高圧蒸気タービンの不安定振動に関する研究* (部分送込の影響)

神 吉 博*¹, 谷 辻 啓 則*²

Study on Stability of High Pressure Turbine (Effect of Partial Admission)

Hiroshi KANKI*³ and Akinori TANITSUJI

*³ Department of Mechanical Engineering, Kobe University,
1-1 Rokkodai-cho, Nada-ku, Kobe-shi, Hyogo, 675-8501 Japan

Subsynchronous vibration of high-pressure steam turbine is one of the difficult problems to improve the reliability of power plant. Extensive work has been done to prevent the low frequency vibration of high-capacity steam turbine and most of the problems were practically solved⁽¹⁾. In the future, we must build up theoretical approach to design a new turbine operating under the steam condition of high-temperature and high-pressure. To design such an advanced steam turbine, it is necessary to solve the effect of partial admission on control stage of the steam turbine. This paper describes the experimental results from the scale model of the steam turbine and theoretical analysis of destabilizing forces. In theoretical analysis, destabilizing forces that take partial admission into consideration were analyzed. As a result, it was clarified that large destabilizing force was generated in partial admission condition and the destabilizing force varied periodically by the instant rotor position. In experimental study, we designed the new inlet seal for the prevention against the vibration. From the experimental result that increase of total flow rate leads the system stable, we showed the effectiveness of new inlet seal. And we paid attention to the step-up that is the step between blade and nozzle. As a result, it was experimentally proved that the step-up had a large influence on the rotor stability.

Key Words: Vibration of Rotating Body, Damping, Self-Excited Vibration, Subsynchronous Vibration, Steam Turbine, Steam Whirl, Partial Admission, Labyrinth Seal, Step-up

1. 緒 言

近年、温暖化現象をはじめとする環境問題に対して、火力、原子力、コンバインドサイクルプラントにおいて蒸気タービンの効率を高めることが必要となっている。タービンの効率を高める方法の一つとして、蒸気の入口条件をさらに高温・高圧なものとする傾向にある。これにともない、タービンの調速段において負荷の増加に対応して発生する低周波域での振動が問題となってきた。蒸気タービンで発生する低周波振動を図1に示す。

これらの振動は、低次の固有振動数成分の振動であることが特徴である。この中で、蒸気タービンにおける不安定振動はスチームホワールであり、スチームホ

Fig.1 Classification of subsynchronous vibration

ワールの原因としては、トルク励振力と、シール励振力の二つの不安定化力がある。これら二つの不安定化力が、ロータシステムの減衰を減少させ不安定振動を引き起こしていると考えられる。

これらの不安定化力は、全周送込時に関しては現在までさまざまな研究がなされてきて理論的・実験的に原因の解明がある程度の精度でなされてきている。し

* 原稿受付 2006年3月20日。

*¹ 正員、神戸大学工学部(〒675-8501 神戸市灘区六甲台町1-1)。

*² 学生員、神戸大学自然科学研究科。

E-mail: kanki@mech.kobe-u.ac.jp

かし、ブレード翼列の一部にのみ蒸気を導入する調速段ノズルにおける部分送込時に関しては、全周送込時よりも安定性が低下することがあるにもかかわらず、部分送込がスチームホワールに与える影響が理論的に十分解明されていないのが現状である。

スチームホワールの対策として、スクイズフィルムダンパの設置やスワールブレイカーの設置は、低周波振動の対策として大きな効果を発揮している。部分送込時に関しては、神吉ら⁽¹⁾(1997)により、調速段ノズルのバルブ開閉順序を調節することで低周波振動が十分に低減できるという結果が実験試験によって得られている。しかし、理論的にまだ不明な点も多い。

本論文では、スチームホワールのメカニズム解明のため簡略化した理論を用いてトルク励振力とシール励振力の解析と、不安定化する系に対して安定化対策として、不安定化力の大きさが変化するようなラビリンズシールの形状、ブレード入口部分の形状を提案し、減衰比を実験的に求めることでその有効性を確かめた。

2. 記号の定義

C_r : 初期クリアランス

c : チャンバ内の周方向流速

f : チャンバ断面積

F : ロータに加わる全接線力

F_{TF} : 全周送込時接線力増加分ベクトル

F_{TP} : 部分送込時接線力増加分ベクトル

L_f : 壁面での摩擦仕事

L_l : 渦流れへの供給エネルギー

L_t : タービン動翼長さ

P : チャンバ内圧力

q : 軸方向流量

U_r : せん断応力作用面のぬれぶち長さ(ロータ側)

U_s : せん断応力作用面のぬれぶち長さ(ステータ側)

V_{ax} : 軸方向流速

β : 熱力学的効率に依存する無次元数

ε : ふれまわり量

η_{sp} : ロータが偏心することにより生じる損失

η_{TP} : 部分送込より生じる損失

θ : 瞬時のロータのふれまわりの方向

ρ : 密度

τ_r : ロータ表面の周方向せん断応力

τ_s : ステータ表面の周方向せん断応力

φ : 偏心方向と接線力増加分ベクトルの位相差

添字

※ : 定常成分

i : シールチャンバ番号

3. 部分送込とは

本研究の対象は調速段である。図2は火力タービンであるが、図中の丸印で示した高圧タービンの第一段目が調速段である。調速段の軸方向からの断面を図3に示す。この図は本実験装置の調速段であり、部分送込の方法を示している。

部分送込とは、調速段のノズル翼列の一部にのみ蒸気を導入することである。部分送込を行うことで効率を低下させずに出力を調整できる。

White zone indicates valve opened, Black zone indicates valve closed.

Fig.3 Partial admission arc patterns on the control stage of the steam turbine

4. 部分送込を考慮に入れた不安定化力の理論解析

4.1 トルク励振力 トルク励振力は、ブレード先端の蒸気の漏れ流量の変化によるアンバランストルクによって発生する。全周送込の条件下におけるトルク励振力は、一般的に次式であらわされる。

$$K_T = \frac{F\beta}{2L_t} \quad (1)$$

このときのロータに働く接線力の x 方向, y 方向成分は次のようにあらわされる。計算にあたり、ロータの静止系および回転系の座標を図4のように設定した。

Fig.2 Example of steam turbine unit

$$F'_{TPx} = -\frac{F}{2\pi} \int_0^{2\pi} \left\{ \eta_u - \frac{\beta}{L_i} (C_r - \varepsilon \cos(\theta - \varphi)) \right\} \sin \varphi d\varphi \quad (2)$$

$$F'_{TPy} = -\frac{F}{2\pi} \int_0^{2\pi} \left\{ \eta_u - \frac{\beta}{L_i} (C_r - \varepsilon \cos(\theta - \varphi)) \right\} \cos \varphi d\varphi \quad (3)$$

部分送りの条件下での解析にあたって、部分送入時の流れは、非常に複雑な流れとなるので図5のように領域を円周方向に八分割し、単純に送入箇所と非送入箇所に分けた。

Fig.4 Coordinate of stage excitation force analysis

Fig.5 Simplification

Linhardt et al. (1961)⁽⁷⁾の文献で述べられている部分送入により生じる損失 η_p を用いて式(2), (3)を書き換えると次のようになる。

$$F'_{TPx} = -\frac{4F}{\sum_{k=1}^8 a_k} \sum_{k=1}^8 \left[a_k \int_{(k-1)\pi/4}^{k\pi/4} \left\{ \eta_{TP} - \frac{\beta}{L_i} \delta(\theta) \right\} \sin \varphi d\varphi \right] \quad (4)$$

$$F'_{TPy} = -\frac{4F}{\sum_{k=1}^8 a_k} \sum_{k=1}^8 \left[a_k \int_{(k-1)\pi/4}^{k\pi/4} \left\{ \eta_{TP} - \frac{\beta}{L_i} \delta(\theta) \right\} \cos \varphi d\varphi \right] \quad (5)$$

また、無次元数 a_k は次のように定義されている。

$$a_k = \begin{cases} 1 & (\text{流体の送入あり}) \\ 0 & (\text{流体の送入なし}) \end{cases}$$

x, y 方向成分の増加量 F_{TPx} , F_{TPy} は、偏心したときの接線力から初期の状態(偏心のない状態)での接線力を引いたものである。この接線力の増加量 F_{TP} のロータの偏心方向と直角の成分がトルク励振ばね定数(連成ばね定数)である。

計算結果を図6, 図7に示す。図6より、トルク励振力は瞬時のロータの位置(ふれまわり方向)によって変動していることがわかる。変動量は送入部分を減少させることで大きくなり、2/8 送入時他に比べて大きな最大値をとっている。これは送入部分を減らすことでノズルから出る空気の流速が大きくなり、トルク励振力の最大値も大きくなっていると考えられる。この結果はトルク励振力がロータのブレードとケーシング間のクリアランスに大きく依存していることを示している。図7は総流量の増加に対するトルク励振ばね定数の関係をあらわしている。図よりトルク励振力は総流量の増加とともに増加していき不安定化の傾向が強くなっていくことがわかる。またその傾向は、送入部分を減少させるにしたがって強くなっている。

Fig.6 Cross coupled spring coefficient perturbation versus instant direction of the rotor (0.15 m³/s)

Fig.7 Cross coupled spring coefficient versus total flow rate

4.2 シール励振力 シール励振力とは、シールチャンバ内の不均一な圧力分布が原因の不安定化力である。シール励振力の計算は文献(4)に記されている方法で行った。シール励振力の導出に際して次のような仮定をおいた。

- ・作動流体は気体とし理想気体の状態方程式が適用できる
- ・シール内では、温度が一定であるとする
- ・シール内では、等エントロピー変化をおこなう
- ・シールチャンバの断面積はふれまわりにより一定でなくなるが、その変化は微小であるため周方向微分を考えず時間微分のみを考える
- ・部分送入時のシール内の流れは、送入口所と非送入口所間の流体の出入りはないものとする

Fig.8 Control volume for calculation

Fig.9 Flow pattern in the seal chamber

基礎式としては連続の式(式(6)), 運動量保存の式(式(7)), エネルギー保存の式(式(8))次の3式を用いた。

$$\frac{\partial(\rho_i f_i)}{\partial t} + f_i \frac{\partial(\rho_i c_i)}{\partial \omega} + q_{i+1} - q_i = 0 \quad (6)$$

$$q_i c_{i-1} - q_{i+1} c_i - f_i \frac{\partial(\rho_i c_i^2)}{\partial \omega} - \frac{\partial(\rho_i f_i c_i)}{\partial t} - \frac{\partial P_i}{\partial \omega} f_i + \tau_{si} U_{si} + \tau_{ni} U_{ni} = 0 \quad (7)$$

$$q_i \frac{V_{axi}^2}{2} - q_{i+1} \frac{(A_i V_{axi})^2}{2} - L_{\beta} - L_{\eta} = 0 \quad (8)$$

これまでに得られた式の中でシールチャンバ内圧力, 周方向流速, 軸方向流量, シールクリアランスを定常成分と周方向の微小変動成分に分割することで線形化をおこなう。各量を次のようにあらわす。

$$\begin{cases} P_i = P_s(1 + \xi_i) \\ c_i = c_s(1 + \eta_i) \\ q_i = q_s(1 + \zeta_i) \\ \delta_i = \delta_s(1 + \psi_i) \end{cases} \quad (9)$$

式(9)を式(6)(7)(8)に代入することによってシールチャンバ内圧力を計算することができ, 円周方向に数値積分することによりロータに加わる力を求めることができる。

部分送入の状態は, 図5に示したように単純に領域を送入箇所と非送入箇所に分割するとともに, 図10のように入口スワール流速に分布を与えることで表現した。本実験でのシール部の入口スワール流速の測定結果より, 非送入口所での速度をほぼ0としている。また, 実機での実績よりスワールが回転方向に約20度ずれるという事実を考慮し, 本解析でも回転方向に20度ずらして速度分布を与えている。

■ : non-admitted area □ : admitted area

Fig.10 Distribution of inlet swirl

計算は, 図11に示すような本研究の実験装置のシール部分の形状を簡略化したモデルで行った。また, 表1にシール幾何を示す。

Fig.11 Seal model for analysis

Table 1 Specification of the seal

Rotor radius R_s	196.6×10^{-3} [m]
Pitch of seal P_t	29.4×10^{-3} [m]
Height of seal fin h	3.5×10^{-3} [m]
Clearance of 1 st seal δ_1	0.8×10^{-3} [m]
Clearance of 2 nd seal δ_2	0.8×10^{-3} [m]
Wetted perimeter length U_s	34.4×10^{-3} [m]
Wetted perimeter length U_r	29.4×10^{-3} [m]

計算結果を図 12, 図 13 に示す。

Fig.12 Cross coupled spring coefficient perturbation versus instant direction of the rotor

Fig.13 Cross coupled spring coefficient versus pressure difference

図 12 の瞬時のロータの位置（ふれまわり方向）とシール励振ばね定数の関係のグラフより、部分送入においてロータの位置によってシール励振ばね定数の値が周期的に変化していることがわかる。その周期的変化の振幅は 2/8 送入において特に大きい。不安定化力の円周方向の平均値に関しては部分送入間の違いは僅かであったが、2/8 送入などの部分送入においては、ロータの位置によって局所的にシール励振ばね定数が非常に大きくなるということがわ

る。4/8 送入と 6/8 送入を比べると 6/8 送入のほうが周期的変化の振幅が大きい、これはノズルの開き方が 6/8 送入では対称になっていないためであると考えられる。8/8 送入（全周送入）においてはロータの位置によるばね定数の変化は見られなかった。図 13 より、シール前後の圧力差を増加させるとシール励振ばね定数の値が増加することがわかる。各部分送入間の差は、圧力差を増加させるにしたがって大きくなり、2/8 送入において最も不安定化力が大きくなっている。

5. 実験

5.1 実験装置

本研究の実験装置の概念図を図 14 に、写真を図 15 に示す。また、ロータ系の諸元を表 2 に示す。実験装置の特徴は以下のとおりである。

- 1) 蒸気タービンの調速段をモデルとした実験装置である
- 2) 作動流体として空気を用いている
- 3) プロワで吸引することで実験装置内に空気を流す
- 4) インバータを用いることによりプロワの回転数を変化させ空気の総流量を変化させることができる
- 5) 非接触変位センサにより軸の振動を測定する
- 6) 不安定振動が発生しやすいように、系全体の減衰比、固有振動数は低く設計されている
- 7) 空気の送入口は 8 個あり、ふたを開閉することで部分送入を行うことができる

Fig.14 Schematic of experimental apparatus

5.3 実験結果 先に示した三つのシールタイプについて安定性を確かめるために流量（負荷）と減衰比の関係を実験によって求めた。減衰比は減衰自由振動波形から求めた。結果を以下に示す。

Fig.20 Measured damping ratio for standard case

Fig.21 Time waves showing the amplitude of vibration at the points A, B and C on the figure 20

Fig.22 Measured damping ratio for new inlet seal case

Fig.23 Measured damping ratio for step-up case

図 20 は基準タイプのシールでの実験結果を示している。グラフより総流量の増加，部分送入の送入箇所（負荷）の減少に従って減衰比が低下しロータ系の安定性が低下していることがわかる。また，2/8 送入において不安定振動を発生させることができた。図 21 は図 20 中の 2/8 送入の各条件(A, B, C)における時間波形を示している。グラフより流量の増加に従って安定性が低下している様子が確認できる。

図 22 は逆絞りフィンを取り付けたときの実験結果である。実験の結果，総流量が増加しても減衰比が低下せず，反対に増加した。また，部分送入の送入箇所を減少させても系が不安定化しなかった。ロータ系は逆絞りフィンによって安定化力（マイナスのトルク励振力）が働き安定化していることから，この実験結果より逆絞りフィンの有効性が確認できた。

図 23 はステップアップ量を増加させて実験を行った結果である。この実験結果でも減衰比は低下することなく増加していることから安定性は増加していると考えられる。つまり，ここではステップアップの増加により安定化力が生じることが初めて確認できた。

トルク励振力の発生原因を詳しく分けると，シールリークによるトルク励振力とステップアップによるトルク励振力の二種類に分けられる。逆絞りフィンはこの中でシールリークによるトルク励振力の符号を負にすることで安定化力を発生させた。また，ステップアップの増加はステップアップによるトルク励振力を安定化力として働かせることになった。

6. 結 言

以下のことを結言とする。

理論について 部分送入を考慮に入れたトルク励振力とシール励振力の単純化した理論解析を行った。

- 1) 部分送入の送入箇所の減少，総流量（負荷）の増加とともに不安定化力が大きくなる

- 2) 部分送入時にはステータ内のロータの瞬時の位置（ふれまわり方向）により不安定化力は周期的に変化する
- 3) シール部において、平均スワール流速（円周方向流速）の大きさが同じでも部分送入時の方がシール励振力は大きくなる

実験について 実際のタービンの調速段をモデルとした実験装置でシール部分、ブレード入口部分の形状を変化させて実験を行った。

- 4) 部分送入の送入口の減少、総流量の増加とともに減衰比が減少しロータ系の安定性が低下するという理論と一致する結果が得られた
- 5) モデル実験では不可能とされてきた不安定振動発生を独特の工夫により解決し、実際に不安定振動を低い圧力で発生させることができた
- 6) 振動対策として逆絞りフィンを新しく設計し実験して、流量（負荷）が増加しても減衰比が低下せずに上昇する結果が得られ逆絞りフィンの有効性が確認できた
- 7) ステップアップがロータの安定性に大きな影響を与えることをはじめて実験により実証した

謝 辞

長年の研究支援に対し三菱重工業（株）の関係者の皆様に深く感謝します。

文 献

- (1) Kanki, H. et al., PREVENTION OF LOW-FREQUENCY VIBRATION OF HIGH-CAPACITY STEAM TURBINE UNITS BY SQUEEZE-FILM DAMPER, *Transaction of the ASME DETC'97* (1997)
- (2) Kanki, H. and Tanitsuji A., STABILITY OF HIGH PRESSURE TURBINE UNDER PARTIAL ADMISSION CONDITION, *ASME paper DETC2005-84774*, 2005
- (3) Ehrich, F. F., HANDBOOK OF ROTORDYNAMICS, *McGraw Hill, Inc* (1992)
- (4) Iwatsubo, T. et al., The Unstable Vibration of the Rotor with Labyrinth Seals : 3rd Report, The Fluid Force Based on the Theory Considering Energy Loss in Labyrinth Seals, *Journal of the Japan Society of Mechanical Engineers*, Vol. 51, No. 462 (1985), pp. 288-296.
- (5) Komotori, K., A Consideration on the Labyrinth Packing of Straight Through Type, *Journal of the*

Japan Society of Mechanical Engineers, Vol. 23, No. 113 (1957), pp. 617-623.

- (6) B, T, RUNOF.(in Russia), Research and Prevention for Vibration of Steam Turbine Unit, (1982), pp.315, Moscow Energy Publishing
- (7) Linhardt, H, D., Analysis of Partial Admission Axial Impulse Turbine, (1961), pp297-308, American Rocket Society Journal