

流体構造大規模連成解析を用いた高性能ターボ機械翼等の設計法の開発

プロジェクト責任者

川崎 榮 株式会社 東芝 京浜事業所

著者

川崎 榮^{*1}、渋川 直紀^{*2}、新関 良樹^{*2}、野村 大輔^{*2}、田沼 唯士^{*3}、笹尾 泰洋^{*4}、
山本 悟^{*5}、奥田 洋司^{*6}、橋本 学^{*6}、渡邊 論^{*7}、小林 孝雄^{*7}、末光 啓二^{*8}、袁 熙^{*8}、
福井 義成^{*9}、廣川 雄一^{*9}、西川 憲明^{*9}

*1 株式会社 東芝 京浜事業所

*2 株式会社 東芝 電力・社会システム技術開発センター

*3 帝京大学 ジョイントプログラムセンター

*4 帝京大学大学院 理工学研究科

*5 東北大学大学院 情報科学研究科

*6 東京大学大学院 新領域創成科学研究科

*7 東芝インフォメーションシステムズ株式会社

*8 アドバンスソフト株式会社

*9 独立行政法人 海洋研究開発機構

利用施設：独立行政法人海洋研究開発機構 地球シミュレータ

利用期間：平成 25 年 4 月 1 日～平成 26 年 3 月 31 日

アブストラクト

発電由来の CO₂ 排出量を削減するために、火力、地熱及び原子力発電用大型蒸気タービンの性能向上及び稼働率向上に有効な流体構造大規模連成解析を用いた高性能ターボ機械翼等の設計法の開発を行っている。タービンメーカー単独では困難な大規模非定常解析が必要となるので、海洋研究開発機構の地球シミュレータを用いて大規模解析を機器設計に適用するための解析の高精度化と検証解析を行った。

蒸気タービンを構成する重要部品である動翼は、静翼から流入する高速の蒸気流れを受けて回転して動力を生じる。動翼の最適設計は性能向上と遠心力低減、引いては機器のコンパクト化に効果があるが、材料強度の余裕を高精度で予測する必要があり、そのためには動翼に加わる流体励振力を精度良く予測する必要がある。本開発では蒸気タービン低圧最終段を流れる湿り蒸気の特徴を考慮して、最終段の静翼と動翼を一括して解析する CFD (Computational Fluid Dynamics) 解析と、最終段動翼の出口条件に大きな影響を及ぼす排気ディフューザの 360° 全周非定常 CFD 解析を実施する。蒸気タービンの設計運転条件を解析条件として、CFD 解析を実施して、動翼に加わる非定常流体力を求める。実機タービンの実測値を用いて、長翼下流のディフューザ流れを対象に解析法の精度検証を行い、実機と同じ湿り蒸気条件で解析結果と実験結果が良好に一致することを確認した。構造解析に関して

は、単独翼での解析に加えて、実機と同じ綴り構造を忠実にモデル化した、6本の動翼と2本の綴り棒（レーシングワイヤ）からなるセグメントの構造解析を行い、設計計算と従来の計測データとの比較によって妥当な解析結果であることを確認した。更に、流体解析結果のデータを構造解析格子に3次元内挿するモジュールを開発して、前述した最終段落の静動翼列非定常解析の結果を境界条件とした構造解析を行って、翼表面に加わる非定常流体力分布を求め、非定常構造解析を実施した。

キーワード：流体構造連成解析、蒸気タービン、動翼、非定常流体力、排気ディフューザ、有限要素法

1. 本プロジェクトの目的と概要

地球温暖化対策を具体的に進めるための産業部門別の削減量の試算（Energy Technology Perspectives 2008, IEA,2008-6-6）によると、電力発電時のCO₂削減割り当て量は全施策中で最大の38%となっている。火力発電、原子力発電など全ての種類の発電システムにおける全世界の総発電量の7割近く（IEA, World Energy Outlook 2013, November 2013のデータから推定）が蒸気タービンによっていることから、蒸気タービンの効率向上は、環境負荷低減を推進する上で大きな効果が期待できる研究課題であることが分かる。

蒸気タービンを構成する重要部品である動翼は、静翼から流入する高速の蒸気流れを受けて回転して、動力を生じる。動翼を薄翼化することは性能向上と遠心力低減、引いては機器のコンパクト化に効果がある。また動翼の翼長を増加させることは、壁面近くの損失が大きい部分の割合が相対的に減少することと排気流速を低減して損失を低減する効果がある。翼の厚みや翼の長さなどは動翼の材料、回転数、使用される温度圧力等の条件に対応して設計基準に基づいて決められている。ただし、これには従来形状を大きく変更することは考慮されていない。従って、従来形状にこだわらないで、タービンの信頼性を確実に確保した上で更なる高性能設計を行うためには、流体力や流体励振力を精度良く予測して、動翼に加わる定常及び非定常応力を精度よく求める必要がある。この目的のためには、CFD（Computational Fluid Dynamics）解析を実施して、求められた非定常流体力を用いて動翼の構造解析を行い静応力と振動応力がそれぞれの設計限界以内であることを精度良く予測する必要がある。特に、振動応力は翼列流れに周方向の不均一が生じる部分負荷条件で増加することが知られており、翼列全周（360°）全枚数を対象とした大規模領域で、流体解析と構造解析を連成して実行する必要がある。運転中に動翼に働く非定常流体力を精度良く予測し、更にこの非定常流体力を低減することで、流体損失を最小化する最適空力設計が可能となり、蒸気タービンの性能を現状より向上することが可能となる。同時に、非定常流体力を精度良く予測することで、非定常流体力を低減するための静翼及び動翼の離調設計（detuning design）が効率的に実施でき、これにより動翼の寿命を現状より延ばすことが可能となる。その結果、発電システムのライフサイクル中の修理・補修停止期間が短縮され、この点でもタービンのライフサイクル全体での実効発電効率を向上させることができる。

平成24年度のプログラムにおいては、構造解析の精度検証と精度向上を行い、流体解析の結果を用いて構造解析を実行するためのデータ変換モジュールを試作した。平成25年度のプログラムにおいては、流体解析による最終段静動翼列非定常解析と最終段下流の排気ディフューザの非定常解析を引き

続き実施し、前述したデータ変換モジュールを用いて、動翼表面に加わる非定常流体力を非定常境界条件として与えて最終段動翼の非定常構造解析を実施する。

流体解析プログラムとして、東北大学の山本悟教授により開発された数値タービンを地球シミュレータ向けに最適化して、最終段性能に影響を及ぼす排気ディフューザ解析を行った。また、最終段静動翼列定常流体解析には、設計計算として用いている商用パッケージソフトを用いた。



図 1.1 発電用大型蒸気タービン低圧ロータと下半車室¹⁾

構造解析プログラムは、東京大学の奥田洋司教授により開発された FrontISTR を用いた。このプログラムは地球シミュレータ上での約 1 億格子点でのテスト解析で、良好なベクトル化率と並列化率を達成している。

図 1.1 に本プロジェクトで解析対象とする発電用大型蒸気タービンで用いられる典型的な低圧ロータと車室の下半側（低圧タービン内部構造を示すために車室の上半側を外している）の写真を示す。この低圧ロータは 6 段の動翼列で構成されており、最下流（この写真では右端）の最も長い動翼が最終段動翼である。最終段を含む低圧部下流側の 3 段落程度の動翼を一般に長翼と呼んでいる。長翼段落、特に最下流に位置する最終段動翼の流れは、上流段落からの半径方向と周方向の速度及び流量の不均一と時間変動の影響を受け、同時に下流の排気ディフューザと双方向に影響を及ぼし合っているため、この部分の解析精度向上が非常に重要である。最終段の下流には排気ディフューザがあり、排気流れはこの部分で減速しながら下側方向に向きを変えて、真下に位置する（写真では見えない）復水器に流入する。蒸気タービン低圧ディフューザは構造上の制約からできるだけコンパクトに設計する必要があり、一方でディフューザで剥離が発生すると静圧回復が十分にできなくなるばかりでなく、上流の最終段動翼の性能を低下させるので、高度な解析技術と設計技術が要求される。本プロジェクトでは、地球シミュレータを用いた高精度な流体解析と構造解析を用いて、高性能ターボ機械翼、特に蒸気タービン低圧最終段動翼と排気ディフューザの設計の最適化等に適用できる技術を開発する。

2. 本プロジェクトの内容と得られた成果の概要

2.1 非平衡凝縮を考慮できる三次元圧縮性流れの基礎方程式および数値解法

2.1.1 基礎方程式

本研究の排気ディフューザ解析では、三次元圧縮性 N-S 式に蒸気の相変化を考慮した蒸気の質量保存則、運動量保存則、エネルギー保存則、液滴の質量保存則、液滴の数密度保存則、乱流運動エネルギーおよびその比散逸率からなる次式を解く。

$$\frac{\partial Q}{\partial t} + \frac{\partial F_i}{\partial \xi_i} + S + H = 0 \quad (1)$$

ここで、 Q は未知変数ベクトル、 F は流束ベクトル、 S は粘性項、そして H は生成項であり、次のように表される。

$$Q = J \begin{bmatrix} \rho \\ \rho w_1 \\ \rho w_2 \\ \rho w_3 \\ e \\ \rho\beta \\ \rho n \\ \rho k \\ \rho\omega \end{bmatrix}, F_i = J \begin{bmatrix} \rho W_i \\ \rho w_1 W_i + \partial \xi_i / \partial x_1 p \\ \rho w_2 W_i + \partial \xi_i / \partial x_2 p \\ \rho w_3 W_i + \partial \xi_i / \partial x_3 p \\ (e+p)W_i \\ \rho\beta W_i \\ \rho n W_i \\ \rho k W_i \\ \rho\omega W_i \end{bmatrix}, S = -J \frac{\partial \xi_i}{\partial x_j} \frac{\partial}{\partial \xi_i} \begin{bmatrix} 0 \\ \tau_{1j} \\ \tau_{2j} \\ \tau_{3j} \\ \tau_{kj} u_k + (\kappa + \kappa') \partial T / \partial x_j \\ 0 \\ 0 \\ \sigma_{kj} \\ \sigma_{\omega j} \end{bmatrix}, H = -J \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \rho(\Omega^2 x_2 + 2\Omega w_3) \\ \rho(\Omega^2 x_3 - 2\Omega w_2) \\ 0 \\ \Gamma \\ I \\ S_k \\ S_\omega \end{bmatrix} \quad (2)$$

本研究で取り扱う気液二相流は液滴の質量分率が十分に小さい均質流を仮定する ($\beta < 0.1$)。湿り蒸気の状態方程式および音速の式は石坂ら²⁾により定式化された下式より算出する。

$$p = \rho RT(1 - \beta) \quad (3)$$

$$c^2 = \frac{C_{pm}}{C_{pm} - (1 - \beta)R} \frac{p}{\rho} \quad (4)$$

ただし、

$$C_{pm} = \beta C_{pl} + (1 - \beta) C_{pv}$$

C_{pl} 、 C_{pv} は水および 蒸気の定圧比熱であり、それぞれ 4.184、1.882kJ/(kg•K) とした。

2.1.2 凝縮モデル

凝縮による液滴の質量生成率 Γ は古典凝縮論に基づき、凝縮核生成と液滴の成長による質量増加の和で表される。本研究ではさらに、液滴の成長を液滴の数密度を関数にした式で近似した次式を用いる²⁾。

$$\Gamma = \frac{4}{3} \pi \rho_l \left(I r_*^3 + 3 \rho n r^2 \frac{dr}{dt} \right) \quad (5)$$

凝縮核生成率 I は大気中の塵などを凝縮核とする不均一核生成を仮定する場合には常にゼロである。一方、均一核生成の場合には、Frenkel³⁾ によって定式化された次式を用いて算出する。

$$I = q_c \left(\frac{2\sigma}{\pi m^3} \right)^{1/2} \frac{\rho^2}{\rho_l} \exp\left(-\frac{4\pi r_*^2 \sigma}{3kT}\right) \quad (5)$$

ここで m 、 k は水の分子量およびボルツマン定数である。 q_c は凝縮係数であり、通常 0.1 から 1.0 までの値を取る。 r_* は Kelvin-Helmholtz の凝縮核臨界半径であり、次式より求める。

$$r_* = \frac{2\sigma(T)}{\rho_l RT \ln(s)} \quad (6)$$

ここで、 $s = p / p_s(T)$ は過飽和蒸気圧率であり、 $p_s(T)$ は飽和蒸気圧である。

蒸気中における液滴の表面張力 σ は Young⁴⁾ によって次式のような温度の多項式より算出する。

$$\sigma(T) = \left(82.27 + 75.612T_R - 256.889T_R^2 + 95.928T_R^3 \right) \times 10^{-3} \quad (7)$$

ただし、

$$T_R = \frac{T}{647.286}$$

1 個の液滴の成長率 dr/dt は蒸気凝縮に最適化された Gyarmathy⁵⁾ モデルより算出した。

$$(h_v - h_l) \frac{dr}{dt} = \frac{\lambda_v (T_l - T_v)}{r \rho_l \left(\frac{1}{1 + 4Kn_l} + 3.78(1 - \nu) \frac{Kn_l}{Pr_v} \right)} \quad (8)$$

ここで、 ν は次式で定義される。

$$\nu = \frac{R_v T_s(p)}{h_{fv}} \left[\alpha - \frac{1}{2} - \frac{2 - q_c}{2q_c} \left(\frac{\gamma + 1}{2\gamma} \right) C_p \frac{T_s(p)}{h_{fv}} \right]$$

h_{fv} は蒸発の比エンタルピ、 α は液滴の成長パラメータであり5.0とした。気液界面近傍での二相間の温度差は過飽和温度 ΔT を用いて次式で与えた⁵⁾。

$$(T_l - T_g) = \left(1 - \frac{r_s}{r} \right) \Delta T \quad (9)$$

ただし、

$$\Delta T = T_s(p) - T$$

2.1.3 数値解法

数値解法として、空間差分にはRoeの流束差分法⁶⁾および4次精度コンパクトMUSCL TVDスキーム⁷⁾を用いた。粘性項には2次精度中心差分を用い、乱流モデルにはSSTモデル⁸⁾を用いた。時間積分にはLU-SGS法⁹⁾を用いた。

2.1.4 低圧最終段静動翼列と排気ディフューザの流体解析

低圧タービン最終段落動翼に加わる流体力は、最終段動翼の上流に設置された静翼列の流れの影響を強く受ける。同時に下流の排気ディフューザの流れの影響も受ける。更に、排気ディフューザは上流にある最終段動翼と下流側の排気室構造の影響を受ける。一方で、本解析の対象とする発電用大型蒸気タービンは、タービンだけの全長が40m近くあり、タービン段落（静翼列と動翼列で構成されるタービンの主要要素）は高圧・中圧・低圧タービン全体で20段落を超える設計が多い。更に、タービンの上流には蒸気弁が、下流には復水器があり、これらの構成要素、構成部品の全てを一括して解析することは現実的ではない。そこで、注目する構成要素の上流及び下流側からの影響を計測と解析によって解明して、流体力学的及び構造力学的に適切にモデル化して解析の際の境界条件に反映させることが必要になる。

図2.1は、今回の解析に用いた蒸気タービン低圧最終段及び排気ディフューザの形状と解析領域を示す。従来の研究^{2),4),6),7),8)}によって最終段静動翼列の解析は、湿り蒸気、遷音速流れの条件においても非定常流れの解析が出来る見通しが得られている。一方、大型蒸気タービンの排気ディフューザは、軸方向距離の設計上の制約によって、ディフューザ理論の示す理想的な拡大率を用いた設計が事実上適用できず、

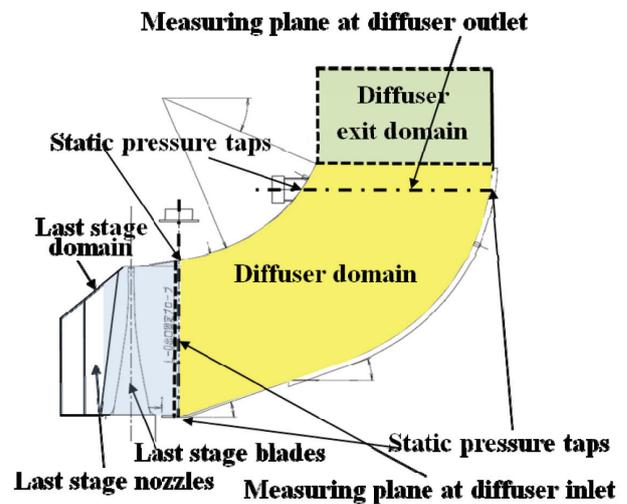


図 2.1 低圧最終段及び排気ディフューザ形状と解析領域

剥離を伴う流れになっていることが多い。この部分は蒸気の湿り度が大きく、計測に困難が伴うので、実機での計測例も少なく、更に上流の最終段動翼と下流の排気室の影響を受けるため、従来は精度が検証された解析法の報告がほとんどなかった。そこで、本報では互いに影響を及ぼす、最終段領域、ディフューザ領域、ディフューザ出口領域の3領域に注目して、相互の影響を考慮する解析を行った。最終段領域とディフューザ領域の境界とディフューザ領域とディフューザ出口領域の境界近くのディフューザ内に設けた2断面において計測した流体計測結果を用いて、各領域間の境界に適切な境界条件を設定して解析を行った。

排気ディフューザ領域とディフューザ出口領域の解析には、前述した非平衡凝縮を考慮できる数値解析法(数値タービン)⁷⁾を、最終段領域の解析には簡易的に状態方程式を用いたパッケージソフト(NUMECA FINE /Turbo)を用いた。

図 2.2 は最終段静動翼列と排気ディフューザ表面の解析格子を示す。最終段静翼列と動翼列の解析空間格子数は約 800 万、排気ディフューザの解析空間格子数は約 200 万となっている。

図 2.3 は通路部高さ 50% の位置の最終段静翼列と動翼列の解析格子の展開図である。静翼列(左側)と動翼列(右側)の接合面はスリップ境界になっており、動翼列の回転方向(この図では下側)に動翼列が移動しながら非定常解析を行うことで、静動翼列の干渉効果を含む解析が可能となる。なお、本解析は本来は全静翼、全動翼を対象として全周解析を行う必要があるが、解析に用いた静翼列と動翼列の枚数比が 2:3 に非常に近いので、静翼列のピッチ・コード比を保持して静翼列のみスケールをわずかに変更することで静翼列と動翼列の上下の端部境界をそれぞれ完全な周期境界条件で結合することができ、図示した静翼 2 通路、動翼 3 通路で全周解析を実施できる設定とした。

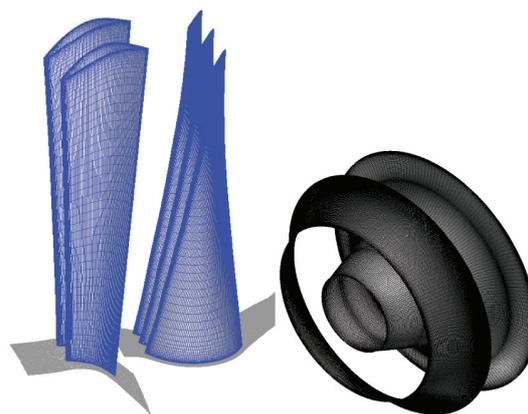


図 2.2 最終段静動翼列と排気ディフューザ表面の解析格子

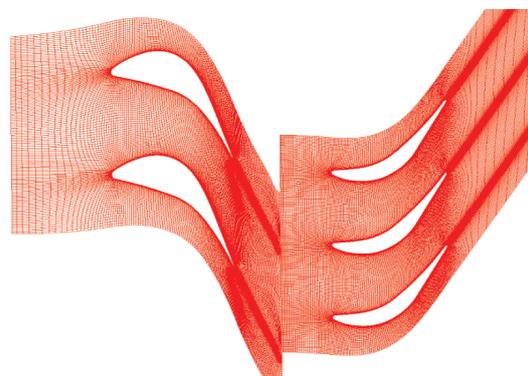


図 2.3 最終段静動翼列の解析格子

2.1.5 上流翼列と下流排気室の影響を考慮した排気ディフューザ流れの解析結果

低压タービンを通過した湿り蒸気は、ディフューザと外部ケーシングで構成される排気室を経て復水器へと流入する。ディフューザの役割は、低压タービンを通過した高速の蒸気流れを十分に減速し、その運動エネルギーを圧力へと変換することである。復水器には海水を通すためのパイプが多数設置されており、蒸気は冷却されて水へと戻る。復水器内部の圧力(復水圧)は海水温や地域によって異なるが、日本の蒸気タービン発電システムで採用している標準的な圧力は 5kPa (0.05 気圧) 前後が多く、真空に近い低压状態になっている。ディフューザの静圧回復性能が高ければ、低压タービンの出口静圧を下流の復水器圧力より更に低下することができ、タービン出力を増加することができる。このように、ディフューザの静圧回復性能は低压タービンの性能を大きく左右する。更に、最終段動翼の流れは下流側のディフューザ流れと相互に影響しあっているので、湿り蒸気の特徴を考慮できる、

精度の良いディフューザ解析が必要とされている。

実機での計測データを有する発電用大型蒸気タービン低圧排気ディフューザを解析対象として図 2.1 のディフューザ領域とディフューザ出口領域における全周 360° の解析を行った¹⁹⁾。図 2.4 は静圧分布の解析結果を周方向 4 箇所の子午面上で可視化している。ここで、角度は周方向位置を表し、0° が真上で上流から見て反時計方向に定義し、90° は上流から見て左を表す。青色が静圧が低い部分、黄色が高い部分を表す。半径方向に静圧の分布があり、ハブ側よりチップ側の静圧が低くなっている。また、周方向にも静圧の分布があることが分かる。

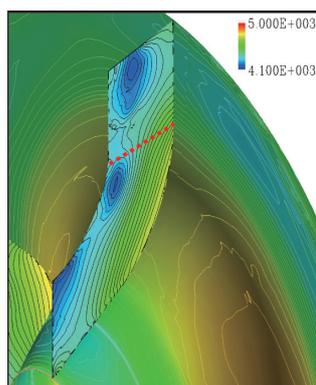


図 2.4(a) 解析静圧分布 4° の位置

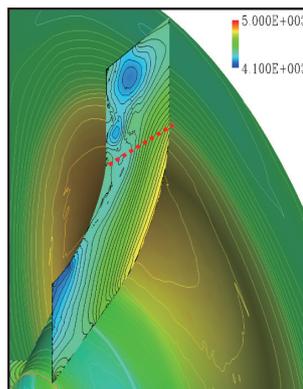


図 2.4(b) 解析静圧分布 96° の位置

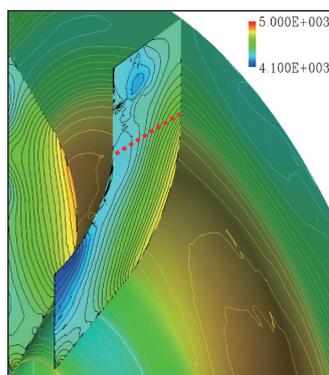


図 2.4(c) 解析静圧分布 208° の位置

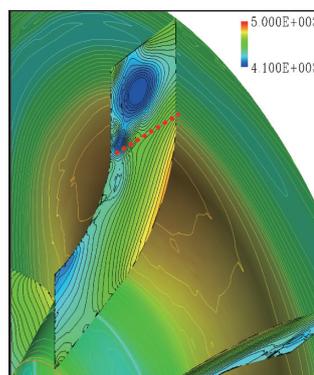


図 2.4(d) 解析静圧分布 264° の位置

ディフューザの静圧回復係数を式 (10) で、相対静圧回復係数を式 (11) で定義する。

$$C_{pr} = \frac{P_{sout} - P_{sin}}{P_{tin} - P_{sin}} \quad (10)$$

$$\begin{aligned} \text{Relative } C_{pr} \\ = \frac{C_{pr}}{\text{Circumferential Average of Measured } C_{pr}} \end{aligned} \quad (11)$$

図 2.4 の解析の結果から、ディフューザ領域単独での解析結果とほぼ同じ結果になることが分かったので、下流境界条件をより精度良く設定できるディフューザの領域単独での解析を行って静圧回復係数を求め、計測値と比較を行った。図 2.5 にこの結果を示す。ディフューザ入口湿り度 3.5% の条件である。黒の点線が内周と外周の解析結果の平均値の周方向分布を表わす。この結果を周方向に平均すると 1.021 となる。これは実験値との誤差が 2.1% であることを示している。この誤差は無視できる量ではないが、設計者がディフューザの静圧回復係数を相対比較しながら形状の最適化を行うためには十分使用できる精度であると言える。また、周方向の変動の最大値と最小値が解析と計測でほぼ一致していることが分かる、このことは、周方向の分布としても設計に適用できる精度を有していることを示している。ただし、左右の分布がほぼ逆転しており、この部分は改善の余地がある。解析対象としている低压タービンは下方排気型の排気室（低压タービンの直下に復水器があるタイプ）を採用しており、ディフューザにおいては上下方向の編流が大きく、左右の流れの差は小さい。一方、剥離領域はわずかな条件の違いで右か左に偏って生じると考えられる。

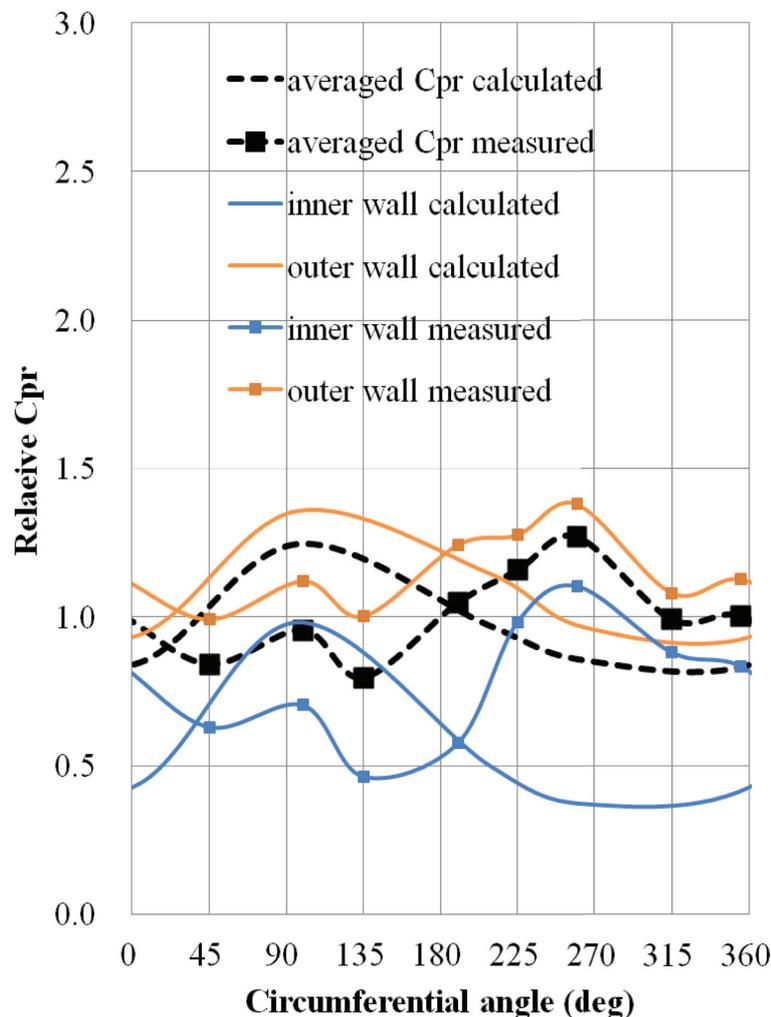


図 2.5 ディフューザの静圧回復係数の解析結果と計測結果の比較

2.1.6 下流排気ディフューザの影響を考慮した低圧最終段静動翼列非定常流体解析結果

蒸気タービン動翼に加わる非定常流体力には、二種類の主要な発生要因がある。第一の要因は上流及び下流に位置する他の翼列との空力的相互干渉であり、第二の要因はタービン段落の途中か上流及び下流の構造や部分負荷時の流れの偏りに起因する周方向の流量及び静圧分布である。本開発プロジェクトにおいては、どちらの要因も考慮できる設計法の開発を進めている、本節では設計負荷の条件で第一の要因である翼列間空力干渉と第二の要因の内の動翼下流の静圧分布を与えて、どの程度の非定常流体力が生じるかを調べた¹⁹⁾。

発電用大型蒸気タービン低圧最終段の静翼列と動翼列においては、通常は翼長が1mを越えるため、翼ルート部(根元部)と先端部の半径比(ボス比)が2.0を超える設計となり、設計負荷条件では、翼ルート部近くの静翼絶対流出速度と翼先端近くの動翼相対流出速度は共にMach数1.8前後の超音速流れとなる。このため、流路中央からルート側に近い動翼入口側翼面には静翼後縁から生じる斜め衝撃波が衝突して反射する。衝突位置は動翼の回転に伴って刻々と変化するので、動翼が静翼の1ピッチ(一つの静翼から隣接静翼の間隔)を通過する周期で表面圧力の変動が生じる。同時に、静翼後縁から流出する速度欠損部分(後流)も動翼翼列に流入すると動翼表面圧力の変動を引き起こすので、動翼表面には衝撃波の衝突と静翼後流の流入の2種類の外乱による表面圧力変動が生じる。この表面圧力変動が翼列間空力干渉による非定常流体力となり、動翼の振動応力が増加する原因となる。更に、下流静圧に周方向分布があると、動翼列からの流出速度が一周回転する間に変化するので、動翼流体力が変動する要因となる。

解析結果の一部を図2.6、2.7に示す。

図2.6は瞬間絶対マッハ数分布(左は下流静圧最少、右は下流静圧最大)を示す。動翼下流の静圧変動は、実機で計測された分布を用い、静圧最少となる動翼位置と静圧最大となる動翼位置の2ケースで、静動翼列非定常干渉解析を行った結果である。動翼根本近くでは静翼後縁衝撃波の影響が支配的で、動翼先端近くでは衝撃波がなくなり、静翼後流の影響が見られる。一方、動翼下流静圧の違い(左右の図の比較)は小さい。

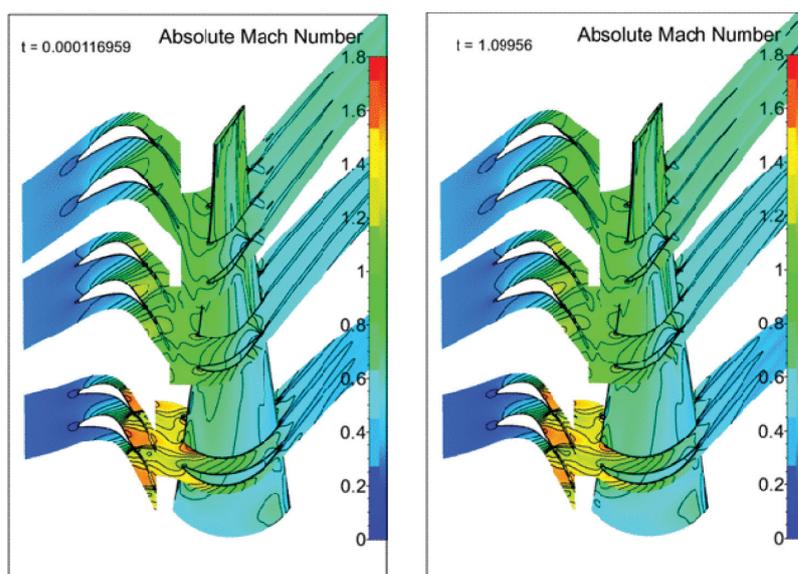


図 2.6 瞬間絶対マッハ数分布 (左は下流静圧最少、右は下流静圧最大)

図 2.7(a), (b) は 50% 高さ断面における動翼表面静圧の時間変化を示す。(a) は下流静圧最少、(b) は下流静圧最大の条件における解析結果である。どちらの条件においても、上流側の翼背側と腹側に大きな静圧の変動が見られる。これは静翼後縁の衝撃波の影響が大きいと推定される。一方、下流静圧の条件の違いはこちらでも小さいことが分かる。

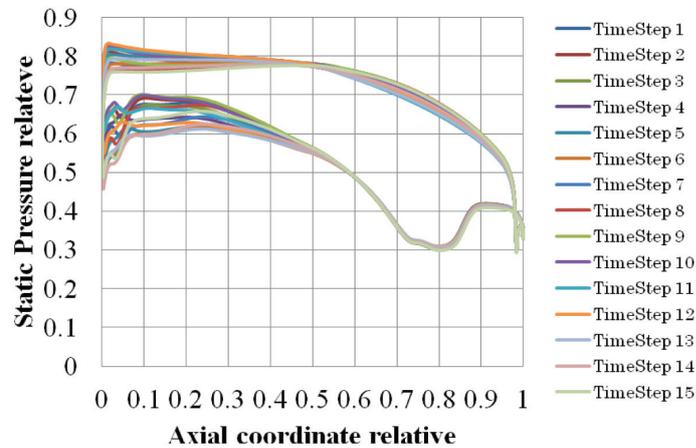


図 2.7(a) 50% 高さ断面における動翼表面静圧の時間変化（下流静圧最少）

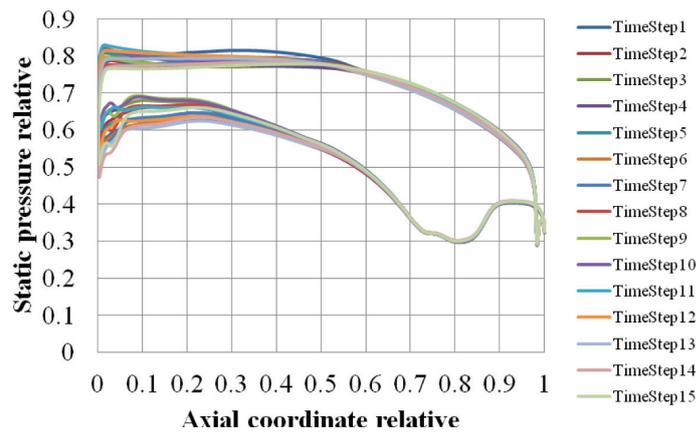


図 2.7(b) 50% 高さ断面における動翼表面静圧の時間変化（下流静圧最大）

2.2 動翼の構造解析¹⁸⁾

2.2.1 並列有限要素法構造解析プログラム FrontISTR

大規模並列計算に適した有限要素法コードである FrontISTR¹⁶⁾ を用いて動翼の構造解析を行った。FrontISTR では大規模問題への対応のために、反復法ソルバーを前処理法と組み合わせて使用するが、反復法では収束が困難な場合や収束に長時間を要する場合には、直接法を選択できる。並列解析は領域分割の考え方に基づいている。並列計算に先だって、メッシュに分割された解析領域はメモリの分散に応じて局所化された複数の部分領域のデータに分割される。各部分領域で局所化されている独立な演算部分は並列に実行される。

FrontISTR は今回の研究開発プロジェクトに際して、地球シミュレータ上でのチューニングを行い、ベクトル化と並列化の最適化を実施した。節点数 36,728,129、要素数 26,289,770、自由度数 110,184,387 の構造解析モデルを地球シミュレータ上で計算した際のプロセッサ数と計算速度比の結果を図 2.8 に示す。ベクトル演算率 96.7 %、並列化率 99.86% となった。

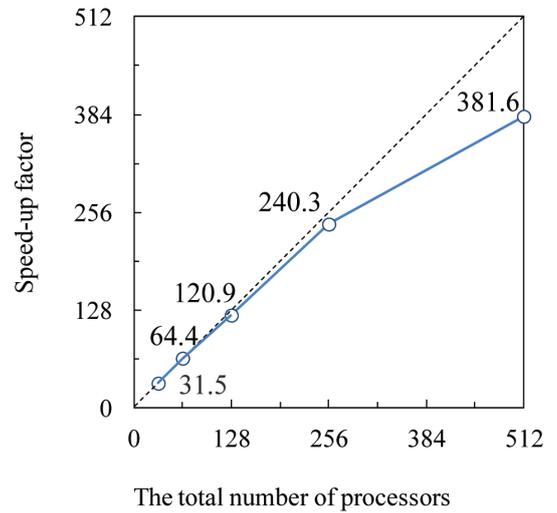


図 2.8 CPU 数と加速率の実績値

2.2.2 構造解析結果

前述した流体解析と同じ翼列形状と解析条件を用いて有限要素法構造解析を行った¹⁸⁾。構造解析においては、実機と同じ動翼綴り構造を忠実にモデル化して、6本の動翼と2本の綴り棒（レーシングワイヤ）からなるセグメントを一括して解析を行った。

図 2.9 に動翼1枚の解析格子を示す。節点数は 218,129、要素数は 190,892、全自由度数 654,387 である。図 2.10 は動翼6枚の解析格子を示す。節点数は 1,530,378、要素数は 1,345,352、自由度数は 4,591,134 である。

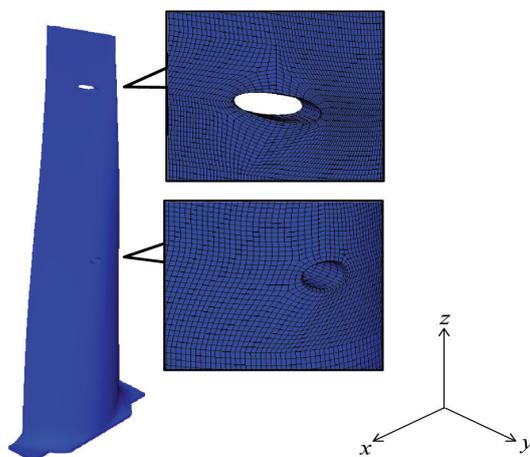


図 2.9 動翼構造解析格子

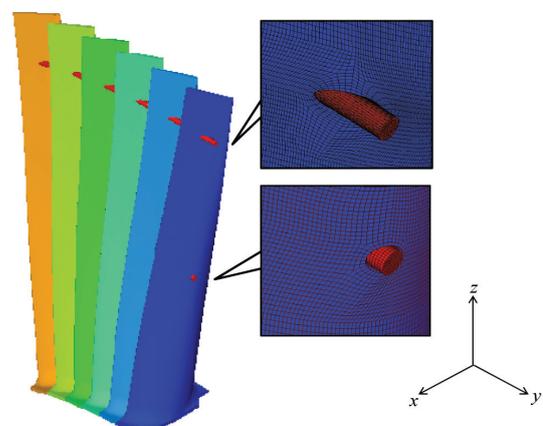


図 2.10 構造解析格子 連結構造部分拡大図

解析結果の例として、図 2.11 に 6 枚翼の固有値解析で求めた振動モードを示す。計測データは 1 次 256Hz、2 次 450Hz、3 次 560 ~ 580Hz となっており、構造解析のモデル化が概ね妥当であることが確認できた。

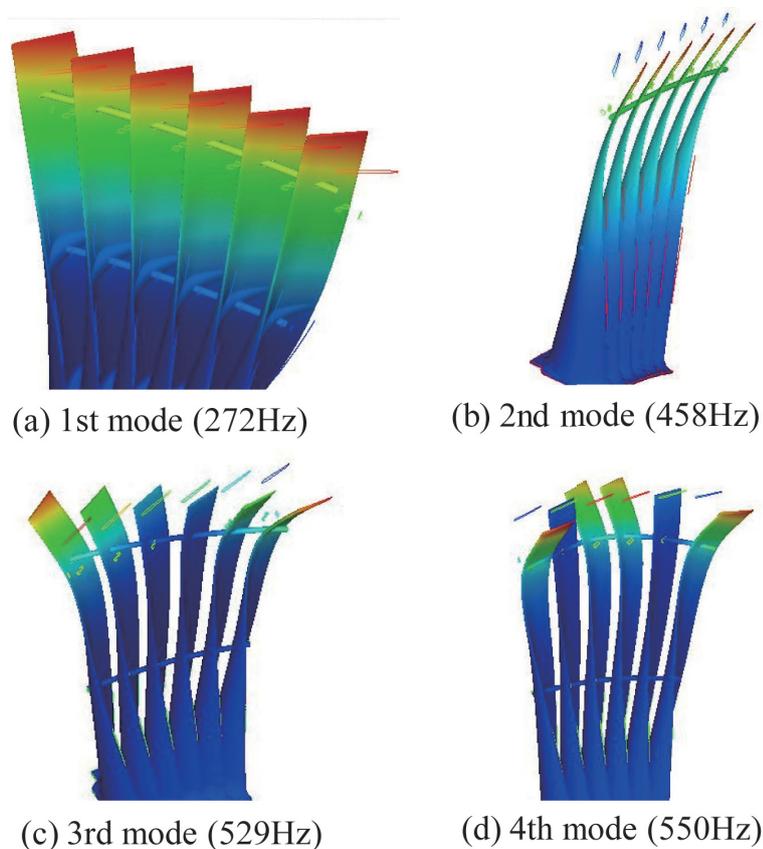


図 2.11 固有値解析結果

次のステップとして、前述した非定常流体解析のデータを非定常境界条件に用いた構造解析を進めている。既に、流体構造一方向連成解析の結果として静動翼列非定常流体干渉によると推定できる周波数帯の励振加速度が表れることを確認している。実測値による検証を進めて、詳細を次報にて報告したい。

3. 社会的・経済への波及効果の見通し

1. 平成 25 年度の研究成果を用いることにより、設計負荷運転時の計算予測精度の向上を図ることができる。
2. 部分負荷運転時の周方向不均一流れによる非定常流体力の計算予測精度の向上、メカニズムの解明については、引き続き地球シミュレータを用いた研究を平成 26 年度も継続する。
3. 上記 1、2 の成果を高性能蒸気タービンの開発、実用化に適用できる見通しを得た。引き続き、実機データを用いて解析法の検証を進める。
4. 得られた成果は蒸気タービンに限らず、軸流ターボ機械全般の高性能化に適用できる。

従来のタービン動翼設計においては、流体力学的な損失を最小化できる理想的な形状に対して、運転中に想定される非定常流体力を運転実績や実機計測結果から予測して、剛性を増すために翼厚増加などの余裕を持った設計を採用していることが多い。非定常流体力の計算精度を向上できれば、剛性の制約条件を緩和させて、より流体損失を低減した最適設計が可能になる。その結果、蒸気タービンの効率を向上させることができる。

日本のメーカーで製造される蒸気タービンは北米、東南アジア、欧州など広く世界各国に輸出されており、今回のプロジェクトで開発した技術は日本国内だけでなく、世界各国における発電効率向上と発電由来のCO₂削減に貢献できる。

FrontISTR（フロントアイスター）は、文部科学省「イノベーション基盤シミュレーションソフトウェアの研究開発」プロジェクトにおいて開発されています。

FINE /Turbo は NUMECA 社の登録商標です。

参考文献

- 1) Tanuma, T., Sasao, Y., Yamamoto, S., Takada, S., Niizeki, Y., Shibukawa, N. and Saeki, H., "Numerical Investigation of Exhaust Diffuser Performances in Low Pressure Turbine Casings", Proceedings of ASME Turbo Expo 2011, GT2011-45677, 2011.
- 2) Ishizaka, K., Ikohagi, T. and Daiguji, H., "A High-Resolution Numerical Method for Transonic Non-Equilibrium Condensation Flow through a Steam Turbine Cascade", Proc. of the 6th ISCFD, 1, pp. 479-484, 1995.
- 3) Frenkel, J., "Kinetic Theory of Liquids", Dover, 1955.
- 4) Young, J. B., An Equation of State for Steam for Turbomachinery and Other Flow Calculations, Trans. ASME, J. Eng. Gas Turbines Power, 110, pp. 1-7, 1998.
- 5) Gyarmathy G., "Zur Wachstumsgeschwindigkeit kleiner Flüssigkeitstropfen in einer übersättigten Atmosphäre," Zeitschrift für angewandte Mathematik und Physik, 14-3, pp. 280- 293, 1963.
- 6) Roe, P.L., "Approximate Riemann Solvers, Parameter Vectors, and Difference Schemes, Journal of Computational Physics", 43, pp. 357-372, 1981.
- 7) Yamamoto, S. and Daiguji H., "Higher-Order-Accurate Upwind Schemes for Solving the Compressible Euler and Navier-Stokes Equations", Computers and Fluids, 22-2/3, pp. 259-270, 1993.
- 8) Menter, F.R., "Two-equation Eddy-viscosity Turbulence Models for Engineering Applications", AIAA Journal, 32-8, pp. 1598-1605, 1994.
- 9) Yoon, S. and Jameson, A. "Lower-upper Symmetric-Gauss-Seidel method for the Euler and Navier-Stokes equations", AIAA Journal, 26, pp. 1025-1026, 1988.
- 10) He, L., Computation of unsteady flow through steam turbine blade rows at partial admission, 1997 Proceedings of Institution of Mechanical Engineers, 211, Part A, 197-205, 1997.
- 11) Sakai, N., Harada, T. and Imai, Y., Numerical Study of Partial Admission Stages in Steam Turbine, 2006 JSME International Journal, Series B, 49, 2, 212-217, 2006.

- 12) Gao, L., Dai, Y., Rotor dynamic analysis on partial admission control stage in a large power steam turbine, Proceedings of ASME Turbo Expo 2010, GT2010-22608, CD-ROM, 2010.
- 13) Hushmandi, N., B., Fridh, Jens E., Fransson, T., H., Unsteady Forces of Rotor Blades in Full and Partial Admission Turbines, Journal of Turbomachinery, 133, 041017-1-041017-12, 2011.
- 14) 田沼唯士、佐々木隆、新関良樹、CFDを活用した高性能蒸気タービンの開発設計、東芝レビュー, 62, 9, pp. 22 -29, 2007.
- 15) Tanuma, T., Sasao, Y., Yamamoto, S., Niizeki, Y., Shibukawa, N., Saeki, H., “Numerical Investigation of Three-Dimensional Wet Steam flows in an Exhaust Diffuser with Non-Uniform Inlet Flows from the Turbine Stages in a Steam Turbine,” Proceedings of ASME Turbo Expo 2012, GT2012-69496, 2012.
- 16) 奥田洋司編著、有限要素法解析【II】 並列構造解析ソフトウェア FrontSTR を使いこなす、培風館, 2008.
- 17) Tanuma, T., Sasao, Y., Yamamoto, S., Niizeki, Y., Shibukawa, N., Saeki, H., “Aerodynamic Interaction Effects form Upstream and Downstream on the Down-flow Type Exhaust Diffuser Performance in a Low Pressure Steam Turbine,” Proceedings of ASME Turbo Expo 2013, GT2013-65901, 2013.
- 18) 橋本学、奥田洋司、田沼唯士、福井義成、渋谷直紀、奥野研一、高性能タービン翼設計のための大規模構造解析、日本機械学会計算力学講演会講演論文集、2013.
- 19) Tanuma, T., Sasao, Y., Yamamoto, S., Niizeki, Y., Shibukawa, N., Saeki, H., “Numerical Investigation of Steam Turbine Exhaust Diffuser Flows and Their Three Dimensional Interaction Effects on Last Stage Efficiencies,” Proceedings of ASME Turbo Expo 2014, GT2014-26665, 2014.