

大型回転機械の振動問題と解析技術

金子 康智
Yasutomo KANEKO



理工学部機械システム工学科 教授
Professor, Department of Mechanical and System Engineering

1. はじめに

著者は、2009年4月に龍谷大学理工学部へ赴任するまで、約30年間にわたり、企業の研究所でガスタービン、蒸気タービン、ポンプ水車などの大型回転機械の開発や振動に関する研究に従事してきた。このような回転機械では、年々、大容量化や高速化が進められており、エネルギー密度の増加に伴い、振動問題が顕在化している。このため、信頼性の高い回転機械を開発するためには、発生する振動を設計段階で予測し、適切な振動防止策を採ることがますます重要になってきている。

回転機械の振動は、図1に示すように、回転軸やそれを支持する軸受部で発生する振動（軸振動）、軸に取り付けられた翼やインペラーで発生する振動

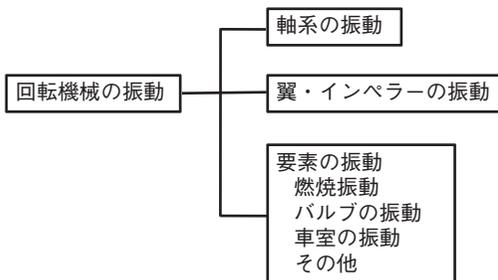


図1 回転機械に発生する振動

（翼振動）、その他の要素（燃焼器やバルブなど）で発生する振動に大別できる。さらにこれらの振動は、加振力の種類や振動現象などから分類することができるが、それぞれの振動事象は相互に複雑に関連している。また、回転機械の振動に関する研究の歴史は古く、現象が解明できている振動もあるが、未だに研究段階の事象も多い。本稿では、大型回転機械に発生する主要な振動の事象とその解析法を、最近の話題を中心にして概説する。

2. ロータの振動問題と解析技術⁽¹⁾⁽²⁾

2.1 ロータに発生する強制振動

回転機械に発生する軸振動は、図2のように分類できる。強制振動は、外力により発生する振動であり、回転軸に作用する外力は下記の5種類に大別できる。

- (1) 軸の回転によって発生する加振力（アンバランス、軸曲がりなどによる加振力）
- (2) 機械的な加振力（歯車や外部の機械から発生する加振力）
- (3) 電気的な加振力（モータや発電機による加振力）
- (4) 流体的な加振力（圧縮機の巡回失速やサージングなどによる加振力）

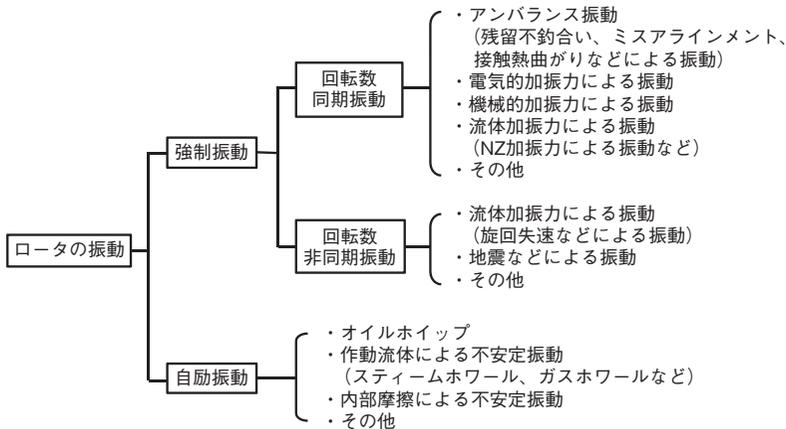


図2 回転機械のロータに発生する振動

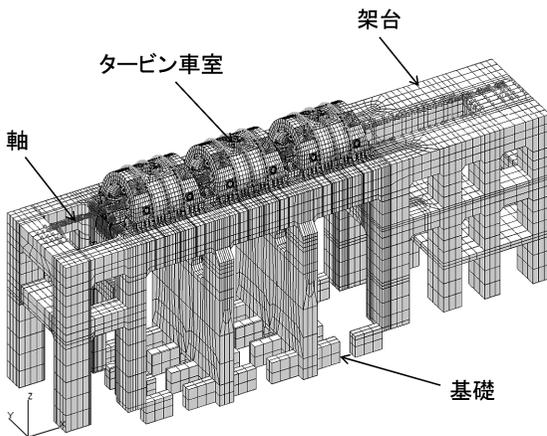


図3 蒸気タービンロータの連成振動解析モデル

(5) その他 (地震などによる加振力)

アンバランスによる振動は、回転機械を設計するときに最初に検討する振動であり、解析技術はすでに確立されている。但し、最近のガスタービンや蒸気タービンなどの大型回転機械では、高速化・軽量化に伴い、ロータを支持する基礎やケーシングの剛性が相対的に低下しているため、回転側のロータと静止側 (支持部やケーシングなど) を連成させた振動解析が不可欠になりつつある。図3に、蒸気タービンロータの連成振動解析モデルの例を示す。ケーシングや支持部との連成振動解析では、FEM (有限要素法) を適用し、静止側を詳細にモデル化して

解析することが多い。また、連成モデルを直接解析すると計算機の負荷が高くなるため、部分構成合成法なども適用されている。適切な連成振動解析モデルを作成するためには力学的考察に基づく多くのノウハウが必要であり、単純に詳細なモデルを作成して解析しても、有用な結果を得ることは難しい。但し、一旦モデル化手法を確立しておけば、類似機種への展開は容易であり、静止部までを含めた振動強度設計に非常に有用な情報を得ることができる。

連成振動解析の精度は、①ロータ部、②ロータを支持する軸受部、③ケーシングなどの静止部のモデル化の精度で決まるが、ロータ部や軸受部のモデル化手法は確立されており、静止部のモデル化が解析精度向上のポイントになる。このため、車室や軸受台の加振試験を実施し、車室の固有振動数や軸受台の動剛性などが計測値と解析値とで一致することを検証することが必要である。図4は、大型蒸気タービンの加振試験の状況である。

流体的な加振力による振動は、圧縮機で生じる旋回失速セルとの共振、ガスタービンで生じる燃焼振動との共振、高圧蒸気タービンで生じる調速段の部分挿入時のランダム加振力による振動などがその例である。通常これらの振動は、軸系の1次モードの振動として現れるが、異常な外乱が原因で顕在化する場合が多い。従って、異常な外乱を除去、または

低減すればこの種の軸振動問題は解決することが多い。

電氣的な加振力は、回転機械を駆動するモータや回転機械に結合した発電機から発生する加振力であり、モータのリップルトルク（トルク変動）などがその例である。特に、制御系を含む軸系では、制御系のパラメータの調整が不適切であると軸系全体の減衰が小さくなり、わずかなトルク変動が原因で過大な振動を引き起こすことがある。このような回転機械では、図5に示すように、制御系、電機系、機械系を連成させて振動解析を実施し、不安定振動が発生しないようにしている。



図4 大型蒸気タービンの加振試験状況

2.2 ロータに発生する不安定振動

(1) オイルホイップ

オイルホイップとは、ロータを静止側から支持する軸受（すべり軸受）の油膜的作用により発生する軸系の自励振動である。すなわち、系全体の減衰が負になるために発生する発散型の振動であり、外力が作用しなくても振動振幅が増大する。従って、オイルホイップが発生すると、軸受の損傷や軸自体の破損に至る場合があるので、軸系の設計時にはその防止に十分な注意を払う必要がある。

オイルホイップは、図6に示すようにつぎのような特徴を示す。

- ① 軸系の固有振動数の2倍以上の回転速度で発

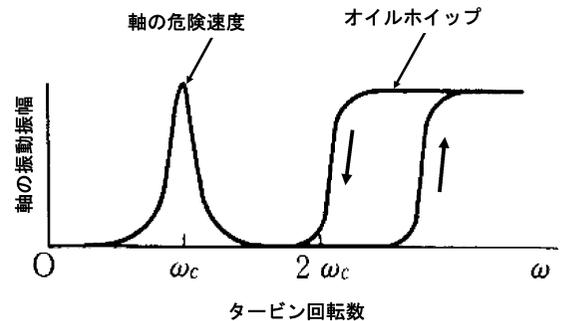


図6 典型的なオイルホイップの事象

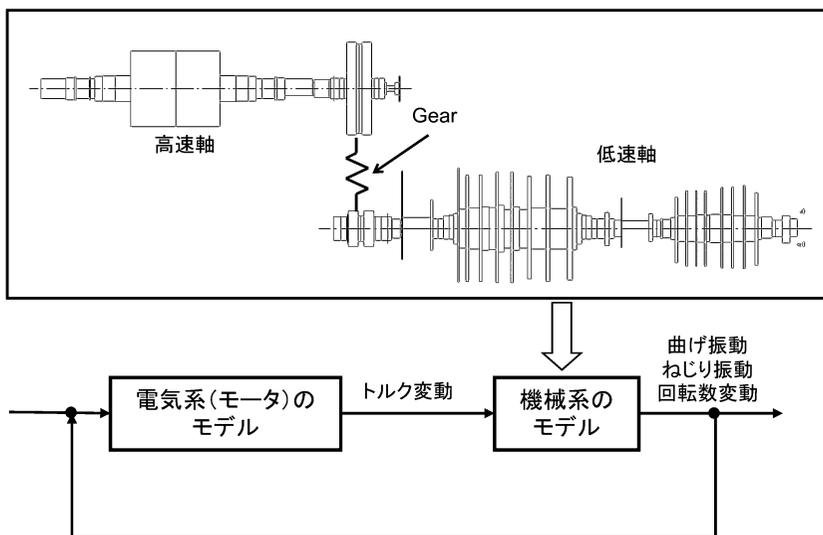


図5 電気系と機械系の連成振動解析モデルの例

生ずる。いったん発生すると回転数を下げない限り振動が持続することが多い。

- ② オイルホイップ発生時の振動数は、軸系の最低次の固有振動数である。
- ③ 発生・消滅は突発的であり、発生回転数と消滅回転数の間にはヒステリシスがある。

最近の軸系の設計では、解析的に軸受の動特性（ばね定数、減衰定数）を求め、これを使用して軸系全体の安定性を判定することができるようになった。

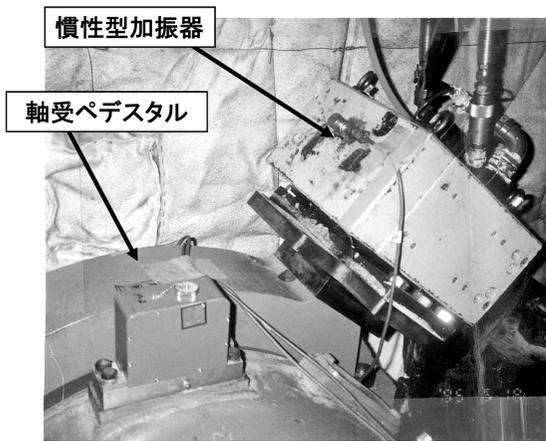


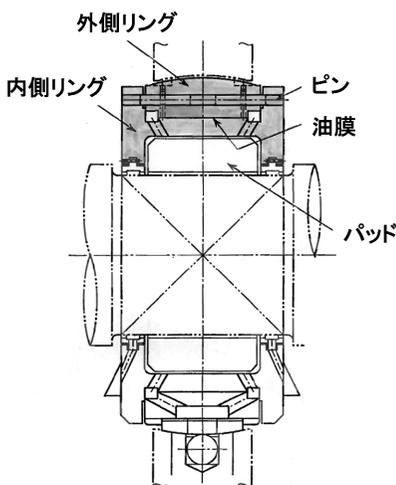
図7 高圧蒸気タービンロータの運転中加振試験

ている。オイルホイップを防止するためには、最高使用回転数が軸系の最低次固有振動数の2倍以下になるように軸の剛性を増加すれば良いが、大型の回転機械ではこの対策は実現困難な場合が多く、減衰が大きい安定な軸受を採用して軸系の安定化を図るようにしている。

(2) スティームホワール⁽⁴⁾

スティームホワールは高圧蒸気タービンロータに発生する自励振動であり、タービン翼先端の蒸気の漏れにより生じるトルク励振力や、ラビリンスシール部の圧力変動により生じるシール励振力が原因で、軸系の1次モードの振動が発生する。トルク励振力は負荷に比例し、シール励振力も圧力や流速などに依存するため、スティームホワールは負荷上昇と共に発生しやすくなる。

高圧蒸気タービンロータでは、流体的外乱、接触、スティームホワールなどにより発生する軸系1次モードの非同期振動（定格回転数より低い周波数で発生する振動）を何れも低周波振動と呼ぶことが多い。従来、これらの振動は混同されていたが、最近、実験技術の進歩により、流体的外乱や接触による強制振動と自励振動（スティームホワール）を



スクイズフィルムダンパ軸受け

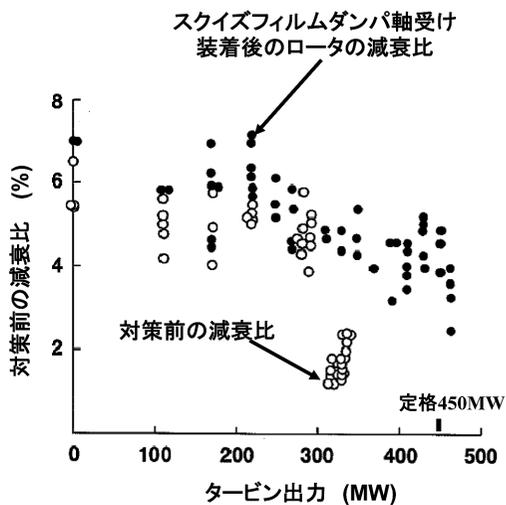


図8 運転中加振試験による高圧タービン1次モードの減衰比計測結果

区別できるようになってきている。図7は、高圧蒸気タービンで実施した運転中加振試験の状況を示している。軸受ペデスタルに油圧加振器を取り付け、各負荷条件で周波数スイープ試験を実施し、軸系の減衰を計測することにより、発生している振動が強制振動か自励振動かを見極めることができる。

図8は、スチームホワールを発生していた高圧蒸気タービンロータにスクイズフィルムダンパ軸受を適用することにより、軸系全体の減衰を向上させ、スチームホワールを防止した例である⁽⁵⁾。本機は定格出力450 MWであるが、負荷が300 MWを越えると低周波振動が発生するため、これより高負荷の運転ができなかった。このため、解析や運転中加振試験を実施した結果、原因はスチームホワールであることが明確になり、減衰を向上させるためにスクイズフィルムダンパ軸受を採用することにした。図8に示すように、スクイズフィルムダンパ軸受を採用後は、定格負荷まで軸系の減衰の急激な低下がなくなり、問題なく運転できるようになった。

3. 翼・インペラーの振動問題と解析技術⁽⁶⁾⁽⁷⁾

3.1 翼・インペラーに発生する強制振動

回転機械の翼やインペラーに作用する加振力には、作動流体の周方向の不均一に起因するもの、軸

などを介して機械的に伝達されるものなど種々の加振力があり、これらの加振力により生じる振動は、図9のように分類できる。このうち、開発設計時に必ず検討する必要がある加振力は、静止側の車室の非対称性などに起因して発生する偏流による加振力（ハーモニック加振力）と、動翼と静翼との干渉によって生じる翼列干渉力である。

(1) 偏流により生じる振動

蒸気タービンやガスタービンの最終段動翼では、車室の周方向の非対称性（水平継ぎ手面、抽気孔、ステイバー、排気室形状、車室の変形など）に起因して発生する偏流による加振力が問題になることが多い。これらの励振源（偏流）は静止側に固定しており、動翼はこの偏流の中を通過していくため、動翼には回転数の整数倍の周波数を持つ加振力（ハーモニック加振力）が常時作用する。従って、この加振力の周波数と翼の固有振動数が一致すると翼は共振状態になり、翼には大きな振動応力が発生する。

車室の非対称性に起因する偏流による加振力は、最新のCFD技術（数値流体解析技術）を駆使しても解析的に予測することは困難である。このため、ハーモニック加振力については、類似機のモデル試験や実機フィールド試験の結果をベースにして、加振力の大きさを予測することが多い。ターボ機械では偏流による加振力を完全に無くすことは困難であ

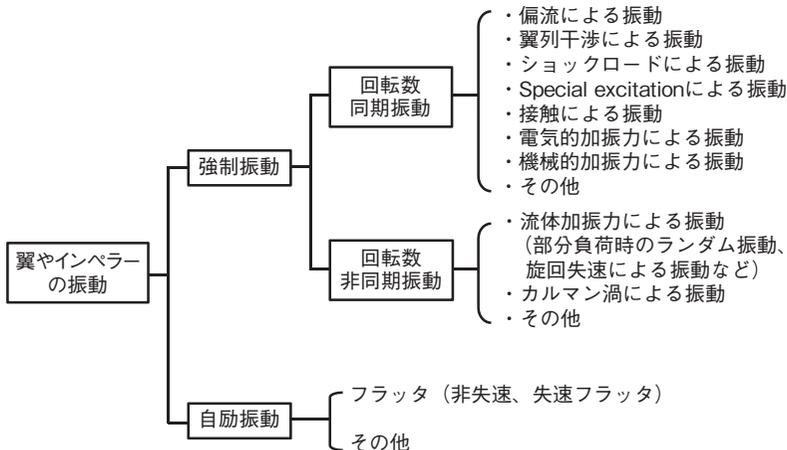


図9 回転機械の翼・インペラーに発生する振動

り、一般には、使用回転数の範囲内では低次のハーモニック加振力との共振を回避し、高次のハーモニック加振力とは共振しても安全なように翼を設計するようにしている。

(2) 翼列干渉力による振動

多段のターボ機械では、前置静翼から生じるウエーク（周期的な速度変動）の中を動翼が通過していくため、動翼には「前置静翼枚数×回転数」を基本周波数とする加振力（ノズルウエーク加振力）が作用する。また、後置静翼が形成する圧力場の中を動翼は通過していくため、動翼には「後置静翼枚数×回転数」を基本周波数とする加振力（ポテンシャル干渉力）も作用する。翼列干渉力は、これらのノズルウエーク加振力やポテンシャル干渉力の総称であり、通常は非常に大きな明瞭な加振力になる。

動翼に作用する翼列干渉力のうち、直前の静翼後流の影響によって生じるノズルウエーク加振力や直後の静翼の圧力場との干渉によって生じるポテンシャル干渉力については、最近の CFD 技術により実用的な精度で予測できるようになっている。事業用ガスタービンでは、タービンの上流段動翼や圧縮機の動静翼でこれらの翼列干渉による共振応答が問題

になることが多く、設計段階で CFD と FEM を利用して、最適な動静翼枚数比や軸方向隙間比が検討されている。

図 10 は、事業用ガスタービンの翼列干渉解析に使用した CFD モデルと、共振応答解析に使用した FEM モデルである。

タービンの動静翼で特に問題になるノズルウエーク加振力には、動静翼間距離、動静翼枚数比、静翼の流出マッハ数、無次元振動数など多くのパラメータが影響するが、ノズルウエークとの共振応力を低減するためには、一般には、ノズル枚数（静翼枚数）を増やしてファインピッチノズルにし、ウエークを小さくすると共に、動静翼間距離を増加するなど対策が有効である。ノズル枚数を増加すれば加振力の周波数も上昇し、より高次のモードと共振するようになるため、動翼への有効外力も低減することができる。

3.2 翼・インペラーに発生する不安定振動

低負荷・低真空運転時の蒸気タービン最終段動翼には失速フラッタが、高負荷運転時のガスタービンや蒸気タービンの動静翼には非失速フラッタが発生

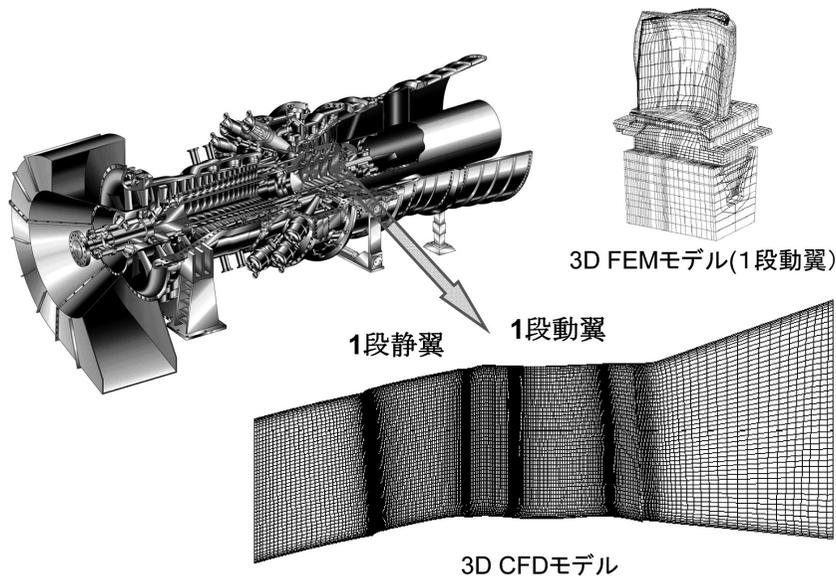


図 10 非定常 3D CFD と 3D FEM の解析モデルの例（産業用ガスタービン）

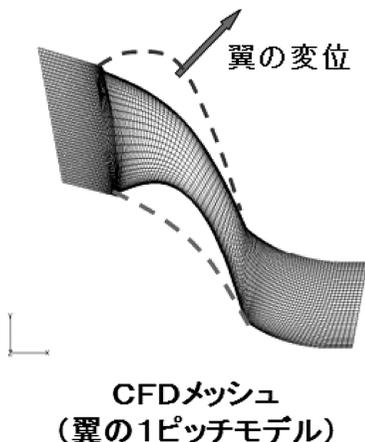


図 11 蒸気タービン静翼の空力減衰解析モデル

することがあり、翼振動強度設計の重要な検討項目になっている。フラッタ発生の有無は、翼振動数、振動モード、翼間位相差、マッハ数、翼材料と作動流体の密度比、流れの迎角、翼形状、コード長など多くのパラメータに支配されるため、機種により種々のフラッタパラメータが提案されている。また、最近の翼設計では、上記のようなフラッタパラメータによる評価に加え、CFD 解析により詳細に安定性（空力減衰）を評価することも行われている。

図 11 は、蒸気タービン最終段静翼の空力減衰の解析に使用した CFD モデルの例である。翼の振動する方向に CFD の解析格子を移動させ、フィードバックされる圧力変動を翼面上で積分することにより空力仕事を計算し、これから空力減衰を求める。系全体の減衰は、材料減衰、構造減衰、空力減衰から構成されており、系全体の減衰が負になればフラッタが発生する⁽⁶⁾。

翼のフラッタは典型的な自励振動であり、運転中に発生すると重大事故につながるため、絶対に発生させないことが必要である。

3.3 翼・インペラー振動の防止

ガスタービンの上流段動翼は、高温・高負荷・高遠心応力場で運転され、翼列干渉力以外に燃焼器に

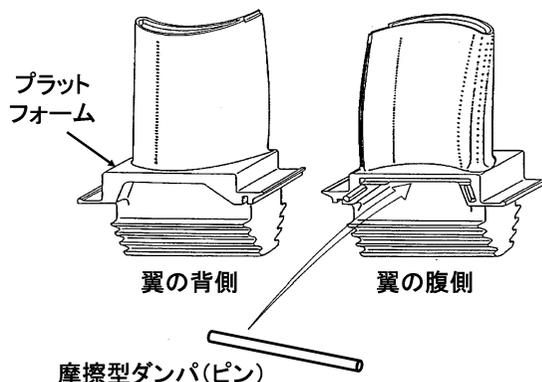


図 12 ガスタービンのプラットフォーム型ダンパ翼

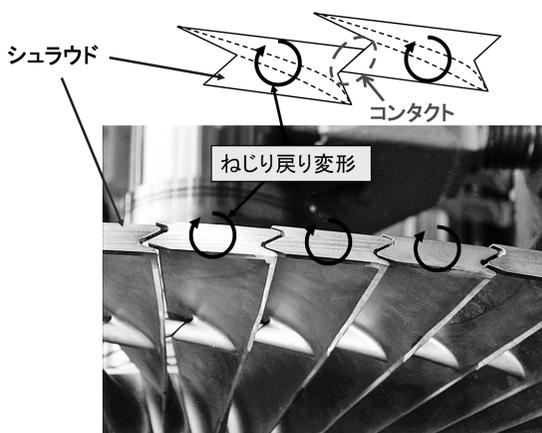


図 13 蒸気タービンシュラウド翼

起因する加振力を受けるため、振動強度上、最も厳しい。このため、振動応力の低減を目的として、隣接翼のプラットフォーム間にダンパピースを挿入し、積極的に摩擦減衰を利用するダンパ翼を採用することが多い（図 12）。また、ガスタービンや蒸気タービンの最終段動翼は、遠心応力が大きく振動強度が厳しくなるため、回転中の翼のねじり戻り変形を利用して隣接するシュラウドをコンタクトさせ、摩擦減衰を付加するダンパ翼（シュラウド翼）が採用されている（図 13）。

このようなダンパ翼の振動強度設計においては、摩擦現象を伴うダンパ翼の振動特性を解析的に予測し、最適なダンパ形状を決定している。ダンパ翼の採用は、部分負荷運転時のランダム振動応力の低減

やフラッタ防止にも有効である。

4. その他の要素の振動

大型回転機械の振動には、前節で紹介した軸振動や翼振動以外にも、ガスタービンの燃焼振動、蒸気加減弁の自励振動、各種シールの自励振動など非常に多くの振動がある。ガスタービンの燃焼振動は、燃焼器内の圧力変動、速度変動、発熱率変動がフィードバックすることにより発生する自励振動であり、一旦発生すると燃焼器だけでなく周辺の機器の損傷原因になり得るため、運転中に発生を抑制または回避することが不可欠である。事業用ガスタービンでは、タービン入り口温度 1500℃ 級のガスタービンが主流になりつつあり、燃焼器には低 NOx 化を狙った希薄予混合燃焼方式が広く採用されている。希薄予混合燃焼方式では、あらかじめ空気と混合した燃料を燃焼させるため、NOx を低減させることができるが、燃焼振動が発生し易くなる。このため、ガスタービンの信頼性を向上させるためには燃焼振動の予測・防止技術が重要である。

図 14 は、ガスタービンの燃焼振動を低減させる目的で燃焼器に取り付けられる音響ライナを示す。音響ライナは、燃焼器の周囲に設けられた帯状の空間であり、内周（燃焼器側）には多数の孔が開けられている。燃焼振動発生時には、燃焼ガスの音響エネルギーがこの孔を通過する際に熱エネルギーに変換されることを利用して燃焼振動を低減させる。従って、音響ライナでは、高周波数領域（1000 Hz から 5000 Hz）の燃焼振動を低減させることができる。

一方、図 15 は、低周波数領域（70 Hz から 100 Hz）の燃焼振動を低減させるための音響ダンパである。音響ダンパは一種のヘルムホルツ共鳴器であり、低減できる燃焼振動の周波数範囲を広げるため、入り口側に発泡金属を挿入している。音響ライナや音響ダンパを組み合わせることにより、低周波数領域から高周波数領域までの燃焼振動を低減させることが出来る⁽¹¹⁾。

蒸気加減弁の自励振動や各種シールの自励振動

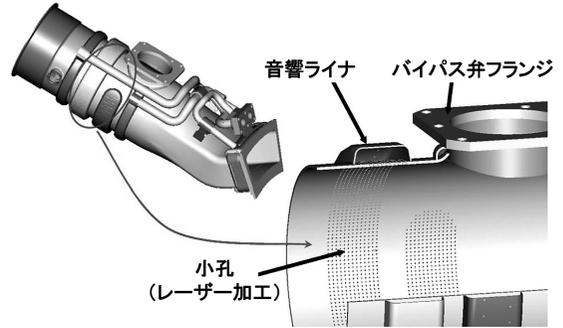


図 14 ガスタービン燃焼器の音響ライナー

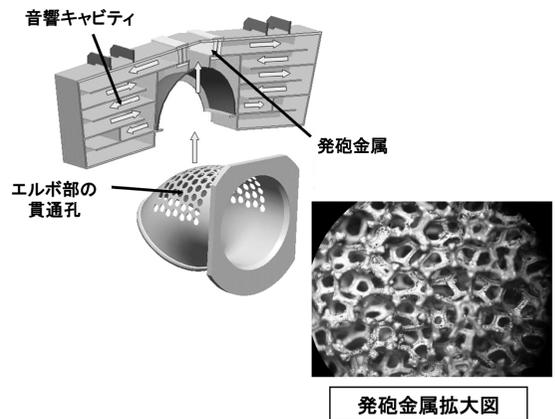


図 15 ガスタービン燃焼器の音響ダンパ

は、隙間部を流体が高速で流れるときに発生することが多い。最近では、CFD と FEM を利用した連成解析により、これらの自励振動の予測も可能になりつつある。

5. あとがき

大型回転機械で発生する振動問題と解析法を概説した。計算機能力の飛躍的な向上や優れた解析ソフトの出現により、従来は不可能であった連成振動問題の解析や超大型モデルによる振動解析が可能になり、大型回転機械の設計に適用されるようになってきた。しかしながら、いまだに解析的に予測できない振動現象も多く、今後の地道な研究が必要である。さらに、個々の要素技術だけでなく、品質工学を適用したロバスト設計技術や QCD (Quality Cost

Delivery) 全体の最適化技術などの応用が、今後ますます重要になってくると思われる。

参考文献

- (1) 神吉, 機械の研究, 第 56 巻第 6 号, pp.630-636 (2004).
- (2) 神吉, ターボ機械協会第 51 回セミナー資料, pp.15-20 (2000).
- (3) Kita, et al., Proceedings of the 36th Turbomachinery Symposium, pp.31-37 (2007).
- (4) 神吉・谷辻, 機論 C, 72 巻 724 号, pp.3711-3718 (2006).
- (5) Kanki, et al., ASME Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, Vol.120, pp.391-396.
- (6) 金子, 機講論 No.074-1, pp.6-11 (2007).
- (7) 金子, ターボ機械, 第 36 巻第 2 号, pp.82-90 (2008).
- (8) Kaneko et al., Proceeding of the IGTC 2007 Tokyo, pp.1-6 (2007).
- (9) 金子・他, 機論 C, 72 巻 720 号, pp.2366-2372 (2006).
- (10) Kaneko et al., JSME Journals, J. of System Design and Dynamics, Vol.2, No.1, pp.311-322 (2008).
- (11) Tanimura et al., ASME GT 2008-50819, pp.1-9(2008).