, $\{F_{\tau}^r\}$ はシュラウド部に作用する摩擦を表すベクトルである。ISBの減衰特性を解析する場合には, シュラウド部の摩擦と翼への加振力を既知量として与え, 周期対称法, モーダル法, ハーモニックバランス法を適用して式(1)の非線形周波数応答を求める。

本解析法では, シュラウドのコンタクト部(非線形部分)とそれ以外の部分(線形部分)を別々に解析し, 両者の結果を合成して非線形周波数応答解析を行う方法を採用している。通常, ISBのようにダンパ要素(非線形要素)を有する翼・ディスク系を解析する場合, 非線形要素としてモデル化しなければならない部分は全体のごく一部であるため, 本手法を適用すると非線形周波数応答の解析効率を大幅に向上させることができる。

2.2 翼・ディスク・軸連成振動解析法

翼・ディスク系の0節直径モード(全翼が同相で振動するモード)が軸のねじり振動に連成し, 翼・ディスク・軸連成ねじり振動を引き起すが, 翼・ディスク・軸連成ねじり振動においては, 翼・ディスク系の振動モード(0節直径モード)が保存されると仮定する。この場合, 翼・ディスク・軸系の翼・ディスク部[図1(b)の斜線部]の運動エネルギー E_k , ひずみエネルギー E_p , 及び軸部が翼・ディスク部になす仕事 W は, 式(3)で表すことができる。

$$\left. \begin{aligned}
 E_k &= \sum_i \left[\frac{1}{2} A_i \dot{\beta}_i^2 - B_i \beta_i \dot{\psi} \right] + \frac{C}{2} \dot{\psi}^2 \\
 E_p &= \frac{1}{2} \sum_i \omega_i^2 A_i \beta_i^2 \\
 W &= T \dot{\psi}
 \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

ここで, β_i は翼・ディスク・軸系の振動モードにおいて, 翼・ディスク系の振動モード(i 次モード)が占める割合を表す係数, ω_i は翼・ディスク系の固有振動数, T はねじりモーメント, ψ はねじり角である。また, A_i , B_i , C は, 翼・ディスク系の振動モードや質量マトリックスなどから求まる係数である。

式(3)に変分原理

$$\delta \int (E_k - E_p + W) dt = 0 \quad (4)$$

を適用して運動方程式を導出すると式(5)が得られる。

$$\left. \begin{aligned}
 (\omega^2 - \omega_i^2) A_i \beta_i - \omega^2 B_i \psi &= 0 \\
 \sum_i B_i \beta_i \omega^2 - C \omega^2 \psi - T &= 0
 \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

ここで ω は, 翼・ディスク・軸系の固有振動数(翼・軸連成ねじり振動数)である。式(5)は, 翼・ディスク部のねじりモーメントとねじり角の関係を表しており, これを軸部の伝達マトリックス

$$\left. \begin{aligned}
 \frac{dx_i}{dz} &= A_i x_i \\
 A_i &= \left[\begin{array}{cc}
 0 & -(\rho I_p)_i \omega^2 \\
 \left(\frac{1}{GJ} \right)_i & 0
 \end{array} \right] \\
 x_i &= \{T_i \psi_i\}^T
 \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

と組合せると, 通常の伝達マトリックス法の手順に従って, 翼・軸連成ねじり振動数を計算することができる。なお, 式(6)において, ρ は軸部の密度, I_p は極慣性モーメント, GJ はねじり剛性である。本解析法⁽⁵⁾は肥爪・田中らが開発した翼・ディスク・軸連成振動解析法⁽⁶⁾⁽⁷⁾を改良し, 翼・ディスク系の解析を有限要素法で詳細に行い, その結果を用いて翼・ディスク・軸系のねじり振動解析を伝達マトリックス法で行うようにしたものである。

本解析法を使用すると, 多数の翼・ディスク系から構成される実機ロータの解析も非常に効率良く行うことができる。

3. 解析結果と検証試験結果

3.1 ISBの減衰特性

図2に示す回転振動試験装置を使用してISBの減衰特性を計測し, 解析結果と比較した。回転振動試験では翼を水ジェットで加振しながらロータの回転数を除々に変化させ(スイープ加振), 得られた応答曲線からピーク振動数やダンピングを求めた。加振力の大きさは水ジェット量を調整して変更し, シュラウド反力の大きさはシュラウドの円周方向ピッチを調整して変更した。また, 翼の応答は, 翼の根元にひずみゲージを張付け, ひずみゲージの出力をスリップリングを利用して回転側から静止側に取り出して計測した。図3に回転振動試験により得られた加振力(加振ノズル水量)とダンピングの関係を示す。加振力を大きくすると減衰が増大し, また, シュラウド反力を小さくすると減衰が増大している。これは, 加振力を大きくしたりシュラウド反力を小さくしたりするとシュラウド接触部の相対振幅が大きくなり, 減衰効果が増加するためである。図4に解析結果と計測結果の比較を示すが, 振動数, ダンピングとも解析値と計測値はほぼ対応している。

なお, ISBの特性として特に注目すべきことは, 図4に示すように, ピーク振動数は Q (摩擦力/加振力)の値が50程度で上限に収束しているのに対し, 減衰効果は Q の値が1000以上にならないと下限に収束しないということである。この特性は, このISBに対しては Q の設定値を50~100程度にすれば, ピーク振動数はシュラウドが完全にスティックした場合の計算値(線形有限要素法計算値)から予測することができ, かつ減衰効果はシュラウドがないときに比較して5~10倍程度を期待できるということを意味している。

また, Q の設定値を50~100程度にすれば, 経年的なシュラウドの摩耗によりシュラウド間の反力が減少しても減衰効果が増大するため, 経年劣化に対する信頼性を向上させることもできる。このような特性を予測する技術は, ISBを設計する場合には非常に重要である。

3.2 ISBの翼・ディスク・軸連成振動

解析法の妥当性を検証するため, テストロータのねじり加振試験を実施した。試験装置の概要を図5に示す。本試験装置では, ロータの軸端にねじり加振器(フライホイール)を取付け, フライホイール内の圧力室(図5のA, B)に交互に油圧を作用させることにより, 回転中のロータをねじり加振することができるようになってい。翼の応答は, 翼の根元にひずみゲージを張付け,

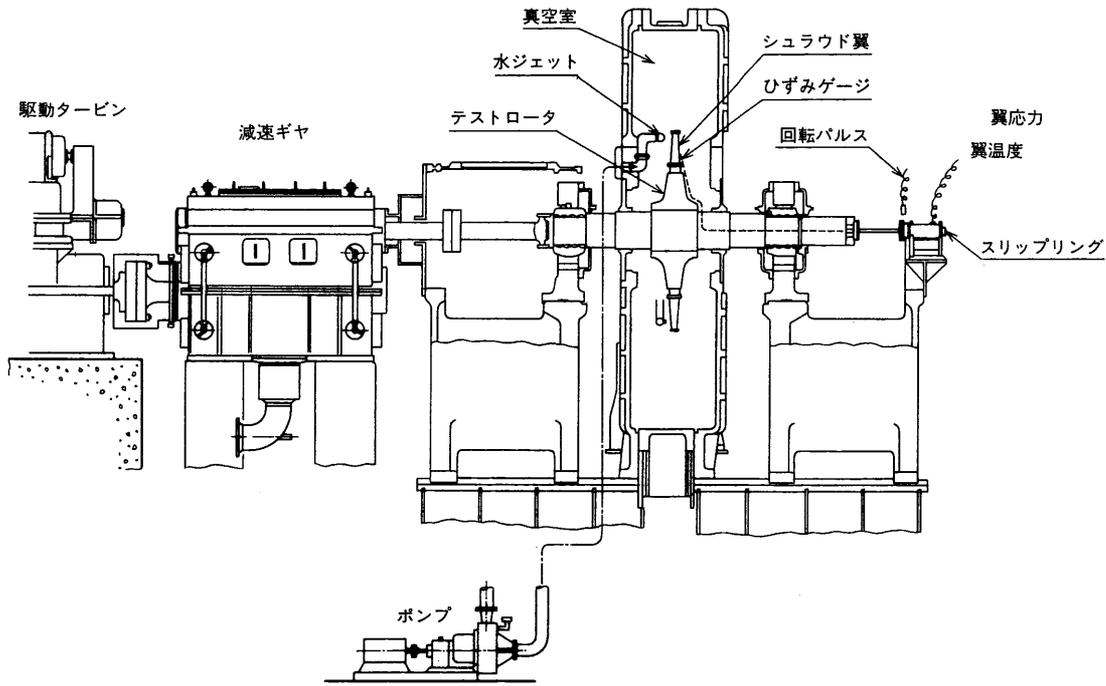


図2 回転振動試験装置 ISBの振動特性を検証するための試験装置を示す。
Rotational vibration test facility

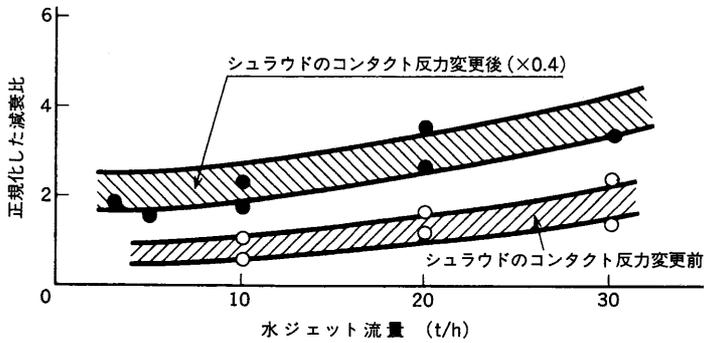
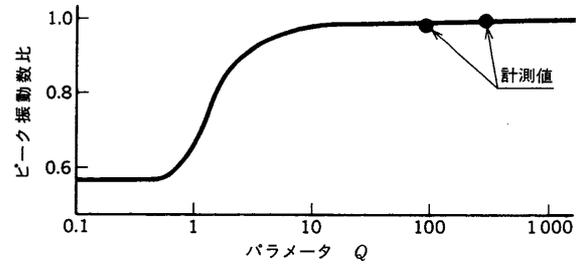
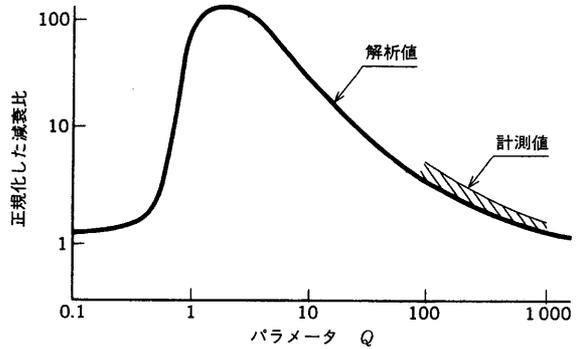


図3 加振力と減衰効果の関係 回転振動試験で計測された加振力の大きさ(加振ノズル水量)と減衰効果の関係を示す。
Relation between excitation force and damping



(a) パラメータQとピーク振動数の関係



(b) パラメータQと減衰比の関係

図4 ISBの減衰特性 ISBの減衰特性計測値と解析値の比較を示す。両者は良く一致している。
Damping characteristics of ISB

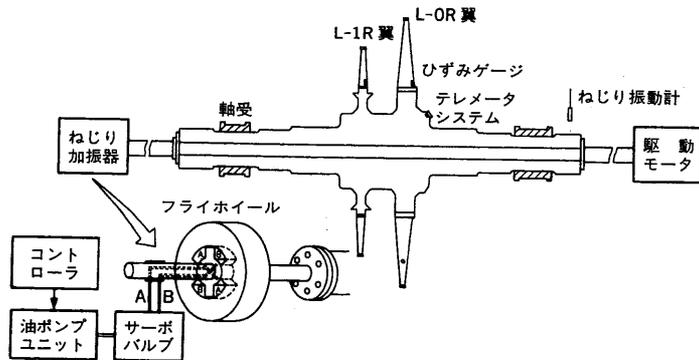


図5 L-0 R/L-1 R回転テストロータとねじり加振試験装置 回転振動試験用テストロータと回転中ねじり加振試験装置の構造を示す。
L-0 R/L-1 R test rotor and torsional exciter

ひずみゲージの出力をテレメータ装置を利用して回転側から静止側へ取出して計測した。また、軸の応答は、静止側に取付けたねじり振動計で計測した。

L-0 R/L-1 R 回転テストロータ (図5) について実施したねじり加振試験結果と解析結果の比較を図6に示す。本ロータは2段ロータであり、慣性モーメントをバランスさせるために翼部と軸

部が逆相で振動するため、翼・ディスク・軸系のねじり振動数は翼・ディスク系の振動数(0節直径モード)より高くなっている。なお、ねじり加振試験結果と解析結果の対応は、図6に示すように1%以内の精度で一致しており非常に良好であることが確認できた。

次に、原子力タービン用低圧ロータについて実施したねじり加振試験結果と解析結果の比較を図7(b)に示す。本ロータの解析においては、L-0 RからL-2 Rの最終3段について翼・ディスク系の解析を有限要素法で行い、その結果を使用して翼・ディスク・軸系の解析を実施した。なお、L-3 R以降の上流段については、翼

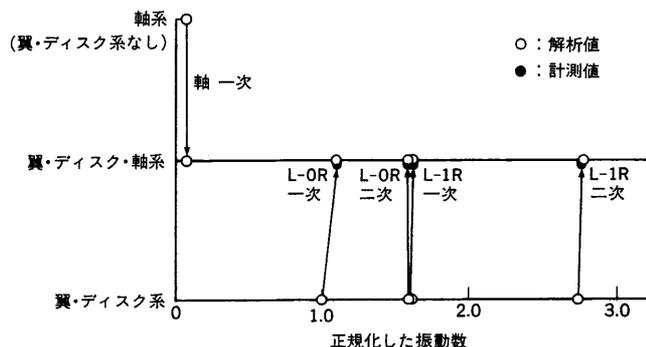


図6 L-0 R/L-1 R 回転テストロータの翼・ディスク・軸連成ねじり振動数 L-0 R/L-1 R 回転テストロータについて、翼・ディスク・軸連成ねじり振動数の計測値と解析値を比較して示す。両者は良く一致している。
Blade-disk-shaft coupled vibration of L-0 R/L-1 R test rotor

・ディスク系の振動数が着目する振動数よりはるかに高いため、翼を剛体とみなし、翼の慣性モーメントだけを軸に付加した。

これらの解析結果から分かるように、実機の低压ロータはスパン中央に対して両サイドがほぼ対称な構造をしているため、1つの翼・ディスク系振動数(0節直径モード)から2つの翼・ディスク・軸系ねじり振動数(両サイドで逆相のモードと同相のモード)が派生する。このうち、両サイドで逆相になるモードは翼部と軸部が同相にねじれるモードであり、翼・ディスク・軸系のねじり振動数は翼・ディスク系の振動数より低くなる。また、両サイドで同相になるモードは上記と反対であり、翼部と軸部が逆相にねじれるため、翼・ディスク・軸系のねじり振動数は翼・ディスク系の振動数より高くなる。

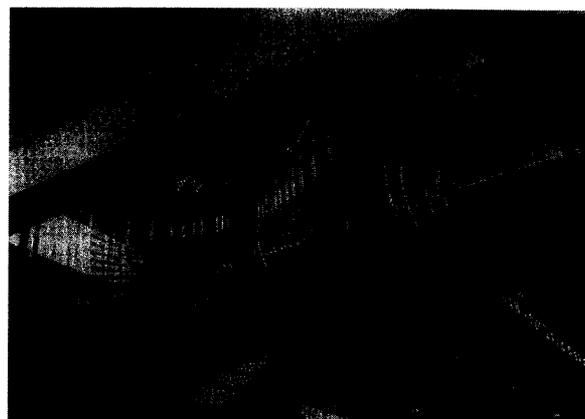
図7(b)に示すように本ロータについてもねじり加振試験結果と解析結果の対応は良好であり、ここで提案した方法により実機ロータの翼・ディスク・軸連成ねじり振動解析を精度良く行えることが検証できた。

なお、実際のプラントでは、図7(a)に示す低压ロータが3本、さらにその前後に高・中圧ロータや発電機が直列に結合されるが、本解析法を使用すると実機結合状態での翼・ディスク・軸連成ねじり振動数も、単体ロータの場合と同様に極めて効率的に解析することができる。

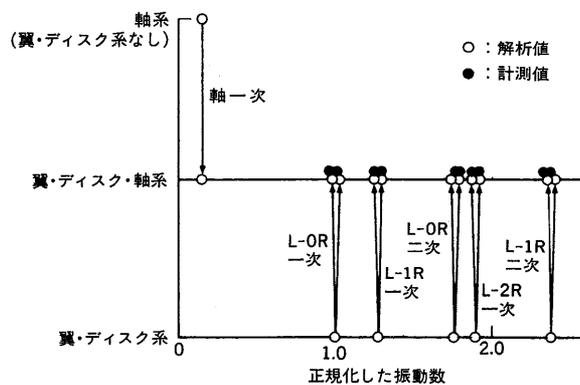
4. ま と め

当社で開発してきた ISB の振動特性予測技術と検証試験結果について紹介した。ISB の減衰特性解析や翼・ディスク・軸連成振動解析では、翼・ディスク系の固有値解析結果(固有振動数、固有モード)が入力になっており、翼・ディスク系から翼・ディスク・軸系までの振動特性の評価がシステムティックに行えるようになってきている。

蒸気タービン翼に対する使用環境は今後も厳しくなる傾向にあり、タービン翼の信頼性を向上させるためには設計段階で翼の振動特性を正確に予測するということがますます重要になってきて



(a)原子タービン用低压ロータ



(b)ねじり加振試験結果と解析結果

図7 原子タービン用低压ロータの翼・ディスク・軸連成ねじり振動数 原子タービン用低压ロータについて、翼・ディスク・軸連成ねじり振動数の計測値と解析値を比較して示す。両者は良く一致している。
Blade-disk-shaft coupled vibration of nuclear turbine rotor

いる。このため今後も振動特性予測技術の精度向上に努め、当社製品の一層の信頼性を確保していきたいと考えている。

参 考 文 献

- (1) 杉谷敏夫ほか、耐力向上型高效率 33 インチ ISB 低压最終翼群の開発、三菱重工技報 Vol.32 No.1 (1995) p.12
- (2) Watanabe, E. et al., High Efficiency and Reliable New Low Pressure End Integral Shroud Blades, ICOPE (1993) p.393
- (3) 金子康智ほか、部分構造合成法によるダンパ翼の振動解析、日本機械学会論文集 60-570 C (1994) p.399
- (4) Kaneko, Y. et al., Vibrational Characteristics of Rotating Blade with Mechanical Damper, Yokohama Int. Gas Turbine Congress (1995-10) p.191
- (5) 金子康智ほか、有限要素法と伝達マトリックス法を利用した翼・ディスク・軸連成振動解析、日本機械学会論文集 61-586 C (1995) p.2 210
- (6) 田中重穂、タービン翼・円板の連成振動解析、三菱重工技報 Vol.14 No.2 (1977) p.312
- (7) 肥爪彰夫、電力定常不平衡に起因する翼・ロータ系の振動、東京大学博士論文 (1989)