

博士論文

数値解析によるラビリンスシール不安定流体力の評価と
設計指針の構築

西嶋 規世

目次

1. 緒言	5
1-1 背景	5
1-2 既研究とその課題	10
1-3 本研究の目的	12
2. シール流体力の評価方法と解析手法	14
2-1 蒸気タービンのラビリンスシール	14
2-2 流体力と評価指標	16
2-3 CFD による流体力の算出	18
2-4 CFD 解析手法	20
2-5 解析メッシュ作成	30
2-6 解析手法およびメッシュ作成条件のまとめ	32
2-7 流体力の必要な予測精度	33
3. 解析モデルの構築と要素実験を対象とした検証	36
3-1 岩壺らの実験を対象とした解析	36
3-2 Picardo らの実験を対象とした解析	42
3-3 解析モデルの構築と要素実験を対象とした検証のまとめ	54
4. 蒸気タービン実機実装時の影響	55
4-1 実機実装時の影響	55
4-2 対象としたシール形状	55
4-3 解析モデルと条件	57
4-4 メッシュ生成とメッシュ依存性の検討	62
4-5 解析結果(シール部の流れ場)	65
4-6 解析結果(モデル間の流体力の比較)	67
4-7 シール入口条件の影響範囲	73
4-8 解析結果(パラメータ依存性の考察)	77
4-9 蒸気タービン実機実装時の影響のまとめ	79

4-10	本研究で用いた解析モデルの整理	79
5.	動翼シールの評価	81
5-1	動翼シールのパラメータ依存性	81
5-2	対象としたシール形状	81
5-3	解析モデルと条件	83
5-4	メッシュ生成	83
5-5	解析結果(シール部の流れ場)	85
5-6	解析結果(ばね定数の算出結果)	90
5-7	解析結果(流れ場とギャップ依存性の関係)	93
5-8	解析結果(流体力の発生位置)	99
5-9	解析結果(減衰に与える影響)	105
5-10	動翼シールの評価のまとめ	109
6.	軸シールの評価	110
6-1	軸シールのパラメータ依存性	110
6-2	対象としたシール形状	110
6-3	解析モデルと条件	112
6-4	メッシュ生成とメッシュ依存性の検討	115
6-5	解析結果(シール部の流れ場)	116
6-6	解析結果(シール長さの影響)	120
6-7	解析結果(ギャップ依存性)	123
6-8	解析結果(減衰に与える影響)	128
6-9	軸シールの評価のまとめ	132
7.	設計指針	133
7-1	パラメータ依存性の定式化	133
7-2	従来のばね定数の評価式	133
7-3	新しいばね定数の評価式の構築	134
7-4	パラメータ依存性の評価と検証	139

7-5	設計への適用と減衰の評価	146
7-6	設計指針のまとめ	147
8.	旋回防止板による流体力低減	148
8-1	旋回防止板による流体力低減	148
8-2	対象としたシール形状	148
8-3	解析モデルと条件	150
8-4	解析結果(旋回防止板の効果)	150
8-5	解析結果(翼列性能に与える影響)	153
8-6	旋回防止板による流体力低減のまとめ	160
9.	結言	161
10.	参考文献	165

主な記号の説明

c, C	: 減衰係数 (N.s/m)
Cr	: シールギャップ (m)
c_u	: 旋回速度 (m/s)
D	: ロータ・シール直径 (m)
e	: シール偏心量 (m)
F	: 流体力 (N)
h	: シール高さ (m), エンタルピー (J/kg)
k, K	: ばね定数 (N/m), 乱流エネルギー (J/kg)
L	: シール長さ (m)
m, M	: 付加質量係数 (kg), 質量 (kg)
N	: フィン数 (-), 旋回防止板枚数 (-)
p	: 圧力 (Pa)
Q, q	: シール通過流量 (kg/s)
r	: ロータ半径, シール半径 (m)
u, U, V	: 速度 (m/s)
δ	: 対数減衰率 (-)
λ	: 熱伝導率 (W/mK), 圧力比(-)
μ	: 粘性係数 (Pa.s), 流量係数 (-)
ρ	: 密度 (kg/m ³)
τ	: せん断応力 (Pa)
ν	: 動粘性係数 (m ² /s)
ω	: ロータ回転数(角速度) (rad/s), 乱流エネルギー比散逸率 (1/s)
Ω	: 振れ回り周波数(角速度) (rad/s)
ζ	: 減衰比 (-)

添え字

0, i, inlet	: シール入口	tan, θ	: 周方向成分
a, e	: シール出口	rad	: 径方向成分
x	: x 方向成分	SB	: 旋回防止板
y	: y 方向成分	*	: 無次元化量
•	: 時間微分		

1. 緒言

1-1 背景

1-1-1 ターボ機械の軸振動

ターボ機械の軸振動問題は大別すると、ロータの不釣り合いなどによる強制振動と、流体力などによる不安定振動がある。ロータの不釣り合い振動に関しては、振動解析技術の進展を含む適切な設計、製作精度の確保、品質管理の徹底により解決可能な状態にあるといえる。これに対し不安定振動は、長年の研究により解明された部分も多いが、様々な現象に起因するため、その把握・明確化も含めて解決が困難であることも多い(神吉, 2009)。

表 1-1 にターボ機械の主な不安定振動要因を示す。一般的には、不安定振動とは自励的な振動を指すと考えられるが、これに加えて軸系として安定であっても様々な外的要因によって固有振動成分が大きく現れ不安定振動に見える場合もあるため、それらの強制振動要因を含めて示す。

表 1-1 Summary of rotor unstable phenomena of turbomachinery

Forced vibration	External disturbance -Fluidic/Mechanical/Electrical
	Large scale unstable flow -Surging , Backflow -Karman vortices , other types of vortices
Self-excited vibration	Oil whip -Bearing
	Internal abrasion - Rotor
	Gas/Steam whirl -Seal, Impeller

強制振動の要因として、流体的なランダム加振力、モータや発電機から発生する機械的・電氣的な加振力などの外乱がある。このような外乱は通常は不安定振動に発展することはないが、軸系としての減衰が著しく小さい場合、あるいは制御系の不具合などにより過大な加振力が発生した場合に、不安定振動が発生することがある。これらに対しては、軸受の設計変更による適正な減衰の確保、あるいは異常な外乱の除去が必要となる。また、サージング、逆流、旋回失速のような大きな流体加振力が作用した場合、減衰がある程度のマージンで確保されていても、不安定振動に繋がる恐れがある。これらに対しては現象把握と適切な翼設計が必要である。

自励振動を引き起こす主な要因としては、軸受に起因するオイルホイップ、ロータ材料の内部摩擦や接触、シール・羽根車に起因するホワールなどの励振力が挙げられる。オイルホイップは油膜を用いてロータを支持するすべり軸受に発生する自励振動である。大型回転機械では多くの場合すべり軸受が用いられる。すべり軸受は軸系の安定化のために必要な減衰の大部分を発生させる役割があるため、一旦オイルホイップが発生し励振力が発生すると、軸系全体の突発的な振動を引き起こし軸受やロータの破損にいたる恐れがある。これに対しては、近年の設計では解析的に軸受の動特性を求めることができるようになってきたとともに(金子, 2010), 単体での特性評価もある程度可能であることから、実機スケールに近い計測・検証環境の整備も進められている。

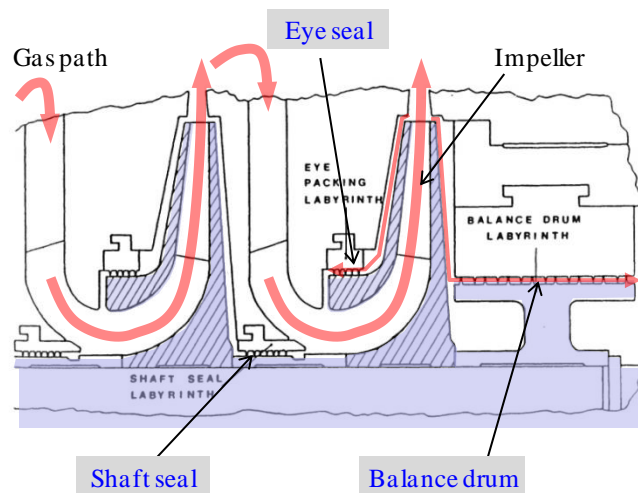
ロータ材料の内部摩擦に起因する自励振動は、軸受などの外部の減衰に比較して、軸の結合部や軸と羽根車のかん合部で生じる内部減衰が非常に大きい場合に発生することが知られている。現象としては理解が進んでいるといえ、特別に減衰の大きい軸カップリングなどを用いた場合に問題となる可能性がある。

ホワールは、シール部と羽根車(翼列)に発生する流体力が原因となるものである。羽根車に作用する流体力は、翼先端部流れの周方向不均一によって翼で発生するトルクアンバランスに起因する。現象としては古くから指摘されている(Alford, 1965)が、継続的な研究報告は見られず、そもそも設計において大きな影響があるかどうかも含めあまり明確ではない。例えば、プロセスガス圧縮機の軸振動安定性に関する設計規格として広く認知・適用されている API 規格(API-617, American Petroleum Institute)では、まず簡易式によりシール部と羽根車を合わせたものとして流体力評価(Level1)を実施するよう定めている。そして、Level1 の条件を満足しない場合に詳細な評価(Level2)を行うよう規定している。Level2 では、“現状としてすべての影響を正確に予測することは出来ないという前提”のもとで、影響があると考えられるすべての要因を何らかの方法で評価するよう規定している。しかしながら、例えば Nicholas らの Level2 評価の報告例(Nicholas, 2005)ではシールを評価しているが羽根車は対象としていない。羽根車に関しては、実機において大きな問題が生じたという報告は見られないが、その影響の有無を含めて現象把握が課題として残っているといえる。

シール部に起因する流体力は自励振動を引き起こす主要因である。すなわちこの流体力は、例えば軸受のオイルホイップのように要素の不具合で発生するものではなく、通常の設計においても不安定力として常に考慮する必要がある。そして、軸受において適性な減衰を得るとともに、この流体力をマージンを持って小さく設計することが軸振動安定性の確保に必須である。本論文はこのシール部で発生する流体力を対象とするものである。

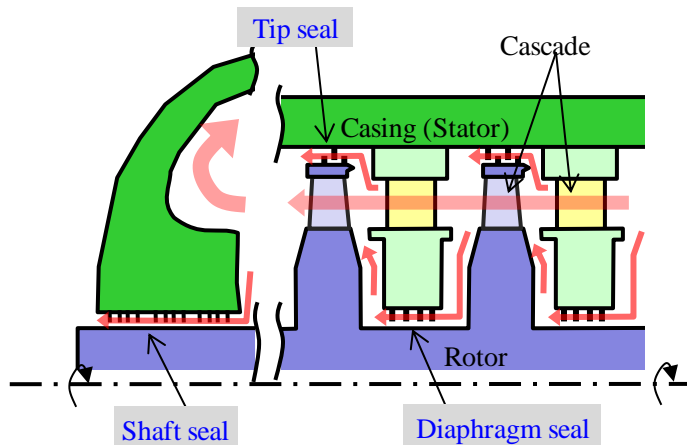
1-1-2 ラビリンスシール

蒸気タービンやプロセスガス圧縮機などの大型のターボ機械の回転体（ロータ軸や回転翼）と静止体（ケーシングや静止翼）の間には、複数のフィンや凹凸で形成された、ラビリンスシールと呼ばれるシール構造が多く用いられている（図 1-1）。ラビリンスシールに求められる機能は、損失につながる漏れ流量の低減であるが、それと共に軸振動安定性を確保する、すなわちシール部で発生する流体力に起因した不安定軸振動を発生させないことが重要である。



(Childs, 1993)

(a) Centrifugal process gas compressor



(b) Steam turbine

図 1-1 Labyrinth seal arrangements for turbo-machines

1-1-3 蒸気タービン・プロセスガス圧縮機とシール流体力

シール部の流体力(以降シール流体力と呼ぶ)は、漏れ流れの周方向不均一性により回転軸に対して非対称な圧力分布が生じることで発生する (Childs, 1993)。シール流体力は基本的に流体密度に比例するため、最高圧が数十 MPa に達する高圧のプロセスガス圧縮機や蒸気タービンで大きな問題となる。

シール流体力に起因する不安定軸振動は運転時に負荷を上げていく過程で発生するが、蒸気タービンの場合、プラント毎に蒸気条件、要求性能、設置制約などが異なり、基本的には案件毎の個別設計が行われる。このため据付後の試運転時に初めて振動安定性が検証されることになり、不安定軸振動が発生するとその対策のために納期の大幅な遅延が避けられない。また、プロセスガス圧縮機においても場内試験段階での不具合発生やそれに伴う開発工程の遅れを引き起こす恐れがある。過去において、実際に不具合事例が報告されており (Prchlik, 2007, Nicholas, 2005, 神吉, 2009)、安定化のための対策が繰り返され不具合が長期に及んだ例もある。対策としても軸受仕様の変更や軸径の拡大など基本設計に関わる大掛かりなものとなる場合がある。また、そもそも文献の形で広く公表されていない不具合事例も多数あると推定される。

蒸気タービンは、世界全体の発電容量の 60%以上を占める火力発電の中でも、発電能力・実発電量ともに圧倒的に高い比率を占める重要なベース電源である。蒸気タービンは天然ガスよりも埋蔵量が豊富で安価な石炭を用いることが可能で、世界各国の経済発展に伴うエネルギー需要の高まりに応える一方、地球規模での温室効果ガス削減の必要性に対し、石炭は天然ガスに比較して CO₂ 排出量が多いという問題がある。したがって、蒸気タービンにおいては発電効率の向上が強く求められている。

効率向上の観点から高温・高圧化が進展し、入口温度が 600°C に達する超々臨界圧タービンが実用化されるとともに、CO₂ 排出量を従来の石油火力並に抑制することが可能な高効率 700°C 級タービンの開発が各社で進められている。また、高温・高圧化だけではなく、タービン翼列の性能向上のために、3次元翼設計技術を適用し高圧段・中圧段で反動度を最適化した小径多段構造が適用されている(岩重ら, 2008)。加えて、更なる性能向上のために翼列のシール漏れ損失の低減も重要となっており、シール部の狭ギャップ化が進む傾向にある。さらには、狭ギャップ化を進展させたアクティブなクリアランス制御、あるいは漏れ量を低減するための新しいシール構造の検討も行われている (Rosic, 2007, Kuwamura, 2013)。

このように、蒸気タービンでは効率向上を目指した様々な取り組みが進められているが、本研究が対象とする不安定軸振動の観点からは、これらはいずれも振動ポテンシャルを高めるものである。すなわち、高温・高圧化はおおよそ流体密度に比例して発生する流体力の増大を引き起こし、小径・多段構造は軸の剛性・固有振動数を低下をもたらし、またシール部のさらなる狭ギャップ化あるいは従来と異なるシール構造は実績に基づいた設計では想定されない流体力を発生させる恐れがある。

プロセスガス圧縮機は、石油精製、石油合成化学、天然ガスなどのプラントで様々なガスの搬送・圧縮に使用され、高圧・大容量用途では遠心型圧縮機が主に用いられる。近年の市況低迷はあるものの、経済発展に伴う長期的・世界的なエネルギー需要の高まりにより資源開発が進んでおり、石油・ガス(Oil & Gas)採掘プラント向けの需要は拡大している。例えばブラジルにおいては、大水深・大深度の新たな石油ガス田が発見されており、浮体式海洋石油・ガス生産貯蔵積出設備(FPSO: Floating Production, Storage & Offloading System)による開発プロジェクトが進められている(村岡, 2011)。石油・ガス田の採掘では、石油・ガスを効率的に回収するため、随伴ガスから分離・回収される炭酸ガス(CO₂)を大気に放出することなく地中に再注入するリインジェクション圧縮機が必要となる。また、リインジェクション圧縮機はCO₂の圧入により既存の石油・ガス田の産出量の増加や延命を図るEOR(Enhanced Oil Recovery)用途、あるいは工場や火力発電所から発生するCO₂を大気放散させる前に回収し地層に貯留するCCS(Carbon dioxide Capture and Storage)用途での適用拡大も見込まれる。

上記のようにプロセスガス圧縮機は、様々なプラントで用いられ、さらにリインジェクション用途ではCO₂回収を通して地球温暖化の抑制に貢献する重要な製品であるが、リインジェクション向け圧縮機の吐出圧は20～70MPaに達し、高密度化に伴ってシール部に起因する流体力は大きく増加する。また、高圧化のために回転数は増加し、それに伴って固有振動数が相対的に低下するため、十分なマージンを持った軸振動安定性確保が大きな課題となっている。

1-1-4 研究課題

以上、これらのターボ機械では、シール部に起因した不安定軸振動が大きな設計課題である。そして、今後の世界的なエネルギー需要の高まりや温室効果ガス削減に役立てるためにさらなる効率向上や高圧化が求めら

れるこれらの製品の開発においては、シール流体力を定量的に把握・予測すること、あるいは低減することが重要な研究課題となっている。

1-2 既研究とその課題

1-2-1 既研究

シール流体力を予測する手法としては、まず実験に基づいた簡易式がある。Benckert ら (Benckert and Wachter, 1980) は、シール入口の流体密度、旋回速度、圧力比などをパラメータとした実験を行い、これらの影響を考慮した簡易的な評価式を提案している。またプロセスガス圧縮機の API 規格では、Alford らの研究報告(Alford, 1965)に基づいた簡易式が提示され設計にも広く適用されている。但し、本簡易式は、出力、回転数、翼径など圧縮機の基本的諸元をパラメータとするもので、シール部の仕様を直接反映するものではない。また、必ずしも保守的な評価とにならないことも報告されている(Nicholas, 2005)。

Benckert らの評価式が、パラメータに対する依存性を実測や次元解析的な仮定に基づいて導出するのに対し、Iwatsubo ら(Iwatsubo, 1982, 岩壺ほか, 1995)や Childs ら(Childs and Scharrer, 1986, 1988, Childs, 1993) は、Navier-Stokes 方程式を出発点とし、これを簡略化したバルクフローモデルを構築している。バルクフローモデルは、ラビリンスシールのフィン・フィン間で構成されるキャビティ空間をそれぞれ 1 個ないし複数の検査体積に分割し、シール部の質量・運動量保存則を解くものであり、フィンピッチの違いや段差があるようなシール形状にも対応でき、物理条件が直接考慮できる比較的汎用性の高い予測手法である。但し、壁面での摩擦損失やフィンギャップを流れる際の圧力損失を仮定する必要あり、仮定したモデルに結果が依存しやすいことが報告されている。また、高旋回速度や高圧力領域では予測精度が低下する (Childs and Scharrer, 1986, Childs, 1993)。

さらに、近年は流体解析(CFD)によりシール流体力を直接算出した報告がある。流体解析は乱流モデル以外の仮定がないため、十分細かいメッシュを用い、適切なモデル化を行うことでシール流体力を高精度に予測できるはずである。Hirano ら(Hirano, 2005)は、解析のメッシュ依存性を検討するとともに、ガス圧縮機のアイシールと蒸気タービンの静翼ダイヤフラムシールを対象とした解析を行い、バルクフローモデルとの比較を行っている。但し、両者の間には差異がみられるが、その要因については言及されていない。Schettel (Schettel, 2005)らは空気を作動流体とした実験と解析の比較を行い比較的良好的な一致を確認している。また、より高精度に予測する

ためには、シールの前後を含めた形状や流入出条件を適切に再現することが重要であると述べている。遠藤ら(遠藤ほか, 2012)は、空気を作動流体とした要素実験に対し、実験装置の入口形状を忠実に再現した流体解析を行い実験と解析の良好な一致を得ている。また、Xiら(Xi and Rhode, 2006)は、流体解析を数値実験的に用い、シール部のフィン配置が回転体と静止体の熱伸び差によって軸方向にオフセットした場合の影響を流体力を解析により評価している。Pugachev ら(Pugachev et al., 2012) は、モデル化手法、メッシュ密度、乱流モデルなどが解析精度に与える影響を検討するとともに、要素実験との一致を確認した解析モデルを用い、シールギャップや入口圧力に対する依存性を評価している。流体解析は、実機に近い高压条件や蒸気などの実機作動流体での検証は十分とは言えないが、ある程度定量的予測が可能なレベルに到達しているといえる。

1-2-1 既研究の課題

以上示したように、シール流体力の予測手法としては、(1)簡易式、(2)バルクフローモデル、(3)流体解析があり、これらと実験を合わせて、シール部に発生する流体力を把握・予測する研究が広く行われている。しかしながら Childs (Childs, 1993) が述べているように、シール流体力は、例えば軸受の潤滑油流れにおけるゾンマーフェルト数のような流れ場を特徴付ける支配的なパラメータが無く、旋回速度、軸方向速度、回転速度、シール長さ、シール径、ギャップ、差圧などに複雑に依存するため、これらの影響を体系的に把握することは依然として大きな課題となっている。

加えて、従来の研究は主にシール単独の要素実験やそれを対象とした理論、CFD による検討が多く、シールが実際にターボ機械の様々な部位に実装された場合の影響は、十分には検討されていない。Wagner ら(Wagner et al., 2009) は、プロセスガス圧縮機のアイシール(図 1-1)を対象としてシール流体力を、実機状態に近い実験と CFD により評価している。アイシールはシール長が短くフィン数が少ないが、Wagner らはこのような短いシールの流体力はそもそも実験的評価が非常に困難である(実験装置と部分的な結果のみ報告)こと、また CFD により算出された流体力は、シール前後のモデル化条件に大きく依存することを述べている。

さらに、予測・評価に加えて、シール流体力を低減する構造あるいは設計指針も重要な課題である。流体力を低減する構造としては、旋回流を低減する旋回防止板(Swirl Brake)が従来から知られており(Iwatsubo, 2002)、実機にも適用されている(Baumann, 1999)。旋回防止板は、既存のシール部に付加的に設置可能で

比較的容易な流体力低減手段である。但し、実機に適用した際の効果・影響については必ずしも定量的に評価されていない。

1-3 本研究の目的

以上の背景を踏まえ、本研究は、特に蒸気タービンのラビリンスシールを対象として CFD によりシール流体力を評価し、様々な設計パラメータが流体力に与える影響を体系的に把握し、設計に有用な知見・指針を示すことを目的とする。具体的には下記を目的とする。

- (1) シール流体力を CFD で定量的に評価するためのモデル化手法(解析手順や境界条件の選定方法を含む解析モデル)の構築
- (2) シール長さ、ギャップなどの設計パラメータがシール流体力に与える影響の評価とその要因の明確化
- (3) 設計指針として適用可能なシール流体力のパラメータ依存性の定式化
- (4) 旋回防止板を用いたシール流体力低減法の検討と設置指針の提示

本論文では、まず第 2 章において、シール流体力の評価方法や基本的な解析手法を説明する。

第 3 章は (1)の目的に対応し、他研究者の要素実験を対象として解析モデルの構築、解析と要素実験との比較を行い、本論文の解析モデルが定量的に妥当な解を与えることを示す。

第 4 章では、シールが実際に蒸気タービンに実装された場合の適切な境界条件を議論する。4 種の異なる解析モデルを比較することで実機実装時に対応する適切な境界条件を示すとともに、新しい知見として、実機に実装された場合と要素試験では同じシールでも流体力が異なる場合があることを示す。第 4 章までで構築した解析モデルは第 5 章以降の検討に適用される。

第 5 章は(2)の目的に対応し、動翼先端部のシール(動翼シール)を対象として、フィン形状やシールフィン先端と構造体表面とのギャップ寸法(シールギャップ)を変えた解析を行い、これらの設計パラメータがシール流体力に与える影響とその流体力学的な要因を示す。第 6 章も (2)の目的に対応し、軸シールを対象として、同様の検討を行った結果を示す。また、第 5 章、第 6 章で得られた知見は第 7 章で示すパラメータ依存性の定式化に反映される。

第7章は(3)の目的に対応し、シール流体力の様々な設計パラメータに対する依存性を定式化する。他研究者らの報告および、第6章までで得られた知見をまとめ、シール流体力が、シールに流入する流れの効果と、ローター回転の効果の和として表されるという、流体力の新たな評価式を示す。また、評価式が蒸気タービンで想定される幅広い条件において CFD 結果を再現し、シール部流体力を迅速に評価する設計指針として適用可能であることを示す。

最後に第8章は(4)の目的に対応し、旋回防止板を動翼シールに適用した場合の流体力低減効果を示す。また新しい知見として、旋回防止板が翼列性能を低下させる可能性があること、およびその流体力学的要因を示し、これらを反映した旋回防止板の設置指針を提示する。

また、本研究では蒸気タービンを対象としているが、プロセスガス圧縮機でも蒸気タービンと同様に翼(インペラ)および軸部にラビリンスシールが設けられることが多く、モデル化手法やパラメータ依存性などの得られた知見はプロセスガス圧縮機にも適用可能であると考ええる。但し、旋回防止板の実機適用時の効果・影響に関しては実装形態に大きく依存するため直接適用することは難しいと考える。

2. シール流体力の評価方法と解析手法

2-1 蒸気タービンのラビリンスシール

図 2-1 に蒸気タービンの断面模式図を示す。シールは大きく分けて、(1)ロータ軸の端部や高圧段と中圧段を連結する部分の軸シール、(2)動翼先端部のシュラウドカバーとケーシング間のチップシール(動翼シール)、(3)静翼とロータ間のダイヤフラムシールの 3 箇所で行われている。軸シールとダイヤフラムシールはいずれもロータ軸のシールであり、軸シールではシール長さが長くなる場合がある点を除くと、両者の仕様・条件は比較的近く、いずれも翼列主流から内周側に向かう流れをシールする。以降では、軸シールとダイヤフラムシールを合わせて軸シールと呼ぶ。動翼シールは、動翼外周側のシュラウドカバーとケーシングの隙間のシールである。蒸気タービンの高圧・中圧段では、漏れ量を低減し、また翼群としての剛性を高める観点から周方向に概略一様なシュラウドカバーが設けられ、ケーシングとシュラウドカバー外面との間でラビリンスシールが形成されている。

図 2-2 に代表的なシール形状を示す。図 2-2 (a)に示すストレートシール(ストレートステータフィン)は、ステータ側に設けられたフィン(ステータフィン)からなる最も基本的な構成であり、流れがフィン先端のギャップを通過する際の縮流と拡大流で生じる圧力損失によって漏れ量を低減する。図 2-2 (b)に示すハイローシール(ハイローステータフィン)は、ロータに設けられた凸部とステータに設けられたフィン(ステータフィン)によって構成されている。ハイローシールでは、凸部によってフィンを通じた流れが、そのまま吹き抜けるように下流側フィンに向かうことを抑制し、ストレートシールよりも漏れ量を低減することができる。図 2-2 (c)に示すダブルストリップシールは、両側にフィンが対向配置されるシールである。本構成ではハイローシールと異なり、ロータとステータの軸方向位置が大きくオフセットしてもフィン同士が接触しない利点があり、例えばタービン軸長が長く運転時の軸方向の熱伸び変化が大きい場合に好適である。図 2-2 (d)に示すスタッガードシールは、ステータ側とロータ側にフィンを設けた構成であり、ハイローシールと同様の効果が得られる。

また、ストレート、ハイローシールに関しては、フィンをロータ側に取り付ける構成(ロータフィン)も用いられる。例えばフィンの接触を許容するためのコーティング材(アブレダブル材)をフィンと対向する面に適用する場合は、ロータフィンとして静止体側にコーティングを行うほうが施工が容易となる。

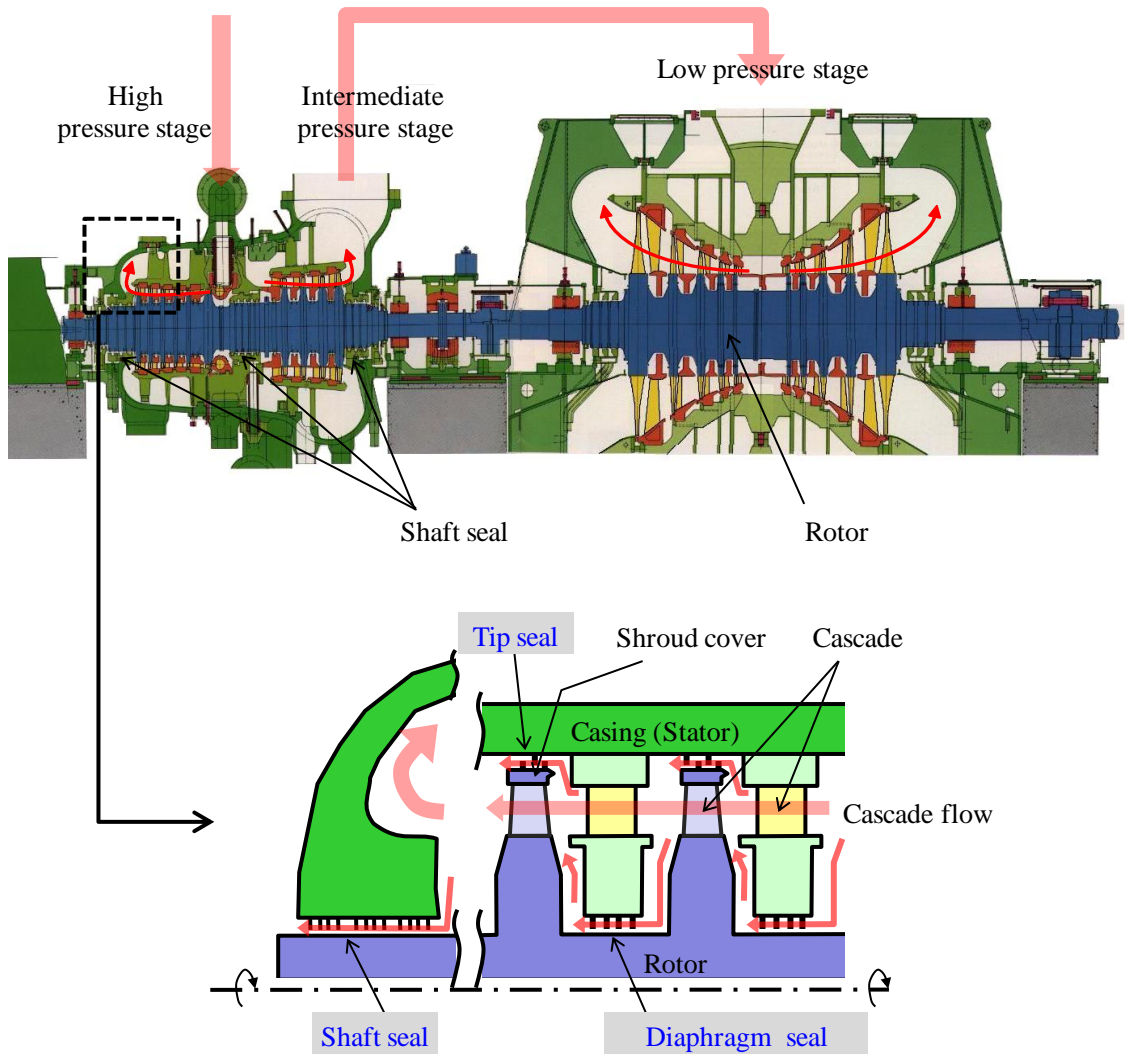


图 2-1 Schematic cross-sectional view of steam turbine

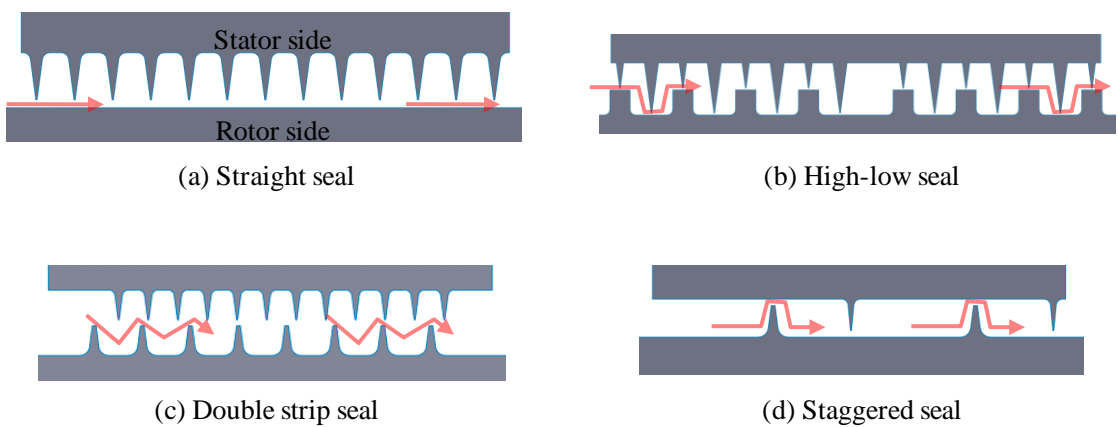


图 2-2 Schematic views of various steam turbine seal configurations

2-2 流体力と評価指標

図 2-3 を用いて流体力が軸振動を引き起こす過程を説明する。図 2-3 (a)はシール部の模式図である。蒸気はロータとステータで形成される隙間内をらせん状に旋回しながら軸方向に流れるが、図で示すようにロータとステータが偏心していると、隙間の不均一と旋回流が要因となって、回転軸に対して非対称な圧力分布が発生し、ロータには回転軸直角断面内に流体力 F_x , F_y が作用する。特に、偏心方向に垂直な成分 F_y は、図 2-3 (b)に示すようなロータの振れ回りを引き起こし、この流体力が軸受などで発生する軸系全体の減衰力よりも大きいと、不安定軸振動が発生する。すなわちこの振動は、軸が振動・変位することによってその応答として発生する流体力が引き起こす自励振動である。

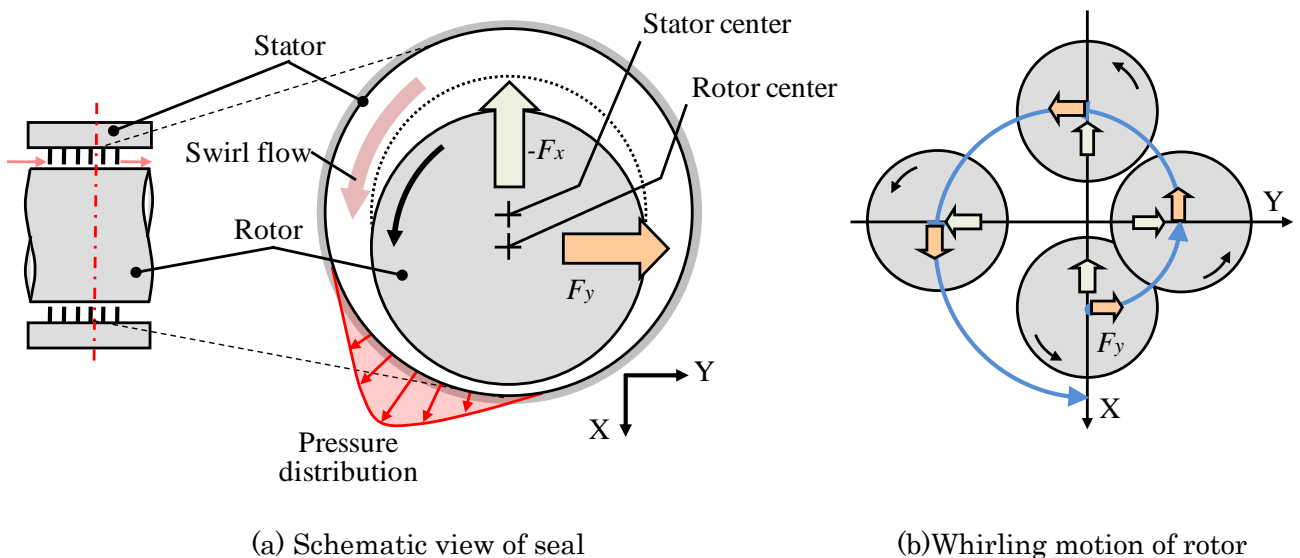


図 2-3 Process of fluid force induced shaft vibration

図 2-3 (a)に示す座標系において、流体力(F_x , F_y)とロータ変位(x , y)の関係は、軸振動解析で必要とされるロータダイナミック定数を用いて式(2-1)のように表わされる。

$$-\begin{pmatrix} F_x \\ F_y \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} k_{xx} & k_{xy} \\ k_{yx} & k_{yy} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} x \\ y \end{pmatrix} + \begin{bmatrix} c_{xx} & c_{xy} \\ c_{yx} & c_{yy} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \end{pmatrix} + \begin{bmatrix} m_{xx} & m_{xy} \\ m_{yx} & m_{yy} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \end{pmatrix} \quad \text{式(2-1)}$$

右辺第1項は流体力の剛性、第2項は減衰、第3項は付加質量の慣性による効果である。振れ回りの軌道がステータと同心円の場合は、 $k_{xx}=k_{yy}=K$, $c_{xx}=c_{yy}=C$, $m_{xx}=m_{yy}=M$, $k_{xy}=-k_{yx}=k$, $c_{xy}=-c_{yx}=c$, $m_{xy}=-m_{yx}=m$, とおくことができ、さらに、振れ回り軌道の半径(=偏心量)を e , 振れ回り周波数(振れ回り角速度)を Ω とし、流体力(F_x, F_y)を半径方向成分 F_{rad} と周方向成分 F_{tan} , で表わすと式(2-1)は、式(2-2)、式(2-3)のように表わされる。

$$-\frac{F_{rad}}{e} = K + c\Omega - M\Omega^2 \quad \text{式(2-2)}$$

$$-\frac{F_{tan}}{e} = -k + C\Omega + m\Omega^2 \quad \text{式(2-3)}$$

ここで K, k, C, c, M, m , はそれぞれ、 K :対角ばね定数、 k :連成ばね定数、 C :対角減衰係数、 c :連成減衰係数、 M :対角付加質量係数、 m :連成付加質量係数、で表されるロータダイナミック定数である。

式(2-2)、式(2-3)は、シール流体力が偏心量 e に対して線形であることが前提であるが、ラビリンスシールでは現実的な偏心量の範囲でこの関係が成立し (Benckert, 1980)、シール流体力は、流体力を偏心量で割った F/e (以降 比流体力と呼ぶ)と振れ回り周波数 Ω の関係、あるいはその関係から導かれるロータダイナミック定数で表される。また、式(2-2)、式(2-3)において、気体を対象としたシールの場合、付加質量の影響は比較的小さいと考えられている(Childs, 1993)。

前述のように、不安定軸振動の直接的な要因となるのは、偏心方向に垂直な成分 F_{tan} である。一般的には F_{tan} は、減衰効果によって振れ回り周波数 Ω の増加にともない低下する ($C > 0$)。

半径方向成分 F_{rad} は、固有振動数の変化を通して間接的に影響する。すなわち図 2-3 の F_x の矢印に示す方向(偏心方向と逆方向)に F_{rad} が作用する場合 ($F_{rad} < 0$ の場合)、軸変位を常に押し戻す方向に力が作用するため、軸の固有振動数が高くなる。また逆方向に作用する場合は固有振動数が低下する。固有振動数の変化が軸振動安定性に与える影響は、高速回転の圧縮機では検討されている(Eldridge and Soulas, 2005, Moore ほか, 2006)が、蒸気タービンでは圧縮機に比較して軸系の剛性が比較的高く、その影響は小さいと考えられている。

実際の軸振動は固有振動数での振れ回り振動となって現れるので、固有振動数におけるシール流体力が問題となるが、通常ロータの固有振動数は多数存在するため、実際の設計では一定の振れ回り周波数の範囲で比

流体力と振れ回り周波数の関係が必要となる。これを軸系に作用する外力として与え、軸受の特性なども含めた振動解析を行うことで個々の固有振動数における安定性を評価することができる。あるいは、前述のように F_{tan} は、減衰効果によって振れ回り周波数 Ω の増加にともない低下する ($C > 0$) ため、安全側の評価として、減衰の効果がない条件における F_{tan} 、すなわち連成ばね定数 k を用いて評価することもできる。特に蒸気タービンでは基本的に案件毎の個別設計が行われるため、迅速に安全側の設計を行う観点からばね定数による評価も有効であると考えられる。

以上から本論文では、不安定振動の主要因として、変位 e と直交する振れ回り方向に作用する流体力 F_{tan} le 、およびそれに対応するロータダイナミック定数 k 、 C の評価を行った。

2-3 CFD による流体力の算出

CFD によりシール流体力を求めるには、Moore (Moore, 2003) が述べているように、ロータがステータに対し所定量 e 偏心した状態で流体解析を行い、ロータ表面に作用する圧力を積分して F_{rad} 、 F_{tan} を算出すればよい。ロータの振れ回り周波数が 0 の場合は、回転体と静止体の位置関係は固定されるので、定常解析で流体力を算出することができる。

ロータの振れ回りを考慮するためには、(1)非定常解析、(2)振れ回り座標系による定常解析、の 2 通りの手法がある。図 2-4 にそれぞれの模式図を示す。非定常解析は、ロータの振れ回りを直接考慮するものであり、いわゆる移動境界の非定常解析を行うものである。Nielsen ら (Nielsen et al., 2012) は静止側の壁面に孔(ホール)やハニカムパターンを設けたダンパーシールと呼ばれる構造を対象として移動境界の非定常解析を行っている。振れ回り座標系による定常解析では、振れ回り軌道がステータと同心円であるという仮定(式(2-2)、式(2-3)が成立するという仮定)のもとに、一方向に偏心した状態で定常解析を行う。振れ回りと同じ周波数で回転している座標系で解くことにより、見かけ上ロータとステータの位置関係は固定され、定常解析が可能となる。振れ回りの効果は、遠心力、コリオリ力、および壁面の相対速度の変化として考慮される。本論文では、振れ回り座標系による定常解析を用いた。

表 2-1 にそれぞれの手法と特徴を示す。非定常解析は計算負荷が大きいですが、ステータ側に多数の窪みを設けたようなダンパーシール構造に対してもそのまま適用可能である。振れ回り座標系による定常解析で同じ解析を

行うと、ステータ側の窪みも振れ回り周波数で回転してしまうことになるため、シール内部を二つの座標系に分けて、ステータ側を静止座標系で解く必要がある(Takahashi ほか, 2015)。

いずれの手法においても、流体力と振れ回り周波数の関係を求めるためには、ロータの振れ回り軌道(偏心量)を仮定し、複数の振れ回り周波数での解析を行う必要がある。

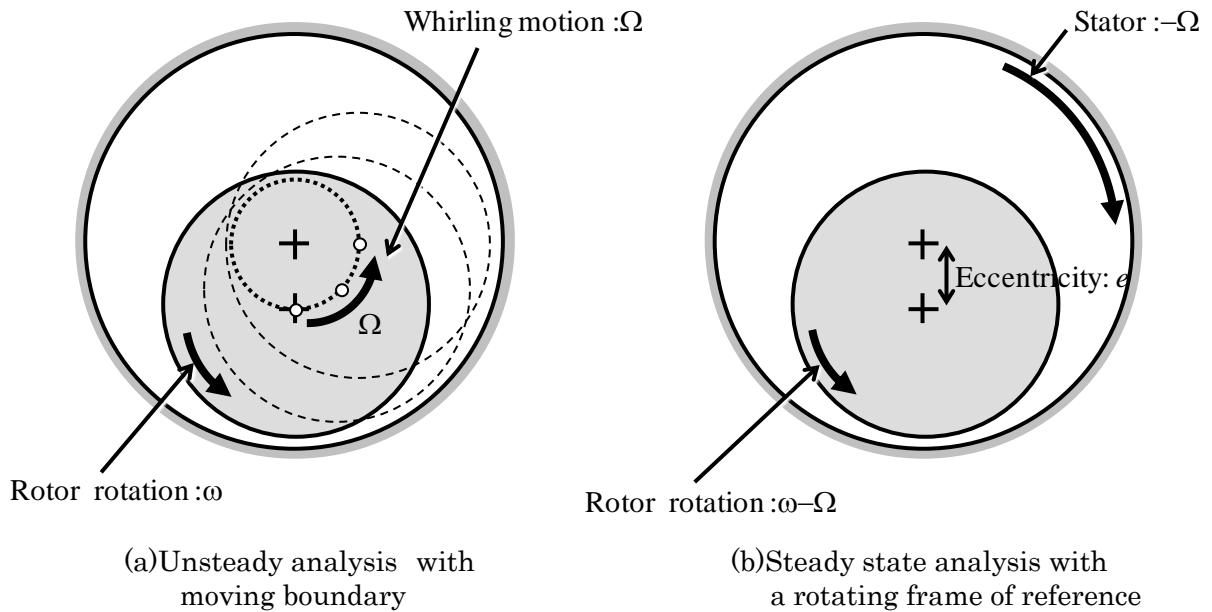


図 2-4 Two different CFD analysis approaches of whirling motion

表 2-1 Summary of two different CFD analysis methods

	Unsteady analysis	Steady state analysis
Method	<ul style="list-style-type: none"> • Full 360 deg model • Rotor position is physically perturbed in a periodic fashion 	<ul style="list-style-type: none"> • Full 360 deg model • Steady state analysis with a whirling frame of reference under the assumption that the rotor is whirling around the center of a seal
Details and remarks	<ul style="list-style-type: none"> • Can consider arbitrary whirling orbits • Can be applied to damper seal structures. • Large computational load 	<ul style="list-style-type: none"> • Relatively small computational load • Special treatment needed for damper seal analysis

2-4 CFD 解析手法

解析はすべて ANSYS 社の CFX(ver.12.1 あるいは 14.0, CFX は ANSYS 社の商標であり以下 CFX と記載する)を使用した。本論文は、解析手法の開発を対象とするものではないが、CFX は対象に応じて方程式や離散化手法などの選択・設定が可能な汎用流体解析ソフトであるため、解析トレーサビリティの観点から、用いた方程式や諸条件を本節で説明する。

2-4-1 支配方程式

連続の式、運動量保存式、およびエネルギー保存式からなる広義の Navier-Stokes 方程式をアンサンブル平均して得られる Reynolds Averaged Navier-Stokes 方程式であり、圧縮性流体を対象としている。支配方程式を式(2-4)、式(2-5)、式(2-6)に示す。なお、本論文の解析では浮力を考慮していないため、浮力項は省略している。

また以下では、添え字 $i, j, k (=1, 2, 3)$ は、 (x, y, z) 座標に対応しており、添え字が1つの項で重なっている時は、1, 2, 3 と順に展開して和をとることを意味する。

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j) = 0 \quad \text{式(2-4)}$$

$$\frac{\partial \rho U_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_i U_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\tau_{ij} - \overline{\rho u_i u_j}) \quad \text{式(2-5)}$$

$$\frac{\partial \rho h_{tot}}{\partial t} - \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j h_{tot}) = -\frac{\partial}{\partial x_j} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x_j} - \overline{\rho u_j h} \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} [U_i (\tau_{ij} - \overline{\rho u_i u_j})] \quad \text{式(2-6)}$$

上式において、 ρ :密度、 U :速度、 p :圧力、 τ :分子粘性によるせん断応力テンソル、 T :温度、 λ :熱伝導率、 h :エンタルピーである。変動成分の積以外の物理量は平均量であることを示す上付きのバー(ハイフン)を省略して示している。また、 h_{tot} は全エンタルピーであり、変動成分による乱れエネルギー k を含み、式(2-7)、式(2-8)で表される。

$$h_{tot} = h + \frac{1}{2}U_i U_i + k \quad \text{式(2-7)}$$

$$k = \frac{1}{2}\overline{u_i^2} \quad \text{式(2-8)}$$

式(2-5)、式(2-6)におけるレイノルズ応力項 $\overline{\rho u_i u_j}$ は、渦粘性モデルにより、式(2-9)に示す平均流の勾配で評価される。

$$-\overline{\rho u_i u_j} = \mu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \delta_{ij} \left(\rho k + \mu_t \frac{\partial U_k}{\partial x_k} \right) \quad \text{式(2-9)}$$

ここで、 k :乱れエネルギー、および μ_t :乱流粘性係数は、後述する乱流モデルによって求められる。

また、式(2-6)における付加的なエネルギー流束項 $\overline{\rho u_j h}$ も、渦粘性モデルと同様な仮定が成立するとし、下記の式(2-10)により、平均流の勾配で評価される。

$$-\overline{\rho u_i h} = \frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial h}{\partial x_i} \quad \text{式(2-10)}$$

ここで、 Pr_t :乱流プラントル数である。本報告の解析では0.9(CFXのデフォルト値)としている。

また、粘性係数と乱流粘性係数の和を有効粘性係数 μ_{eff} として、式(2-11)で定義すると、運動量の式(2-5)は式(2-9)の仮定の元に式(2-12)のように表される。

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_t \quad \text{式(2-11)}$$

$$\frac{\partial \rho U_j}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_i U_j) = -\frac{\partial p'}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu_{eff} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \right] \quad \text{式(2-12)}$$

ここで、 p' :修正圧力であり、下記で定義される。

$$p' = p + \frac{2}{3} \rho k + \frac{2}{3} \mu_{eff} \frac{\partial U_k}{\partial x_k} \quad \text{式(2-13)}$$

右辺第3項は圧縮性流体ではゼロとならないが、CFXでは小さいものとして考慮されない。以降では、この乱流エネルギーを含む修正圧力を p と示す。

2-4-2 乱流モデル

2 方程式モデルの一つである k - ω ベースの Shear Stress Transport モデル (以下 SST モデルと呼ぶ) を用いた (Menter 1994, Menter 2003, ANSYS CFX-solver theory guide). 式(2-14), 式(2-15)にモデル方程式を示す.

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{k3}} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \beta' \rho k \omega \quad \text{式(2-14)}$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j \omega) = \\ \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega 3}} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + (1 - F_1) 2\rho \frac{1}{\sigma_{\omega 2} \omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} + \alpha_3 \frac{\omega}{k} P_k - \beta_3 \rho \omega^2 \end{aligned} \quad \text{式(2-15)}$$

ここで ω : 乱流エネルギー比散逸率であり, その他のモデル定数については以下で説明する.

SST モデルでは, 壁からの距離に応じて k - ϵ モデルと k - ω モデルが切り替えられる. すなわち, 式(2-15)は k - ϵ モデルを k - ω ベースに変形したものであり, なおかつ壁からの距離を表すブレンディング関数 F_1 が導入されている. F_1 は壁面では 1 となり, この時, 式(2-15)は k - ω モデルと一致する. 逆に, 壁面 (境界層) から離れた位置において F_1 はゼロに近づき, 元の k - ϵ モデルに漸近する. 両モデルを切り替えることにより, k - ω モデルの利点である壁面におけるロバスト性と, 問題点である自由せん断流の予測 (流入境界における ω の与え方への依存性回避) を両立している.

ブレンディング関数 F_1 は下式で定義される

$$F_1 = \tanh(\arg_1^4) \quad \text{式(2-16)}$$

$$\arg_1 = \min \left(\max \left(\frac{\sqrt{k}}{\beta' \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right), \frac{4\rho k}{CD_{k\omega} \sigma_{\omega 2} y^2} \right) \quad \text{式(2-17)}$$

$$CD_{k\omega} = \max \left(2\rho \frac{1}{\sigma_{\omega 2} \omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}, 1.0 \times 10^{-10} \right) \quad \text{式(2-18)}$$

ここで, y : 最も近傍の壁からの距離, ν : 動粘性係数である.

式(2-14)から式(2-18)において, β , α , σ は定数であり, 添え字に 3 が付けられている定数は, 下式のようにブレンディング関数 F_1 で線形結合された値として定められる (Φ は β , α , σ を表す).

$$\Phi_3 = F_1 \Phi_1 + (1 - F_1) \Phi_2 \quad \text{式(2-19)}$$

そして、必要な定数は以下のように定められている。

$$\begin{aligned} \beta' &= 0.09 \\ \alpha_1 &= 5/9 \\ \beta_1 &= 0.075 \\ \sigma_{k1} &= 2 \\ \sigma_{\omega 1} &= 2 \\ \alpha_2 &= 0.44 \\ \beta_2 &= 0.0828 \\ \sigma_{k2} &= 1 \\ \sigma_{\omega 2} &= 1/0.856 \end{aligned} \quad \text{式(2-20)}$$

また、 P_k :乱流エネルギー生成項であり、下式で定義される。

$$P_k = \mu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \frac{2}{3} \frac{\partial U_k}{\partial x_k} \left(3\mu_t \frac{\partial U_k}{\partial x_k} + \rho k \right) \quad \text{式(2-21)}$$

但し、淀み近傍における乱流エネルギーの過剰生成を回避するために下記のようなリミッタが設けられている。

$$P_k = \min(P_k, C_{\text{lim}} \beta' \rho \varepsilon) \quad \text{式(2-22)}$$

ここで、 C_{lim} は定数であり、Menter の原論文(Menter 1994)では 20 となっているが、CFX ではMenter らの解析事例に基づく修正(Menter 2003)を反映した値である 10 が用いられている。

また、渦粘性の過大な予測を回避するためにも、リミッタが設けられている。

$$v_t = \frac{\mu_t}{\rho} = \frac{a_1 k}{\max(a_1 \omega, S F_2)} \quad \text{式(2-23)}$$

ここで、 a_1 は定数(0.31)である。また、 S :歪み速度であり、以下の式で定義される

$$S = \sqrt{S_{ij} S_{ij}} \quad \text{式(2-24)}$$

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \quad \text{式(2-25)}$$

2-4-3 壁関数の扱い

CFX においては, SST モデルのような ω ベースの乱流モデルを用いる場合に Automatic Near-Wall Treatment と呼ばれる機能が選択でき, 本論文でもこれを用いた. 本機能は, 壁面近傍のメッシュ解像度に応じて, 壁関数と低レイノルズ数型のアプローチを自動かつ連続的にスイッチングする.

但し, 後述するように本論文の解析で用いたメッシュの壁面でメッシュ幅は, 無次元距離 y^+ で概ね 30 以上であり, 実質的には壁関数が適用されている. ここで y^+ は以下の式で表される.

$$y^+ = \frac{\rho \Delta y u_\tau}{\mu} \quad \text{式(2-26)}$$

ここで, Δy :壁面でのメッシュ幅, u_τ :壁面せん断応力で定義される摩擦速度, μ :粘性係数である.

2-4-4 離散化手法

CFX では有限体積法が用いられている. 図 2-5 にメッシュと検査体積(Control volume)の関係を 2 次元で示す. 解くべき変数はすべてメッシュの頂点であるノード(Node)の値として保持される. そしてノードを結ぶ線分(Element edge)の midpoint と, 要素中心(Element center)を結ぶ線分によって検査体積が形成される.

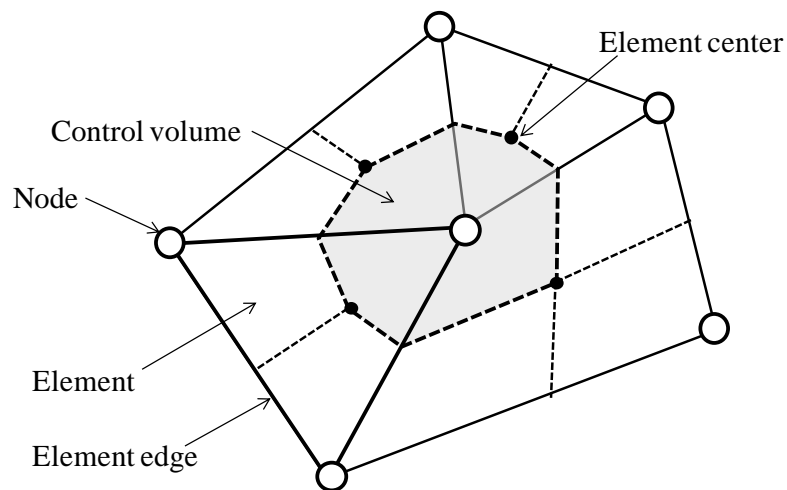


図 2-5 Definition of control volume

そして、式(2-4)、式(2-5)(=式(2-12))、および式(2-6)で示した支配方程式は検査体積で積分され、ガウスの発散定理を適用することで空間微分 $\frac{\partial}{\partial x_j}$ を伴う項は表面積分に置き換えられる。すなわち、連続の式(2-4)、運動量の式(2-12)を例に示すと以下のようになる。

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho dV + \int_S \rho U_j dn_j = 0 \quad \text{式(2-27)}$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho U_i dV + \int_S \rho U_j U_i dn_j = - \int_S p dn_j + \int_S \mu_{eff} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) dn_j \quad \text{式(2-28)}$$

ここで、 V と S は、それぞれ積分対象の体積および表面領域を表し、 dn_j は表面領域の外向き法線ベクトル(添え字 j は (x, y, z) 成分に対応)である。

表面積分は、図 2-6 で示すように、各々の要素において検査体積を取り囲む線分上の Integration points (ip)で離散化される。すなわち、離散化後の連続の式、運動量の式は以下のように表される。

$$V \left(\frac{\rho - \rho^0}{\Delta t} \right) + \sum_{ip} (\rho U_j \Delta n_j) = 0 \quad \text{式(2-29)}$$

$$V \left(\frac{\rho U_i - \rho^o U_i^o}{\Delta t} \right) + \sum_{ip} (\rho U_j U_i \Delta n_j) = \sum_{ip} (p_j \Delta n_i) + \sum_{ip} \left(\mu_{eff} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \Delta n_j \right) \quad \text{式(2-30)}$$

ここで、 V は検査体積、添え字 ip は Integration point における評価であること、 \sum_{ip} は検査体積における総和を示す。 Δn_j は検査体積を取り囲む線分の外向き法線ベクトル(添え字 j は (x, y, z) 成分に対応)を表す。また、上付きの添え字 o は、古い時間ステップの値であることを示す。

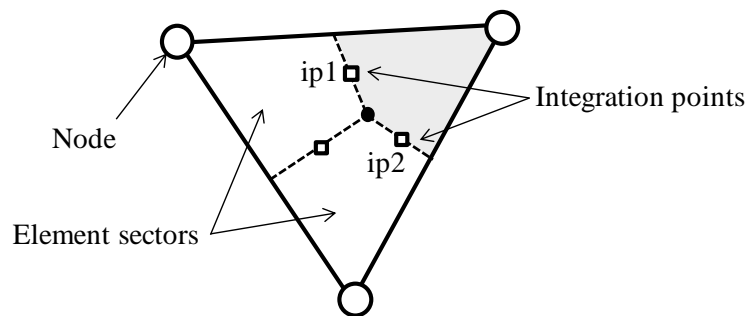


図 2-6 Mesh element and integration points

CFX では前述のように、解くべき変数(あるいは他の状態量)はノードで保持されており、Integration point での評価、あるいは要素内での内挿のためには、形状関数が用いられる。すなわち変数 ϕ の要素内での値は、下式で与えられる。

$$\phi = \sum_{i=1}^{node} N_i \phi_i \tag{2-31}$$

ここで、 N_i : Node i に対する形状関数、 ϕ_i : Node i における変数の値である。CFX では形状関数として、一部の場合を除き、空間 2 次精度近似となる Tri-Linear 型の形状関数が用いられ、本論文でも Tri-Linear 型の形状関数を適用した。本論文の解析では 6 面体要素のみ使用しているため、6 面体要素を対象に、形状関数とその記号の定義を以下に示す。

$$\begin{aligned} N_1(s,t,u) &= (1-s)(1-t)(1-u), & N_2(s,t,u) &= s(1-t)(1-u), \\ N_3(s,t,u) &= st(1-u), & N_4(s,t,u) &= (1-s)t(1-u), \\ N_5(s,t,u) &= (1-s)(1-t)u, & N_6(s,t,u) &= s(1-t)u, \\ N_7(s,t,u) &= st u, & N_8(s,t,u) &= (1-s)tu \end{aligned} \tag{2-32}$$

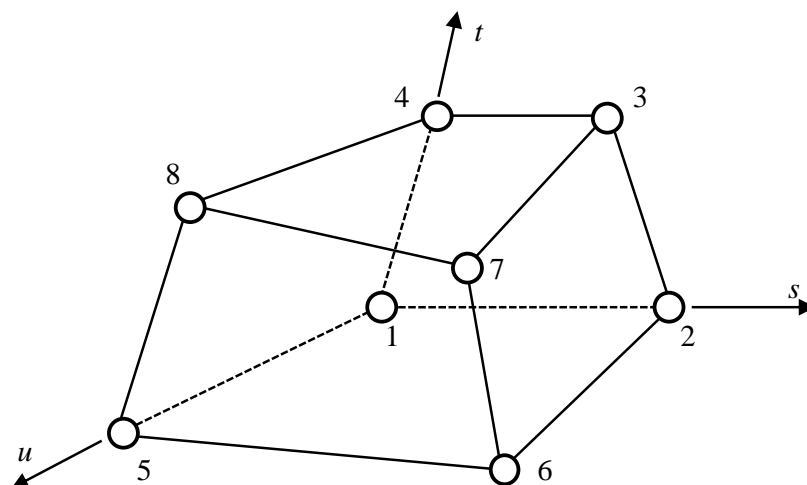


図 2-7 Definition of shape functions for a hexahedral element

2-4-5 対流項の離散化スキーム

対流項は、変化が急激な領域における非物理的な振動解を避けながら数値的散逸を抑制するため、特に下式で評価される。

$$\phi_{ip} = \phi_{up} + \beta \nabla \phi \cdot \Delta \vec{r} \quad \text{式(2-33)}$$

ここで、 ϕ_{up} : 上流側のノードにおける値、 $\nabla \phi$: 上流側のノードにおける勾配 (gradient)、 $\Delta \vec{r}$: 上流側のノードから Integration point に向かうベクトルを表す。

β は各ノードにおいて、解のオーバシュートを生じさせない範囲でできるだけ 1 に近い値が定められる (Barth and Jespersen, 1989)。すなわち、各ノードにおいて、周辺ノードから ϕ_{\min} , ϕ_{\max} の取りうる値を算出し、次にノード周辺の Integration point における ϕ_p が、 ϕ_{\min} , ϕ_{\max} で定められる範囲を超えないように式(2-33)から β を算出する。そして、ノード周辺の Integration point において算出された中の最小値が各ノードの β となる。この離散化スキームは1次元で考えれば、TVD 法 (Total Variation Diminishing Scheme) に分類される手法である。

2-4-6 拡散項・圧力項の離散化スキーム

拡散項・圧力項の評価には、形状関数を用いられる。まず拡散項は Integration point において下式で算出される。

$$\left. \frac{\partial \phi}{\partial x} \right|_{ip} = \sum_n \left. \frac{\partial N_n}{\partial x} \right|_{ip} \phi_n \quad \text{式(2-34)}$$

ここで n は各要素のすべての形状関数の和であることを表す。形状関数の空間微分は Jacobian の変換行列で算出される。また圧力項は下式で評価される。

$$p_{ip} = \sum_n N_n p_n \Big|_{ip} \quad \text{式(2-35)}$$

2-4-7 圧力と速度場のカップリング

CFX では、圧力と速度を含めすべての解くべき変数が同じ検査体積で離散化される。そのため、圧力と速度場のデカップリング(非物理的なチェッカボード状の圧力場の形成)を防ぐために、Integration point における速度の評価には、Rhie らによって提唱された圧力高次微分項を追加した修正速度が用いられている(Rhie and Chow, 1982, Majumdar, 1988)。

2-4-8 時間項の離散化

2-3 節で示したように、本論文では振れ回り座標系を用い定常解析により流体力を算出する。CFX では定常解析と非定常解析の解法は基本的に同じであり、定常解析であっても時間項を評価する。定常解析において時間項にはオイラーの 1 次後退差分が用いられ、下式で評価される。

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho \phi dV \cong V \frac{(\rho \phi)^{n+1/2} - (\rho \phi)^{n-1/2}}{\Delta t} = V \left(\frac{\rho \phi - \rho^o \phi^o}{\Delta t} \right) \quad \text{式(2-36)}$$

ここで、 $n+1/2$, $n-1/2$ は、タイムステップの開始、終了時の値であることを表し、オイラーの 1 次後退差分ではそれぞれ、現在のタイムステップ、古いタイプステップ(添え字 o)の値で評価される。

2-4-9 方程式の解法

離散化により、方程式は解くべき物理量 ϕ に対し、下式のように線形化される。

$$\sum_{nb_i} a_i^{nb} \phi_i^{nb} = b_i \quad \text{式(2-37)}$$

ここで、 a : 方程式の左辺の係数, b : 右辺の項である。また、 i は検査体積あるいはノードの番号であり、 nb は検査体積 i に対して、ノード i を含む周辺ノードを表す。

図 2-8 に線形化された方程式系が CFX で解かれる手順を示す。初期値設定後のいわゆる iteration プロセスにおいて、まず連続の式と圧力の式がカップリングして解かれる。すなわち、式(2-37)において、 a , ϕ , b は、式(2-38)に示すように、 4×4 の行列、または 4×1 のベクトルとなる。

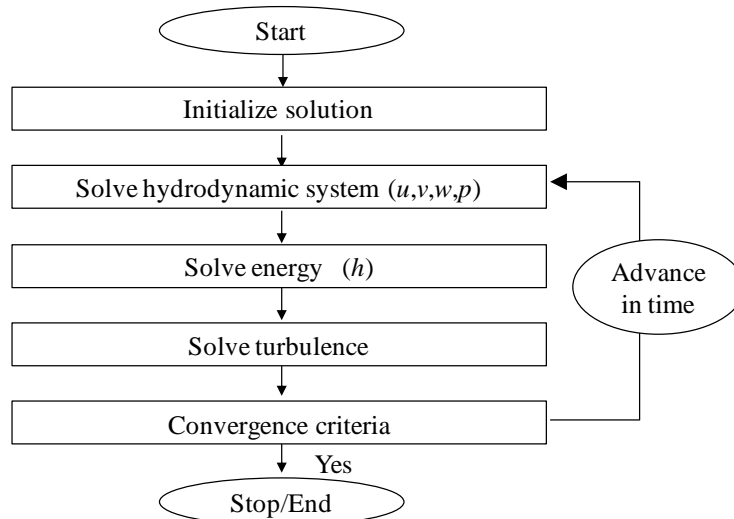


図 2-8 Solution process used in CFX solver

$$a_i^{nb} = \begin{bmatrix} a_{uu} & a_{uv} & a_{uw} & a_{up} \\ a_{vu} & a_{vv} & a_{vw} & a_{vp} \\ a_{wu} & a_{wv} & a_{ww} & a_{wp} \\ a_{pu} & a_{pv} & a_{pw} & a_{pp} \end{bmatrix}_i^{nb}, \phi_i^{nb} = \begin{bmatrix} u \\ v \\ w \\ p \end{bmatrix}_i^{nb}, b_i = \begin{bmatrix} b_u \\ b_v \\ b_w \\ b_p \end{bmatrix}_i \quad \text{式(2-38)}$$

その後、エネルギー（エンタルピー）、乱流に関して、それぞれ線形化された方程式が解かれ、収束するまで、イタレーションが繰り返される。

CFXでは定常解析であっても、イタレーションは時間進行的に行われ、時間ステップは収束を加速する係数のように位置づけられる。但し、非定常解析の場合は各時間においてサブイタレーションを行い時間ステップ毎の収束を確認した後に次のステップに進むが、定常解析の場合は、サブイタレーションを行わずに定常解に向かって時間進行させる。CFXでは式(2-37)が完全に陰的に解かれるため、時間進行間隔を大きく取ることができ、それにより収束までに要するイタレーション数を減少させることができる。

2-4-10 回転座標系の扱い

回転する相対座標系で解く場合、速度は相対系での値が用いられ、運動量保存の式(2-5)の右辺にコリオリ力および遠心力の項が付加される。座標系が角速度 Ω で回転している場合、コリオリ力、遠心力はそれぞれ以下の式で表される。

$$S_{Cor} = -2\rho\boldsymbol{\Omega} \times \mathbf{U} \quad \text{式(2-39)}$$

$$S_{Cfz} = -2\rho\boldsymbol{\Omega} \times (\boldsymbol{\Omega} \times \mathbf{r}) \quad \text{式(2-40)}$$

ここで、 \mathbf{r} :回転軸に対する位置ベクトル、 \mathbf{U} :回転座標系における速度ベクトルを表す。

また、エネルギー保存の式(2-6)においては、全エンタルピー h_{tot} の変わりにロータルピー I が物理量として用いられる。

$$I = h_{stat} + \frac{1}{2}U^2 - \frac{1}{2}\Omega^2 r^2 \quad \text{式(2-41)}$$

異なる座標系の領域間の接続は、CFX に実装されている Frozen Rotor と呼ばれるアプローチを用いた。Frozen Rotor は、実際には非定常に変化する領域間の位置関係を固定して擬似的な定常解を求めるものである。本来は静翼と動翼からなる翼列解析において、解析負荷を低減するために用いられることが多いが、本論文では、シール要素を対象とした解析で、入口境界条件として任意の回転速度を与えるために便宜上 Frozen Rotor を用いた。具体的には、シール要素の入口境界近傍の領域をシール部と分割し別領域(入口領域)とし、入口領域を所定の回転速度で回転する座標系で解き、シール部と Frozen Rotor で接続した。翼列解析と異なり、入口領域は完全に軸対称な流路であり、入口領域とシール部の接続位置関係を変えても(それぞれの領域を任意に回転させても)解析上のモデルとしては同一である。

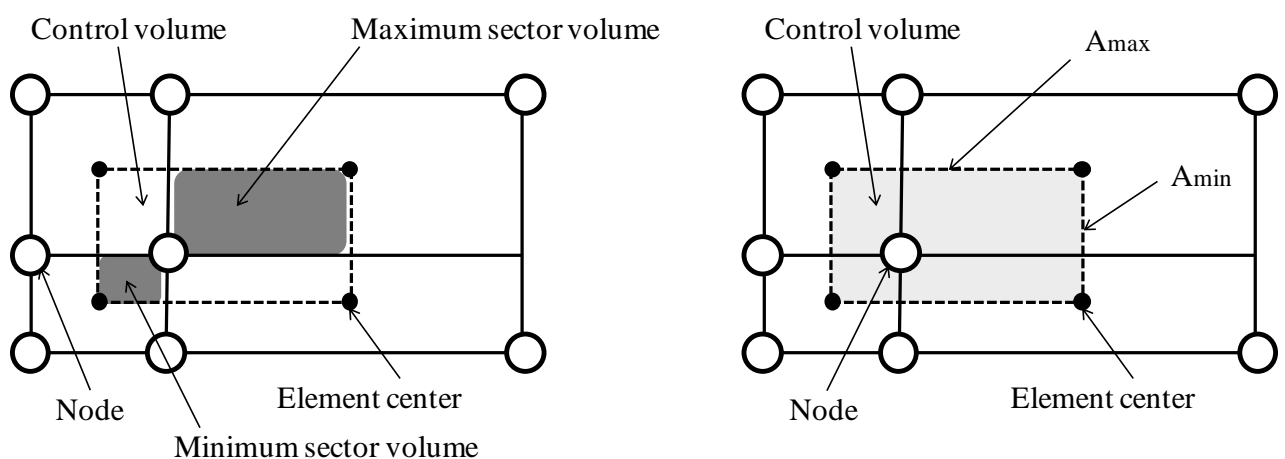
2-5 解析メッシュ作成

解析メッシュは、予め偏心させた CAD モデルを作成し、ANSYS 社の ICEM CFD (ICEM CFD は ANSYS 社の商標であり以下 ICEM CFD と記載する)を用いすべて 6 面体要素で作成した。以下にメッシュ作成上の留意点を示す。

- (1) 偏心量は、シールギャップの 6~10% (数 μm ~数十 μm)とする。2-2 節の式(2-2)、式(2-3)を示した際に仮定したように流体力が偏心量 e に対し線形であるならば、偏心量 e は任意に定めることができる。ただし、偏心量があまり小さいと流体力が数値誤差に埋もれしまう恐れがあり、かつ大き過ぎると流体力と偏心量の線形関係が崩れてしまう恐れがある。例えば Moore (Moore, 2003) はシールギャップの 10%前後の

値を用いている。なお、3-1 節に示す解析においては、偏心量を変えた解析を事前に行いシールギャップの 20%まで線形関係が成立することを確認している。

- (2) CAD モデルとメッシュ形状にずれが生じないように留意する。偏心量は、シール流路(高さ $\sim 10\text{mm}$)やシール半径(数十 \sim 数百 mm)に対し非常に小さい。倍精度のデータ処理をおこなえば、いわゆる桁落ちは問題にはならないが、CAD モデルを ICEM CFD においてメッシュ生成用の形状データに変換する際にずれが生じないように留意する。具体的には ICEM CFD の操作で、Setting メニューの Model/Units 設定において、Triangulation の Tolerance をデフォルト値から 10^{-4} へ変更する。
- (3) 6 面体要素を前提とし、更に要素の直交性を高く保ち(要素表面間の角度が 30° より大きく、 150° 未満)、シール部分においては隣接するメッシュの拡大率は 2 以下とする(図 2-9 左図)。なお CFX のマニュアルでは、直交性は 10° 以上 170° 以下、メッシュの拡大率は 20 以下が推奨されている。
- (4) シール部分メッシュのアスペクト比は 1000 以下となるようにする。(図 2-9 右図)。これは、計算における丸め誤差を減少させるとともに、アスペクト比 1000 以上のメッシュでは計算が不安定になる場合があったためである。CFX のマニュアルにおいても、収束性・安定性の観点から倍精度計算を前提としても 1000 以下の値が推奨されている。但し、シール外部の下流側においては、メッシュ数増加を抑制するために、1000 以上のアスペクト比を許容した。



Expansion Factor :
Ratio of largest to smallest sector volumes
for each control volume

Mesh Aspect Ratio :
Largest ratio of maximum to minimum integration point
surface areas for all elements adjacent to a node

図 2-9 Definition of measures of mesh quality

2-6 解析手法およびメッシュ作成条件のまとめ

表 2-2 に本論文で用いた解析手法およびメッシュの作成条件を纏めた。具体的な解析モデルあるいは流体物性などの解析対象毎に異なる条件は次章以降で、都度示す。

表 2-2 Common conditions of CFD and Meshing used in this study

Items	Conditions	Remarks and details
CFD	CFD code	CFX:ANSYS fluid analysis software (An element-based finite volume method)
	Governing equation	Reynolds Averaged Navier-Stokes equation Steady analysis with a rotating frame of reference -Compressible fluid -Buoyancy force in not considered
	Turbulent model	•Sear stress transport model •Wall function: Automatic near wall treatment
	Discretization	•Advection term: high-Resolution
	Numerical precision	•double precision
Model geometry / Meshing	Seal eccentricity	6.25% ~ 10% of seal gap
	Geometry design	SolidWorks:Dassault Systèmes SOLIDWORKS Corp. 3D CAD design software,
	Meshing software	ICEM CFD:ANSYS general purpose meshing software
	Topology	Hexahedral
	Meshing guide line	Must fall into: Mesh orthogonality: $>30^\circ / <150^\circ$ Mesh expansion: <2 Mesh aspect ratio: <1000

2-7 シール流体力の必要な予測精度

第1章でCFDによりシール流体力を直接算出する取組みが増えていることを示したが、設計上必要な予測精度について明示的に述べた報告は見られない。本節では軸振動設計の観点から適正な安定性を確保するために必要な予測精度について議論する。

図2-10にシール流体力による振動発生メカニズムを表す簡単な2自由度振動モデルを示す。

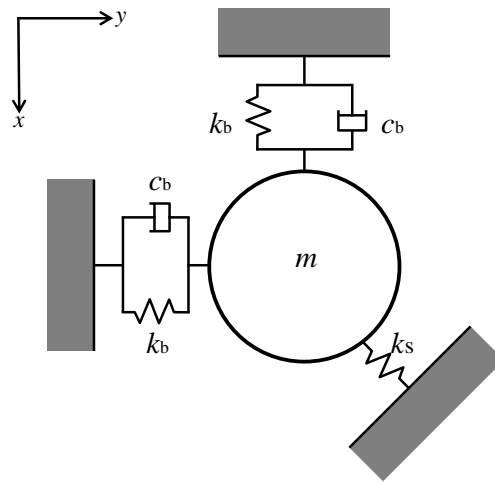


図 2-10 Vibration model with two degree of freedom

質量 m のロータが、ばね定数 k_b 、減衰係数 c_b の軸受により2方向から支持され、ロータにはばね定数 k_s のシール流体力が作用しているとする、系の運動方程式は下式のようにになる。

$$\begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & m \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \end{pmatrix} + \begin{bmatrix} c_b & 0 \\ 0 & c_b \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \end{pmatrix} + \begin{bmatrix} k_b & 0 \\ 0 & k_b \end{bmatrix} \begin{pmatrix} x \\ y \end{pmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & k_s \\ -k_s & 0 \end{bmatrix} \begin{pmatrix} x \\ y \end{pmatrix} = 0 \quad \text{式(2-42)}$$

上式を m で割り、複素表示すると下式になる。

$$\ddot{z} + 2\zeta_b \omega_b \dot{z} + (\omega_b^2 - j\omega_s^2)z = 0 \quad \text{式(2-43)}$$

ここで、 j :虚数単位、 ζ_b :シール流体力を考慮しない場合(すなわち軸受)の減衰比($c_b/2m\omega_b$)、 ω_b :シール流体力を考慮しない場合の固有角振動数($\sqrt{k_b/m}$)、 ω_s^2 :無次元シールばね定数(k_s/m)である。そして、固有値を求めるために複素変位を下式のようにおく。

$$z = Ze^{\lambda t} \quad \text{式(2-44)}$$

ここで、 λ :複素固有値であり、 λ の実部が正であれば不安定(自励振動)となる。式(2-44)を式(2-43)に代入すると、系の特性方程式と複素固有値は下式のようになる。

$$\lambda^2 + 2\zeta_b \omega_b \lambda + \omega_b^2 - j\omega_s^2 = 0 \quad \text{式(2-45)}$$

$$\lambda = \sigma + j\omega_d = -\zeta_b \omega_b \pm \sqrt{(\zeta_b \omega_b)^2 - (\omega_b^2 - j\omega_s^2)} \quad \text{式(2-46)}$$

式(2-46)の虚数部と実部からシール流体力を考慮した減衰比 ζ は下式で表され(機械工学便覧機械力学)、減衰比が負の場合安定となる。

$$\zeta = 1/\sqrt{\left(\frac{\omega_d}{\sigma}\right)^2 + 1} \quad (\sigma < 0 \text{ の場合}), \quad \zeta = -1/\sqrt{\left(\frac{\omega_d}{\sigma}\right)^2 + 1} \quad (\sigma > 0 \text{ の場合}) \quad \text{式(2-47)}$$

また、実設計で用いられる評価指標である対数減衰率 δ は減衰比 ζ を用いて以下のように表される。

$$\delta = \frac{2\pi\zeta}{\sqrt{1-\zeta^2}} \quad \text{式(2-48)}$$

なお、設計上の現実的範囲($\zeta^2 \ll 1$)では、式(2-48)は下式で近似できる。すなわち、モード減衰比と対数減衰率はほぼ比例関係にあり、対数減衰率 δ が負の場合に不安定となる。

$$\delta = \frac{2\pi\zeta}{\sqrt{1-\zeta^2}} \cong 2\pi\zeta \quad \text{式(2-49)}$$

上式を用いて無次元シールばね定数 ω_s^2 と対数減衰率 δ の関係を求めた結果を図 2-11 に示す。シールを考慮しない場合の固有角振動数を $\omega_b=1$ とし、同じくシール流体力を考慮しない場合(すなわち軸受)の減衰比 ζ_b をパラメータとして3条件を検討した。図から分かるように、対数減衰率はシールばね定数の増加にともないほぼ直線的に減少する。また、シールを考慮しない場合の対数減衰率(グラフのy切片)と、図中に丸印(O)で示した安定限界($\delta=0$)となるシールばね定数は概略比例する。

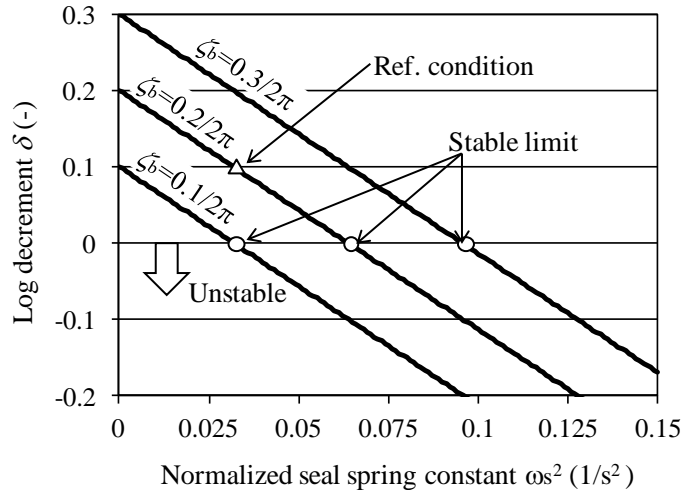


図 2-11 Relation between log decrement and seap spring constant based on simple vibration model

蒸気タービンにおいては軸振動安定性に関する規定はないが、第 1 章で述べたようにプロセスガス圧縮機の設計規格として広く認知・適用されている API 規格 (API-617, American Petroleum Institute) では、まず簡易式による評価 (Level1) を実施するよう定めている。そこでは簡易式によって見積もられた流体力に基づく対数減衰率が 0.2 以上であること、およびその際の流体力が安定限界 ($\delta=0$) とする流体力の半分以下であることが必要条件となっている。それを満足しない場合に詳細な評価 (Level2) が必要となり、何らかの手法により流体力を詳細に評価し、対数減衰率が 0.1 以上であることを示すように規定している。

図 2-11 に示した中で、シールを考慮しない場合で 0.2 の対数減衰率が確保されている軸系 (図中の $\zeta_b=0.2/2\pi$ の条件) において、シール流体力を予測しそれを考慮した対数減衰率が、仮に図中 Reference condition で示す 0.1 (評価したシール流体力が安定限界のばね定数の約半分) となったとする。その場合、シール流体力の予測精度が 100% 以内 (実際の流体力が予測値の 2 倍以下) であれば、少なくとも実機の安定性 ($\delta>0$) は確保されることになる。図 2-11 はあくまで特定パラメータでの計算結果であり軸系の特性は設計により異なるが、例えば佐藤らの報告にあるように (佐藤ら, 2009), 現実においても (Level1 の評価で求められるように), シールばね定数が安定限界の半分以下となるように設計することが多い。その意味で解析においても最低限 100% 以内 (実際の流体力が予測値の 2 倍以下) の予測精度が求められる。

3. 解析モデルの構築と要素実験を対象とした検証

3-1 岩壺らの実験を対象とした解析

解析モデルの構築およびその検証を目的に、文献で報告されているシール要素実験を再現する解析を実施した。本節では岩壺らの実験(岩壺ほか, 1995, Iwatsubo et al., 2002), およびそれを対象として構築した解析モデルを述べた後に, 解析と実験の比較結果を示す。

岩壺らは, 空気を作動流体とした 14 個のフィンからなるストレート(直通形)シールを対象として, 図 3-1 に示すシール要素の実験装置を用い, シールギャップ, 入口回転速度を変えて流体力を計測している。実験装置はシール要素とロータ軸から構成され, ロータ回転用と振れ回り回転用の 2 台のモータ, および内周側で所定量偏心させた 2 重構造の玉軸受を用い, ロータの振れ回り振動を再現している。また, 軸方向のスラスト力をキャンセルするために 2 個のシールを対向させた対称形状となっており, 流れは中央部の外周側から左右の供試シールに流入し, それぞれの端部から排出される。流体力は, シール部の各キャビティの時系列圧力データを計測し, 振れ回り 1 周期分積分することで求められる。シール部の上流側(中央部)にはノズルが設けられ, 3 種類のノズルを取り換えることでシールに流入する流れの回転速度を変化させている。但し, ノズル形状の詳細については文献に示されていない。

表 3-1 に解析を行った条件, 図 3-2 に解析モデルを示す。シール形状は周方向一様であるが, 前述のように, 軸を偏心させるため 3 次元解析となる。入口境界は実験装置と同様に径方向外周側に設けられている。実験装置は, 軸方向のスラスト力をキャンセルするために 2 個のシールを対向させた対称形状となっており, これを考慮して入口領域の右側壁は対称境界とした。出口境界はシール下流側を 100 mm 延長した位置に設定し, 実験に対応した静圧を与えた。偏心量 e は任意に定めることができるが, シールギャップの 6.25%, すなわちシールギャップ 0.8 mm に対し 50 μm に設定した。

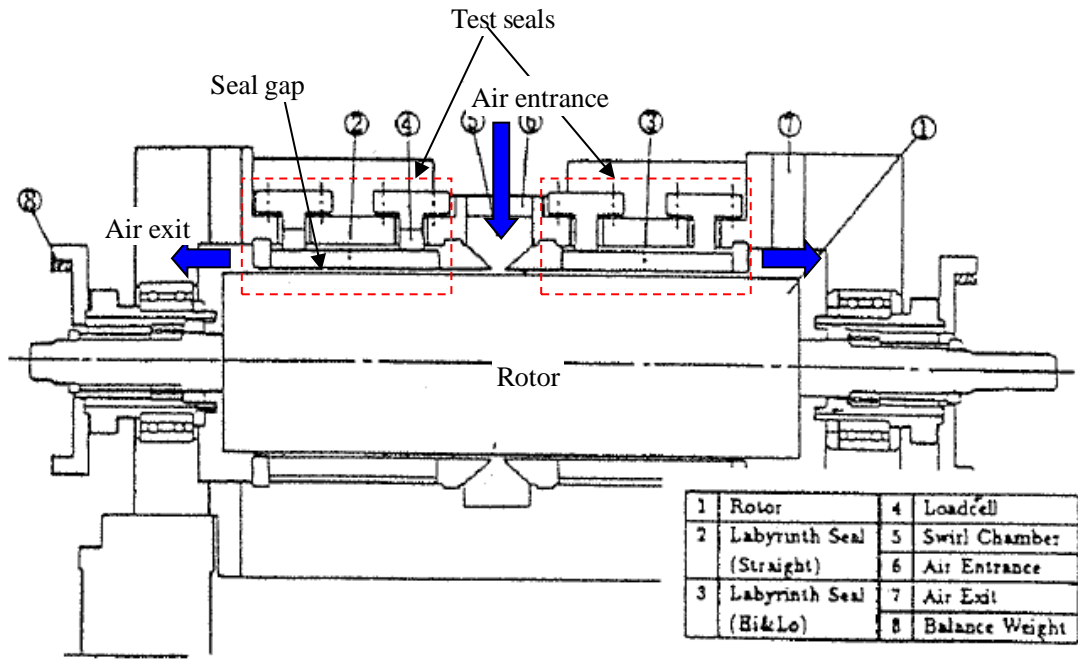


图 3-1 Test facility used in the experiments by Iwatsubo et al. (Iwatsubo , 1995)

表 3-1 Seal geometries and conditions of the experiment by Iwatsubo et al.

Seal geometries	Configuration	Straight (See-through)
	Number of fins	14
	Seal diameter (mm)	153
	Seal length (mm)	98
	Fin height (mm)	7.2
	Fin pitch(mm)	7.0
	Seal gap (mm)	0.8
Experimental condition	Rotor speed (min^{-1})	3900
	Inlet pressure (MPa) (Gause pressure)	0.2
	Inlet total temperature (K)	298
	Outlet pressure (MPa)	0.1 (ambient)

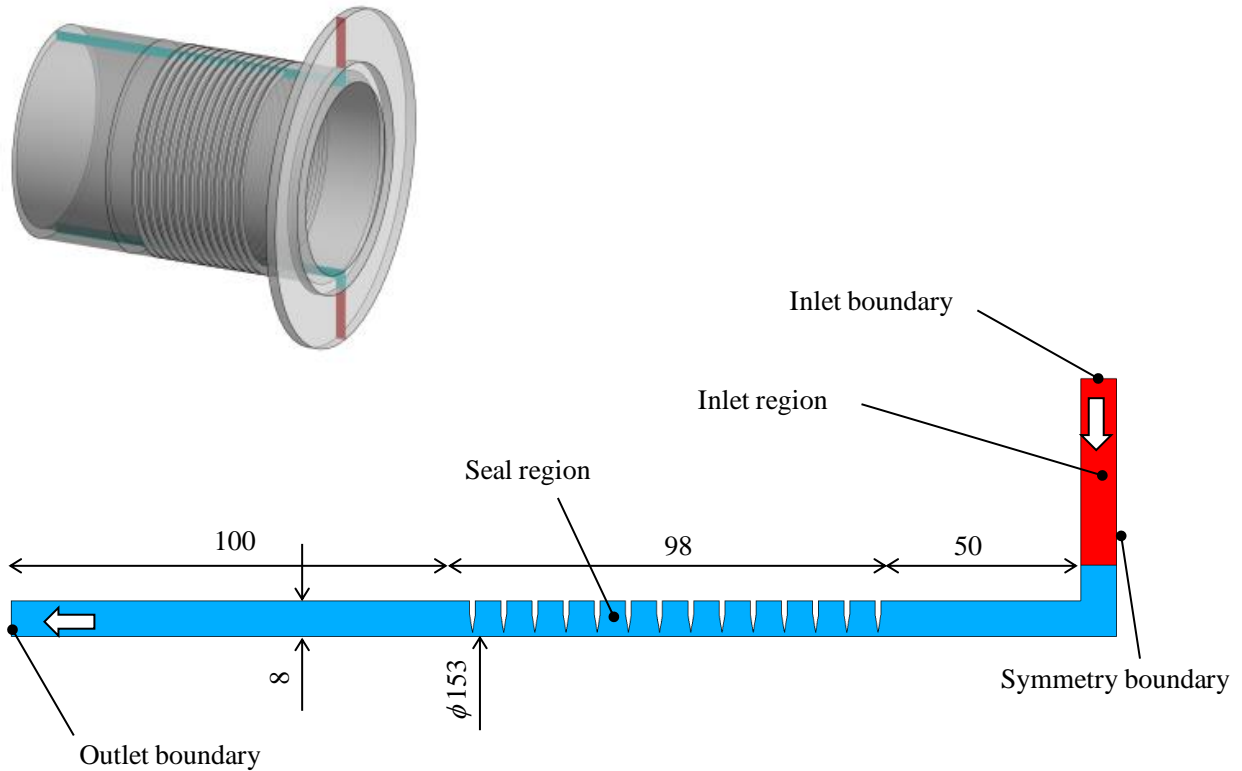


図 3-2 CFD model used for comparison with the experiment by Iwatsubo et al.

解析は入口境界での条件を変えて 2 回実施する。解析手順を以下に示す。

まず入口境界で、実験条件に対応する全圧と全温、回転速度を与えた解析（以下では圧力境界モデルと呼ぶ）を行う。但し、CFX（あるいは大部分の汎用ソフトにおいてもそうであるが）では、入口圧力と流れ角を同時に与えることはできるが、入口圧力と回転速度成分を同時に与えることが出来ない。流れ角を与えた場合、回転速度成分は入口流量（あるいは流入速度）に依存して変化するが、入口流量は予めわからないため、そのままでは回転速度成分を明示的に与えることができない。この問題を回避するため、図 3-2 に示した中で入口領域（Inlet Region）を回転速度で回転する座標系で解き、入口境界面（Inlet boundary）に垂直な流れ角を与える。この扱いにより、流入流量が未知であっても、静止系から見て入口回転速度成分は一定に保たれる。入口領域とシール領域は、座標系の違いを考慮して Frozen Rotor と呼ばれる不連続面（ANSYS CFX-Solver Modeling Guide, 2009）で接続される。

次に、上記の圧力境界モデルの解析結果で求められた流量を用い、入口境界で流量と全温、回転速度を与えた解析（流量境界モデル）を行う。回転速度成分の与え方は圧力境界モデルと同様である。流量境界モデル

で得られた結果から、ロータ面に作用する圧力を面積分することで流体力を算出する。流体力の算出に当たっては、シールの下流側の 100 mm の延長部は除外した。

以上示したように、圧力境界モデルと流量境界モデルの 2 通りで解析を行い流体力を算出する。圧力境界モデルと流量境界モデルは、偏心させない解析を行う場合は実質的に同じである。しかしながら、偏心を考慮すると周方向にフィンギャップの分布が形成されるため、この効果により物理量に周方向分布が生じる。すなわち、流量境界モデルでは、入口境界で流量分布は均一であるが圧力分布が形成され、逆に圧力境界モデルでは、圧力分布は均一であるが流量分布が形成されることになる。上記については、第 4 章で実機に実装された場合とシール要素実験の流れ場の違いとして議論するが、シール要素実験では流量固定の解析の方が現実に近いと考えられる。

なお、Pugachev ら (Pugachev and Degan, 2012a) は、入口圧力と回転速度成分を同時に与えることが出来ないという問題を回避するために、シール入口部に流入境界と流出境界を設けている。この時、流入境界面では流量および流れ角を固定することで所定の回転速度成分を与え、流出境界面で圧力を固定することでシール入口の圧力を定めている。但し、このモデルをシール要素実験に適用すると、流入境界に実際にはシールに流入しない過剰な流量を与えることになり、またその与え方によってはシール入口の流れ場が実際の現象と大きく変わってしまう恐れがある。

図 3-3 に解析に用いたメッシュを示す。要素数は約 80 万である。壁面付近のメッシュ幅(壁面から第一格子点までの距離)は 50 μm , 0.8 mm のフィンギャップ部のメッシュ数は 10 個となっている。解析実行時は、残差の収束を確認するとともに、シール流体力をモニターし値が一定になることを確認した。シール流体力は平均流に比較して小さいため、残差が収束傾向(平均残差で 10^{-5} 以下)となっても流体力は変化している場合がみられた。

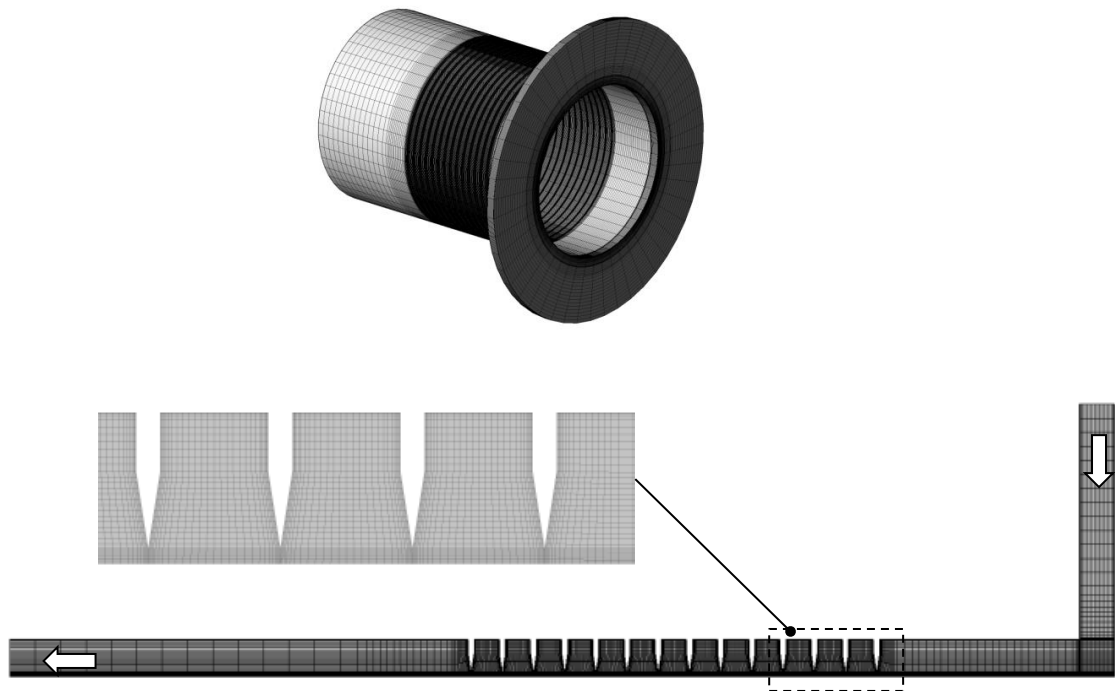


図 3-3 Mesh used for comparison with the experiment by Iwatsubo et al.

表 3-2 に解析条件をまとめた。なお、本解析の壁付近のメッシュ幅 $50\mu\text{m}$ での無次元距離 y^+ は 80 程度（入口，出口延長部を除くシール部分の面積平均）であり基本的には壁関数が適用されることになる。流体は理想気体を仮定し，熱伝導率と粘性係数は，温度 298 K での値を用いた。

図 3-4 に解析から得られた周方向流体力（比流体力 $=F_{tan}/e$ ）と振れ回り周波数 Ω の関係を，岩壺らの実験結果と重ねて示す。横軸は回転数 ω で無次元化されており， $\Omega/\omega=0$ の切片がばね定数 k ，グラフの傾きが減衰係数 C に対応する。白抜きのプロットが入口回転速度を 3 条件変えた実験結果であり，中実のプロットが対応する解析結果である。回転速度 (V_0) はシール回転体壁面の周速 ($r\omega$ ， r :シール半径， ω :ロータ回転角速度) で無次元化して示した。なお，岩壺らの実験結果は文献に記載されているグラフから読み取った値である。

解析結果は，回転速度が高い/低い場合に全体的に高く/低くなっているが，回転速度の増加に伴う流体力の増加，および振れ回り周波数の増加に伴う流体力の減少を再現出来ていることが分かる。

表 3-2 CFD conditions used for the experiment by Iwatsubo et al.

Items	Conditions	Remarks and details
CFD code	CFX	ANSYS fluid analysis software (ver.12.1)
Governing equation		Reynolds Averaged Navier-Stokes equation Steady analysis with a rotating frame of reference
Fluid properties	Air	Ideal gas
	Viscosity	1.85×10^{-5} (Pa.s)
	Thermal conductivity	0.026 (W/mK)
Turbulent model		Sear stress transport model Wall function: Automatic near wall treatment Inlet turbulent intensity: 5%
Discretization		Discretization scheme : high-resolution Numerical precision: double precision
Eccentricity		6.25% of seal gap

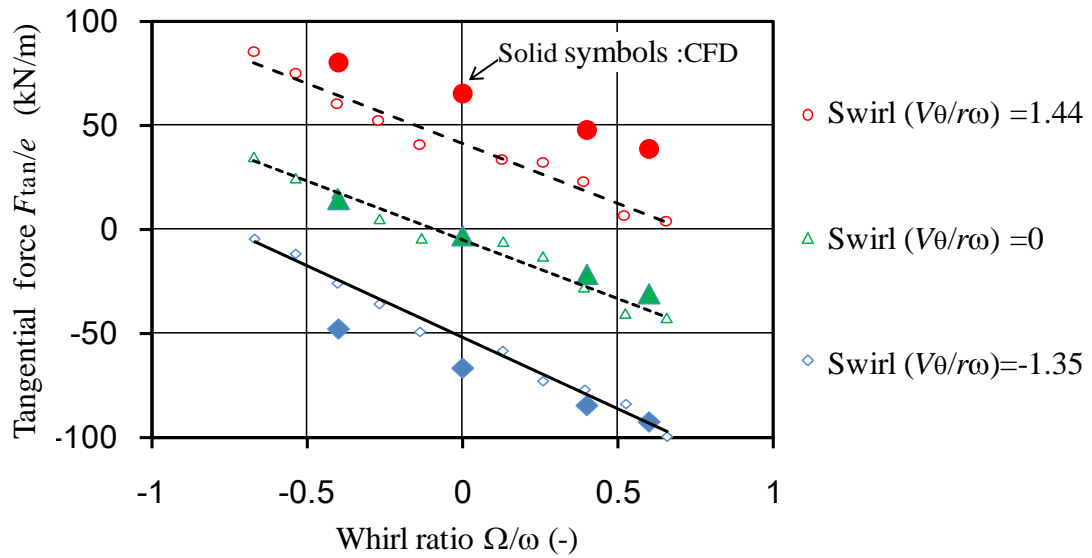


图 3-4 Comparison with the experiments by Iwatsubo et al.

(Solid symbols indicate CFD results)

Reprinted from ASME paper "Investigation on the Rotordynamic Characteristics of Shroud Leakage Flow in High Pressure Steam Turbine" by Noriyo Nishijima, Akira Endo and Kazuyuki Yamaguchi, Paper No. GT2013-94357, Reprinted with permission.

3-2 Picardo らの実験を対象とした解析

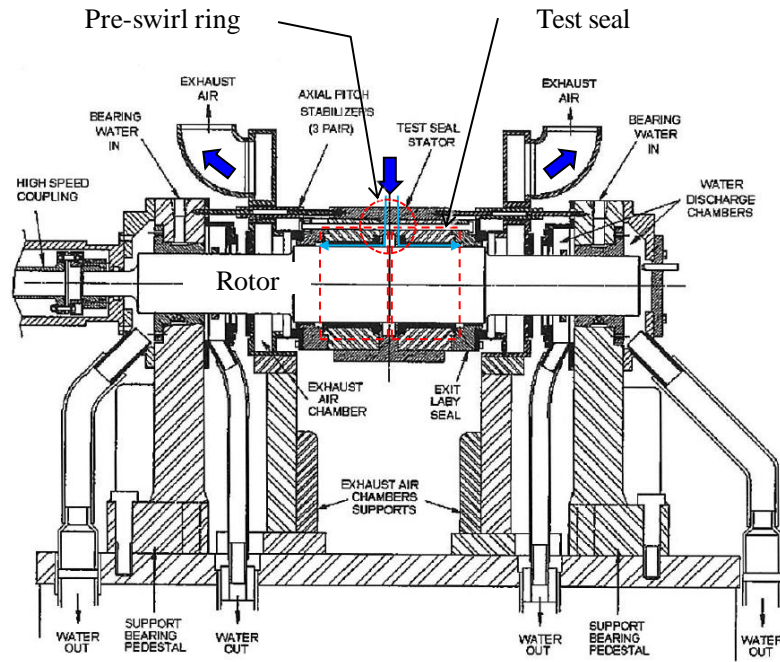
前節では、岩壺らのシール要素実験を対象として解析を行い、振れ回りによる減衰や旋回速度依存性が再現できることを示したが、本節では、より実機条件に近い Picardo らの実験を対象とし、解析結果の比較検証を行った結果を示す。また合わせて、解析結果のメッシュ依存性についても検討を行った。

Picardo ら(Picardo, 2003, Picardo and Childs, 2005) は、空気を作動流体とした 20 個のフィンからなるストレートシールを対象としてシールギャップ、入口旋回速度、圧力比を変えて流体力を計測している。本実験の特徴を以下に示す。

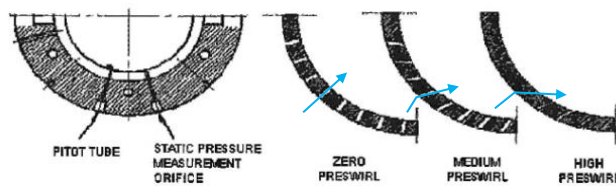
- (1) 空気を作動流体としているが、高圧条件(5.2~7 MPa)での実験である。
- (2) プロセスガス遠心圧縮機のバランスピストン(羽根車背面の高圧部シール)を想定したシール形状(フィン数 20)と回転数 ($> 10200 \text{ min}^{-1}$)である。
- (3) シールギャップ、入口旋回速度、圧力比をパラメータとした系統的な実験を実施している。
- (4) 条件毎の詳細な計測データ(振れ回り周波数と流体力の数値データ)が入手可能である。

岩壺らの実験が、常圧に近く(入口全圧 $< 0.3 \text{ MPa}$)、回転数も低い(3900 min^{-1})のに対し、Picardo らの実験は、より実機(プロセスガス圧縮機)に近い条件となっている。

図 3-5 に実験装置の断面模式図を示す。実験装置は供試シール、ロータ軸、および全体を覆うステータ(ハウジング)から構成されている。ロータは両端の軸受で支持され、左端のカップリングを介してモータによって回転する。実験装置は軸方向のスラスト力をキャンセルするために左右対称となっており、流れは中央部の外周側から左右の供試シールに流入し、それぞれの端部から排出される。また、シールの上流側には、図 3-5 (b)で示す傾斜したノズル(Pre-swirl リング)が設けられ、3 種類のノズルを取り換えることでシールに流入する流れの旋回速度を変化させている。また、旋回速度は Pre-swirl リングの下流に設けられたピトー管によって計測される。



(a) Test facility



(b) Pre-swirl ring

図 3-5 Test facility used in the experiments by Picardo et al. (Picardo, 2003)

流体力は以下のように計測される。まず、ステータ(ハウジング)を一定の周波数範囲を含む波形(計測したい振れ回り周波数成分である 20~230 Hz を含む疑似ランダム波形)で加振器によって 2 方向から励振する。そして、加振力、ロータとステータハウジングとの相対変位、およびステータの加速度を計測し、その周波数応答の関係から流体力を算出する。計測データからの流体力の計算法、および計測誤差因子(ステータの質量の評価が与える影響など)が、Picardo らの文献に示されている。

表 3-3 に本論文で解析対象とした実験条件、表 3-4 に解析条件を示す。入口圧力 7 MPa で行われた実験を対象とした。解析条件は岩壺らの実験を対象とした解析とほぼ同じであるが、熱伝導率と粘性係数は、サザーランドの式を用いて温度依存性を考慮した。

表 3-3 Seal geometries and conditions of the experiment by Picardo et al.

Seal geometries	Configuration	Straight (See-through)
	Number of fins	20
	Seal diameter (mm)	114.3 (seal gap 0.2 mm) 114.5 (seal gap 0.1 mm)
	Seal length (mm)	86
	Fin height (mm)	4.3
	Fin pitch (mm)	4.3
	Seal gap (mm)	0.2, 0.1
Experimental condition	Rotor speed (min^{-1})	10200
	Inlet pressure (MPa) (Gause pressure)	7
	Inlet total temperature (K)	295.15
	Outlet pressure (MPa)	3.64

表 3-4 CFD conditions used for the experiment by Picardo et al.

Items	Conditions	Remarks and details
CFD code	CFX	ANSYS fluid analysis software (ver.14.0)
Governing equation		Reynolds Averaged Navier-Stokes equation Steady analysis with a rotating frame of reference
Fluid properties	Air	Ideal gas
	Viscosity	Function of temperature based on the Sutherland expression. 1.824×10^{-5} (Pa s) at 295.15K
	Thermal conductivity	Function of temperature based on the Sutherland expression. 0.02586 (W/mK) at 295.15K
Turbulent model		Sear stress transport model Wall function: Automatic near wall treatment Inlet turbulent intensity: 5%
Discretization		Discretization scheme : high-resolution Numerical precision: double precision
Eccentricity		10.0% of seal gap

図 3-6 に解析モデルを示す. Picardo らの実験では, Pre-swirl リングがシール入口の比較的近傍に設けられているため, Pre-swirl リングの出口に対応してシール内径の 10 mm 外周側に入口境界を設定した. 入口領域の設定や出口境界の延長に関しては, 岩壺らの実験を対象とした解析と同様である.

図 3-7 に解析メッシュを示す. 岩壺らの実験と比較して高圧でありレイノルズ数が高いため, 壁面付近のメッシュ幅(壁面から第一格子点までの距離)は約 4 μm (ロータ側)~10 μm (ステータ側)とした. 要素数は約 1100 万である. また, フィンギャップ部のメッシュ数は 25 個(ギャップ 0.1 mm の場合), ないし 50 個(ギャップ 0.2 mm の場合)となっている. 本解析の壁面メッシュ幅での無次元距離 y^+ は 50 程度である. なお, 壁面付近のメッシュ幅に関しては, その影響を評価した結果を後述する.

解析手順は前節と同様であり, 圧力境界モデルで得られた漏れ量をもとに流量境界モデルで解析を行い, 流体力を算出した.

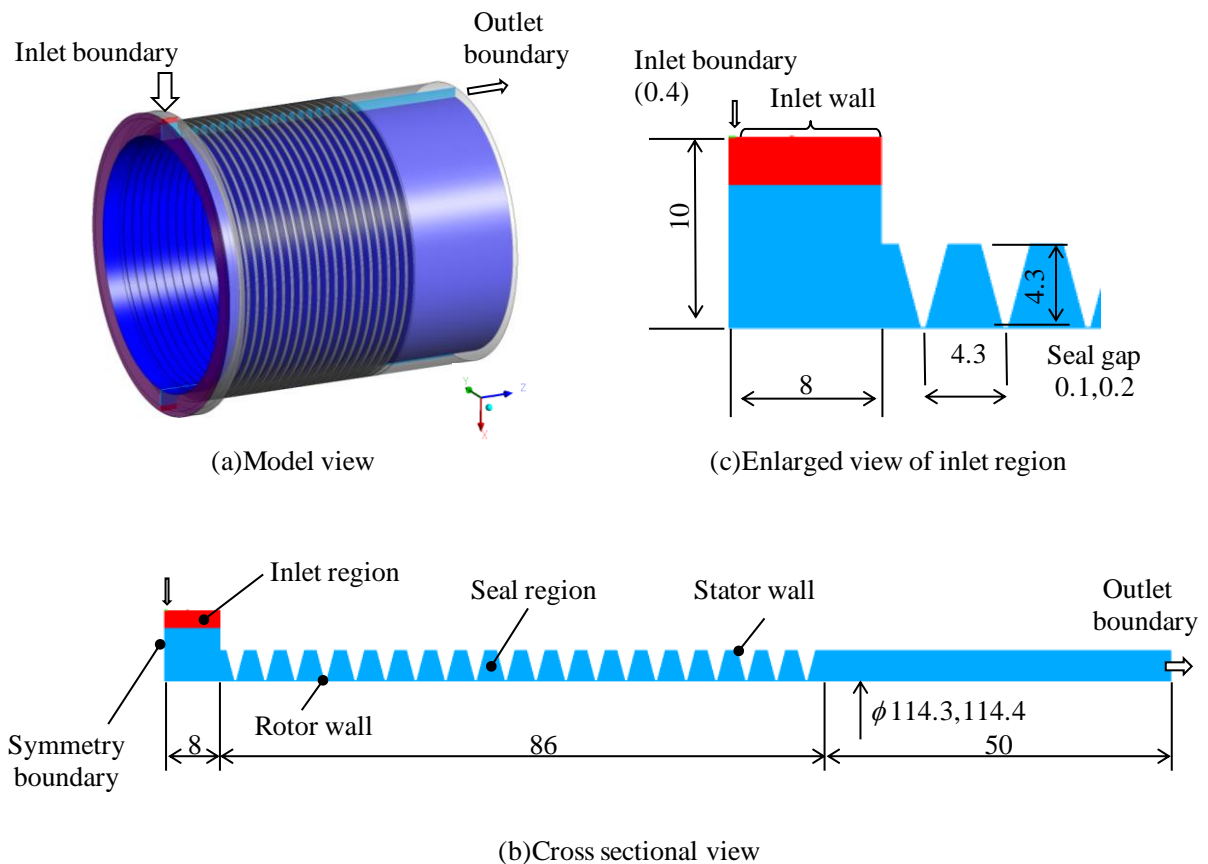


図 3-6 CFD model used for comparison with the experiment by Picardo et al.

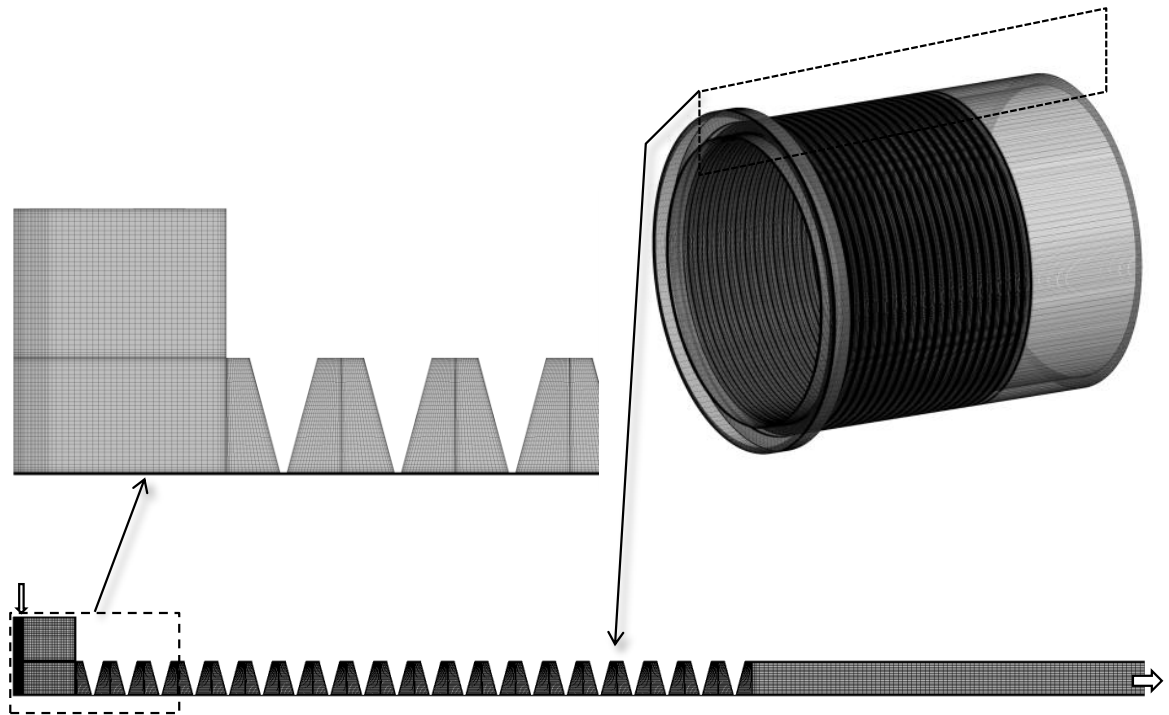


図 3-7 Mesh used for comparison with the experiment by Picardo et al.

図 3-8 に解析から得られた周方向流体力(比流体力 $=F_{tan}/e$)と振れ回り周波数 Ω の関係を, 実験結果と重ねて示す. 図 3-8 に示すケース1はシールギャップ 0.1 mm, シール入口回転速度($V_0/r\omega$)が 0.61 の場合の結果である.

まず Picardo らの実験結果について説明する. Picardo らの実験では, 式(2-1)に対応するロータダイナミクス定数として, ばね定数 k_{xx} , k_{yy} , k_{xy} , k_{yx} , と減衰係数 c_{xx} , c_{yy} , c_{xy} , c_{yx} が, 定数ではなく振れ回り周波数の関数として求められる. また, 付加質量係数 m_{xx} , m_{yy} , m_{xy} , m_{yx} は算出されない($=0$). 文献では明示的に述べられていないが, 付加質量の影響は, ばね定数の周波数依存性として現れると考えられる. 実験で報告されているロータダイナミック定数を元に, 流体力と振れ回り周波数の関係を以下の手順で求めた.

- (1) 実験のロータダイナミクス定数(x , y 成分, 周波数の関数)を, 式(2-3)に対応する定数(半径方向, 周方向成分, 周波数の関数)に変換する. すなわち, $k=(k_{xy}+k_{yx})/2$, $C=(c_{xx}+c_{yy})/2$, とする.
- (2) 式(2-3)にしたがって各周波数での比流体力 F_{tan}/e を算出する. 但し, ロータ回転数に近い周波数の計測結果は誤差が大きいため除外した. また, 同じく計測上の要因で x 方向, y 方向加振のいずれかのデータが欠落している計測結果も除外した.

実験結果を見ると、ばらついているものの比流体力は振れ回り周波数の増加に従い、おおよそ直線的に低下していることが分かる。図中に示した3本の点線は、実験のプロット点の近似直線、および近似直線に対しその変化量(図示するように振れ回り周波数0~1での変化量を100%とする)を±30%をオフセットさせた直線である。図から実験結果はおおよそ直線で囲まれる範囲に収まっていることが分かる。また、解析結果は、実験結果と±30%の範囲で定量的にも良好に一致し、実験で得られた振れ回りによる減衰を再現出来ていることが分かる。

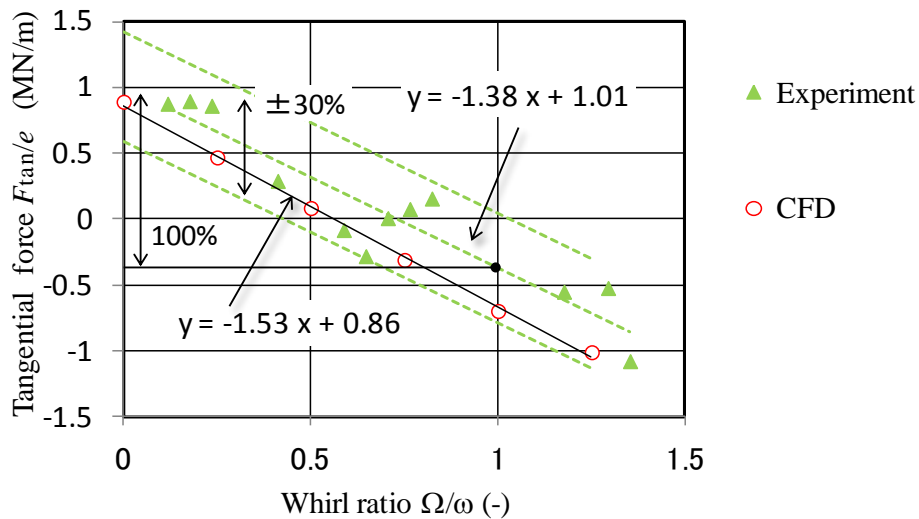


図 3-8 Comparison with the experiment by Picardo et al.
(Case1: Seal gap 0.1 mm, Inlet swirl $V_0/r\omega=0.61$)

シール流体力にはロータ回転に伴う壁面せん断力が大きな影響を与えると考えられるため、図 3-8 に示したケース1を対象として、壁面せん断力の算出に重要な壁面第 1 層のメッシュ幅を変えた解析を行い、その影響を評価した。

表 3-5 にメッシュ幅の影響を評価したメッシュ条件を示す。最左欄の条件が図 3-8 で示した結果に相当し、ケース 1(c)が最も粗い条件となっている。壁面以外の要素の大きさがほぼ同一となるようにメッシュを作成したため、総メッシュ数は壁面のメッシュ幅が大きくなるに従い減少している。

壁面でのメッシュ幅は、一般的に下記で定義される無次元距離 y_+ を用いて評価される。

$$y_+ = \frac{\rho \Delta y u_\tau}{\mu} \tag{式(3-1)}$$

ここで、 ρ :密度、 Δy :壁面でのメッシュ幅、 u_t :壁面せん断応力で定義される摩擦速度、 μ :粘性係数である。

同じ y^+ であっても、壁面での速度勾配が大きく、レイノルズ数の高い流れでは必要なメッシュ幅は小さくは大きくなる。表中に各ケースの y^+ (入口、出口延長部を除くシール部分の面積平均) を示すが、ベースとなる最左欄のケース 1 で約 50、最も粗いケース 1(c) で約 300 である。

表 3-5 Parameters of grid sensitivity study for the experiment by Picardo et al.

Items	Case1 Base cond.	Case1(a)	Case1(b)	Case1(c)
Number of elements along circumferential direction	148	148	148	148
Grid spacing at walls (μm)	4~10 μm	6.7~15 μm	12.5~30 μm	25~60 μm
Grid spacing at walls (y^+)	~50	~80	~150	~300
Maximum aspect ratio	680	420	220	180
Number of elements at seal gap	25	15	8	4
Total number of elements	11.0M	8.6M	6.7M	5.3M

図 3-9 に実験結果と併せて各ケースの解析結果を示す。まず、振れ回り周波数がゼロの時(ばね定数に相当)と、それ以外を比較すると、振れ回り周波数が高い領域ではケース間の差異が拡大しているように見える。また、最も壁面メッシュ幅が小さいケース 1 が全体的に実験の近似直線に近いことが分かる。

図 3-10 に各ケースにおける壁面せん断力を示す。シール部(図 3-6 の 86mm の区間)におけるロータ面、静止壁面を合わせた面積平均値として算出した。図から分かるように、壁面メッシュ幅が小さくなるほど若干増加傾向にあるように見えるが、絶対値としては殆ど変わらないことが分かる。

全体的にメッシュ依存性はあまり大きくなく、解析結果はすべて、実験の近似直線と30%オフセットした直線の間に位置している。したがって、実験との差異はメッシュ以外の要因の方が大きいと考えられ、検討した範囲のメッシュ幅であれば解析精度に大きな影響を与えることなく、流体力の評価が可能であるといえる。

表 3-5 中には、メッシュの最大アスペクト比も併せて記載しているが、アスペクト比が 1000 を超えると計算が不安定になる場合があり、また CFX での解析上のガイドラインとしても 1000 以下が推奨されている。壁面メッシュ

幅をさらに小さくしようとすると、アスペクト比を 1000 以下に保つためには、周方向の分割数(ここでは 148 個)をさらに増やす必要があり、このため、メッシュ数が累乗で増加することになる。

なお、次章以降で示す蒸気タービンを対象とした解析では、壁面の y^+ は 50~数 100 程度の値となっており、メッシュ依存性についても対象毎に別途評価した。

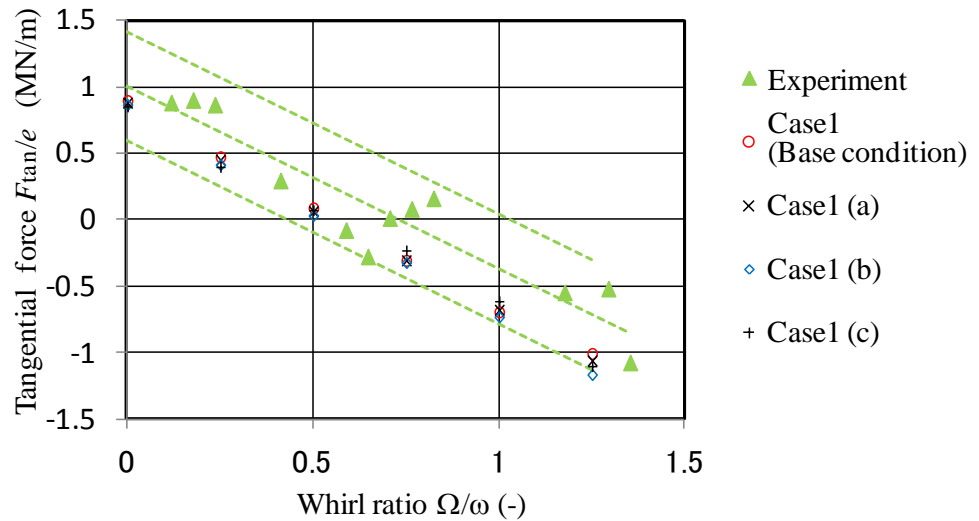


図 3-9 Effects of grid spacing at walls on tangential force
(Case1: Seal gap 0.1 mm, Inlet swirl $V_\theta / r\omega = 0.61$)

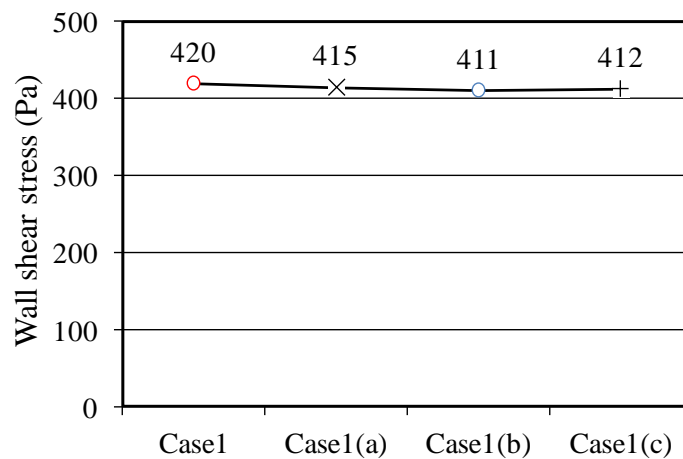


図 3-10 Effects of grid spacing at walls on wall shear stress
(Case1: Seal gap 0.1 mm, Inlet swirl $V_\theta / r\omega = 0.61$)

回転速度, シールギャップを変えた実験を対象としてほかの2ケース(以下でケース2,3と呼ぶ)に対しても解析を行い, 比較検証を行った. 図 3-11, 図 3-12 に結果を示す. 各グラフには, 実験と解析結果に対する近似直線を合わせて示している. いずれのケースにおいても, 解析結果は直線で囲まれる $\pm 30\%$ の範囲に収まっていることが分かる.

ケース2 はほかの条件は同じでケース1 よりも回転速度が遅い場合である. ケース1 と2 を比較するとグラフの傾き(減衰係数に対応)は, 実験・解析ともほぼ同じで, y 切片(ばね定数)が大きく変化していることが分かる. すなわち回転速度が減衰に与える影響は小さくなく, 解析でもその傾向は再現出来ている.

ケース3 はケース1 とほぼ同じ回転速度でシールギャップが異なる場合である. ケース1 と3 を比較すると, 傾き, y 切片ともに大きく変わらないことが分かる. ギャップを変えた解析は1条件しか行っていないが, Picardoらは, 回転速度・圧力比を変えたほかの条件の実験も含めて, 明確なギャップ依存性は見られなかったと述べており, 本結果はそれと整合する.

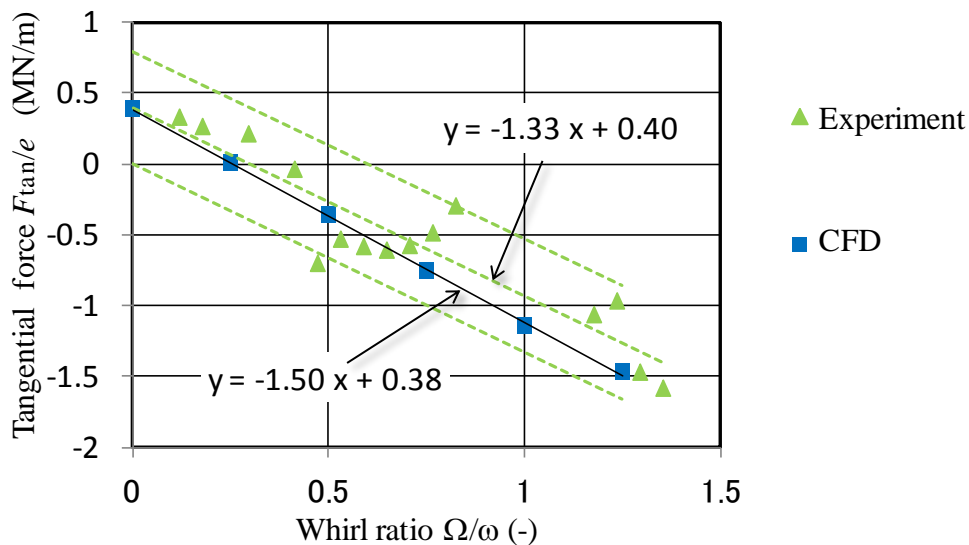


図 3-11 Comparison with the experiment by Picardo et al.
(Case2: Seal gap 0.1 mm, Inlet swirl $V_\theta / r\omega = 0.31$)

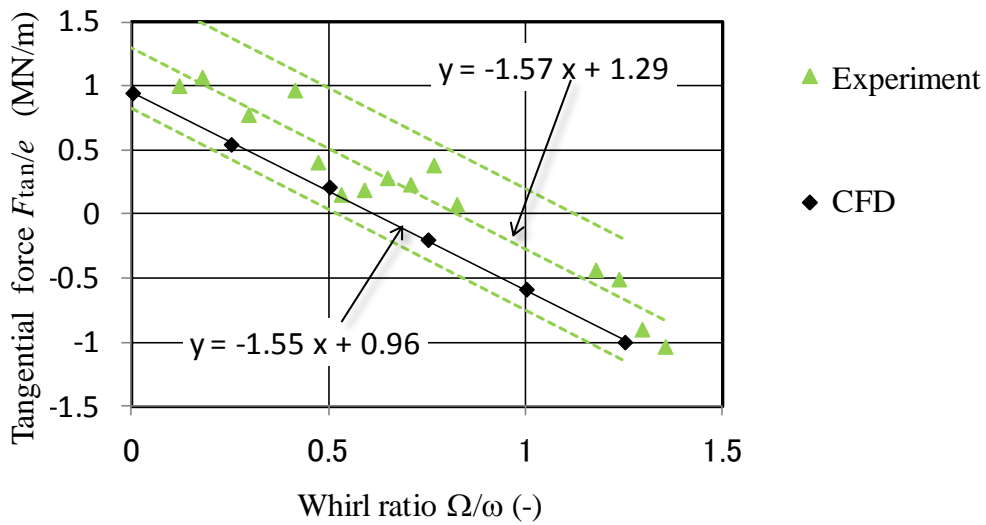


図 3-12 Comparison with the experiment by Picardo et al.
 (Case3: Seal gap 0.2 mm, Inlet swirl $V_0/r\omega=0.58$)

また、いずれもグラフの傾きは実験と解析でおおよそ一致しており、実験と解析の差異は、主に y 切片 (ばね定数) に起因していることが分かる。前述のように Picardo らの実験では、Pre-swirl リングの下流にピトー管を設け、壁面の静圧と併せて旋回流速を評価している。図 3-13 に解析結果(ケース 1)の入口付近での旋回速度分布を示す。実験におけるピトー管の正確な配置は明らかではないが、計測位置の周辺は旋回速度の分布が比較的大きく、実験の旋回速度をそのまま解析の入口境界条件として与えたために、解析結果が全体的に低くなった可能性がある。

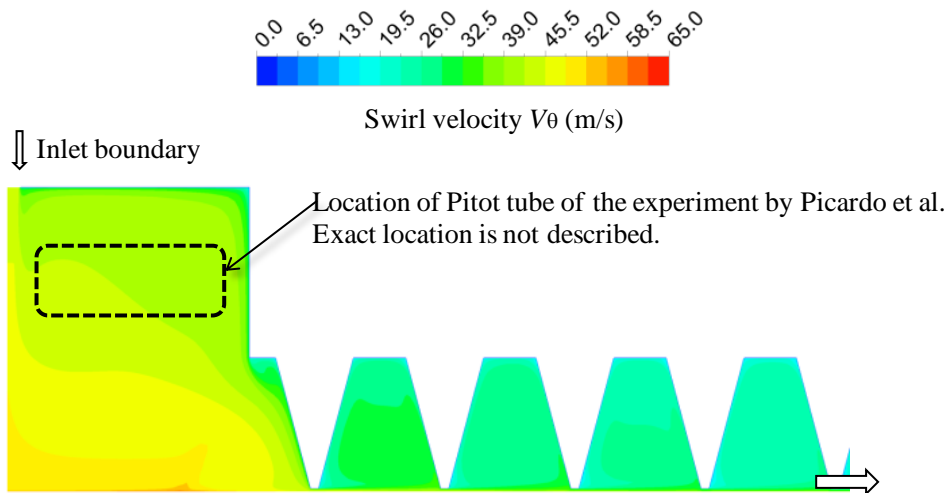


図 3-13 Swirl velocity distribution upstream the seal inlet (Case1)

表 3-6 にばね定数, 減衰係数の比較結果をまとめた. また表の最下欄に漏れ量も併せて示す. ばね定数, 減衰係数の実験との差異は 30%以内である. 特に減衰係数の差異は-1.5~13.3%であり, 振れ回りに伴う流体力の低下傾向が良好に再現できていることが確認できた.

漏れ量を見ると, シールギャップ 0.1 mm のケース 1, 2 において実験との差異が比較的大きく, それぞれ-17.4, -19.5%で, 解析結果は実験より小さくなっている. Picardo らは実験時にシールの上流・下流で実際のクリアランスを実測しているが, ギャップ 0.1 mm の場合はそれぞれ 0.1052, 0.1056 mm であった. (ギャップ 0.2 mm の場合は 0.1956, 0.1994 mm). これにより 5%程度の差異は説明できるが, それでも 12~15%程度の差異は残る.

ストレートシールでは, ロータに凹凸を配置したハイローシールと異なり, フィンギャップを通過した流れが, そのまま次のギャップに流入する吹き抜けと呼ばれる現象が生じやすい. 図 3-14 にケース1, 3 のシール内の断面速度ベクトルを示す. 吹き抜け量は, 図中に模式的に示したギャップ通過後の流れの広がり角に依存するが, この広がり角のわずかな変化が吹き抜け量に影響を与えるため, 解析の漏れ量の誤差要因になっていると推定される.

表 3-6 Summary of the comparison between the experiment and CFD results

Items		Units	Case 1	Case 2	Case 3	Remarks
Stiffness k	Experiment	(MN/m)	1.005	0.399	1.291	Calculated from the linear approximation Results at $\Omega=0$
	CFD		0.892	0.389	0.952	
	Difference		(%)	-11.3	-2.5	
Damping C	Experiment	(kN-s/m)	1.288	1.243	1.469	Calculated from the linear approximation
	CFD		1.433	1.408	1.447	
	Difference		(%)	11.3	13.3	
Leakage	Experiment	(kg/s)	0.199	0.209	0.395	
	CFD		0.164	0.168	0.394	
	Difference		(%)	-17.4	-19.5	

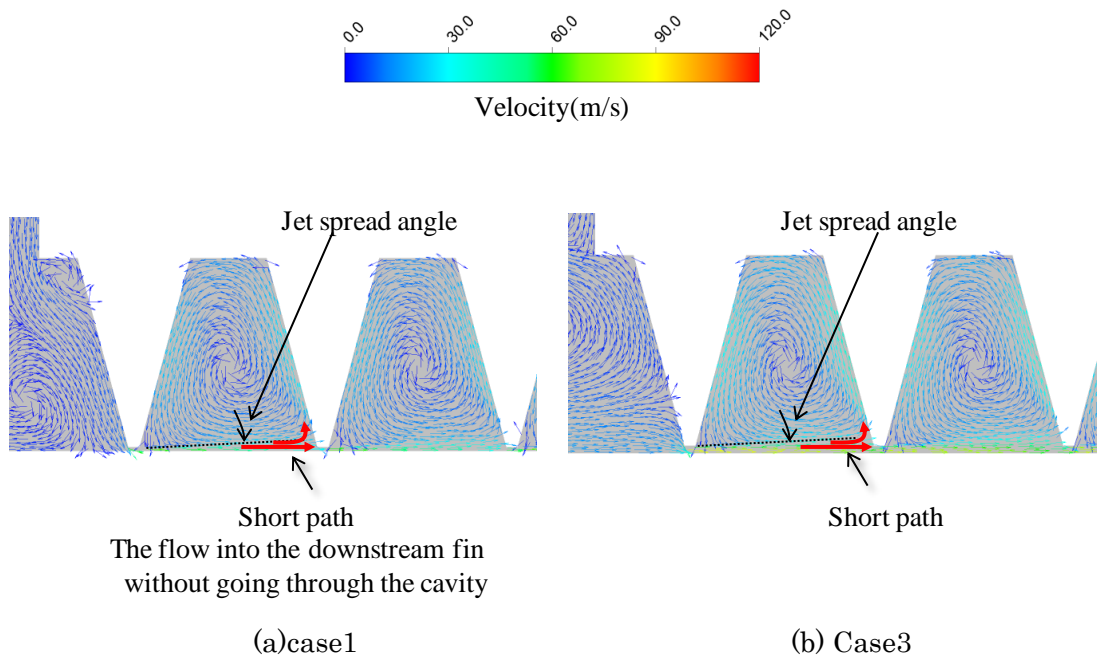


图 3-14 Cross sectional view of velocity vector inside cavities

3-3 解析モデルの構築と要素実験を対象とした検証のまとめ

シール流体力を CFD で評価するためのモデル化手法（解析手順や境界条件の選定方法を含む解析モデル）の構築を目的として、岩壺ら、Picardo らのシール要素実験を再現する解析を行い、比較検証を行った。以下に得られた知見を示す。

- (1) シール入口回転速度を明示的に与えることが可能な解析モデルを構築し、要素実験を再現するために圧力境界モデルと流量境界モデルの 2 段階で解析を行う手順を提示した。
- (2) 岩壺らの実験（ストレートフィン、フィン数 14 枚、ギャップ 0.8mm, 回転数 3900 min⁻¹, 入口圧力 0.3 MPa) を対象とした解析を行い、回転速度の増加に伴う流体力の増加、および振れ回りによる減衰を再現できることを示した。
- (3) Picardo らの比較的実機に近い条件での実験（ストレートフィン、フィン数 20 枚、ギャップ 0.1, 0.2 mm, 回転数 10200 min⁻¹, 入口圧力 7 MPa) を対象として解析を行い、実験結果と定量的にも良好に一致することを示した。ばね定数の差異は 30%以下、減衰係数の差異は 15%以下であった。
- (4) Picardo らの実験を対象とした解析でメッシュ依存性を評価した。検討した範囲の壁面第 1 層のメッシュ幅 ($y^+=50\sim$ 約 300) であれば解析精度に大きな影響を与えることなく、流体力の評価が可能であることを示した。

また著者らは、上記と同様の解析モデルを用い、対向型ラビリンスシールを対象に、空気を作動流体として、回転速度や差圧などをパラメータとした実験、およびそれに対応する解析を行い、ばね定数の良好な一致を確認している(遠藤ほか, 2012)。

4. 蒸気タービン実機実装時の影響

4-1 実機実装時の影響

前章では要素実験を対象として解析モデルの構築とその検証を行ったが、本章では蒸気タービンの動翼シーンを対象として、シールが蒸気タービンに実装された場合の影響を CFD により評価した。動翼シールは、軸シールなどと比較してシール長さが短く、フィン数が少ないという特徴がある。第 2 章で述べたように、Wagner ら (Wagner et al., 2009) は、遠心圧縮機のアイシールを対象として流体力を実験と CFD により評価している。アイシールは動翼シールと同様に、長さが短くフィン数が少ないシールであるが、CFD により算出された流体力は、シール前後のモデル化条件に大きく依存すると述べている。しかしながら、その要因やメカニズムに関しては考察されていない。

蒸気タービンの動翼シールでも同様の課題があると考えられ、特に実機に実装された状態での動翼シールの流体力を把握する上では、シール前後のモデル化を適切に行うことが重要である。本章では、4 種の異なる解析モデルを用いて動翼シールの流体力を評価した結果と、モデル間の流れ場比較から得られた要素実験と実機実装時の違いを示す。

4-2 対象としたシール形状

蒸気タービン高圧段の動翼シールを想定した。図 4-1 にシール形状と寸法を示す。動翼先端部には周方向に概略一様なシュラウドカバーが設けられており、シュラウドカバーと対向する静止壁との間にラビリンスシールが形成されている。シール形状はカバー側に設けられた突起と静止壁側から突き出したフィンで構成される食い違い形を対象とした。突起と対向する短いフィンは、突起の中央から若干下流側にシフトして配置されている。実際の蒸気タービンでは、回転体側と静止壁側の熱膨張差により、フィンと突起の回転軸方向の位置関係が運転条件により変化する。

シール寸法諸元と運転条件を

表 4-1 に示す。シールギャップは 3 種類 (0.4, 0.6, 0.8 mm) とし、圧力条件は 11 MPa 程度を想定した。解析の境界条件として用いた正確な圧力値については後述する。

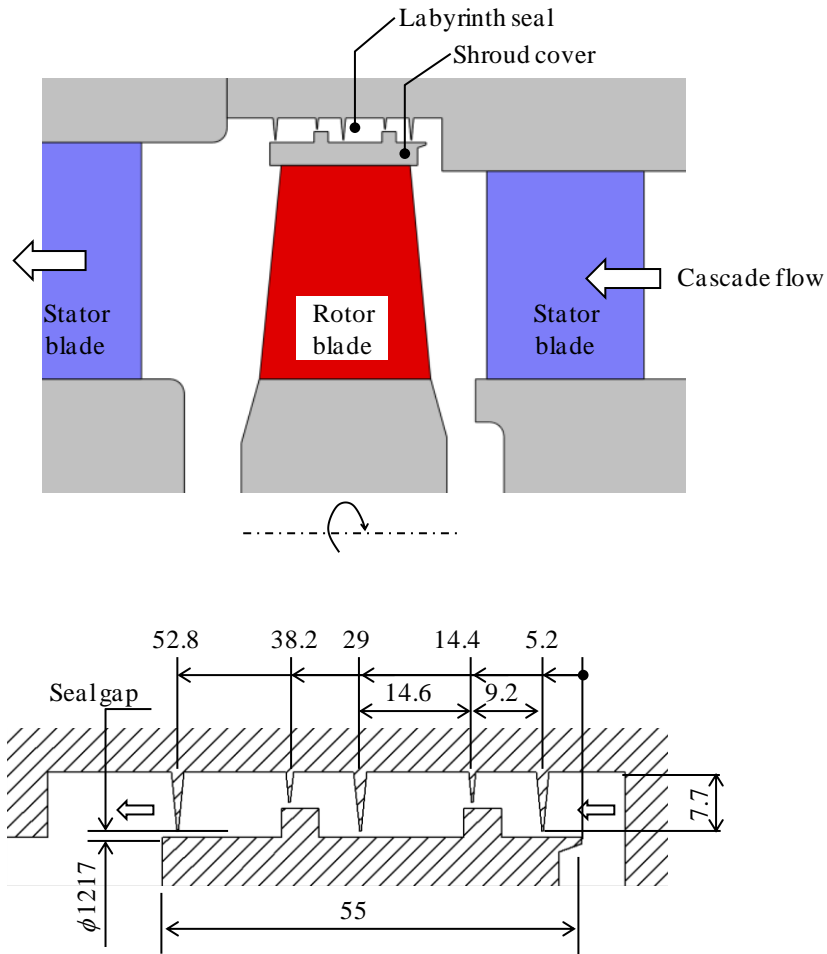


图 4-1 Configuration and geometry of the seal investigated in this study

Reprinted from ASME paper "Investigation on the Rotordynamic Characteristics of Shroud Leakage Flow in High Pressure Steam Turbine" by Noriyo Nishijima, Akira Endo and Kazuyuki Yamaguchi, Paper No. GT2013-94357, Reprinted with permission.

表 4-1 Geometric details and operating conditions of the investigated seal

Seal geometries	Configuration	High low
	Number of fins	5
	Seal diameter (mm)	1217
	Seal length (mm)	55
	Fin height (mm)	7.7(high) /3.9(low)
	Fin pitch (mm)	9.2 /14.6
	Seal gap (mm)	0.4,0.6,0.8
Operating conditions	Rotor speed (min^{-1})	3000
	Pressure (MPa)	~11

4-3 解析モデルと条件

実機に実装された動翼シールの流体力を評価するための適切なモデル化手法を検討するために、4種の異なる解析モデルを作成した。4種のモデルを順に説明する。

第1の解析モデル(以降、翼列モデル、Cascade model と呼ぶ)を図4-2に示す。翼列モデルは、静翼および動翼からなるタービン1段落分の翼列と動翼シールから構成されており、シールが実装された状態を直接再現することを意図している。図4-2下図に示すように解析領域を4個(静翼、動翼、シール、出口の各領域)に分割し、それぞれ独立にメッシュを作成した。翼領域は、通常の定常翼列解析と同様にモデル化され、静翼と動翼領域間は、Frozen Rotor と呼ばれる不連続面で接続され(ANSYS CFX-Solver Modeling Guide, 2009)、動翼領域は軸回転数で回転する座標系で解かれる。また、動翼の外周側には、シール領域が Frozen Rotor 不連続面で接続されている。シール流体力を評価するためにはシール領域を偏心させる必要があるが、偏心していない翼列部分と接続するため、シュラウドカバー側ではなく対向する静止壁を回転軸に対して偏心させた。振れ回りがある場合は、シール領域は振れ回り周波数で回転する座標系で解かれる。偏心量 e はシールギャップの 6.25% とし、シールギャップに応じて偏心量を変えている。

また、図に示すように、シール領域には2つのサブ領域(Seal-in, Seal-out)が設けられている。これは、周方向にメッシュ数が多く必要となる翼列部分と、翼列ほど周方向メッシュ数を必要としないシール領域との間でのメッシュの急激な変化を緩和するための領域であり、両者の中間程度のメッシュ密度となっている。下流側の出口領域は、異なる回転座標系で解かれるシール領域と動翼領域を結合し、均一な出口境界条件を与えるために設けられている。境界条件として、静翼領域の入口で全圧と全温、出口領域の下流で静圧を与えた。本モデルでは、後述するほかのモデルと異なり、シール領域に対する流入条件は必要なく、シール部には静翼を通過した主流の一部が漏れ流れとして流入する。用いた境界条件の値を、後述するほかのモデルの条件と合わせて表4-2に示す。

なお、Frozen Rotor を用いた場合、動翼と静翼の回転位相が固定(Frozen)された解析となるが、実際には動翼は回転しており、現実を再現するためには非定常解析が必要となる。Frozen Rotor を用いた場合、静動翼間の非定常混合効果が考慮されず、また結果が回転位相に若干依存するが、計算負荷の増加を避けるために、この仮定は翼列解析で広く用いられている。但し、本研究で対象としているシール流体力に与える影響は明らかで

なかったため、事前検討として静動翼間の回転位相を変えた(動翼ピッチの 1/3, 2/3 だけ動翼領域を回転)解析を行い、算出されるシール流体力に差異が見られないことを確認している。

作成した解析モデルを図 4-3 に示す。翼列部は静翼 114 枚と動翼 84 枚で構成されており、翼高さはいずれも 75.5 mm である。モデル間の比較の観点から、シール部分のメッシュは後述するほかのモデルと完全に同一になるように作成している。

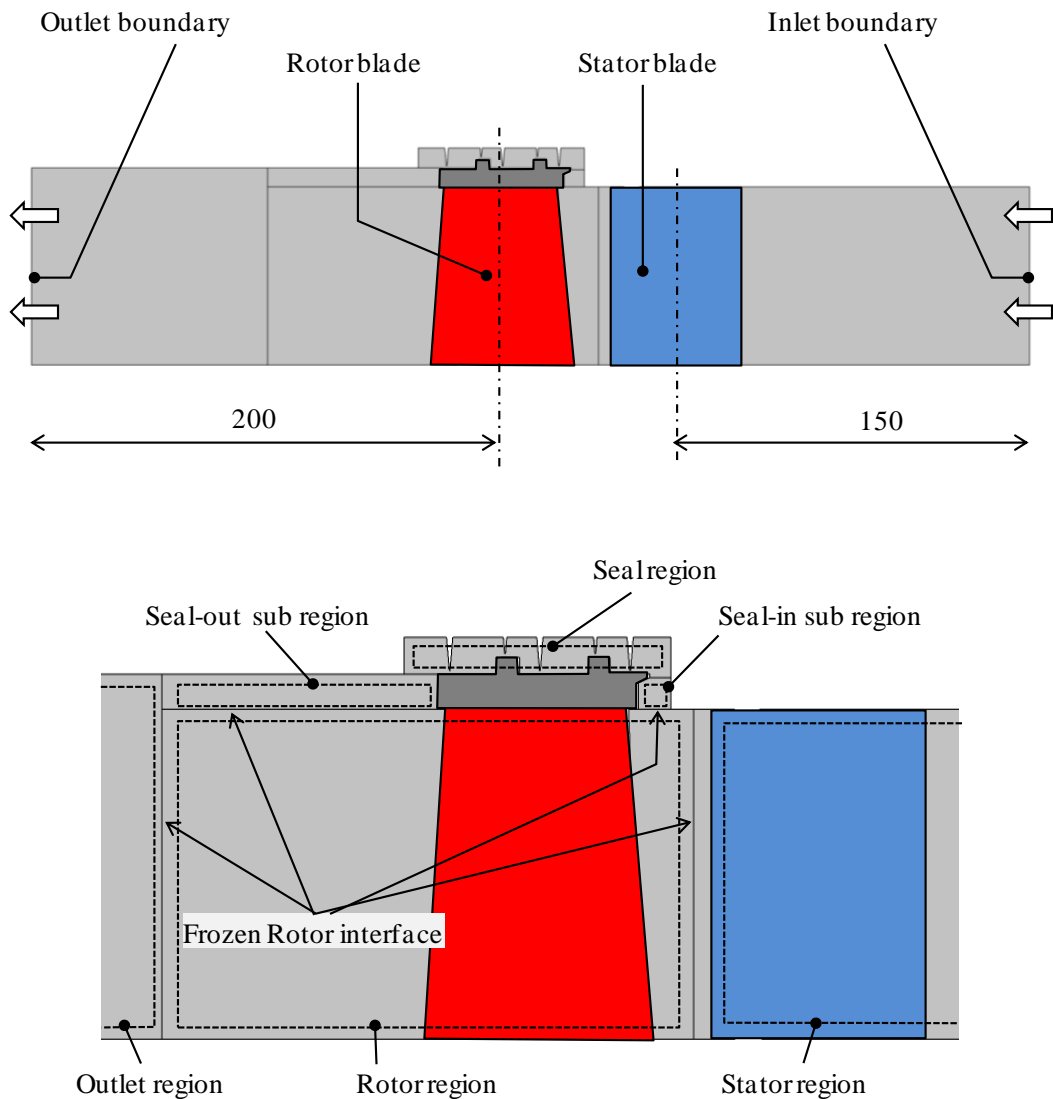


図 4-2 Schematic of cascade model consisting of stator/rotor cascades and the seal above rotor shroud

Reprinted from ASME paper "Investigation on the Rotordynamic Characteristics of Shroud Leakage Flow in High Pressure Steam Turbine" by Noriyo Nishijima, Akira Endo and Kazuyuki Yamaguchi, Paper No. GT2013-94357, Reprinted with permission.

表 4-2 Boundary conditions

		Cascade model	Pressure model	Guide vane model	Mass-flow model
Inlet	Total pressure (MPa)	12.2	11.2	12.2	-
	Mass flow (kg/s)	-	-	-	*1
	Swirl velocity $V_{\theta}/r\omega$ (-)	-	*2	-	*2
	Total temperature (K)	714	708	708	708
Outlet	Static pressure (MPa)	10.42	10.42	10.42	10.42

*1 values obtained from results of the pressure model are applied.

*2 Different values were used for parametric surveys.

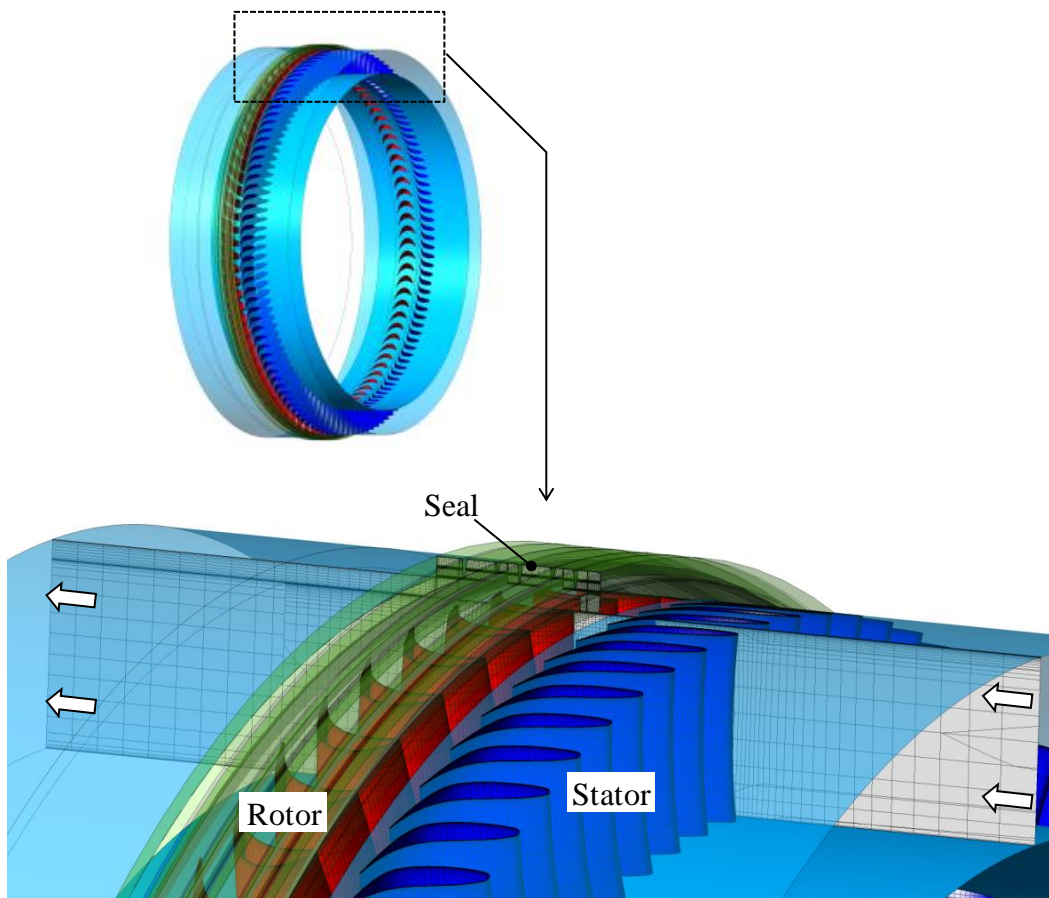


图 4-3 Perspective view of cascade model

第 2 の解析モデル(以降, 圧力境界モデル, **Pressure model** と呼ぶ)を図 4-4 に示す. 本モデルはシールおよび入口領域のみで構成されており, 第 3 章で示した圧力境界モデルと同じである. すなわち, 入口境界で全圧および全温を与えるとともに, 入口領域を回転速度で回転する座標系で解き, 所定の回転速度を与える. 偏心量などのシール領域の条件は, 翼列モデルと同様である. 出口境界は, 実際のシール部分に対し 80mm 下流側に配置した. 但し, 流体力は実際のシール長(55mm)に対応する部分の圧力を積分して評価した. また特に, 入口領域の内周壁側は実際には翼列が広がっている点を考慮して非粘性壁の条件を与えている. 本モデルは, 翼列モデルと異なり, 入口回転速度を境界条件として変えることができ, その影響を容易に評価できる利点がある.

第 3 の解析モデル(以降, ガイドベーンモデル, **Guide vane model** と呼ぶ)を図 4-5 に示す. 本モデルは, シール領域, および旋回流を発生させるためのガイドベーンを備えた入口領域で構成されている. ガイドベーンモデルは, シール単独の要素実験に近い条件を再現することを意図している. 第 3 章で示したように要素実験では, シール入口で必要な旋回流を発生させるために, ガイドベーンないし類似の部材を用いていることが多い(Benckert, 1980, Iwatsubo, 1980, Childs, 1986, Picardo et al., 2005). これらの実験においては, シール上流側に, 回転方向に傾けられた複数のスリットや貫通孔からなるガイドベーンが配置されており, 実験装置の圧力源から流入した流れは, スリットを通過することで加速され旋回成分が付与される. 本モデルは, これら実験に類似のガイドベーン構造を入口領域に設けたものである. 図 4-5 上図に示すように, ガイドベーンは周方向に対し 20 度傾斜した 32 個のスリットで構成されている. また, 圧力境界モデルと同様に全圧と全温を入口境界で与えるが, 回転速度成分はガイドベーンで与えられるので, 入口領域は静止座標系で解かれる.

第 4 の解析モデル(以降, 流量境界モデル, **Mass-flow model** と呼ぶ)は, 第 3 章で示した流量境界モデルと同じである. すなわち, 圧力境界モデルと同じ形状であるが, 全圧に代えて均一な流入流量を入口境界で与える. 流入流量は, 圧力境界モデルの解析結果で得られた値を用いる. 前章で述べたように, 偏心を考慮するとシール部で周方向にフィンギャップ分布が形成されており, この効果により, 流量境界モデルでは入口境界で流量分布は均一であるが圧力分布が形成され, 逆に圧力境界モデルでは, 圧力分布が許容されることになる.

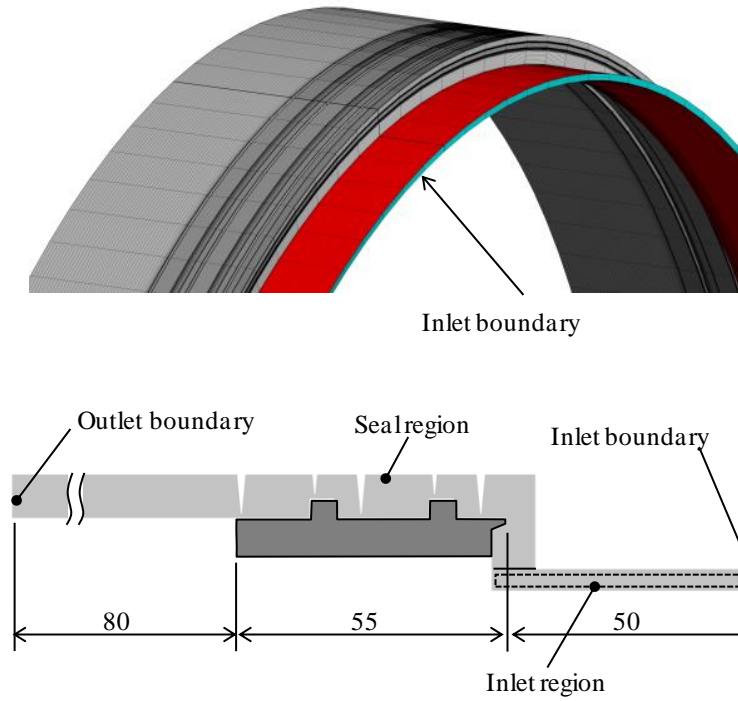


图 4-4 Schematic of pressure model consisting of seal and inlet regions

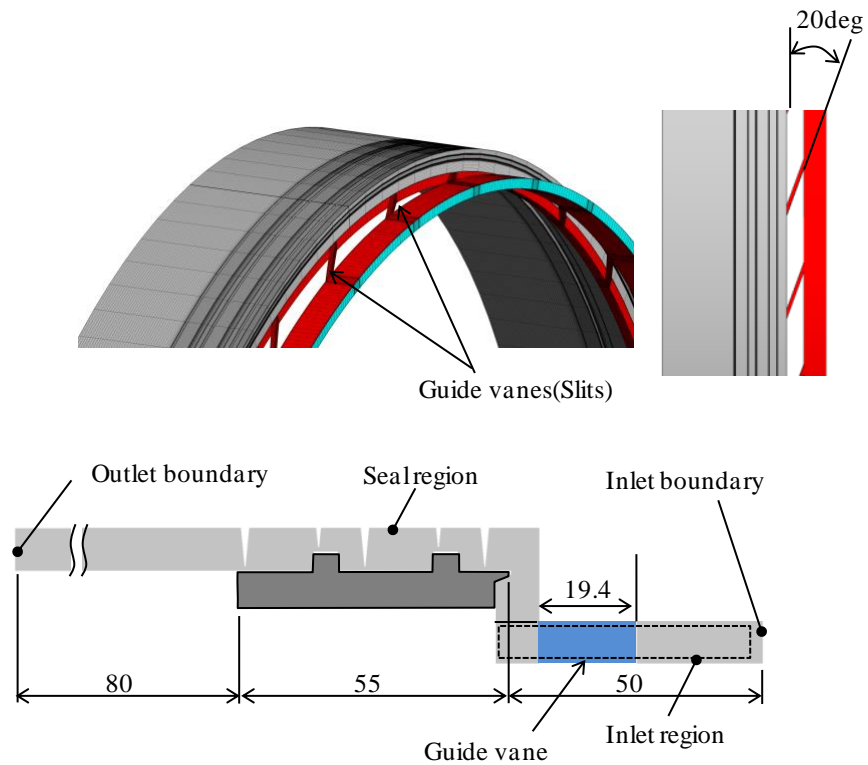


图 4-5 Schematic of guide vane model consisting of seal and inlet guide-vane regions

Reprinted from ASME paper "Investigation on the Rotordynamic Characteristics of Shroud Leakage Flow in High Pressure Steam Turbine" by Noriyo Nishijima, Akira Endo and Kazuyuki Yamaguchi, Paper No. GT2013-94357, Reprinted with permission.

上記 4 種のモデルに用いた境界条件の値は、前述の表 4-2 にまとめられている。翼列モデルの入口圧力の値は圧力境界モデルと異なっているが、これは翼列モデルでは翼列上流側で圧力を与えるためである。また、ガイドベーンモデルも、ガイドベーンにおける損失が大きいため、その低下分を考慮して圧力境界モデルより高い値としている。シール入口付近における静圧は 4 種のモデルでおおよそ同程度である。

共通の解析条件を表 4-3 に示す。流体は実在気体としての乾き蒸気である。CFX では、IAPWS-IF97 に基づく蒸気の状態方程式を扱うことができ、粘性などの物性はソルバー内部で生成されたテーブルから与えられる。解析実行時は、残差の収束を確認するとともに、シール流体力をモニターし値が一定になることを確認した。

表 4-3 CFD conditions used for tip seal study.

Items	Conditions	Remarks and details
CFD code	CFX	ANSYS fluid analysis software (ver.12.1)
Governing equation		Reynolds Averaged Navier-Stokes equation Steady analysis with a rotating frame of reference
Fluid properties	Dry Steam	IAPWS-IF97 equation of state
	Viscosity	Given from the tables generated internally by the solver
	Thermal conductivity	Given from the tables generated internally by the solver
Turbulent model		Sear stress transport model Wall function: Automatic near wall treatment Inlet turbulent intensity: 5%
Discretization		Discretization scheme : high-resolution Numerical precision: double precision
Eccentricity		6.25% of seal gap

4-4 メッシュ生成とメッシュ依存性の検討

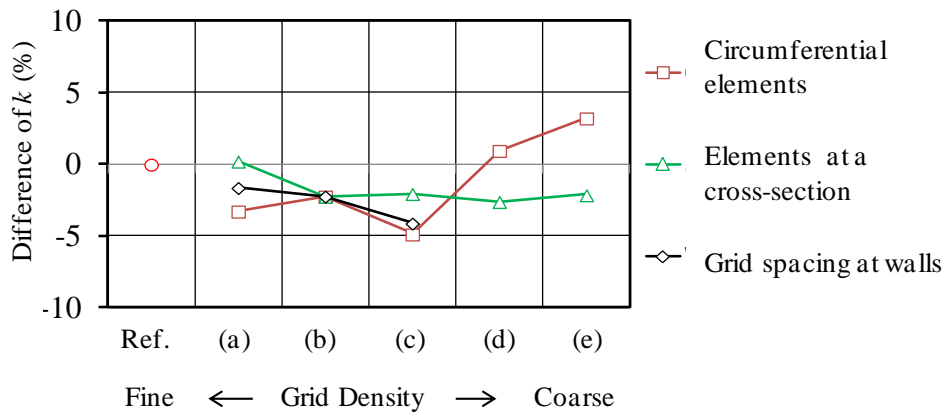
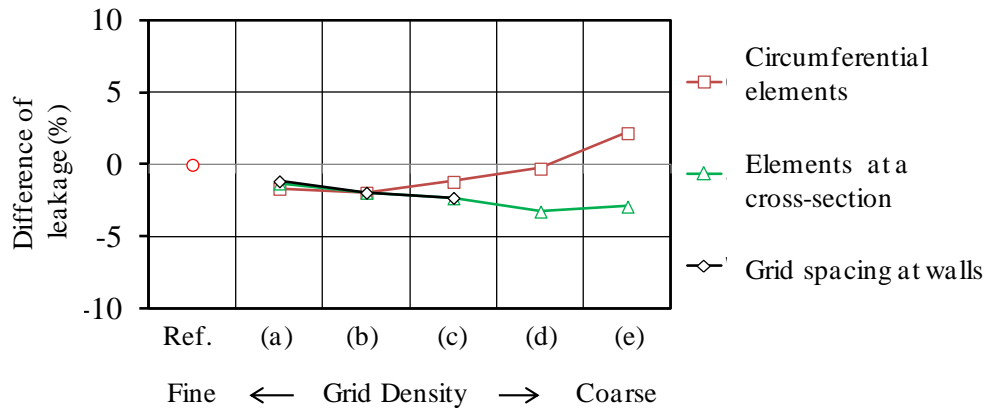
シール領域のメッシュは、予め偏心させた CAD モデルを元にすべて 6 面体要素で作成した。また、翼列部は、ANSYS 社の TurboGrid (TurboGrid は ANSYS 社の商標) を用い、通常の翼列解析と同様に作成した。

圧力境界モデルを用い、シール領域のメッシュ密度を変えてその依存性を検討した。表 4-4 に検討したパラメータを示す。周方向分割数、周方向断面におけるメッシュ数、壁面第 1 層のメッシュ間隔を(a)~(e)欄に示す範囲(壁面メッシュ間隔のみ(a)~(c)の範囲)でそれぞれ変えて解析を行った。1 個のパラメータを変える際は、ほかの

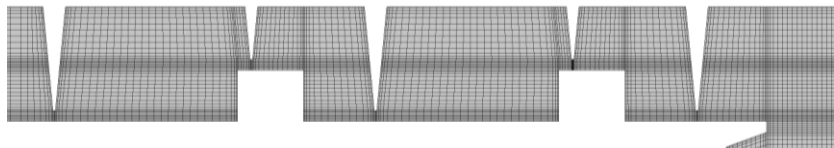
パラメータは(b)欄に示す条件に固定した。また表 4-4 最右欄は、すべての条件を細かくしたリファレンス条件である。図 4-6 にメッシュ依存性の検討結果を示す。算出されたシール部を通過する流量(シール漏れ量), およびばね定数 k を、リファレンスからの差異で示した。検討したパラメータ範囲においては、周方向メッシュ分割数の影響が比較的大きいが、差異は $\pm 5\%$ 程度である。メッシュを細かくするに従い、リファレンスとの差異がおおよそ小さくなる傾向がみられ、以降の検討では(b)欄に示す条件を用いることとした。Hirano ら(Hirano et al., 2005)も同様の検討を行っているが、それと比較すると、本報告のメッシュは、周方向断面で若干粗く、周方向分割数が細かくなっている。シール入口部の周方向断面メッシュを図 4-7 に示す。シール領域に対してはすべてのモデルで同一のメッシュを用いた。圧力境界モデルと流量境界モデルの総メッシュ数は約 130 万、ガイドベーンモデルは約 220 万、翼列モデルは約 700 万である。翼枚数を考えると翼列部分のメッシュは粗いが、本報告の目的であるシール流体力に関しては翼列部分の詳細な流れが与える影響は小さいと考えられる。また、翼列部分のメッシュをさらに粗くした解析を行い、シール流体力に差異がないことを確認している。

表 4-4 Parameters of grid sensitivity study

	Grid density					Reference
	(a)	(b)	(c)	(d)	(e)	
Number of elements along circumferential direction	180	120	60	40	24	180
Number of total elements at circumferential cross-section	23366	10374	8015	5090	3054	30642
Grid spacing at walls (mm)	0.025	0.1	0.2	-	-	0.025



☒ 4-6 Results of grid sensitivity study
(seal gap 0.8 mm, swirl at inlet boundary $V_{\theta}/r\omega=1.0$)



☒ 4-7 Mesh at circumferential cross-section (seal gap 0.8 mm)

Reprinted from ASME paper "Investigation on the Rotordynamic Characteristics of Shroud Leakage Flow in High Pressure Steam Turbine" by Noriyo Nishijima, Akira Endo and Kazuyuki Yamaguchi, Paper No. GT2013-94357, Reprinted with permission.

4-5 解析結果(シール部の流れ場)

図 4-8 に翼列モデルと圧力境界モデルのシール部断面の流速ベクトルを示す。両者を比較するとシール入口の上流側に違いがみられる。翼列モデルでは、主流の一部がシール部に流入する。主流は軸方向成分を持つため、シュラウド前縁に衝突し、外周側に転向しながらシールに流入している。これに対し圧力境界モデルでは、主流がないためシール部上流側で流れが淀んでいる。但し、シール内部の流れ場に関しては両者でほとんど差異がみられない。また図示しないが、流量境界モデルとガイドベーンモデルは主流がないため、圧力境界モデルに近い流れ場となっている。

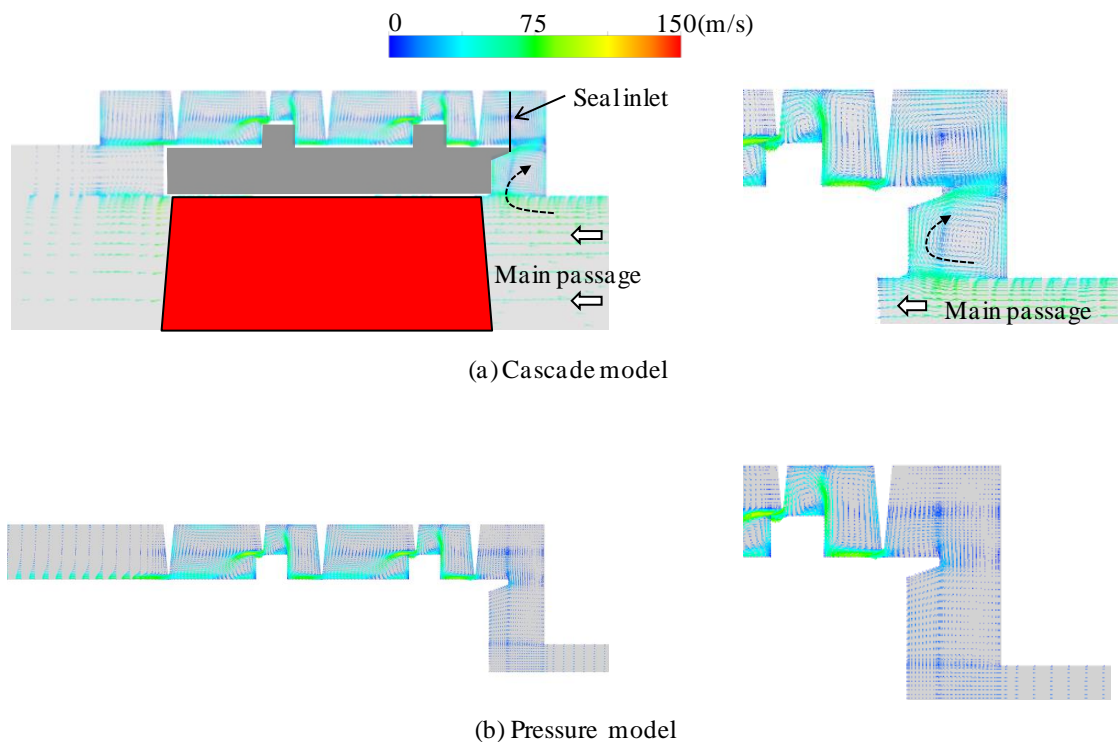


図 4-8 Velocity vectors at circumferential cross-section
(seal gap 0.8 mm)

Reprinted from ASME paper "Investigation on the Rotordynamic Characteristics of Shroud Leakage Flow in High Pressure Steam Turbine" by Noriyo Nishijima, Akira Endo and Kazuyuki Yamaguchi, Paper No. GT2013-94357, Reprinted with permission.

図 4-9 に回転速度 ($V_0/r\omega$)の分布を示す。シールには、静翼を通過した高い回転速度 ($V_0/r\omega > 1.0$)を持つ主流の一部が流入するが、シールに流入する時点で回転速度は若干低下していることが分かる。これは、シールに流入する流れが外周壁の境界層を多分に含んでいること、およびシール入口付近で壁面のせん断力によって減速されることに起因すると考えられる。またシール内部においては、下流に行くに従い壁面のせん断力によって

回転速度は緩やかに減少していく。シールが十分に長ければ、回転速度は静止壁と回転壁のせん断力のバランスで決まる速度(おおよそ $V_{\theta}/r\omega=0.5$)に漸近していくはずであるが、動翼シールは短いため、シール入口での回転速度の影響がシール下流側まで残っており、十分に減速されていないことが分かる。表 4-5 にモデル毎のシール通過流量(シール漏れ量)の解析結果をシール入口における回転速度と合わせて示す。なお、シール入口はモデルにおける入口境界ではなく、図 4-8(a)で示すシール最上流位置を表し、この断面における流量平均値として回転速度を求めている。入口境界からシールに流れが達するまでに回転速度は減衰するため、シール入口の回転速度は境界条件で与えた値から低下する。モデル間で比較すると、ガイドベーンモデルが若干低いものの、概ね同じ流量条件となっている。また、圧力境界モデルの算出結果から分かるように、シール漏れ量はシール入口回転速度に対し弱い依存性を示し、回転速度が高い条件では漏れ量が若干減少している。これは、回転速度が速くなると遠心力により外周側に向かう流れが促進され、前章の図 3-14 で示したようなフィンを通じた流れの径方向広がり(図中の Jet spread angle)が促進されるためではないかと考えられる。

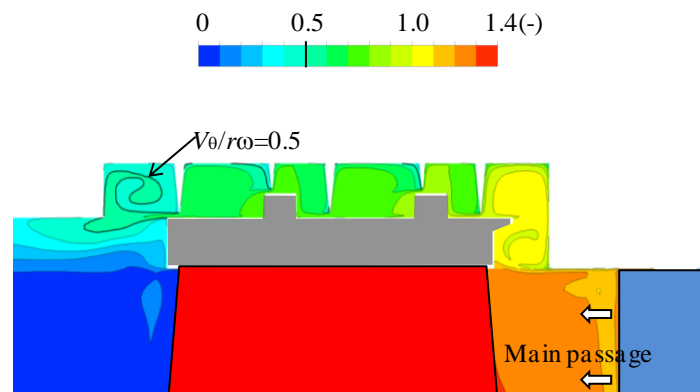


図 4-9 Normalized swirl velocity ($V_{\theta}/r\omega$) at circumferential cross-section
 (seal gap 0.8 mm, cascade model)

表 4-5 Results of mass flow obtained from the four different models

conditions	Variables	Cascade model	Pressure model		Guide vane model	Mass-flow model
gap 0.8 mm	$V_0/r\omega$ (-)	0.93	0.98	0.74	0.08	0.76
	mass flow (kg/s)	6.70	6.28	6.77	6.80	6.01
gap 0.6 mm	$V_0/r\omega$ (-)	0.90	0.90	0.70	0.10	-
	mass flow (kg/s)	5.23	4.82	5.19	5.19	-
gap 0.4 mm	$V_0/r\omega$ (-)	0.84	0.79	0.63	0.12	-
	mass flow (kg/s)	3.67	3.5	3.53	3.54	-

Same values as those of Pressure model

4-6 解析結果(モデル間の流体力の比較)

図 4-10 に、4 種のモデルの解析結果から得られたばね定数 k を示す。ばね定数は下式に示すように、シール前後の差圧とシール寸法によって無次元化した。

$$k^* = k \frac{Cr}{LD(p_0 - p_a)} \quad \text{式(4-1)}$$

ここで、 Cr :シールギャップ、 L :シール長さ、 D :シール直径、 p_0 :シール入口静圧、 p_a :シール出口静圧である。圧力境界モデルと流量境界モデルでは、回転速度を入口境界条件として与えるため、それらのばね定数は、シール入口における回転速度をパラメータとして結果を示している。なお、シール入口は前述の通りモデルにおける入口境界ではなく、図 4-8(a)で示すシール最上流位置である。入口境界からシールに流れが達するまでに回転速度は減衰するため、シール入口の回転速度は境界条件で与えた値から低下する。図 4-10 から分かるように、同一回転速度で比較すると、翼列モデルのばね定数は圧力境界モデルとほぼ一致し、ガイドベーンモデルと流量境界モデルはそれらより高い値を示す。シール入口回転速度 $V_0/r\omega=0.8$ 程度で比較すると、流量境界モデルとガイドベーンモデルのばね定数は、圧力境界モデルと翼列モデルの 2 倍以上となっている。図 4-11 は、翼列モデルと圧力境界モデルに対し、シールギャップを変えて解析を行った結果である。図より翼列モデルと圧力境界モデルは異なるシールギャップにおいてもばね定数が良好に一致していることが分かる。

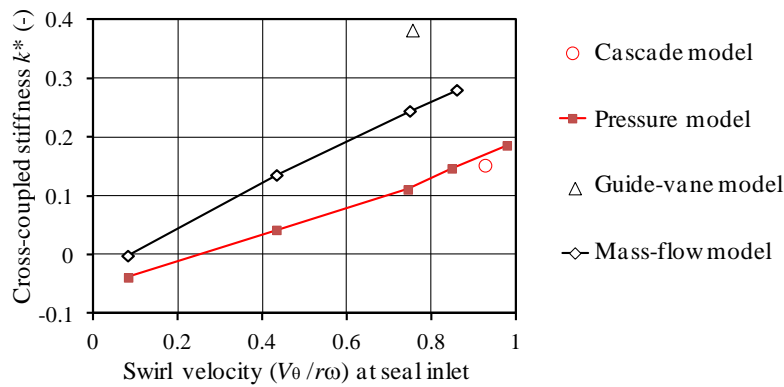


図 4-10 Calculated cross-coupled stiffness coefficients (k^*) of the four different CFD models (seal gap 0.8 mm)

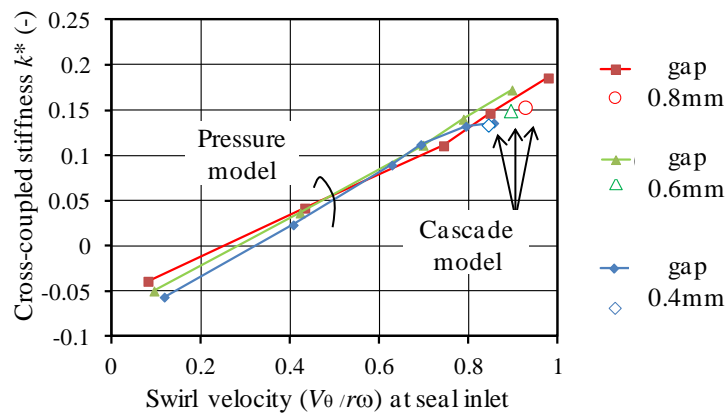


図 4-11 Calculated k^* of cascade and pressure models for different seal gaps

Reprinted from ASME paper "Investigation on the Rotordynamic Characteristics of Shroud Leakage Flow in High Pressure Steam Turbine" by Noriyo Nishijima, Akira Endo and Kazuyuki Yamaguchi, Paper No. GT2013-94357, Reprinted with permission.

図 4-10 に示したモデル間の差異を検討するために、シール入口における流量、静圧の周方向分布を算出した。図 4-12 に流量分布、図 4-13 に静圧分布を示す。流量分布は、図 4-8(a)に示すシール入口の断面を 30 度毎の扇形に分割し、それぞれを通過する流量を積分して求め、平均流量からの偏差で示した。また、図 4-12、図 4-13 の横軸は周方向位置であり、90 度が偏心によりギャップが拡大した領域、270 度が縮小した領域に相当する。なお、0 度での値(-15 度～15 度の扇型に相当する値)は、解析結果のポスト処理の問題で算出できず、これを除いて平均値を算出している。図 4-12 から、すべてのモデルにおいて、シール入口で流量分布が形成されて

いることが分かる。ガイドベーンモデルでは流量分布がばらついているが、これは上流側に設けられた 32 個の離散的なスリットと 30 度毎の流量積分に起因するもので本質的ではない。モデル間で比較すると、翼列モデルと圧力境界モデルの方がほかの 2 者よりも流量分布が大きいことが分かる。前述したように、圧力境界モデルでは入口境界で均一圧力を与えているが、偏心の影響により入口境界で流量分布が形成される。これに対し、流量境界モデルでは、入口境界で均一流量分布を与えているため、流れが入口境界からシール入口に至るまでに流量分布が形成されたとしても、圧力境界モデルより分布が小さくなる。

ガイドベーンモデルについても流量境界モデルと同じことが言える。すなわち、ガイドベーンモデルでは、実験と同じようにシール上流側に旋回流を発生させるためのスリットが設けられているが、スリットで流れが絞られるためスリット下流において流量分布が均一化される。一方、翼列モデルを考えると、一般的に静翼はスリットと同様に流れを絞って加速させるノズルとして作用するが、これにより静翼下流の主流の周方向分布が均一化される。実際にシールに流入する流れは主流の一部であり、シールに流入する流量は、主に(周方向分布が比較的均一な)主流とシール入口の静圧差によって決まるため、圧力境界モデルと同様にシール入口で流量分布が形成されやすいと考えられる。図 4-13 のシール入口静圧分布を見ると、翼列モデルと圧力境界モデルは比較的均一な分布、それに対しほかの 2 者は圧力分布が形成されていることが確認でき、上記を裏付けている。なお、翼列モデルでは主流の入口境界で全圧を固定しているが、主流の入口境界で流量分布を固定した解析を別途行い、翼列モデルの入口境界条件がシール流体力に影響を与えないことを確認している。

以上示したように、圧力境界モデルは翼列モデルに近い流れ場、すなわちシール入口における均一な静圧場とそれによる流量分布、が形成されていることが分かる。また、図 4-10、図 4-11 に示したように、圧力境界モデルのばね定数は翼列モデルと良好に一致している。したがって、翼列モデルが実機に実装された状態を最も再現していると考え、圧力境界モデルは、解析が容易でまた回転速度などのパラメータが容易に変更できる点から、翼列モデルの有効な代替モデルであるといえる。また、実験を模擬したガイドベーンモデルは、翼列モデルと異なる流れ場となっている。そして、要素実験でガイドベーンを設けた場合、シール入口で流量分布が形成されにくく、そのために図 4-10 に示したように実際に動翼にシールを実装した場合とばね定数が大きく異なってくる恐れがある。

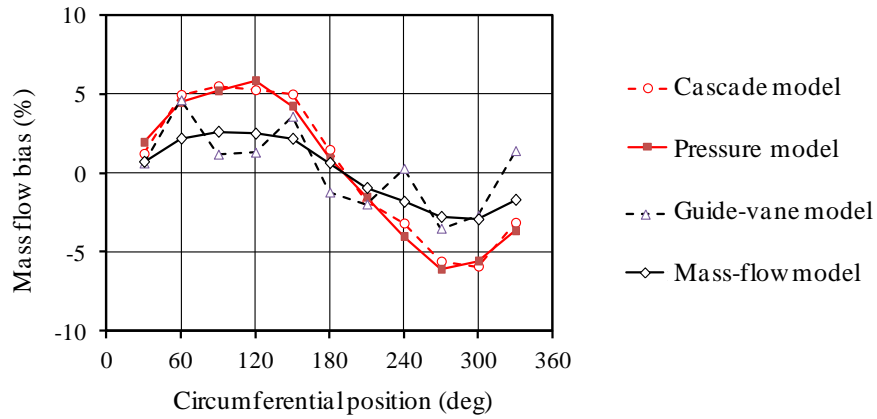


図 4-12 Circumferential distribution of mass flow at seal inlet
(seal gap 0.8 mm)

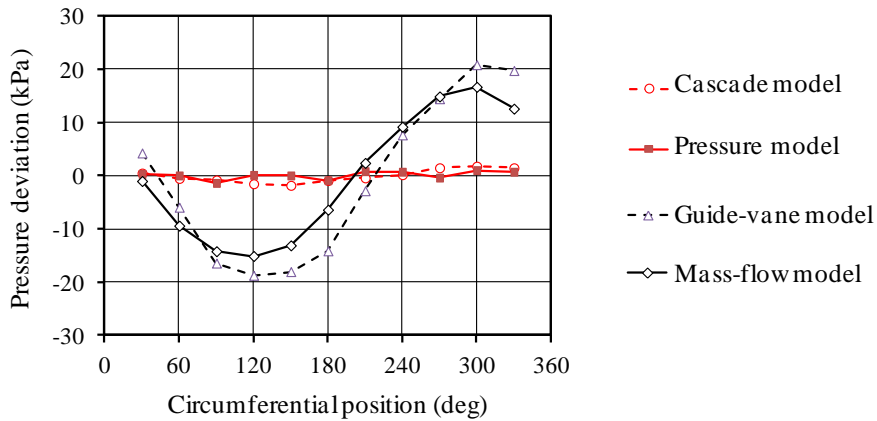


図 4-13 Circumferential distribution of pressure at seal inlet
(seal gap 0.8 mm)

Reprinted from ASME paper "Investigation on the Rotordynamic Characteristics of Shroud Leakage Flow in High Pressure Steam Turbine" by Noriyo Nishijima, Akira Endo and Kazuyuki Yamaguchi, Paper No. GT2013-94357, Reprinted with permission.

シール入口の流量分布とばね定数の関係を定量化するために、流量分布を式(4-2)で定義する偏流度 (Flow Bias Rate, FB)として算出した。

$$FB = \frac{\left(2 \times \frac{Q_{lgap}}{Q_{total}} - 1 \right)}{e/Cr} \quad \text{式(4-2)}$$

ここで、 Q_{lgap} :図 4-14 で示すギャップの広い側の断面を通過する流量、 Q_{total} :全体流量である。

式(4-2)の分子は偏流の度合いを表し、分母は任意に設定した偏心量の影響を除くための係数である。上式において、 $FB=0\%$ は均一な流量分布に対応し、 $FB=100\%$ は偏心した状態でのフィンギャップの通過面積の分布に比例した流量分布が形成されている状態を表す。図 4-10 で示したばね定数の結果とシール入口の偏流度 FB の関係を図 4-15 に示す。但し、図 4-10 は幅広い範囲の入口回転速度の結果を含んでいるため、回転速度の比較的近い条件(回転速度 $V_0/r\omega > 0.7$)のみをプロットしている。また、図中の点線は、偏流度の影響を見るために行った追加の解析である。追加解析は同一モデル、同一回転速度で偏流度の影響を評価するためのものであり、流量境界モデルと同様に入口境界で流量を固定するが、均一分布とせずに意図的に流量分布(偏流度)を与えている。図 4-15 から、シール入口における偏流度は、流量境界モデルとガイドベーンモデルで 20~30%、翼列モデルと圧力境界モデルで 60%程度である。またこれらの結果は、偏流度を意図的に与えた追加の解析結果と傾向が一致しており、本結果から、動翼シールではシール入口の偏流度が、ばね定数に大きな影響を与える支配的パラメータであるといえる。

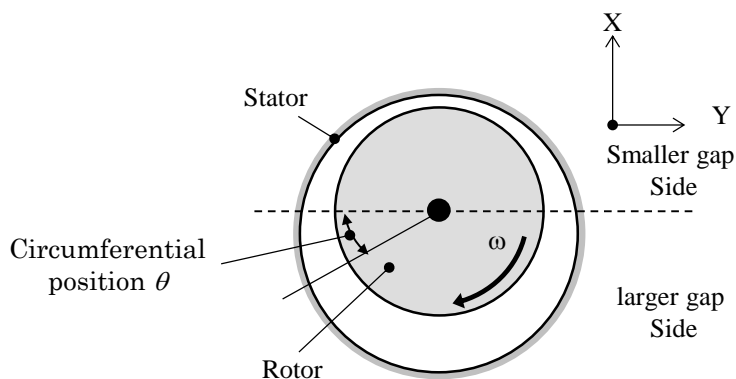


図 4-14 Definition of gap sides

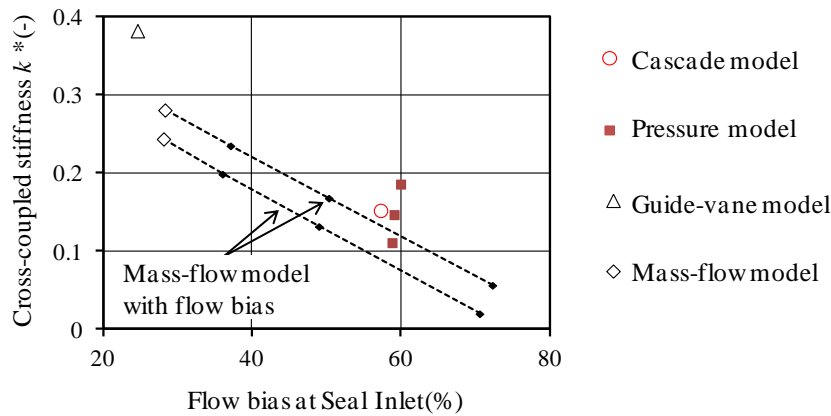


図 4-15 Cross-coupled stiffness coefficients as function of flow bias rate
(seal gap 0.8 mm)

Reprinted from ASME paper "Investigation on the Rotordynamic Characteristics of Shroud Leakage Flow in High Pressure Steam Turbine" by Noriyo Nishijima, Akira Endo and Kazuyuki Yamaguchi, Paper No. GT2013-94357, Reprinted with permission.

ここまで、主にばね定数の差異とその要因を検討したが、上記 4 モデルに対し振れ回りを考慮した解析を行い、減衰特性を評価した。図 4-16 に振れ回り周波数と比流体力 (F_{\tan}/e) の関係を示す。なお、比流体力はばね定数と同じファクターを用い、下式で無次元化している。

$$\frac{F_{\tan}^*}{\varepsilon} = \frac{F_{\tan}}{LD(p_0 - p_a)} \bigg/ \frac{e}{Cr} \quad \text{式(4-3)}$$

ここで、 ε はシールギャップで無次元化された偏心量 (e/Cr) である。図 4-16 から、減衰に関してもばね定数と同様に、翼列モデルと圧力境界モデルの傾向、およびほかの 2 モデル間の傾向が一致していることが分かる。グラフの傾きが減衰係数となるが、ガイドベーンモデルおよび流量境界モデルでは減衰が大きく、振れ回り周波数 $\Omega/\omega=0.75$ 前後で流体力は負の値となっている。これに対し、翼列モデルと圧力境界モデルでは、振れ回り周波数の増加に伴う流体力の低下は緩やかである。また、流量境界モデルとガイドベーンモデルでは、振れ回り周波数に対しおおよそ直線状に減少しており、周波数に依存しない一定の減衰係数で動特性が表されることを示している。これに対し、翼列モデルと圧力境界モデルでは、振れ回り周波数に対し 2 次曲線的に変化しているように見える。このような傾向は流体の付加質量による慣性効果あるいは減衰係数の周波数依存性とされることが多いが (Picardo and Childs, 2005)、シール入口条件以外は同じの流量境界モデルではこの傾向が現れない。

以上、本検討からシール入口における流れが減衰特性に大きく影響することが分かる。特に、翼列モデルと圧力境界モデルの結果を考えると、要素実験あるいは、要素実験によってチューニングされた評価式やバルクフローモデルなどのツールによって動翼シールの流体力を評価すると、減衰係数を過大に見積もってしまう恐れがある。

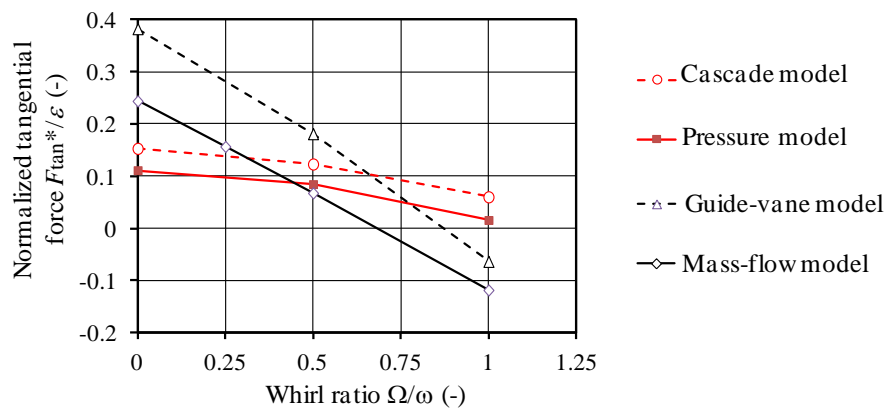


図 4-16 Tangential fluid forces at different whirl frequencies
(seal gap 0.8 mm)

Reprinted from ASME paper "Investigation on the Rotordynamic Characteristics of Shroud Leakage Flow in High Pressure Steam Turbine" by Noriyo Nishijima, Akira Endo and Kazuyuki Yamaguchi, Paper No. GT2013-94357, Reprinted with permission.

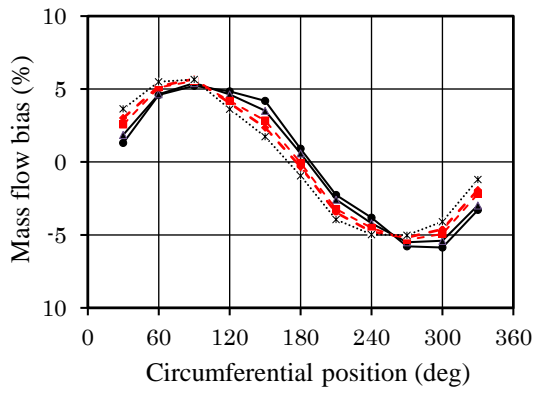
4-7 シール入口条件の影響範囲

シール入口の偏流度がシール下流側にどの程度の影響を与えているかを把握するために、シール内部における偏流度および静圧分布を算出した。結果を図 4-17, 図 4-18 に示す。図中の fin1~fin5 は、図 4-1 に示したシールのフィンにおいて上流から順にそれぞれ fin1~fin5 とし、フィンギャップ部を通過する流量、フィンギャップ部における静圧の周方向分布を算出したものである。算出方法は図 4-12, 図 4-13 と同様である。図 4-17 の流量分布からわかるように、翼列モデルと圧力境界モデルでは、シール下流にいくにしたがい位相(最大, 最少となる位置)のシフトが若干あるもの、周方向分布はシール内部で大きく変化しない。一方、ガイドベーンモデルと流量境界モデルでは、シール下流にいくにしたがい流量分布が大きくなり、fin4, fin5 の位置において、翼列モデルや圧力境界モデルと同程度の分布が形成されていることがわかる。また、静圧分布を見ると、ガイドベーンモデルと流量境界モデルでは、シール下流にいくにしたがい周方向分布が小さくなり、fin4 の位置においては、

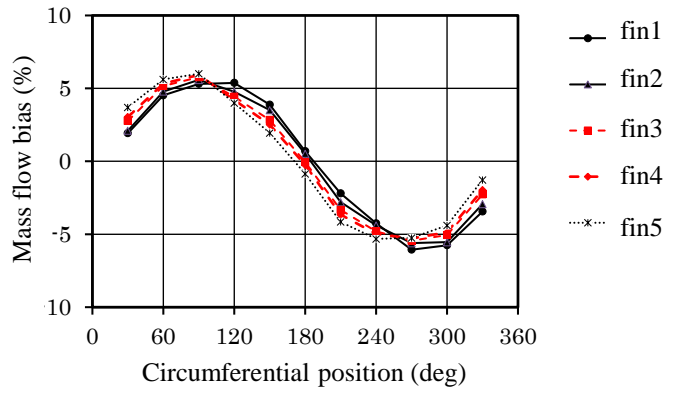
翼列モデル, 圧力境界モデルと同程度の分布となっている. fin5 はシールの出口に相当するため, いずれのモデルにおいても圧力分布は小さくなっている.

以上の結果から, シール入口の偏流度の影響は, 下流に行くにしたがい低下する. 例えば要素実験においてガイドベーンの影響で偏流度が低い流れがシールに流入したとしても, シール下流に行くにしたがいその影響は小さくなり, 翼列モデルや圧力境界モデルに近い流れ場になることがわかる. したがって, シールが長い軸シールのような場合では, 入口の偏流度の影響は, 動翼シールほどは大きくないと考えられる.

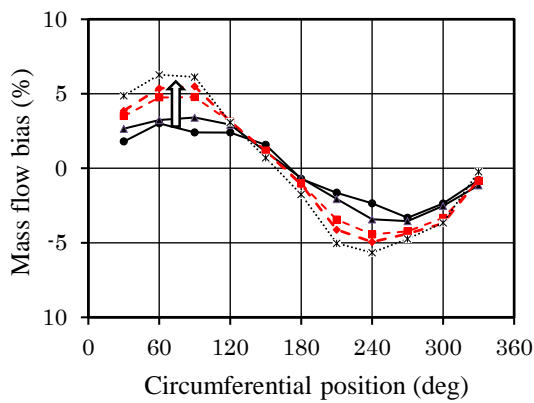
なお, 図 4-18 から, シール内部のフィンギャップ部(fin2~fin4)の圧力は, 120~180 度付近で低く, 0(あるいは 360 度)付近で高いことがわかる. 図 4-14 に, 周方向位置の定義と, ロータの偏心方向, 対応するギャップ分布, および回転方向との関係を示しているが, この関係から, 図 4-18 の圧力分布により, ロータに対し変位と直交し振れ回りを発生させる方向に流体力が作用していることがわかる. シール内部の流体力については, 次章以降にて検討結果を示すが, 本結果からも図 2-3 で模式的に示した圧力分布が生じていることが確認できた.



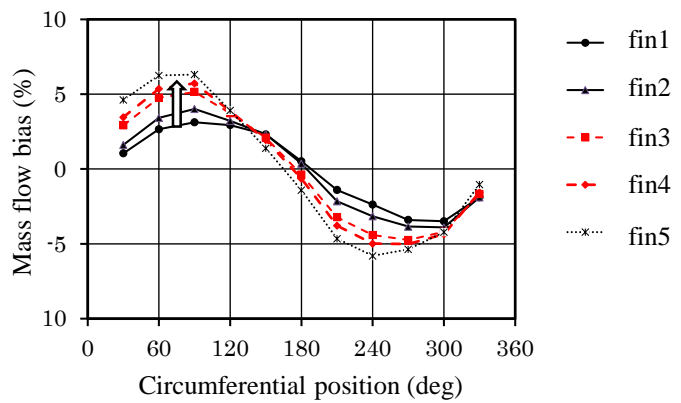
(a) Cascade model



(b) Pressure model

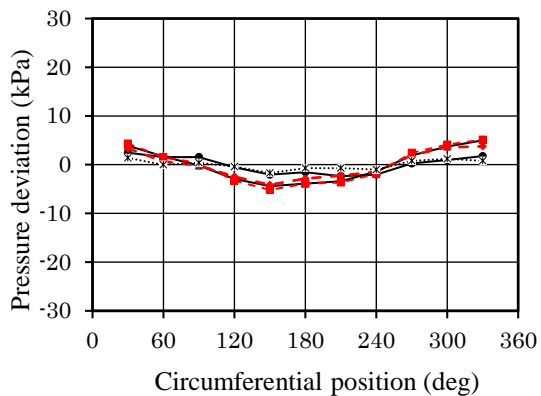


(c) Guide vane model

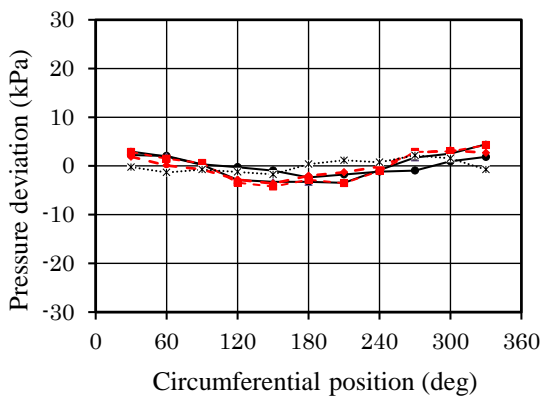


(d) Mass-flow model

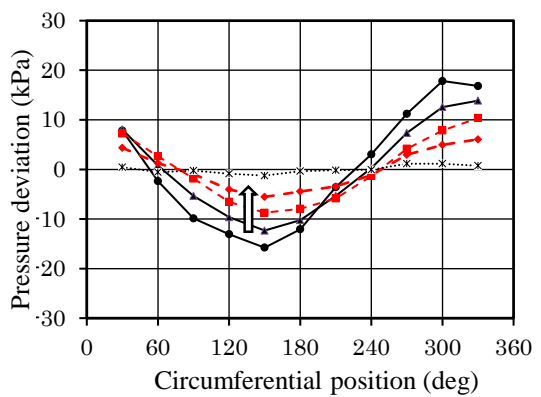
图 4-17 Circumferential distribution of mass flow along seal location
(seal gap 0.8 mm)



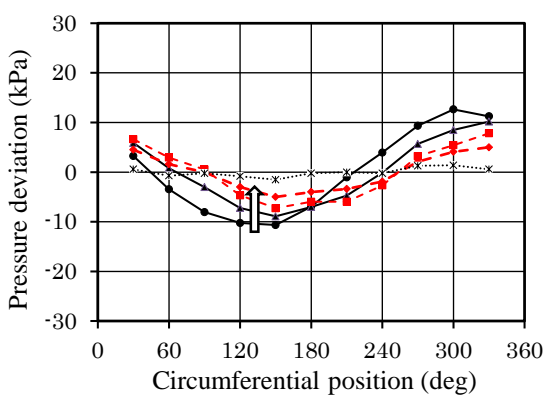
(a) Cascade model



(b) Pressure model



(c) Guide vane model



(d) Mass-flow model

图 4-18 Circumferential distribution of pressure along seal location

(seal gap 0.8 mm)

4-8 解析結果(パラメータ依存性の考察)

シール流体力に大きな影響を与えるパラメータとして、シール入口における旋回速度、およびシールギャップがある。まず、旋回速度の影響について考える。前節の検討から、圧力境界モデルが実機に実装された動翼シールの条件をある程度再現できると考えられるが、図 4-11 に示した圧力境界モデルの解析結果は、シール入口旋回速度に対してばね定数が直線的に増加している。この傾向は、Benckert の実験(Benckert, 1980)、あるいは Child らの実験およびバルクフローモデルによる解析結果(Childs, 1988)と一致する。また、本報告で対象としているような短いシールを対象とした実験報告は少ないが、Pelletti ら(Pelletti and Childs, 1988)は、フィン数が 8 枚の直通形シールを対象とした実験を行っている。彼らの実験でも、ばね定数が、旋回速度に対し直線的に増加する傾向は得られているが、回転数、ギャップを変えた広い条件において入口旋回速度が 0 の場合にばね定数が低くなる傾向が得られている。彼らの実験においても、シール上流側にガイドベーンを設け旋回速度を変えているため、図 4-10 中のガイドベーンモデルや流量境界モデルに近い条件になっていると推定される。但し、彼らの実験では入口旋回速度 0 の場合はガイドベーンが取り付けられないので、旋回速度が 0 の場合のみ圧力境界モデルに近い流れ場になり、低いばね定数が得られているのではないかと思われる。

次にギャップの影響を見る。これまでにギャップの影響を実験で検討した報告は見られるが、明確な依存性を計測した例はあまり見られない。第 3 章で解析と比較とした Picardo らの長いシール(フィン数 20)の実験でも明確なギャップ依存性は見られなかったと報告されている(Picardo and Childs, 2005)。但し、Picardo らも述べているように、過去における遠心圧縮機の不安定振動の実機現象から、ギャップの縮小は軸振動の不安定化要因であるとも考えられている。

図 4-11 に示した圧力境界モデルおよび翼列モデルの結果では、検討したギャップの範囲では、異なるギャップ間の結果がおおむね同一直線上に乗っており、式(4-1)の無次元化を考えると、ばね定数はギャップに反比例することが分かる。すなわち、動翼シールで想定される高い入口旋回速度では、ギャップを半分にするるとばね定数は約 2 倍に増加する。前述の Pelletti らの実験ではギャップを 0.229~0.419 mm の範囲で変えているが、回転側にフィンがあるシール形状の場合、ギャップ縮小にともないばね定数が増加する結果が得られている。但し、本報告の圧力境界モデルや翼列モデルの解析結果と比較するとギャップ依存性は明らかに小さく、また静止側にフィンがあるシール形状では、ギャップ依存性が見られていない。また、Pugachev ら(Pugachev et al., 2012)

は、動翼シールと同程度に短いシール(フィン数 3 枚)を対象として解析を行い、本研究と同じようなギャップ依存性を報告しているが、実験との対比は行っていない。

上記した実験と解析の傾向の差異を検討するために、実験に近い流れ場を示すと考えられる流量境界モデルを用いてギャップを変えた解析を行った。結果を図 4-19 に示す。流量境界モデルでは、無次元化されたばね定数は同一直線上に乗らず、ギャップ縮小にともない無次元ばね定数は小さくなる。入口旋回速度 $V_0/r\omega=0.6$ (Pelletti らの実験でギャップ間の比較が可能な条件)で見ると、無次元ばね定数はギャップ 0.4 mm の場合で 0.138、ギャップ 0.8 mm の場合で 0.190 である。無次元化を考慮するとギャップが 0.8 mm から 0.4 mm に縮小すると、ばね定数は 1.45 倍の増加となり、圧力境界モデルよりギャップ依存性は小さくなっている。また、彼らの実験で検討したギャップ範囲は 0.229~0.419 mm と本報告より小さいが、図 4-19 でギャップがさらに縮小した場合を類推すると、依存性はさらに小さくなると思われる。

以上、実機の条件に近いと考えられる翼列モデルおよび圧力境界モデルでは、ギャップ縮小にともないばね定数が反比例的に増加する結果が得られたが、流量境界モデルではギャップ依存性は小さくなる。このことから、ガイドベーンを用いた実験においては、ギャップ量などの条件によっては依存性があまり見られない可能性があることが示唆される。

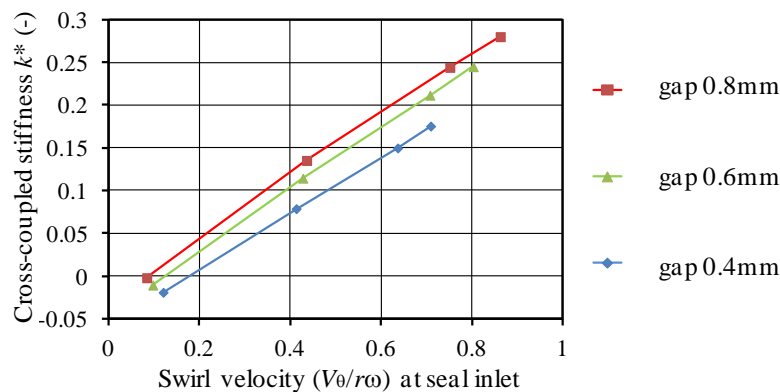


図 4-19 Calculated k^* of mass-flow model for different seal gaps

4-9 蒸気タービン実機実装時の影響のまとめ

実機に実装された状態でのシール流体力を把握することを目的とし、蒸気タービンの動翼先端シール(動翼シール)を対象として、(i)実機に実装された状態を再現するための翼列とシールから構成された翼列モデル、(ii)シールのみで構成され均一圧力を与える圧力境界モデル、(iii)シール要素実験における旋回流発生を模擬するためのガイドベーンモデル、(iv)均一流量を与える流量境界モデル、からなる 4 種の CFD 解析モデルによりシール流体力を評価し、要素実験と実機実装時の違いを検討した。以下に得られた知見を示す。

- (1) 得られた流体力のばね定数および減衰特性は、翼列モデルと圧力境界モデルで一致し、ガイドベーンモデルおよび流量境界モデルのばね定数は、動翼シールで想定される入口旋回速度において前者よりも 2 倍ないしそれ以上の高い値を示した。前 2 者と後者ではばね定数が大きく異なる要因はシール入口における流量分布にあり、式(4-2)で定義される偏流度が、ばね定数に大きな影響を与えることを明らかにした。
- (2) 翼列モデルが実機に実装された状態を最も忠実に再現すると考えると、実機実装時のシール流体力を評価する解析モデルとしては、圧力境界モデルが適している。圧力境界モデルは、解析が容易でまた入口旋回速度などのパラメータが変更できる点から、翼列モデルの有効な代替モデルであるといえる。逆にガイドベーンによって旋回流を発生させるシール要素実験に対しては、流量境界モデルを用いる必要がある。
- (3) 翼列モデルとガイドベーンモデルの違いから、動翼シールのような短いシールでは、シール要素実験では実機よりも高いばね定数・減衰係数が計測される恐れがある。
- (4) 実機実装時のばね定数はシールギャップにおおよそ反比例し、ギャップ縮小にともない増加することを示した。また、流量境界モデルの結果から、要素実験では条件によりギャップ依存性が明確に現れない可能性があることを示した。

4-10 本研究で用いた解析モデルの整理

以上本章では、要素実験と実機実装時を想定した 4 種の CFD 解析モデルによりシール流体力を評価しモデル間の違いを検討した。特に、4-6 節で要素実験、実機実装時の評価に対しどの解析モデルが適しているかを考察した。

本論文では、全体を通して、基本的にこの4種のモデルを用いてシール流体力の評価を行ったが、ここで各章で用いた解析モデルを表4-6に整理する。本章と前後するが、第3章では、3-1節で述べたように、要素実験を再現することを目的として流量境界モデルを用いた。一方、第5章以降は、蒸気タービンの実機を想定し、圧力境界モデル、および翼列モデルを用いた。第5章の動翼シールの検討では圧力境界モデルと翼列モデルを併用した。圧力境界モデルは、解析負荷が小さくパラメータサーベイに好適であるが、シール入口の旋回速度を与える必要があり、シールギャップに応じ、シール入口での流入旋回速度が変化する影響などは翼列モデルを用いて評価した。第6章の軸シールの検討では、擬似的な翼列モデルを用いた。詳細は第6章に示すが、本モデルは圧力境界モデルに、主流を模擬した流入・流出境界を追加したものであり、圧力境界モデルと同程度の負荷で解析を行うことができる。なお、本モデルは動翼シールに対しても圧力境界モデルの代替として適用可能であるが、本論文では動翼シールの検討を行った後に本モデルを考案したため動翼シールには用いなかった。第7章はシール流体力を定式化するために、設計パラメータを変えた解析を多数行ったが、動翼シールに対しては主に圧力境界モデルを用い、軸シールに対しては擬似的な翼列モデルを用いた。第8章は、動翼シールに旋回防止板を設置した場合の効果を検討するために、翼列モデルを用いた。主流からシール部に流入し旋回防止板に衝突する流れ、あるいはシール部の流れが主流に与える影響を評価することは圧力境界モデルではできないため翼列モデルのみを用いた。

表 4-6 CFD models used in each chapter of this dissertation

Chapter	Objective	CFD model			
		Pressure model	Mass-flow model	Guide-vane model	Cascade model
3	Comparison with the seal element experiments		○		
4	Investigation of appropriate model for actual steam turbines	○	○	○	○
5	Investigation of tip seal characteristics	○			○
6	Investigation of shaft seal characteristics				○※
7	Formulation of seal force for steam turbine	○			○※
8	Investigation of swirl-breaker effects	○			○

※Quasi-Cascade model used for shaft seal

5. 動翼シールの評価

5-1 動翼シールのパラメータ依存性

前章では、4種の解析モデルを用いて実機実装時の評価に必要なモデル化手法を検討し、モデル間の比較から、実機実装時の評価には圧力境界モデル、あるいは翼列モデルが適していることを示した。また、動翼シールのような短いシールではばね定数がシールギャップにおおよそ反比例することを示した。

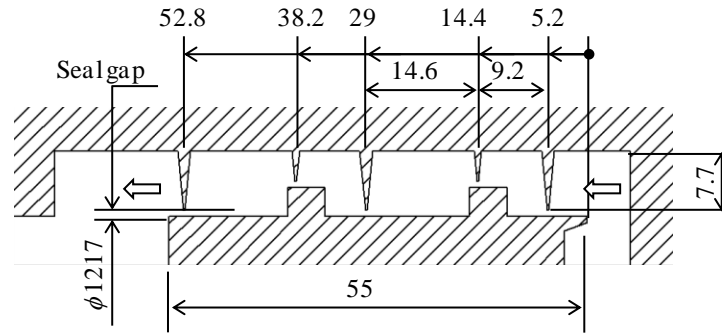
本章では同じく動翼シールを対象とし、前章で検討した解析モデルを用い、設計上の重要なパラメータであるフィン形状を変えた場合、およびシールギャップがさらに縮小した場合の解析を行って、流体力に与える影響を評価し、CFDで得られた詳細な流れ場からその要因を検討した。

5-2 対象としたシール形状

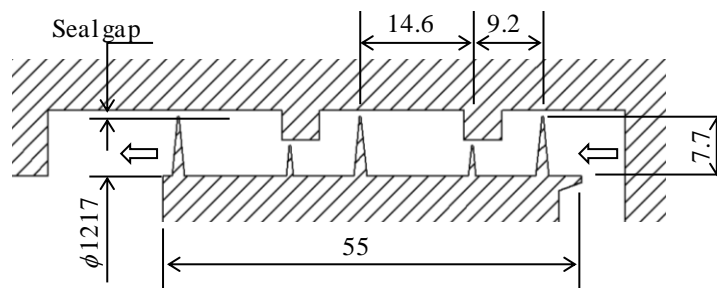
前章と同じ、高圧段落の動翼シールを想定した。図 5-1 にシール形状と寸法を示す。前章と同じ静止壁にフィンが設けられたステータフィン型に加え、回転体側にフィンが設けられたロータフィン型シールを検討した。

実際の蒸気タービンでは、特に起動時や停止時の回転体側と静止壁側の熱膨張差により、フィンと突起の軸方向の位置関係が変化するため、フィンと突起が接触しないようにそれぞれの配置ピッチが定められる。したがって、同じプラントの同じ段落に適用することを想定してステータフィンとロータフィンをそれぞれ設計した場合、両者のフィンと突起の軸方向配置は異なってくる。しかしながら、本研究ではフィン形状の影響を比較する観点から、ステータフィンのフィンと突起の位置関係をそのまま逆転させてロータフィンの形状を定めた。

シール寸法諸元と運転条件を表 5-1 に示す。シールギャップは前章で検討した3種類(0.4, 0.6, 0.8 mm)に加え、0.2 mmも検討対象とした。起動時や停止時の熱膨張に伴う変形を考えると0.2 mmのギャップを大型蒸気タービンの設計値として用いることは実際には困難であるかもしれないが、第4章で示したようにギャップに反比例して流体力が増加するならば、実機のギャップが設計値から縮小側にずれた場合に、流体力が過大になる恐れがある。あるいは起動・停止時のみギャップを拡大するようなアクティブなクリアランス制御を行う場合には0.2 mmのギャップも適用可能となると思われるが、この際にも流体力が過大となる恐れがある。



(a) Stator fin



(b) Rotor fin

图 5-1 Geometry of seal investigated in the study

表 5-1 Operating condition and geometric details of investigated seal

Seal geometries	Configuration	High low <u>Stator fin/Rotor fin</u>
	Number of fins	5
	Seal diameter (mm)	1217
	Seal length (mm)	55
	Fin height (mm)	7.7(high) /3.9(low)
	Fin pitch(mm)	9.2/14.6
	Seal gap (mm)	<u>0.2</u> ,0.4,0.6,0.8
Operating conditions	Rotor speed (min ⁻¹)	3000
	Pressure (MPa)	~11

5-3 解析モデルと条件

前章で検討した結果をもとに、実機に実装された動翼シールの状態を再現すると考えられる 2 種類の解析モデル(翼列モデル, 圧力境界モデル)を用いた. フィン形状を 2 種類検討した以外は, 前章の解析モデルと同一である. 用いた境界条件の値を表 5-2 に, ロータフィン構成の翼列モデルを図 5-2 に示す.

5-4 メッシュ生成

シール入口部の周方向断面メッシュを図 5-3 に示す. ステータフィンのメッシュは前章と同一である. ロータフィンは, ステータフィンに対しフィンと突起の位置関係が逆転しているだけで, メッシュの粗密は同一である. また, 翼列モデルにおいては, 翼列部分およびシールと翼列の接続部分はステータフィンとロータフィンに対して, 同一のメッシュを用いた.

表 5-2 Boundary conditions

		Cascade model	Pressure model
Inlet	Total pressure (MPa)	12.2	11.2
	Mass flow (kg/s)	-	-
	Swirl velocity $V_{\theta}/r\omega$ (-)	-	*1
	Total temperature (K)	714	708
Outlet	Static pressure (MPa)	10.42	10.42

*1 Different values were used for parametric surveys.

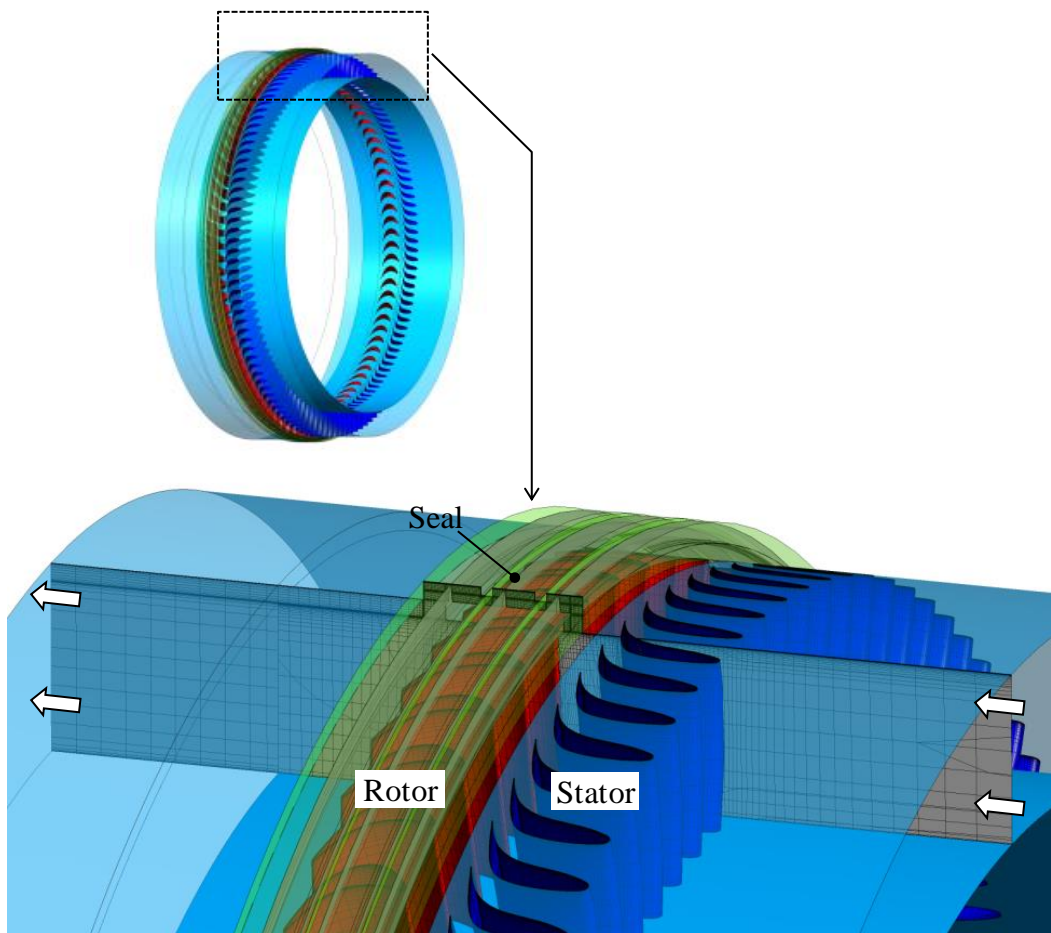
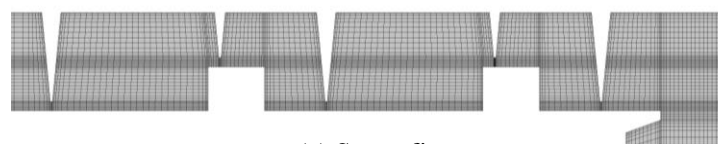
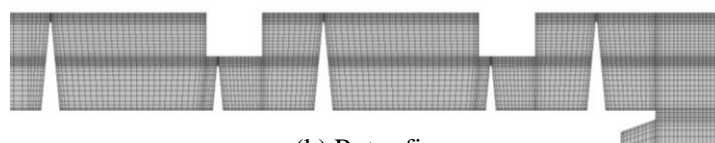


图 5-2 Perspective view of cascade model with rotor fin seal installed



(a) Stator fin



(b) Rotor fin

图 5-3 Mesh at circumferential cross-section (seal gap 0.8 mm)

5-5 解析結果(シール部の流れ場)

図 5-4 に、翼列モデルで得られた、ギャップ 0.8mm 条件でのシール部断面の流速ベクトルを示す。主流の一部が、シュラウド前縁に衝突し、外周側に転向しながらシールに流入している様子が分かる。シールに流入した流れは、フィンと突起で形成された流路を蛇行しながら下流に流れ、フィンで囲まれるキャビティ空間には対応する渦が形成されている。ステータフィンとロータフィンを比較すると、フィン配置が反転しているため、長いフィンの下流の渦は逆向きとなっている。但し、短いフィンと突起で形成されるギャップの位置は反転しても変わらないため、短いフィンの下流の渦は両者で同じ方向である。図 5-5 に回転速度 ($V_0/r\omega$, r :シール半径, ω :ロータ回転角速度)の分布を示す。シールには、静翼を通過した高い回転速度 ($V_0/r\omega > 1.0$)を持つ主流の一部が流入するが、シールに流入する時点で回転速度は若干低下している。また、ステータフィンとロータフィンを比較すると、ロータフィンの方が、シール内部の回転速度が若干高い。これは、シール上流側(主流からシール内部に向かう空間)における流入経路(図 5-4)の違いでステータフィンではシールに流入する時点でロータフィンより減速されていること、およびロータフィンではロータ側の表面積の方が大きい(突起部よりフィンの表面積が大きい)ため、回転体側の壁面せん断力が相対的に高くなり、シール内部における回転速度低下が緩やかになることに起因する。

図 5-6 に、ギャップが異なる条件でのシール部断面の流速ベクトルを示す。ギャップが小さくなるにしたがいシール部を通過する流量は減少するため、フィン先端のギャップを通過する流れは弱くなっているが、キャビティ空間に対応する渦の形成状態はおおよそ同じである。図 5-7 に、同じくギャップが異なる条件での回転速度の分布を示す。ギャップが小さい場合は、主流からシール入口に流入する時点で、回転速度が低下していることがわかる。これは、ギャップ縮小にともない、主流からシール部に流入する流量が減少し、その結果、主流からシール入口に到達するまでの時間が長くなり、その間に減速されるためであると考えられる。また、同じ理由で、キャビティ空間における滞留時間も長くなるため、シールキャビティにおける減速も大きくなり、図中に黒太線で示した $V_0/r\omega = 0.5$ の等高線がシール上流側に広がっている。

図 5-8 にシール内部の流線を示す。図 5-6 で示した断面における渦構造、および図 5-7 で示した旋回流の結果として、シール内部には、螺旋状の流れが形成される。図中の色は最上流フィンを通過した時点をゼロとして流線上を流れた際の経過時間を示しており、青色がゼロ、緑色が 0.005(s)、赤色が 0.01(s)である。ギャップが 0.8 mm の場合では、流れが比較的滞留することなく、シール部を通過していることがわかる。これに対し、ギャッ

プが 0.4 mm, 0.2 mm の場合では, 螺旋状の流れが形成されており, 流れがキャビティ空間で滞留していることが確認できる.

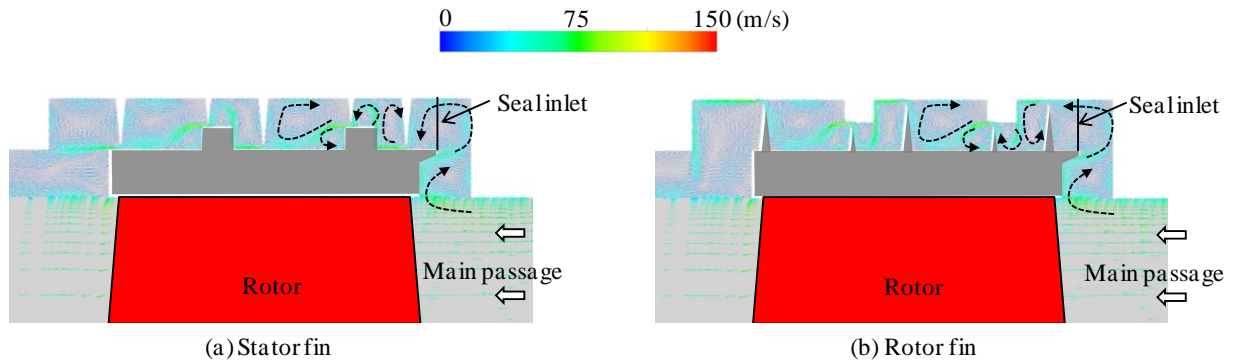


図 5-4 Velocity vectors at circumferential cross-section
(seal gap 0.8 mm, cascade model)

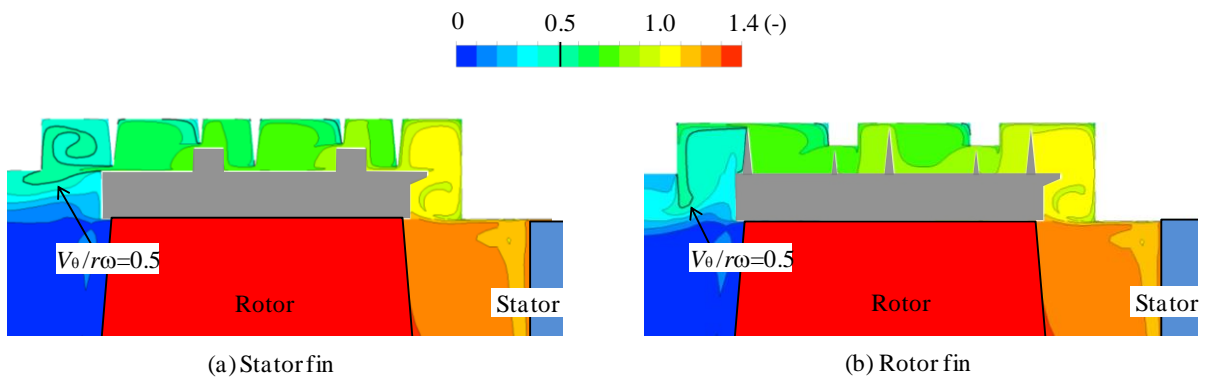


図 5-5 Normalized swirl velocity ($V_{\theta}/r\omega$) at circumferential cross-section
(seal gap 0.8 mm, cascade model)

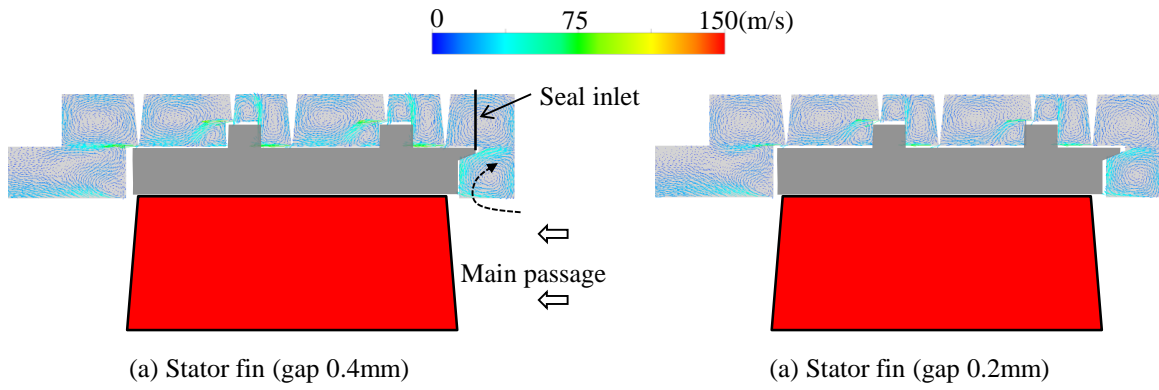


图 5-6 Velocity vectors at circumferential cross-section for different gap conditions (cascade model)

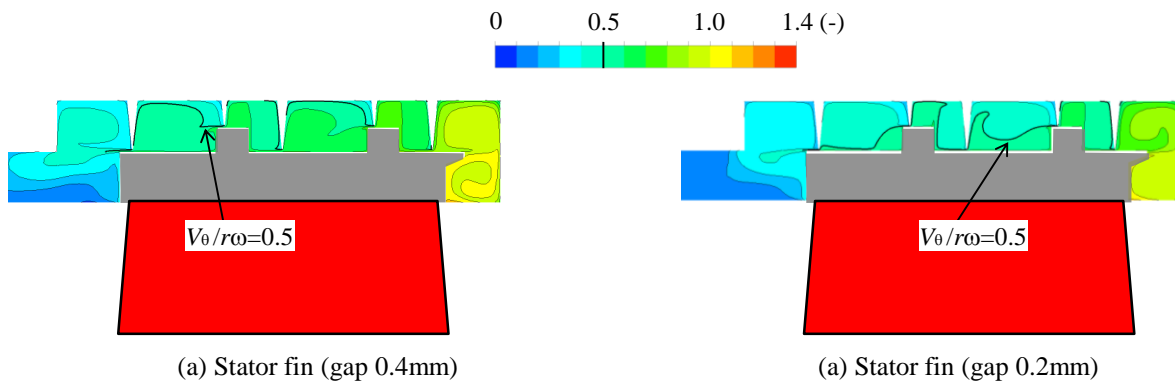
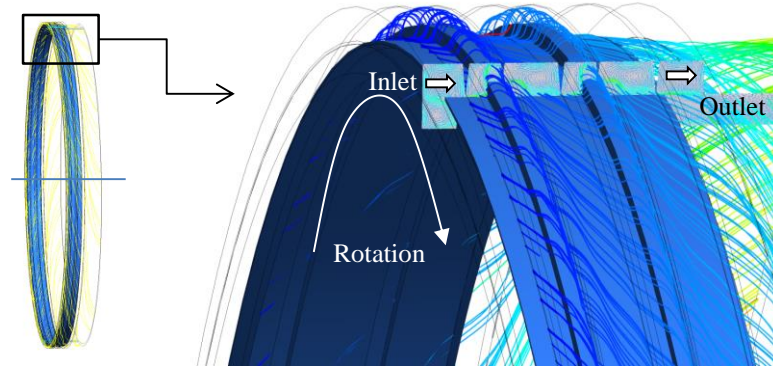
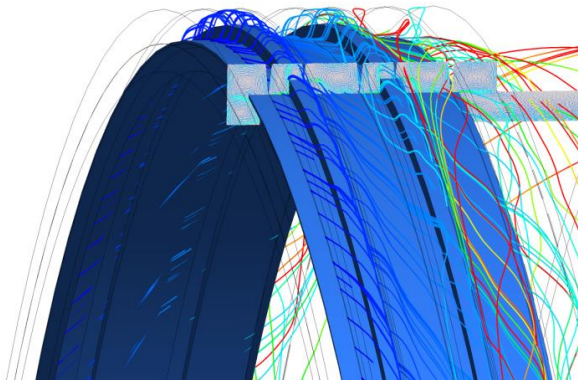


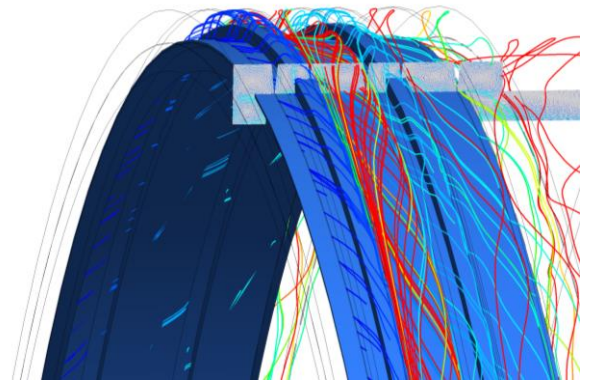
图 5-7 Normalized swirl velocity ($V_{\theta}/r\omega$) at circumferential cross-section for different gap conditions (cascade model)



(a) seal gap 0.8 mm



(b) seal gap 0.4 mm



(c) seal gap 0.2 mm

☒ 5-8 Streamlines inside seal cavities

(stator fin, cascade model, color indicates the elapsed time of flow from the seal inlet)

表 5-3 にシール通過流量（シール漏れ量）の算出結果をシール入口における回転速度と合わせて示す。ギャップ 0.2 mm を除くステータフィンの結果は、表 4-5 で示したものと同一である。

翼列モデルをみると、ギャップ 0.8 mm の場合、ステータフィンが 6.70 kg/s、ロータフィンが 6.51 kg/s で両者はほとんど変わらず、ギャップを変えた場合はギャップに概ね比例した流量が得られている。また、圧力境界モデルの結果をステータフィンとロータフィンを比較すると、ステータフィンでは、第 4 章で述べたように回転速度が高い条件で漏れ量が若干減少しているのに対し、ロータフィンではこの傾向は大きくない。これは、ロータフィンではフィンギャップがシール外周側に位置するため、回転速度が速くなり遠心力により外周側に向かう流れが促進されたとしても、外周側壁面によりフィンを通過した流れの径方向広がり制約されるためではないかと考えられる。

なお、表中に圧力境界モデルでギャップを 0.2 mm とした場合の結果が示されていないが、この条件では解析が収束しなかった。ギャップが 0.2 mm まで縮まると流量が減少し、解析の入口境界で非物理的な逆流が生じ、安定した流体力の解析結果が得られなかった。翼列モデルの場合は、主流で境界条件を与えるため同様の問題は生じない。

表 5-3 Results of mass flow for stator fin and rotor fin configurations

Conditions	Variables	Stator fin				Rotor fin			
		Cascade model	Pressure model			Cascade model	Pressure model		
gap 0.8 mm	$V_{\theta}/r\omega$ (-)	0.93	0.98	0.74	0.08	0.93	0.94	0.73	0.09
	Mass flow (kg/s)	6.70	6.28	6.77	6.80	6.51	6.62	6.66	6.66
gap 0.6 mm	$V_{\theta}/r\omega$ (-)	0.90	0.90	0.70	0.10	0.89	0.90	0.69	0.11
	Mass flow (kg/s)	5.23	4.82	5.19	5.19	5.08	5.04	5.08	5.08
gap 0.4 mm	$V_{\theta}/r\omega$ (-)	0.84	0.79	0.63	0.12	0.84	0.83	0.62	0.13
	Mass flow (kg/s)	3.67	3.50	3.53	3.54	3.58	3.42	3.43	3.45
gap 0.2 mm	$V_{\theta}/r\omega$ (-)	0.75	Results not obtained due to convergence difficulties			0.73	Results not obtained due to convergence difficulties		
	Mass flow (kg/s)	2.02				2.01			

5-6 解析結果(ばね定数の算出結果)

図 5-9 に、解析結果から得られたばね定数 k を示す。ばね定数は前章と同様に、シール前後の差圧とシール寸法によって無次元化されている。またギャップ 0.2 mm を除くステータフィンの結果は前章の結果を再掲したものである。

$$k^* = k \frac{Cr}{LD(p_0 - p_a)} \quad \text{式(5-1)}$$

ここで、 Cr :シールギャップ、 L :シール長さ、 D :シール直径、 p_0 :シール入口静圧、 p_a :シール出口静圧である。

圧力境界モデルの結果は、ばね定数 k が入口回転速度に対しおおむね直線的に増加する傾向を示す。ステータフィンとロータフィンを比較すると、ステータフィンの方が、高い回転速度($V_0/r\omega > 0.5$)におけるばね定数が若干大きい。但し、低い回転速度でのばね定数、あるいはばね定数が 0 となる回転速度($V_0/r\omega \sim 0.3$)は、両者であまり変わらず、ステータフィンではグラフの傾き(回転速度依存性)が若干大きくなっている。

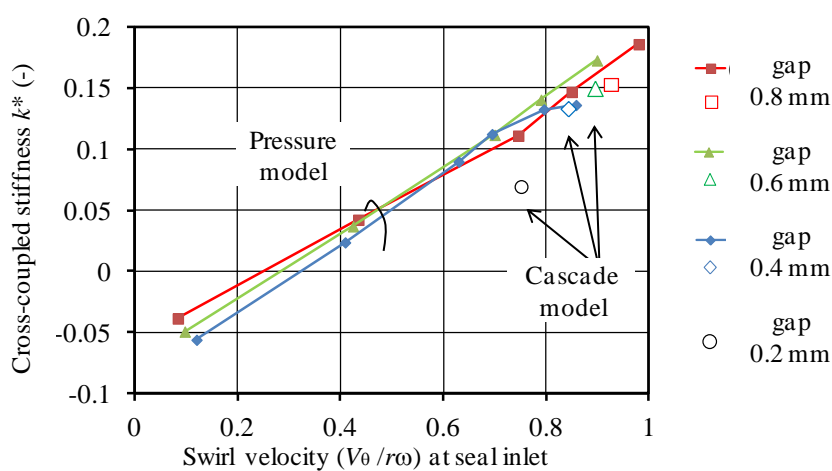
また、翼列モデルと圧力境界モデルを比較すると、ステータフィン、ロータフィンのいずれにおいても、同一回転速度でのばね定数が、ほぼ一致していることが確認できる。翼列モデルの解析結果では、ギャップ条件によってシール入口回転速度が変化しているが、これはギャップが縮小するとシールに流入する漏れ量が減少するため、流れが主流からシール入口に到達するまでの滞留時間が長くなり、その結果、シール入口の上流で回転速度が減衰するためと考えられる。

次にギャップの影響を見る。図 5-9 から、低い回転速度条件では若干差異が拡大しているが、異なるギャップでの解析結果は、ステータフィンでギャップ 0.2 mm の場合を除きおおむね同一直線上に乗っていることが分かる。式(5-1)の無次元化を考えると、同一直線上にプロットされるということは、ばね定数が、ギャップに反比例することを表している。すなわち、ステータフィン、ロータフィンのいずれの場合も、ギャップが 0.4 mm 以上の条件では、ギャップに反比例して流体力が増加する結果が得られた。

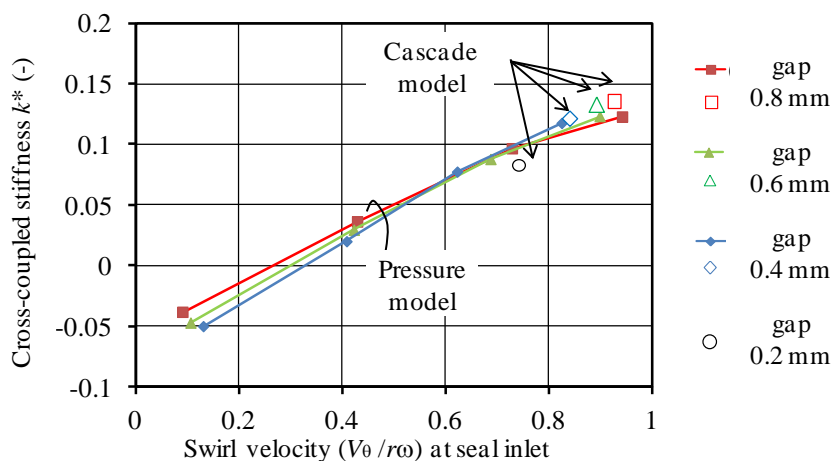
しかしながら、ステータフィンでギャップ 0.2 mm の場合は、ほかに比較して明らかに低い値となっており、ギャップ依存性が反比例的な傾向からずれていることが分かる。また、ロータフィンでギャップ 0.2 mm の場合も、翼列モデルのほかの条件(0.4, 0.6, 0.8 mm)の結果から想定される値より若干低いように見える。ばね定数のギャップ依存性をわかりやすく示すために、式(5-1)の無次元化に代えて、ギャップ 0.8 mm での値を基準としたばね

定数の増加割合を算出した. 結果を図 5-10 に示す. 図中の曲線は, ギャップ 0.4, 0.6, 0.8 mm の 3 点の結果に対する近似曲線である. ギャップを x , ばね定数の増加割合を y として, 算出された近似式を合わせて示した.

図 5-10 の結果には, ギャップ縮小にともないシール入口回転速度が低下する効果も含まれるため, 近似曲線の指数は若干小さくなるが, 0.4 mm まではギャップ縮小にともない反比例的に増加する傾向が見える. これに対し, 特にステータフィンの場合には, ギャップ 0.2 mm に縮小してもほとんど増加せず, またロータフィンの場合も増加傾向が変化している.

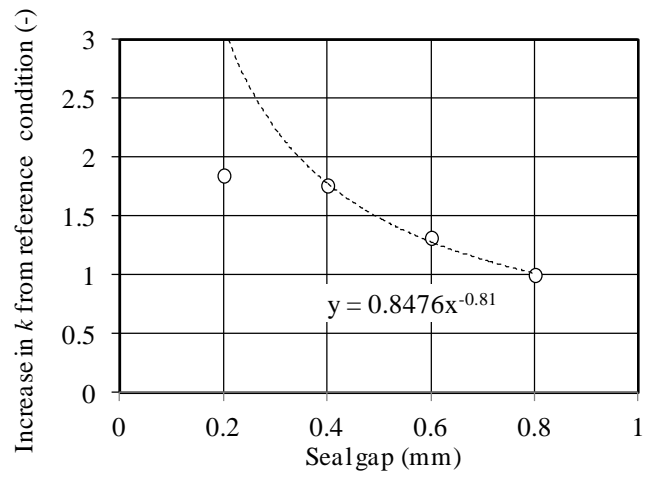


(a) Stator fin

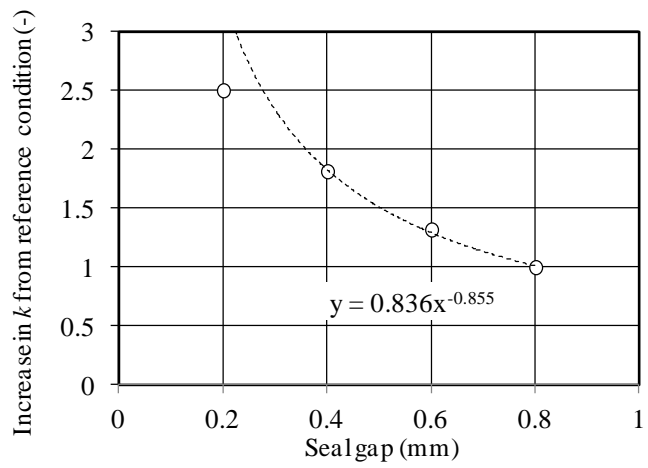


(b) Rotor fin

図 5-9 Calculated normalized cross-coupled stiffness coefficients (k^*)



(a) Stator fin



(b) Rotor fin

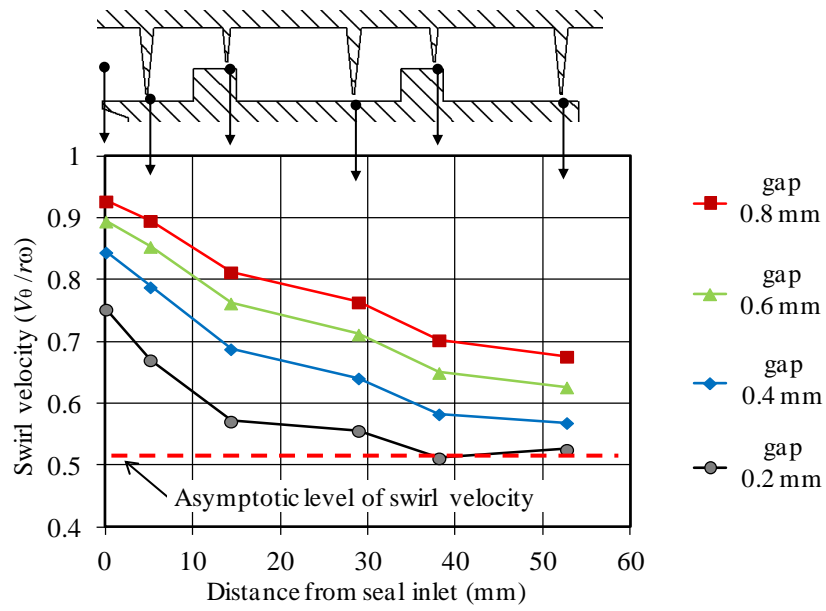
☒ 5-10 Increase in cross-coupled stiffness coefficients (k) for different gap conditions (cascade model)

5-7 解析結果(流れ場とギャップ依存性の関係)

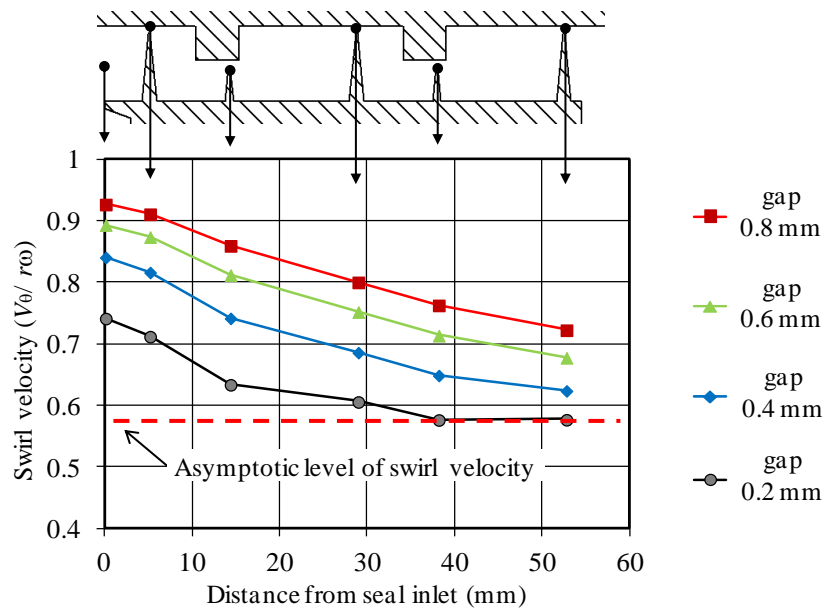
ギャップが 0.2 mm の場合に依存性が変化する要因を流れ場から考察した。図 5-11 に、翼列モデルの解析結果におけるシール内部の旋回速度の変化を示す。旋回速度は、シール入口位置とフィン先端のギャップ位置で、流量平均値として算出した。図 5-5 で示したように、動翼シールでは、静翼出口の高い旋回速度成分を持つ流れがシールに流入し、シール内部においては、下流に行くに従い壁面のせん断力によって緩やかに低下していく。また、シールが十分に長ければ、シール入口の高い旋回速度の影響が小さくなり、下流側では静止壁と回転体のせん断力のバランスで決まる速度に漸近していくはずである。図 5-11 を見ると、ギャップが 0.8~0.4 mm の条件においては、旋回速度は、単調に低下している。これに対し、ギャップが 0.2 mm の場合は、シール下流側で、旋回速度が一定値に漸近している傾向がみられる。ギャップが小さくなると、シールを通過する漏れ量が減少して、シール内部における流れの滞留時間が長くなる、この結果、旋回速度が速く低下していくことになる。この傾向は、ギャップが 0.8 mm から 0.4 mm に縮小した場合の旋回速度の変化からも確認できる。

すなわち、ギャップが小さい方が、シール入口の高い旋回速度が早く減少する。また、本検討の条件においては、ギャップ 0.2 mm では 0.4~0.8 mm の場合と異なり、シール下流側で旋回速度が図中に破線で示す一定値に漸近し、入口旋回速度の影響が小さくなっているといえる。

ステータフィンとロータフィンを比較すると、ギャップが 0.2 mm の場合に旋回速度が下流で一定値に漸近する傾向は同じだが、ロータフィンの方が漸近する値が大きいことが分かる。これは、ロータフィンでは回転体側の表面積が大きいと考えられる。また、シール入口での旋回速度は両者でほとんど変わらないが、第 1 フィン(最上流側のフィン、図中の約 5 mm の位置)を通過する時点では、ステータフィンの方が低く、全体的には、ステータフィンの方が早い段階で一定値に漸近していく(グラフの傾きが下流に行くに従い小さくなる)傾向が見られる。第 1 フィンを通過する時点での旋回速度が、ステータフィンで遅いのは、前述のようにシール上流における流入経路(図 5-4)の違いに起因すると考えられる。また、ステータフィンでは、第 1 フィンと第 2 フィンの間でも、ロータフィンと比較して旋回速度が大きく低下している、これは、第 1 フィンと第 2 フィンの距離が短いため、両フィンで囲まれるキャビティ空間における静止壁(=フィン表面積+外周静止壁の面積、フィン間の距離が短いと外周静止壁の面積が相対的に小さくなる)の割合が、第 2 フィンと第 3 フィンで囲まれるキャビティ空間よりも大きいためではないかと推定される。したがって、第 1 フィンと第 2 フィンの間で旋回速度が大きく低下する傾向は、必ずしもステータフィンとロータフィンの違いに起因しないと考えられる。



(a) Stator fin



(b) Rotor fin

图 5-11 Variation of normalized swirl velocity ($V_\theta/r\omega$) for different gap conditions (cascade model)

シール内部の巡回速度分布の違いが流体力に与える影響を検討するために、翼列モデルにおいて、シール内部の流体力分布を算出した。結果を図 5-12, 図 5-13 に示す。図 5-12 に示す流体力の縦軸は、単位軸長あたりの比流体力(F_{tan}/e)をギャップ 0.8 mm の場合のシール全体の比流体力で基準化した値である。下式に定義を示す。

$$\text{単位軸長あたりの無次元比流体力} = \frac{d}{dz} \frac{F_{tan}}{e} \bigg/ \frac{F_{tan}}{e} \bigg|_{gap=0.8} = \frac{\Delta(F_{tan}/e)}{\Delta z} \bigg/ \frac{F_{tan}}{e} \bigg|_{gap=0.8} \quad \text{式(5-2)}$$

ここで z は軸方向位置であり、式(5-2)を評価する際は、図 5-12 の上部に示すようにフィンで囲まれるキャビティ部分をそれぞれ二つに分けて(あるいはシールの入口、出口部分で)、区間毎の平均値として離散的に値を算出した。プロットした値と、グラフの横軸で囲まれる面積(プロット面積)がシール全体の流体力に相当し、シール長さを無次元化して考えた場合(55 mm を 1 とした場合)に、ギャップ 0.8 mm のプロット面積が 1 となるように基準化されている。また図 5-13 は、図 5-12 に示した流体力分布をギャップ 0.8 mm の分布に対する増加割合として示したものである。横軸のそれぞれの評価位置において、単位軸長あたりの比流体力がギャップ 0.8 mm より増加していれば 1 より大きい値となる。

図 5-12 に示すように、比流体力は特に、第 2 フィンと第 3 フィンで囲まれる部分で最も高くなっており、また、フィンの外側となるシール入口、出口ではほぼ 0 である。またギャップが 0.8 mm から縮小するに従い、0.4 mm までは全体的に増加していることが分かる。ところが、ギャップが 0.2 mm の条件になると、ステータフィンでは、増加傾向が見られなくなり、またロータフィンにおいても、下流側で同様の傾向を示している。

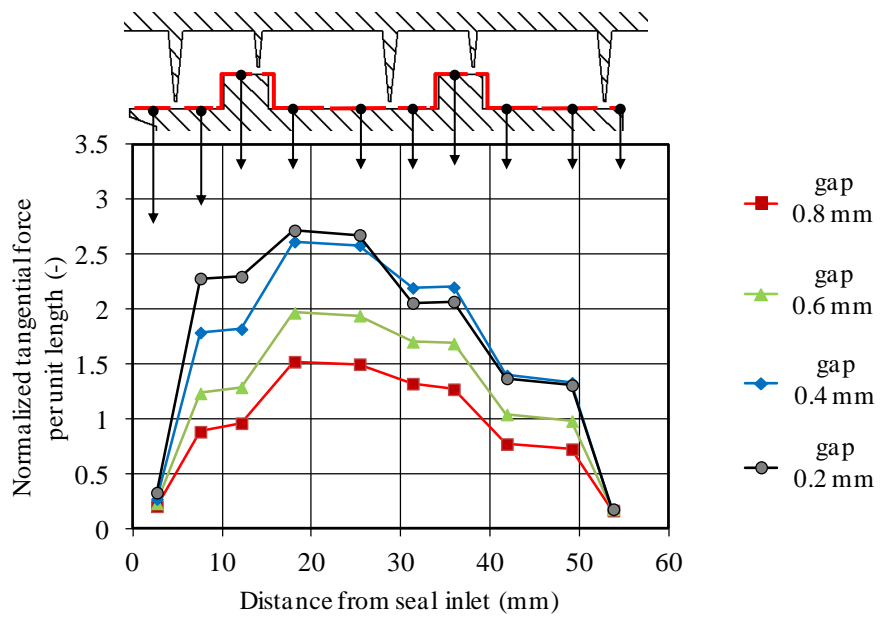
図 5-13 の増加割合を見るとこの傾向がより明らかになる。ステータフィンでギャップ 0.6 mm の場合は、0.8 mm の場合に対し、流体力は一様に 1.3 倍程度に増加している。また、ギャップ 0.4 mm の場合は、おおむね 1.7 倍~1.8 倍となっているが、第 1 フィンと第 2 フィンの間で 1.9 倍~2 倍と若干高くなっている。図 5-10 で示した近似曲線の指数依存性(ステータフィンで-0.81 乗)を考えると、ギャップ 0.4 mm の場合は、平均的には 1.75 倍($= (0.4/0.8)^{-0.81}$)となるはずであるが、上流側では、それよりも高い割合で増加している。さらにギャップ 0.2 mm の場合を見ると、この傾向ははっきり表れ、上流側の流体力のみが 2.5 倍程度に増加し、下流側はギャップ 0.4 mm の場合と同程度である。ロータフィンでも同様の傾向が確認でき、ギャップ 0.2 mm では第 1 フィンと第 2 フィンの間で、流体力が約 3.6 倍に増加している。図 5-10 で示した近似曲線の指数依存性を考えると、仮にギ

ギャップ 0.2 mm の場合も 0.4 mm までと同じ傾向で流体力が増加したとすると、平均的には 3.27 倍 ($= (0.2/0.8) \cdot 0.855$) になるはずであるが、第 1 フィンと第 2 フィンの間ではそれと同程度ないしそれ以上の割合で増加しており、下流側での増加割合は小さい。

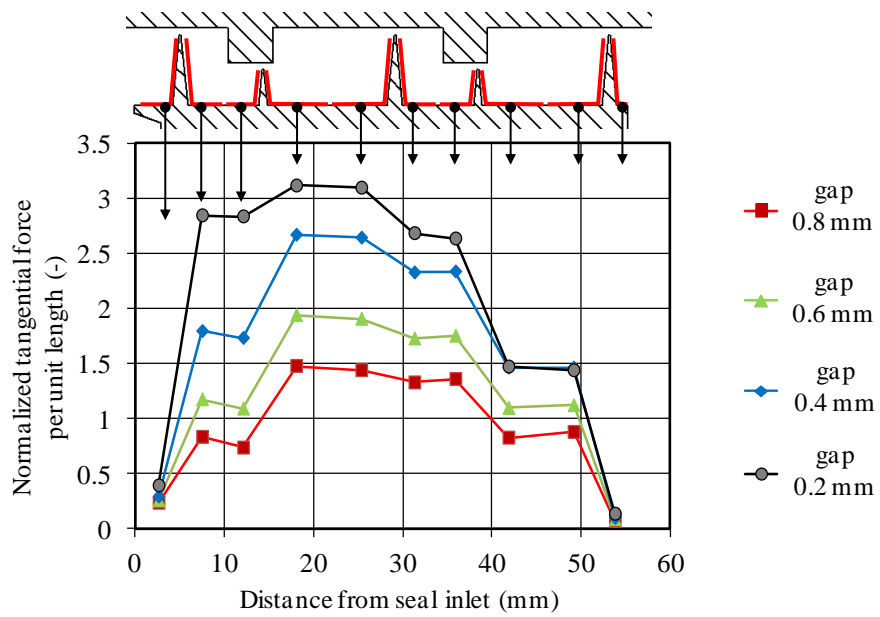
すなわち、ステータフィン、ロータフィンいずれの場合においても、ギャップが縮小すると、下流側での流体力の増加傾向が小さくなり、それによって全体としてギャップ依存性が小さくなっていく。図 5-10 に示した結果でも、ギャップ 0.6 mm での値は、ステータフィンとロータフィンのいずれも、近似曲線より若干大きくなっており、ギャップ 0.8 mm から 0.6 mm に縮小した場合より、0.6 mm から 0.4 mm に縮小した場合の方が、ギャップ依存性が小さくなっていることが分かる。

さらに、図 5-12、図 5-13 に示した流体力の分布と、図 5-11 に示した旋回速度の分布を比べると、ギャップが縮小した場合に下流側で流体力の増加傾向が小さくなる点と、下流側で旋回速度が低下して一定値に漸近する傾向が対応している。すなわち、入口旋回速度の影響が大きい領域では流体力はギャップ依存性が大きく、旋回速度が一定値に漸近した領域では流体力はギャップに依存しないと考えると、両者の関係が整合する。

ステータフィンとロータフィンを比較すると、図 5-10 に示したように、ステータフィンでは、ギャップが 0.2 mm に縮小した場合に流体力がほとんど増加していないが、ロータフィンではまだ増加傾向がみられる。この違いも図 5-11 に示した旋回速度の分布と対応しており、ステータフィンでは、入口部分あるいは第 1 フィンと第 2 フィン間の旋回速度の低下が大きく旋回速度が早く一定値に漸近するために、ギャップ縮小にともなう流体力の増加傾向が早く飽和していると考えられる。

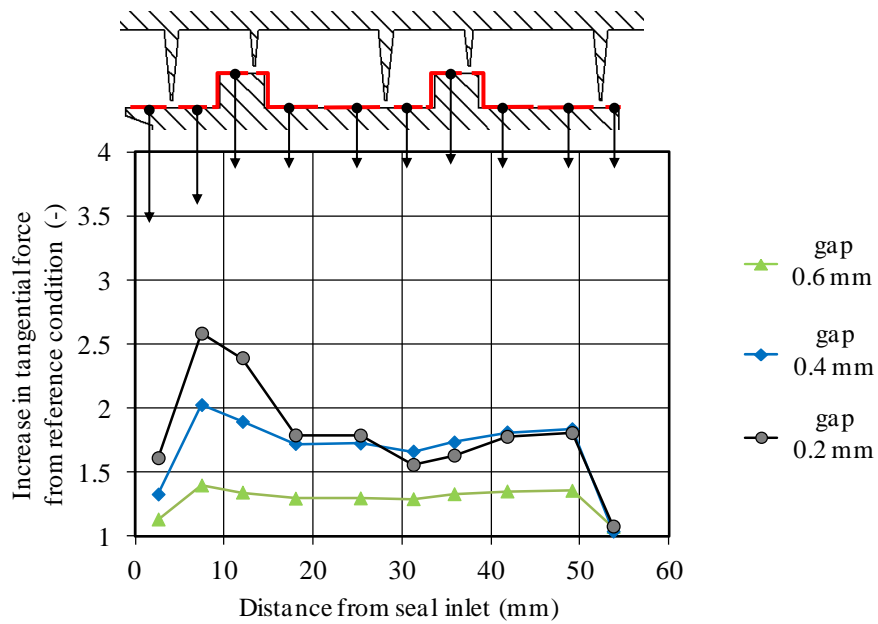


(a) Stator fin

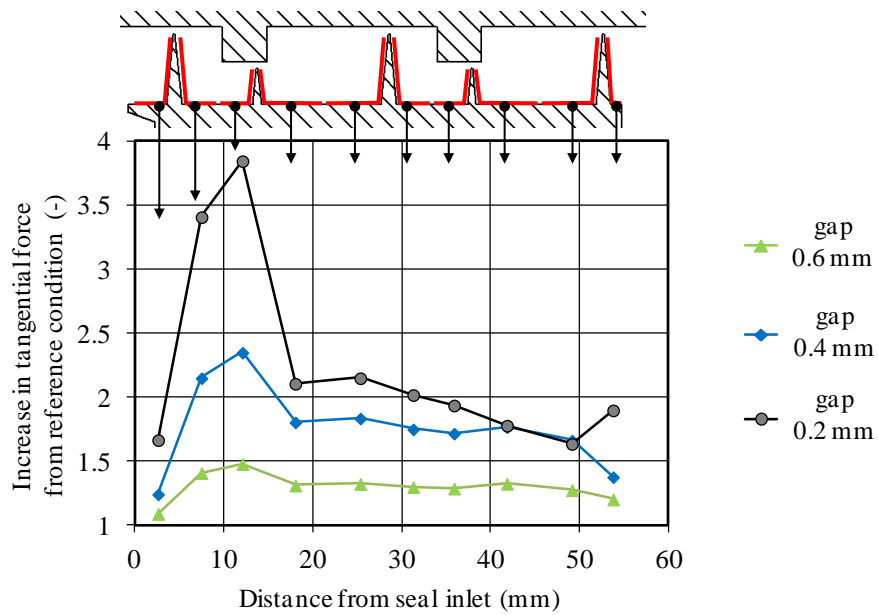


(b) Rotor fin

图 5-12 Variation of normalized specific tangential force per unit length for different gap conditions (cascade model)



(a) Stator fin



(b) Rotor fin

图 5-13 Increase in specific tangential force from reference condition of seal gap of 0.8 mm (cascade model)

5-8 解析結果(流体力の発生位置)

前節において、シール内部における回転速度と流体力の分布の関係から、回転速度が高い領域では、ギャップに反比例する流体力が発生するが、回転速度が低下したシール下流側ではギャップ依存性が低下することを示した。本節では、シール内部の流体力分布をより細かく算出することで、流体力の発生位置を明確化し、その結果にもとづき、ギャップ依存性との関係性を検討した。

図 5-14 は、ステータフィンを対象として、図 5-12(a)で示したシール内部の流体力分布をより詳細に算出した結果である。具体的には、シールキャビティ単位ではなく、軸方向 0.4 mm 毎にロータ表面に作用する流体力を算出した。図 5-14(a)はギャップ 0.8 mm の場合であり、図 5-14(b)は、ギャップ 0.8 mm に加え、0.4 mm, 0.2 mm の結果を重ねてプロットしたものである。図中に記載した記号(A)~(I)を用いて、以下で結果を説明する。

図 5-14 から、(A)(C)(E)(G)(I)で示すフィンの前後で流体力が大きく変化していることがわかる。一方、フィンで囲まれるキャビティ空間においては、流体力分布は比較的一定である。ただしキャビティ空間においても、(B)(D)(F)(H)で示すロータ側の凸形状が変化する位置において、流体力が局所的に変化している。これは、(B)(D)(F)(H)それぞれの上流側に位置するフィン先端のギャップから噴き出した出た流れが、(B)(F)のように凸部の壁面に衝突する、あるいは(D)(H)のように急激に拡大することで圧力分布が変化したためと考えられる。しかしながら、流体力は一旦変化するものの、基本的には元の状態に回復しており、シール全体の流体力に与える影響は、フィン前後の変化ほど大きくはない。特に、図 5-14(b)を見ると、ギャップが小さい場合、すなわち漏れ流量が少なくギャップから噴き出す流れが弱い場合は、キャビティ空間で一定となる傾向が強く、上記を裏付けている。

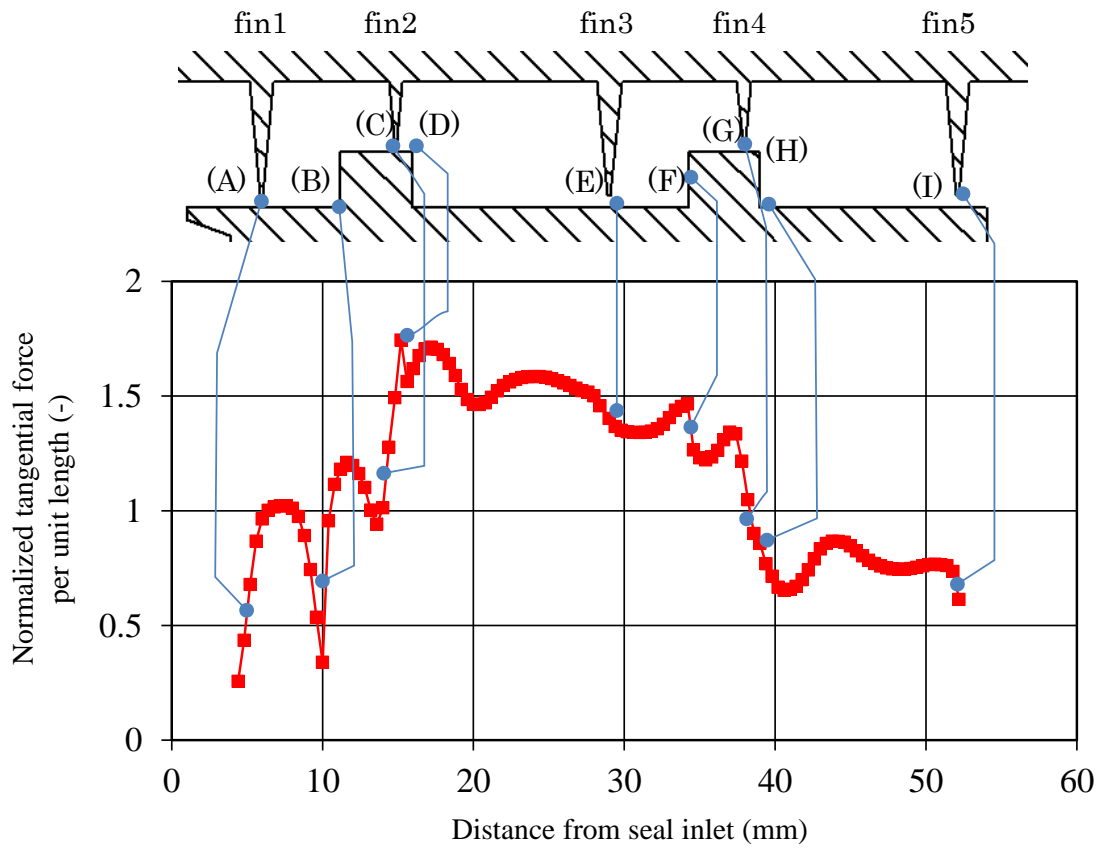
フィン前後で流体力の変化に議論を戻す。図 5-15 に、ギャップ 0.8 mm の場合に対し、各フィンの前後における周方向圧力分布の変化を算出した結果を示す。算出法は図 4-18と同様であり、フィン先端のギャップ部およびその前後 1 mm の位置におけるシール部の軸方向断面を 30 度毎の扇形に分割し、30 度毎の平均値として静圧を算出した。各軸方向断面の平均値は除いてプロットしている。図から各フィンの前後で圧力の周方向分布が変化していることが確認できる。第 1 フィンの結果(図 5-15(a))を見ると、フィン上流 1mm においては、比較的均一な周方向圧力分布が形成されており、この流れがフィンに流入し、フィン下流では 0 度(ないし 360 度)近辺で最大、180 度近辺で最少となる周方向圧力分布が形成されている。図 5-15(a)の右側に、周方向位置の定義と、ロータの偏心方向、対応するギャップ分布、および回転方向との関係を示しているが、この関係から、上記の周方向圧力分布は、ロータに対し変位と直交し、振れ回りを発生させる方向(Y 方向)の流体力を発生させることがわ

かる。また、第 1 フィン下流 1 mm での圧力分布と第 2 フィン上流 1 mm での周方向圧力分布はおおよそ同じであることから、キャビティ内での周方向圧力分布はおおむね一定であると考えられる。なお、他のキャビティについても同様の傾向が確認できる。

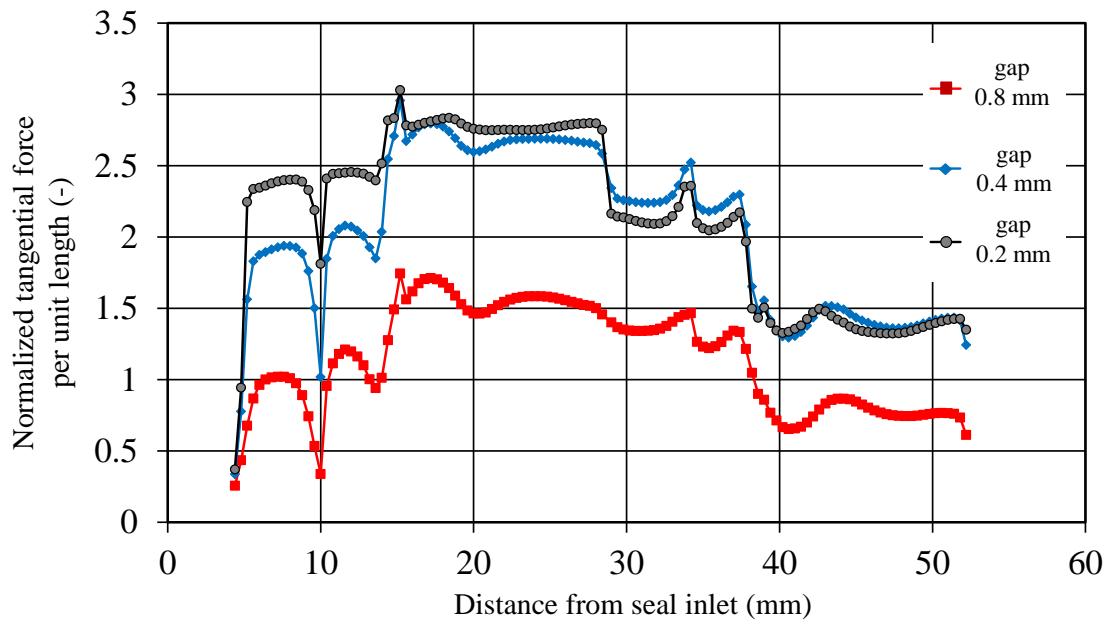
第 2 フィンの前後をみると、分布の位相(最大、最少となる位置)は大きく変わらないものの、フィン下流では、分布の絶対値(最大、最少圧力の差)は拡大しており、第 2 フィンの下流側で流体力が増加していることを示している。逆に第 3 フィン以降では、フィン下流における圧力分布の絶対値は縮小しており、流体力が低下していることがわかる。なお、これらは当然のことながら、図 5-14(a)で示した結果と整合している。

以上、フィンの前後において周方向圧力分布の位相は大きく変わらないが、絶対値が変化すること、またキャビティ内では圧力がおおむね一定であることを示した。フィン前後での周方向圧力分布の変化は、ロータの偏心によってギャップ面積に周方向分布が生じたフィンを流れが通過することによって引き起こされるはずだが、この観点から考えると、同じ偏心量でも、ギャップが小さい方がギャップ面積の変化割合としては大きくなり、流体力に与える影響は大きいと考えられる。例えば、ギャップ 0.8 mm と 0.4 mm の同一形状のフィンに対し、それぞれ同じ量のロータの偏心があった場合、ギャップ 0.4 mm の場合の方が、ギャップ面積の変化割合が大きくなる(おおよそ 2 倍)。したがって、回転速度などの他の条件が同じ場合、ギャップが小さい条件では、フィン前後での周方向圧力分布の変化がより大きくなると考えられる。本節で示した結果だけでは、それを流れ場から裏付けることはできないが、これが、(回転速度が高い条件では)、ばね定数がギャップに反比例する要因と考えれば整合する。

最後に図 5-16、図 5-17 に、ギャップ 0.4 mm、0.2 mm の条件に対し、各フィンの前後における周方向圧力分布の変化を算出した結果を示す。0 度(ないし 360 度)近辺で最大、180 度近辺で最少となる傾向はギャップ 0.8 mm の条件と変わらないが、フィン前後での周方向圧力分布に対し、フィン先端のギャップ部での圧力分布の位相がややずれて(右側にシフトして)、210~240 度程度で最小となっているようにも見える。このような位相の変化は回転速度と関係すると思われるが、本検討の中では明確に関係づけることはできなかった。

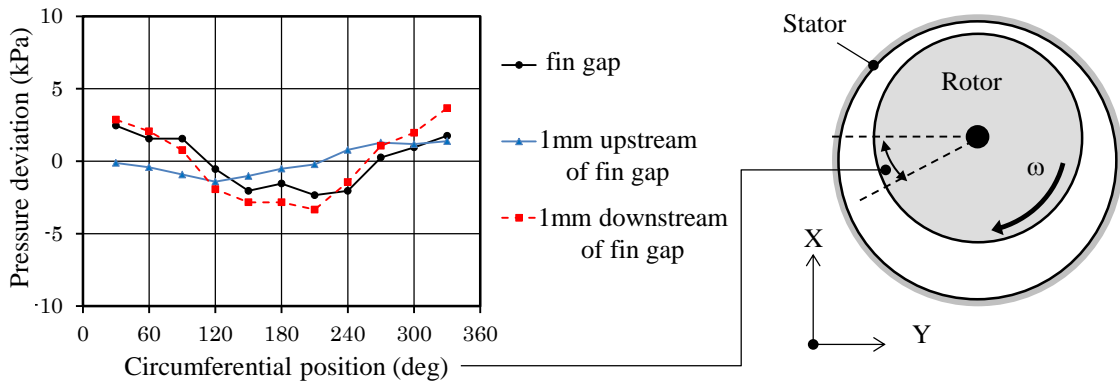


(a) seal gap 0.8 mm

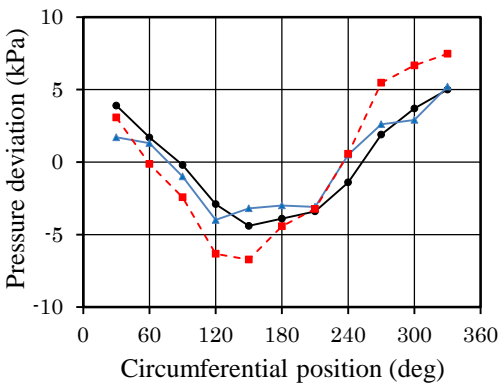


(b) seal gap 0.8, 0.4, 0.2 mm

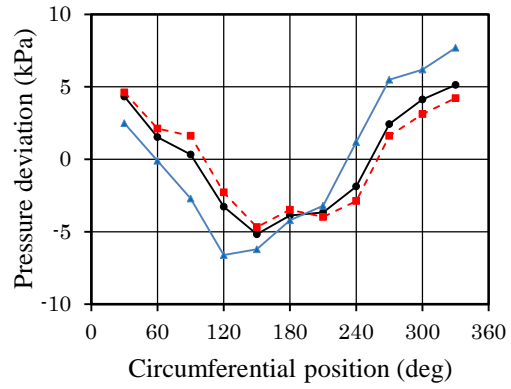
图 5-14 detailed variation of normalized specific tangential force per unit length (cascade model, stator fin)



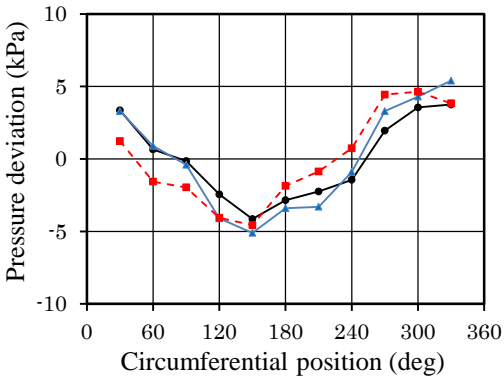
(a) fin1



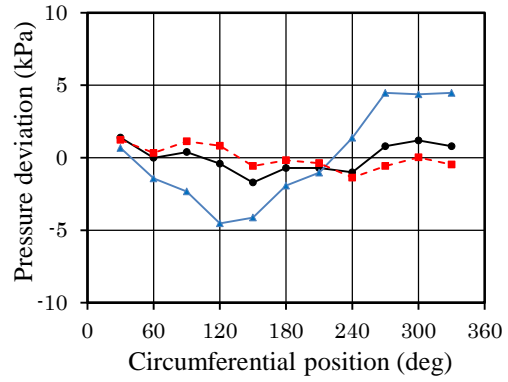
(b) fin2



(c) fin3

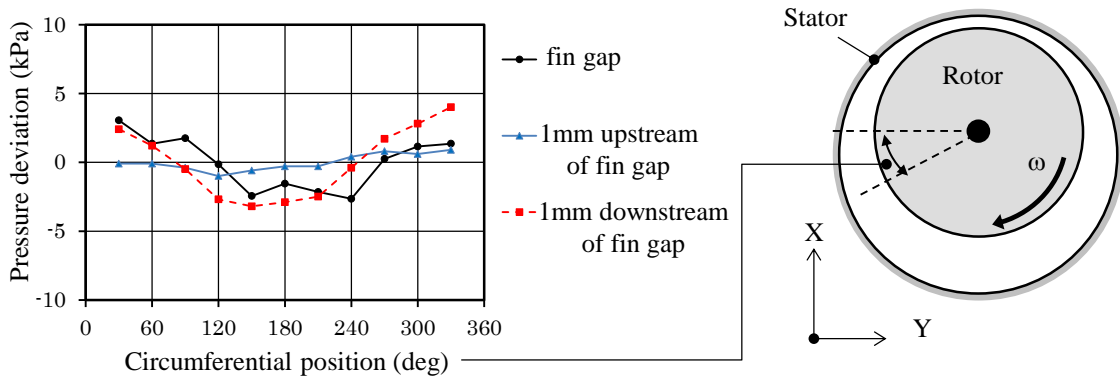


(c) fin4

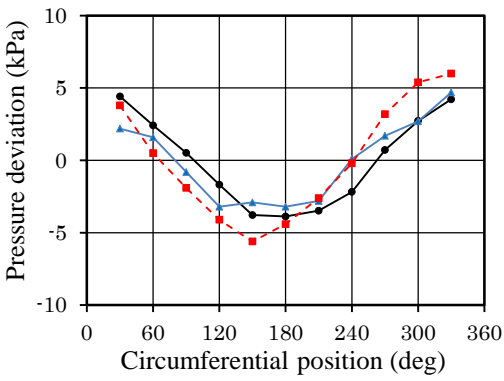


(d) fin5

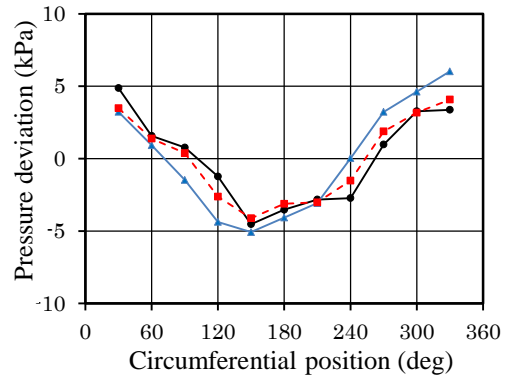
图 5-15 Change of pressure distribution upstream and downstream of fin gap
 (seal gap 0.8 mm, cascade model, stator fin)



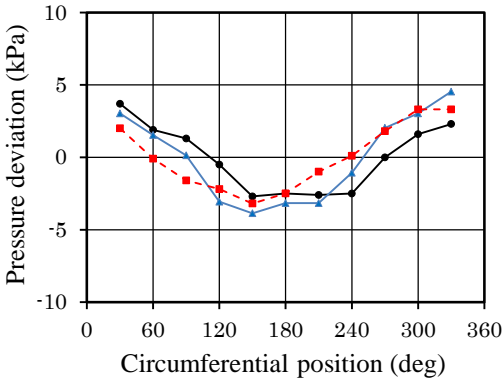
(a) fin1



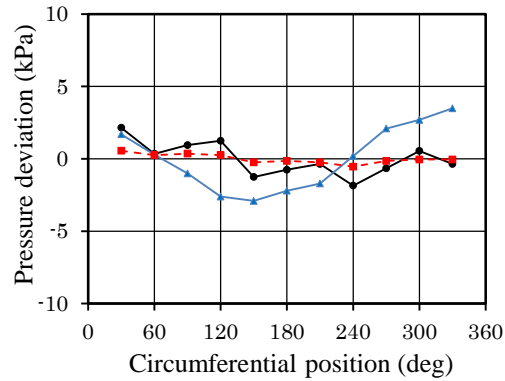
(b) fin2



(c) fin3

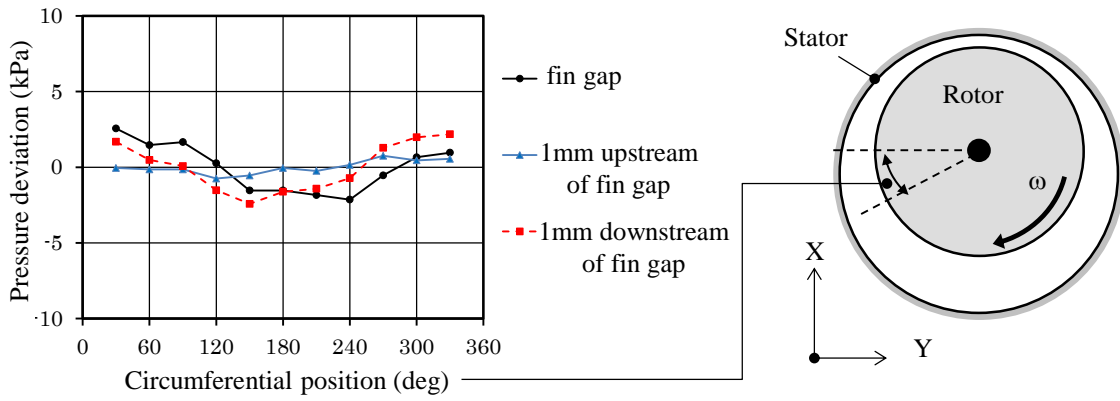


(c) fin4

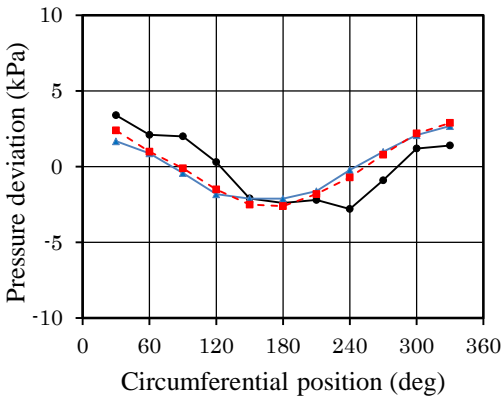


(d) fin5

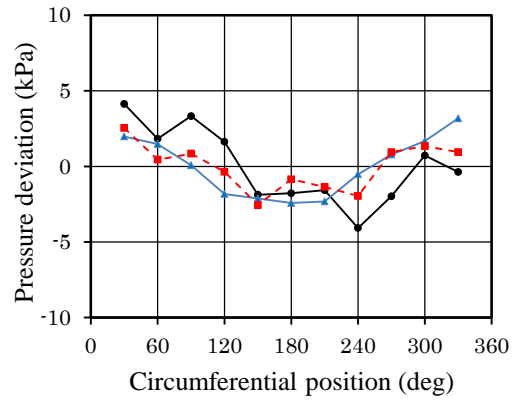
图 5-16 Change of pressure distribution upstream and downstream of fin gap
(seal gap 0.4 mm, cascade model, stator fin)



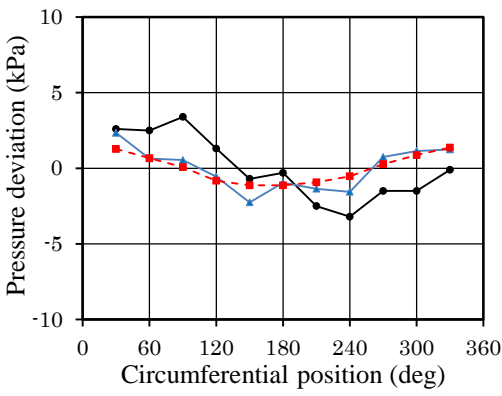
(a) fin1



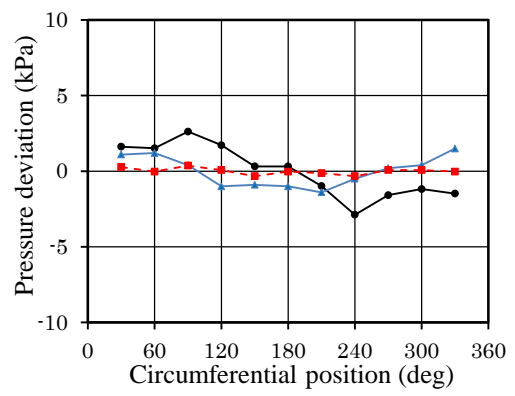
(b) fin2



(c) fin3



(c) fin4



(d) fin5

图 5-17 Change of pressure distribution upstream and downstream of fin gap
(seal gap 0.2 mm, cascade model, stator fin)

5-9 解析結果(減衰に与える影響)

前節では、ばね定数とそれに対応する比流体力を算出し、フィン形状やギャップの違いが与える影響を示した。以降では、振れ回りがある場合の解析を行い、減衰に与える影響を評価した結果を示す。図 5-18 に翼列モデルの解析結果から得られた振れ回り周波数と比流体力の関係を示す。比流体力は、前章と同様に下式で無次元化している。

$$\frac{F_{\tan}^*}{\varepsilon} = \frac{F_{\tan}}{LD(p_0 - p_a)} \bigg/ \frac{e}{Cr} \quad \text{式(5-3)}$$

ここで、 ε はシールギャップで無次元化された偏心量(= e/Cr)である。本定義で無次元化した比流体力は、振れ回り周波数 0 の時に式(5-1)のばね定数と一致する。グラフの傾きが(無次元化された)減衰係数となるが、図から分かるように、ステータフィン、ロータフィンのいずれも傾きは一定値とならず、2 次曲線的に変化しているように見える。このような傾向は流体の付加質量による慣性効果とされることが多いが、減衰係数が周波数に依存するとも考えられる(Picardo and Childs, 2005)。

ギャップの影響を見ると、無次元化された比流体力は、全体的な傾向としてはギャップ 0.4~0.8 mm の範囲でほぼ同じ値を示している。式(5-3)の定義を考えると、無次元化された値が同じ場合、比流体力はばね定数と同様にギャップに反比例していることになり、(無次元化されていない)減衰係数は、ギャップに反比例して増加することになる。これは、ギャップが縮小した場合に、減衰係数 C が若干減少している Pugachev らの解析結果と一致しない(Pugachev et al., 2012)。

但し、彼らは実験と対比するために、非常に低いロータ回転数($\omega=750 \text{ min}^{-1}$)と、回転数に対して非常に大きい入口旋回速度($V_0/r\omega=17\sim 21$)で解析を行っている。このため、減衰係数を算出するために用いた振れ回り周波数(振れ回り速度)は、入口旋回速度に対して非常に小さくなっている。これは、図 5-18 で考えれば、振れ回り周波数が非常に低い条件でグラフの傾きを評価していることに相当すると考えられる。図 5-18 のステータフィンの場合で、振れ回り周波数が 0 と 0.5 の間を見ると、比流体力は同程度であるが、ギャップ縮小にともない、グラフ傾きが低下していることが分かる。この傾きをもとに(無次元化されていない)減衰係数 C を算出すると、ギャップ 0.8 mm から 0.6 mm / 0.4 mm に縮小した場合に、減衰係数は 16% / 13% 小さくなっており、Pugachev ら

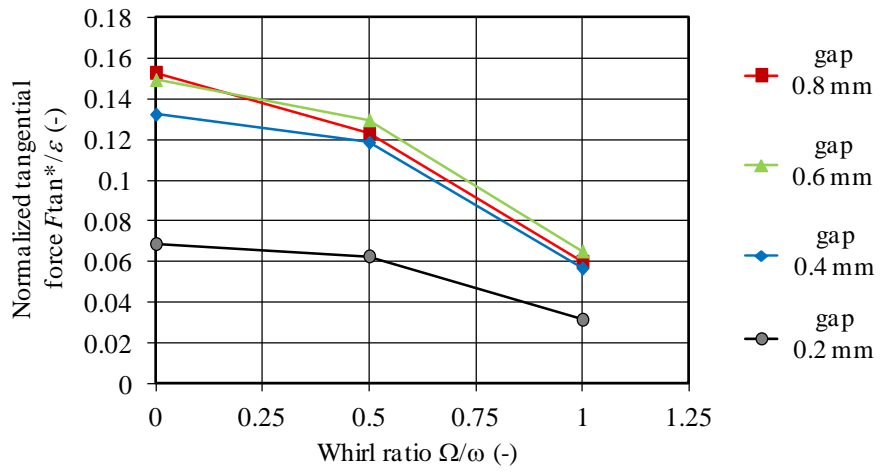
の解析結果と傾向が一致する。すなわち、振れ回り周波数の評価範囲によってはギャップが減衰に与える影響は変わって見える。

シール流体力起因の不安定振動は、回転数の半分以下の固有振動数で発生するため、蒸気タービンでスチームホワールが発生する振れ回り周波数は、 $\Omega/\omega < 0.5$ の条件である。その範囲で考えれば、図 5-18 に示した結果は、ギャップが縮小すると減衰は同程度か若干小さくなることを示している。また、 $\Omega/\omega < 0.5$ で考えればばね定数に比較して減衰の効果は大きくなく、入口回転速度が高くシール長さが短い動翼シールでは、若干保守的な評価となるが減衰を考慮せずばね定数のみで評価・設計を行っても大きな影響はないといえる。

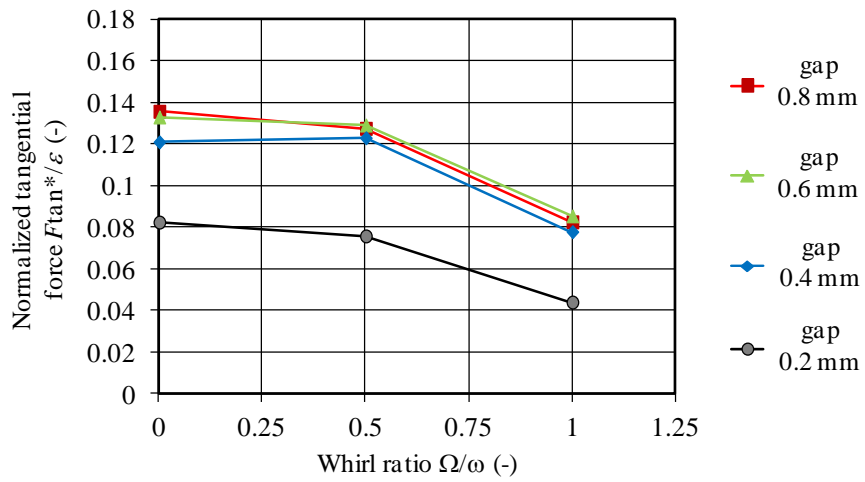
ステータフィンとロータフィンを比較すると、ロータフィンの方が、評価した振れ回り周波数範囲 ($\Omega/\omega = 0 \sim 1$) ではグラフの傾きが小さく、減衰が小さいことが分かる。振れ回り周波数 $\Omega/\omega = 0$ の時の比流体力 (=ばね定数) は、ステータフィンの方が大きい、 $\Omega/\omega = 0.5$ の時は同程度となり、 $\Omega/\omega = 1.0$ ではギャップ 0.2 mm の場合を除き、両者の関係は逆転している。

図 5-19 は、圧力境界モデルを用い、入口回転速度をパラメータとして振れ回り解析を行った結果である。フィン形状によらず、入口回転速度がロータ周速の半分に近い条件 ($V_0/r\omega = 0.42$) で、直線的な減衰傾向が得られており、いずれも、振れ回り周波数 $\Omega/\omega = 0.5$ で流体力がほぼ 0 となっている。また、振れ回り周波数が低い ($\Omega/\omega < 0.5$) 条件では、入口回転速度の低下にともない減衰 (傾き) が増加する傾向が見られる。但し、振れ回り周波数が高い ($\Omega/\omega > 0.5$) 条件では傾向が異なり、回転速度が高い条件 ($V_0/r\omega = 0.7, 0.9$) では振れ回り周波数の増加にともない減衰がさらに増加するが、回転速度が遅い条件 ($V_0/r\omega = 0.1$) では逆の傾向となっている。スチームホワールが発生する振れ回り周波数 ($\Omega/\omega < 0.5$) で考えると、例えば旋回防止板などによって入口回転速度を低下させることが出来れば、ばね定数が低下すると同時に減衰効果も高まる (少なくとも悪化しない) と考えられる。

前述のように、シール内部の回転速度は、下流に行くにしたがいおおよそロータ周速の半分の値に漸近していくが、入口回転速度がすでにロータ周速の半分に近い条件 ($V_0/r\omega = 0.42$) では、シール内部の回転速度はほぼ一定値になっていると考えられる。このような条件でのみ、第 3 章で示した Iwatsubo や Picardo らの比較的長いシールの実験に近い直線的な減衰傾向が得られるということから、動翼シールのような短いシールでは、入口回転速度が減衰特性に大きな影響を与え、また長いシールでは回転速度が一定値に漸近した領域が支配的になっていることが示唆される。

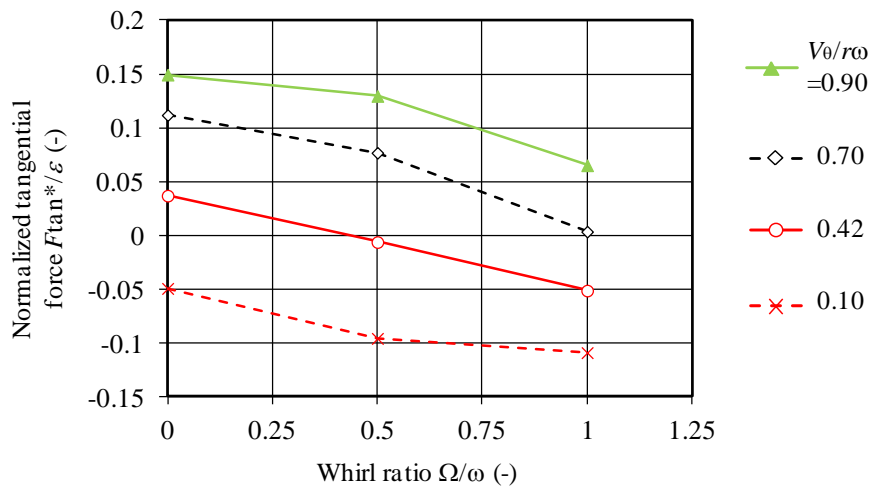


(a) Stator fin

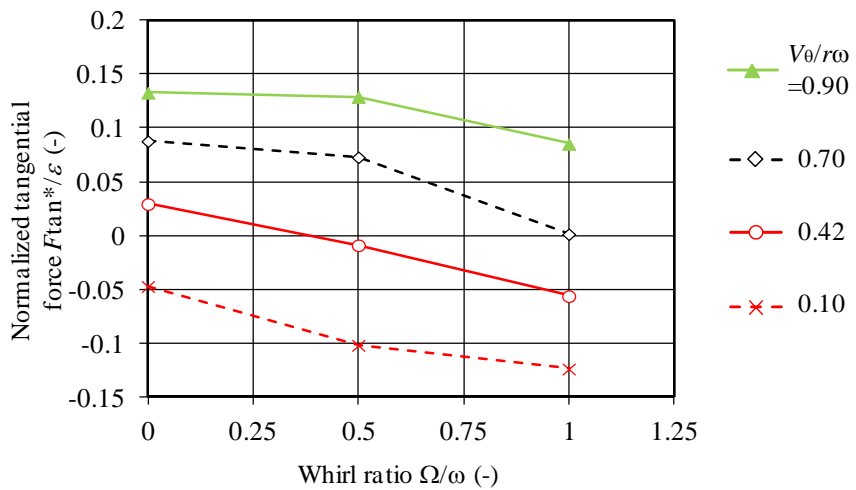


(b) Rotor fin

图 5-18 Calculated tangential force at different whirl frequencies for different seal gaps (cascade model)



(a) Stator fin



(b) Rotor fin

图 5-19 Calculated tangential force at different whirl frequencies for different seal inlet swirl conditions (pressure model, seal gap 0.6 mm)

5-10 動翼シールの評価のまとめ

設計パラメータがシール流体力に与える影響の評価を目的として、蒸気タービンの動翼先端シール(動翼シール)を対象とし、フィン形状(ステータフィン, ロータフィン)とシールギャップ(0.2~0.8 mm)の違いが及ぼす影響を評価し、流れ場からその要因を検討した。以下に得られた知見を示す。

- (1) ばね定数は、フィン形状によらず入口回転速度に対し直線的に増加し、従来報告されている実験結果と傾向が一致した。またステータフィンとロータフィンを比較すると、両者の傾向に大きな差異は見られなかった。但し、ステータフィンの方が回転速度依存性が若干大きく、動翼シールで想定される高い回転速度ではステータフィンの方が高いばね定数が得られた。
- (2) ギャップを極端に縮小すると、ばね定数のギャップ依存性が低下することを示した。ステータフィン、ロータフィンのいずれの場合でも、ギャップ 0.8 から 0.4 mm までの範囲で、ばね定数はギャップ縮小にともない反比例的に増加したが、0.2 mm に縮小するとギャップ依存性が低下した。
- (3) ギャップ依存性が低下する要因は、ギャップを 0.2 mm まで縮小するとシール入口の高い回転速度がシール内部で早く低下し、シール下流側で一定値に漸近するため、下流側で流体力の増加が抑制されるためであることを示した。
- (4) シール内部の流体力分布および圧力の周方向分布を算出し、フィンの前後で両者が大きく変化し流体力が発生していること、および流体力と圧力の周方向分布がおおむね一定であることを示した。
- (5) 減衰効果のギャップ依存性は振れ回り周波数の評価範囲によって異なることを示した。蒸気タービンで実際に問題になる振れ回り周波数($\Omega/\omega < 0.5$)においては、ギャップを縮小すると減衰は同程度か若干小さくなる。但し、上記範囲では、ばね定数に比較して減衰の効果は大きくなく、入口回転速度が高くシール長さが短い動翼シールでは、若干保守的な評価となるが減衰を考慮せずばね定数のみで評価・設計を行っても大きな影響はないといえる。

6. 軸シールの評価

6-1 軸シールのパラメータ依存性

前章では、動翼シールを対象として設計パラメータがシール流体力に与える影響を評価した。本章は、蒸気タービンの軸シールを対象とする。軸シールは動翼先端シールと異なり、適用部位によってシール長さが大きく異なり、フィン数が数十枚になる場合もある。前章で示したように、動翼シールではギャップ縮小にともない流体力は増加すると考えられるが、Picardoら (Picardo and Child, 2005) の比較的長いシールを対象とした実験では、明確なギャップ依存性は報告されておらず、また、シール長さギャップの両方をパラメータとして系統的に流体力を評価した報告はほかにも見られない。本章では、広範囲のシール長さに対しギャップなどの設計パラメータが流体力に与える影響を CFD により評価し、流れ場からその要因を検討した。

6-2 対象としたシール形状

図 6-1, 図 6-2 に蒸気タービンの模式図および対象としたシール形状を示す。本章では軸とケーシング、あるいは軸と静翼内周側の隙間に設けられたシールを対象とし、それらを軸シールと呼ぶ。シール形状は、静止壁側に設けられた長短 2 種類のフィンと回転体側に設けられた突起で構成される食い違い形を想定した。長いフィン 1 個に対し、短いフィンが 3 個設けられているが、突起と対向しているフィンは 1 個であり、以降でフィン数を示す場合は、短いフィンは 3 個で 1 個とカウントしている。後述するように、フィン数は 3~29 枚と幅広く変えて解析を行っているが、すべて図 6-2 に示す同一シール形状を対象とし、ギャップは 0.42, 0.6, 0.85 mm の 3 種類を検討した。

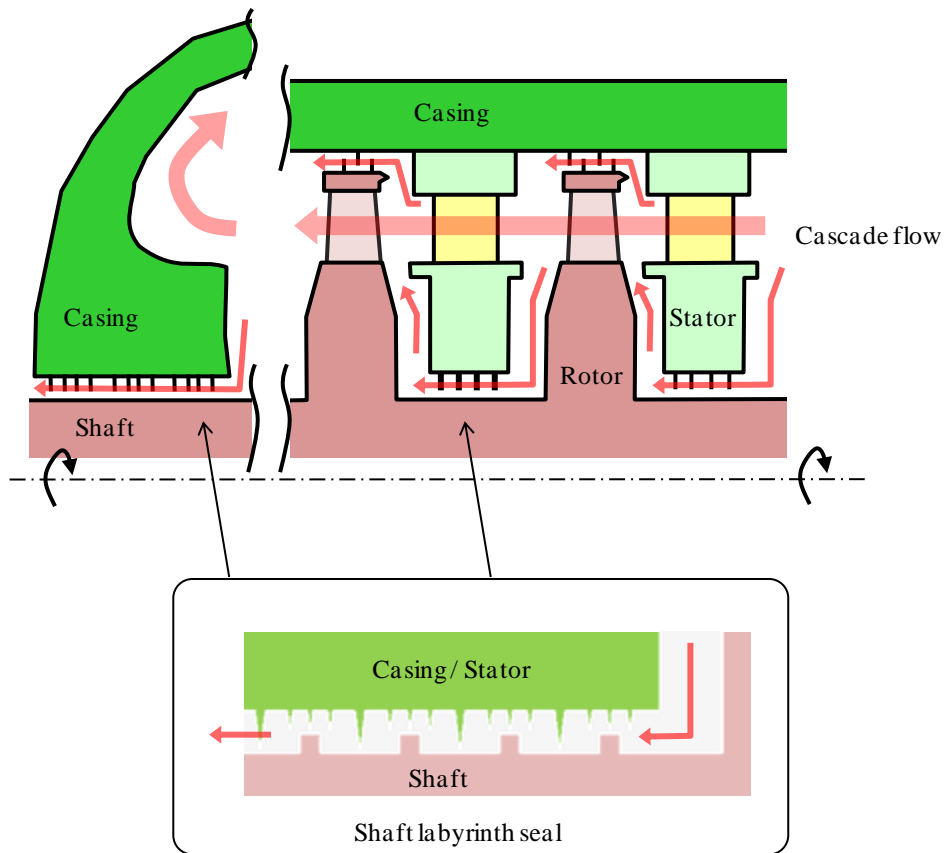


图 6-1 Schematic of steam turbine and shaft labyrinth seals investigated in this study

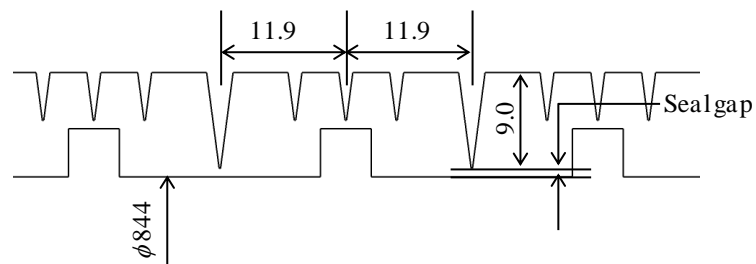


图 6-2 Geometry of seal investigated in this study

6-3 解析モデルと条件

図 6-3 に解析モデルを示す. 図 6-1 で示したように, 軸シールには翼列部分を流れる主流 (Cascade flow) の一部が流入するが, これを模擬するために, シール上流の外周側に主流を想定した流入境界 (Cascade flow inlet/outlet) を設けた. 前章において, 翼列を考慮した解析モデル (翼列モデル) とシール単体の解析モデル (圧力境界モデル) を検討し, 両者はほぼ同じ結果が得られるが, 圧力境界モデルは, ギャップが小さい条件において, 入口境界で生じる非物理的な逆流のために解析が不安定化する場合があることを示した. 本章のモデルは, 翼列部分を擬似的に考慮することでこの問題を回避するものであり, 翼列モデルの簡易版といえる. 主流の流入境界において旋回速度を与えるために, 圧力境界モデルと同様に異なる座標系で解くための入口領域を設定している. なお, 本解析モデルにおいて, 圧力境界モデルと同様の結果が得られることを事前に確認している.

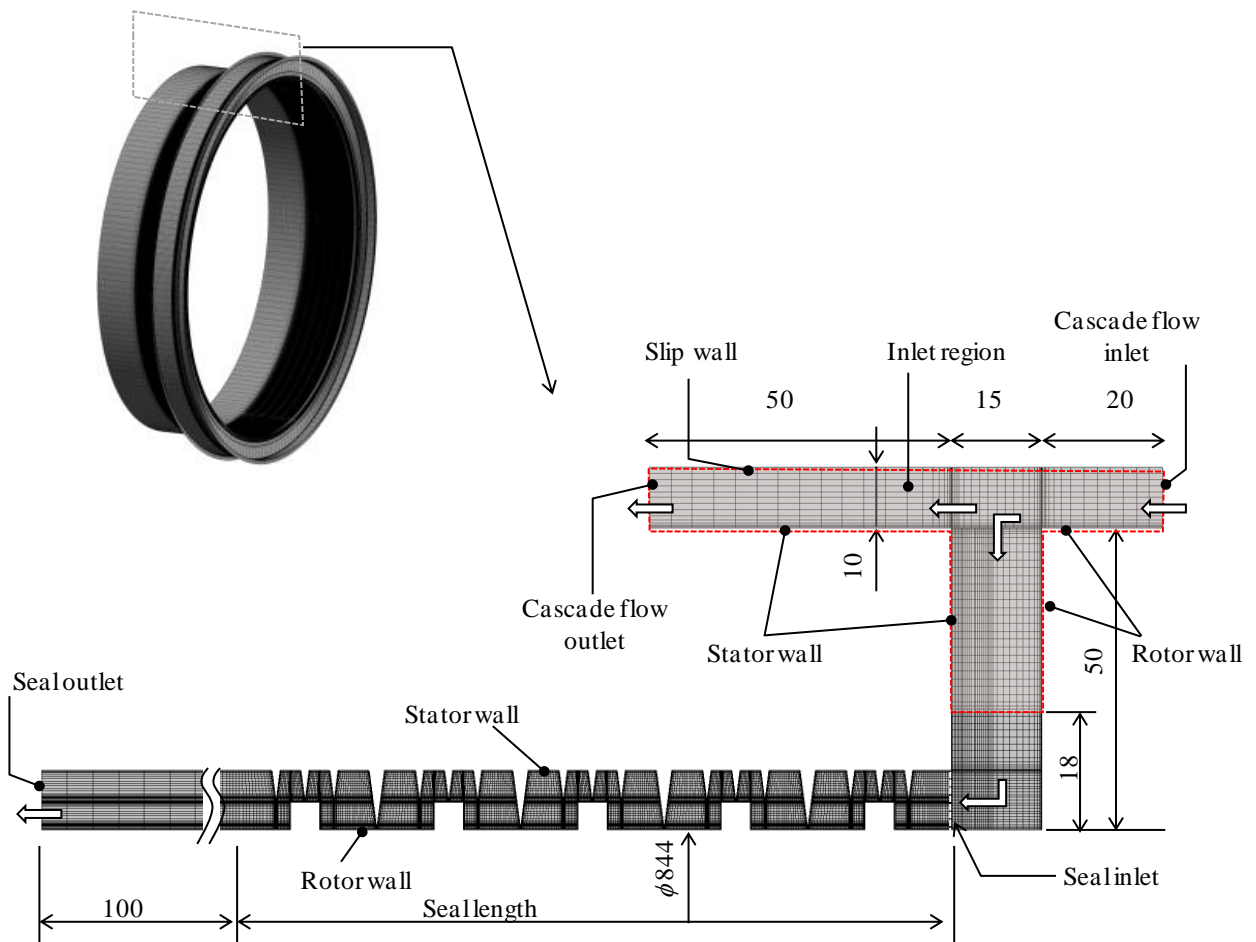


図 6-3 Computational model of shaft labyrinth seal

表 6-1 に主な解析条件を示す。シール長さとギャップはパラメータとして複数の値を検討した。シール長さは、フィンピッチを一定として、フィン数を変えることで変化させた。またこの際に、シール漏れ量がシール長さによらず一定となるように、フィン数に応じてシール出口圧力を調整した。

表 6-1 Operating conditions and geometric details of investigated seal

Seal geometries	Configuration	High low
	Number of fins	3~29
	Seal diameter (mm)	844
	Seal length (mm)	47.6~357
	Fin height (mm)	9.0
	Fin pitch (mm)	11.9
	Seal gap (mm)	0.42~0.85
Operating conditions	Rotor speed (min^{-1})	3000
	Inlet pressure (MPa) (Cascade outlet pressure)	2.15
	Inlet total temperature (K) (Cascade inlet total temperature)	590
	Inlet axial velocity (m/s) (Cascade inlet axial velocity)	15
	Seal outlet pressure (MPa)	0.537~2.04
	Cascade inlet swirl $V_{\theta}/r\omega(-)$	0.2, 0.5, 0.7
	Seal inlet swirl $V_{\theta}/r\omega(-)$	(0.38~0.77) determined from flow field

境界条件としては、主流を模擬した入口境界において軸方向速度、回転速度、全温を、主流を模擬した出口境界において静圧を、シールの出口境界において静圧をそれぞれ規定している。回転速度は前述のように入口領域を回転速度で回転する座標系で解き、入口境界面に垂直な流れ角を設定することで与える。表 6-1 の最下段に、主流入口の回転速度とシール入口 (図 6-3 に示すシール最上流部の Seal inlet) の回転速度の 2 種類を示しているが、境界条件として規定するのは主流の回転速度である。実際にシールに流入する流れの回転速度は主流入口境界からシール入口までの流れの影響で、境界条件で与えた値と異なっている。本解析の場合、主流入口で回転速度 ($V_{\theta}/r\omega$) を 0.7 とした場合、シール入口における回転速度はギャップに応じて 0.69 (ギャップ

0.42 mm)~0.77 (ギャップ 0.85 mm)であった。また、表 6-1 では主流入口の全温と主流出口の静圧を示したが、シール入口での全温、静圧はこれらとほぼ同じである。主流入口の軸方向速度は 15 m/s としているが、これは高い軸方向速度 (>50 m/s) を与えると主流がシール部に流入する際に転向しきれず壁面に衝突し、シール上流部での流れ場が軸方向速度の影響を受けるためである。軸方向速度をパラメータとした検討を事前実施し、十分に低く、かつ主流部の流量を確保できる(極端に小さい値を設定すると主流部で逆流が生じる)値として 15 m/s を定めた。

偏心量 e はシールギャップに応じて、30 μm (ギャップ 0.42 mm), 40 μm (同 0.6 mm), 60 μm (同 0.85 mm) と変えて、偏心量がシールギャップの 7% 前後になるように設定した。また、動翼シールと同様に静止壁側を回転軸に対して偏心させた。

解析条件を表 6-2 に示す。動翼シールと同様に流体は実在気体としての乾き蒸気を用いた。得られた解析結果のシール部回転壁側の圧力を積分することで、流体力 F_{tan} を算出した。また流体力の算出に当たっては、100 mm の流路延長部は除外して評価した。

表 6-2 CFD conditions used for shaft seal study.

Items	Conditions	Remarks and details
CFD code	CFX	ANSYS fluid analysis software (ver.14)
Governing equation		Reynolds Averaged Navier-Stokes equation Steady analysis with a rotating frame of reference
Fluid properties	Dry steam	IAPWS-IF97 equation of state
	Viscosity	Given from the tables generated internally by the solver
	Thermal conductivity	Given from the tables generated internally by the solver
Turbulent model		Sear stress transport model Wall function: Automatic near wall treatment Inlet turbulent intensity: 5%
Discretization		Discretization scheme : high-resolution Numerical precision: double precision
Eccentricity		7% of seal gap

6-4 メッシュ生成とメッシュ依存性の検討

メッシュは、ICEM CFD を用いすべて 6 面体要素で作成した。また、シール長さ 119 mm (フィン数 9 枚)、ギャップ 0.85 mm の場合を対象として、メッシュ依存性を検討した。評価したパラメータは、周方向の分割数 (72, 120, 180) と、壁面での厚み方向メッシュ幅 (20~100 μm) である。図 6-4 にメッシュ依存性の検討結果を示す。算出されたシール漏れ量、およびばね定数 k を、リファレンス (最も細かいメッシュ条件) からの差異で示した。横軸は、各条件における総要素数である。壁面メッシュ幅を変える際は、壁面以外のメッシュが同程度の細かさとなるようにしており、壁面メッシュ幅の縮小にともない要素数は増加する。検討したパラメータ範囲においては、漏れ量のメッシュ依存性は小さい (リファレンスからの最大差異 2.1%)。ばね定数に関しては、周方向メッシュ分割数の影響が比較的大きいが、細かくするにしたがい、リファレンスとの差異が小さくなる傾向が確認できる。以降の検討では周方向分割数 180, 壁面メッシュ幅 30 μm の条件を用いた。また、この壁面メッシュ幅における無次元壁距離 y^+ は 50 程度である。総要素数は、シール長さによって異なり、290 万 (長さ 47.6 mm, フィン数 3 枚) ~ 1700 万 (長さ 357 mm, フィン数 29 枚) 程度である。

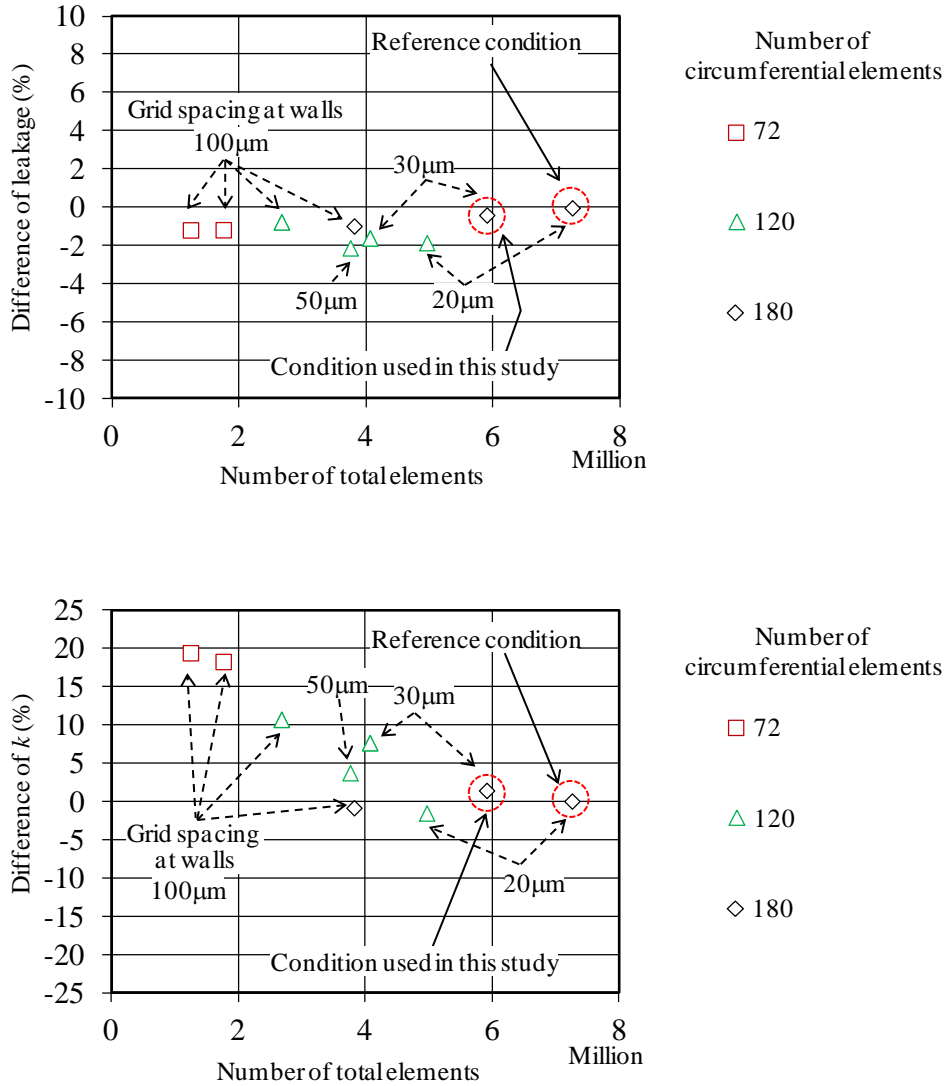


図 6-4 Results of grid sensitivity study

(seal length 119 mm, seal gap 0.85 mm, $V_{\theta}/r\omega$ at cascade inlet 0.70)

6-5 解析結果(シール部の流れ場)

図 6-5 に、シール部断面の流速ベクトルを示す。シールに流入した流れは、フィンと突起で形成された流路を蛇行しながら下流に流れ、フィンで囲まれるキャビティ空間には対応する渦が形成されている。また、図 6-6 はシール内部の流線である。シール内部には、ロータの回転とシールに流入する流れによって旋回流が生じており、渦構造に対応した螺旋状の流れが形成されている。

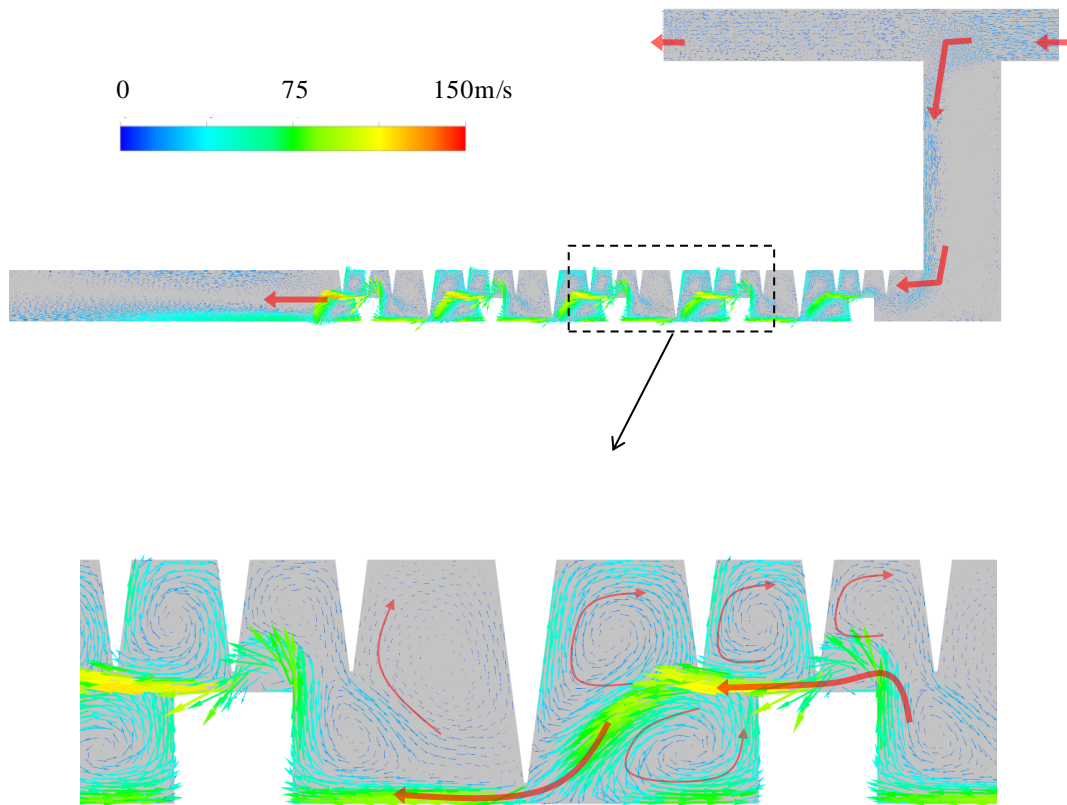


图 6-5 Velocity vectors at circumferential cross-section component
(seal length=119 mm, seal gap=0.85 mm, $V_{\theta}/r\omega$ at cascade inlet 0.70)

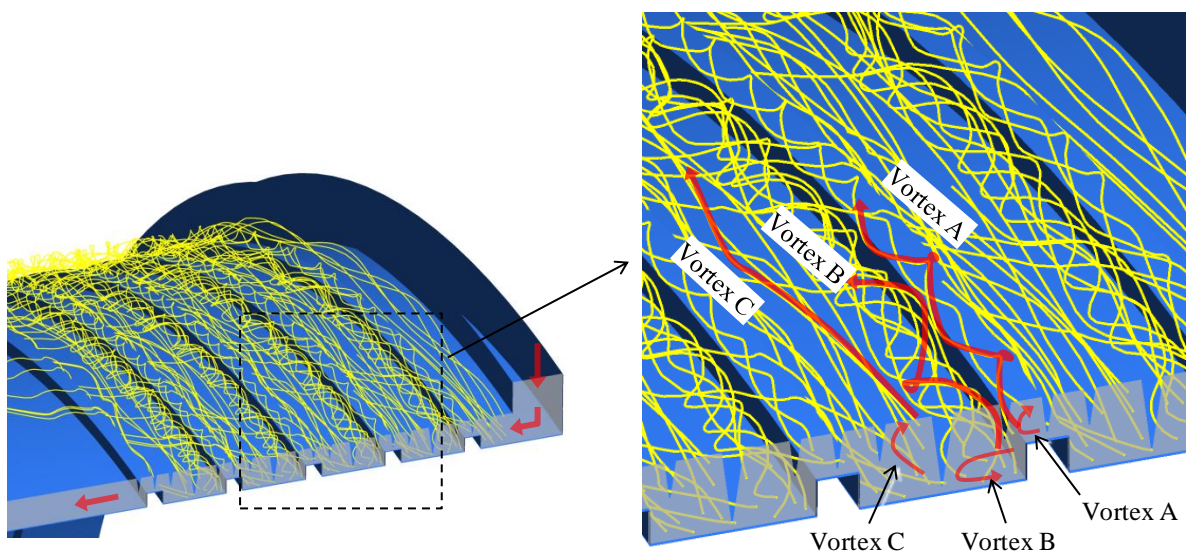


图 6-6 Streamlines inside seal cavities
(seal length=119 mm, seal gap=0.85 mm, $V_{\theta}/r\omega$ at cascade inlet 0.70)

図 6-7 に旋回速度の流れ方向の分布を示す。旋回速度は、突起に対向していない短いフィンを含めて、すべてのフィンの先端位置において断面流量平均値として算出した。分布が流れ方向に波打っているのは、局所的な流れの影響で突起と対向する短いフィンの先端付近において、旋回速度が若干上昇するためである。前述のように、本報告の解析では、シール漏れ量がシール長さによらず一定となるように、シール長さに応じてシール出口圧を変えている。すなわち、同じギャップであれば漏れ量は同じ条件となっており、図から分かるように、旋回速度分布はシール長さが変わってもほぼ同一となっている。図 6-7 に示した解析では、主流入口の旋回速度をすべて同一 ($V_{\theta}/r\omega=0.7$) で与えているが、ギャップが小さい方が漏れ量が少なく、主流の入口境界からシール入口までの流れの影響で、シール入口での旋回速度はギャップの縮小にともない低下する。また全体的に、シール下流に行くにしたがい、旋回速度は低下し、下流 200 mm 以降ではほぼ一定値に漸近している。但し、詳しく見るとギャップが小さい方が早く一定値に漸近していることが確認でき、ギャップ 0.85 mm の場合は、300 mm の位置においても低下傾向が続いている。

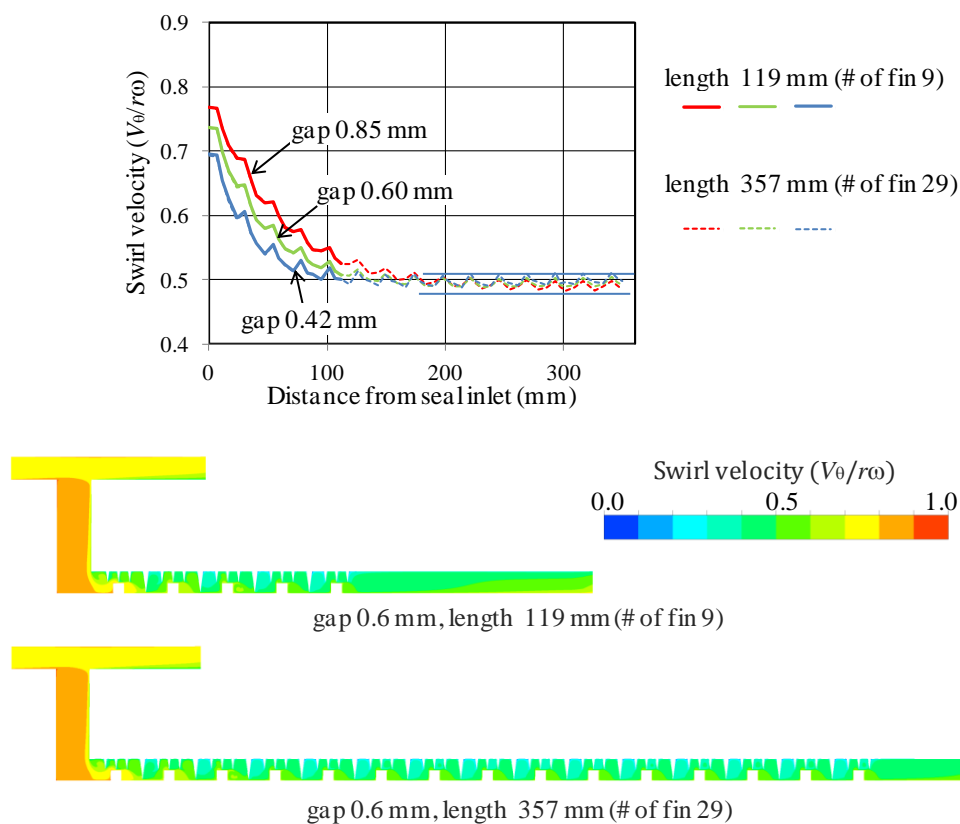


図 6-7 Distribution of circumferential velocity component ($V_{\theta}/r\omega$ at cascade inlet 0.70)

表 6-3 にシール通過流量（シール漏れ量）の算出結果を、回転速度と合わせて示す。表には解析を行った全条件を示した。解析条件として与えるパラメータは、前述の通りシール長さ（フィン数）、シールギャップ、シール出口静圧、および主流入口回転速度である。シール漏れ量がシール長さによらず一定となるように、シール長さに応じてシール出口静圧を変えているため、同じギャップ、主流入口回転速度であれば、シール長さによらず漏れ量、シール入口回転速度はほぼ同一となっている。シール長さ 71.4 mm のシール漏れ量は、主流入口回転速度の増加にともない若干減少しているが、これは動翼シールの結果と同じように遠心力の影響と考えられる。シール長さが 357 mm の条件においては、この傾向は見られないが、回転速度が低下した下流側の影響が支配的であるためと考えられる。

表 6-3 Results of mass flow for for different gap and seal length conditions

Seal length (mm)		47.6	71.4			95.2	119	238	357		
Number of fins (-)		fin 3	fin 5			fin 7	fin 9	fin 19	fin 29		
$V_{\theta}/r\omega$ at cascade inlet (-)		0.7	0.2	0.5	0.7	0.7	0.7	0.7	0.2	0.5	0.7
Static pressure at seal outlet (MPa)		2.04	1.95			1.87	1.79	1.32	0.537		
gap 0.85 mm	$V_{\theta}/r\omega$ at seal inlet (-)	0.76	0.38	0.61	0.77	0.77	0.77	0.77	0.39	0.61	0.77
	Mass flow (kg/s)	1.13	1.18	1.17	1.15	1.16	1.16	1.16	1.16	1.16	1.16
gap 0.6 mm	$V_{\theta}/r\omega$ at seal inlet (-)	0.73	*	*	0.73	0.74	0.74	0.74	*	*	0.73
	Mass flow (kg/s)	0.82	*	*	0.83	0.84	0.84	0.84	*	*	0.83
gap 0.42 mm	$V_{\theta}/r\omega$ at seal inlet (-)	0.69	0.41	0.59	0.69	0.69	0.69	0.69	0.41	0.59	0.69
	Mass flow (kg/s)	0.58	0.60	0.60	0.59	0.60	0.59	0.59	0.59	0.59	0.59

* simulation were not performed

6-6 解析結果(シール長さの影響)

図 6-8 に、シール長さ、ギャップを変えた場合のばね定数 k の算出結果を示す。なお、ばね定数は、前章までと異なり、シール長さ 119 mm (フィン数 9)、ギャップ 0.85 mm、主流入口旋回速度 0.70 (シール入口で 0.77) の場合をリファレンス条件の値 k_{ref} とし、相対値 $k^*=k/k_{ref}$ として無次元化した。前章までで用いた無次元化の式では、シール長さの影響が無次元化されてしまうためである。

図 6-8 から分かるように、シールが長くなる(フィン数が増加する)に従いばね定数は増加するが、シールが短い場合 (<100 mm) では急激に増加するのに対し、長い場合 (>100 mm) では傾きが緩やかになっている。この傾向はギャップによらず同じである。この要因を考察した。

図 6-9 にシール内部の流体力分布を算出した結果を示す。流体力の縦軸は、単位軸長あたりの比流体力 (F_{tan}/e) を前述のリファレンス条件の比流体力で基準化した値である。下式に定義を示す。

$$\text{単位軸長あたりの無次元比流体力} = \frac{d}{dz} \frac{F_{tan}}{e} \bigg|_{ref} = \frac{\Delta(F_{tan}/e)}{\Delta z} \bigg|_{ref} \quad \text{式(6-1)}$$

ここで、 Δz : シールキャビティ 1 段当たりの軸長 (図 6-10 参照)、 $\Delta(F_{tan}/e)$: 1 段当りに作用する流体力である。

図 6-9 では、プロットした値と、グラフの横軸で囲まれる面積 (プロット面積) がシール全体の流体力に相当し、前述のリファレンス条件のプロット面積が 1 となるように基準化されている。

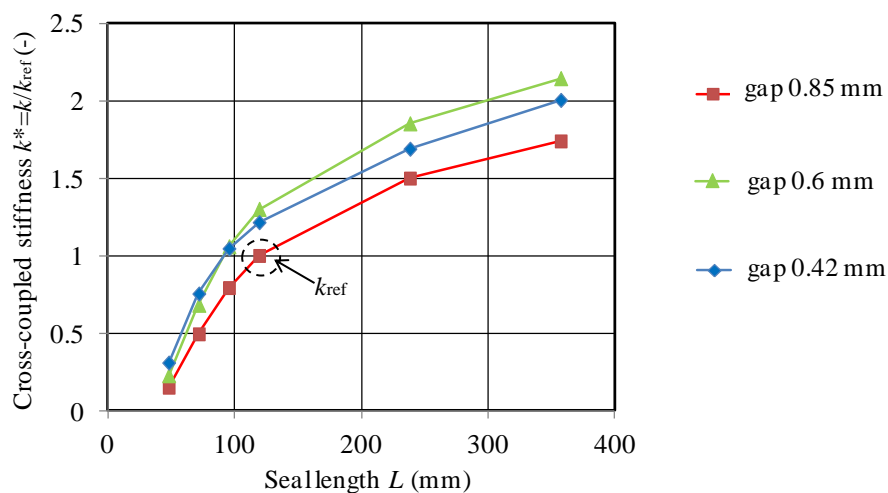


図 6-8 Calculated cross-coupled stiffness coefficients (k^*)
($V_0/r\omega$ at cascade inlet 0.70)

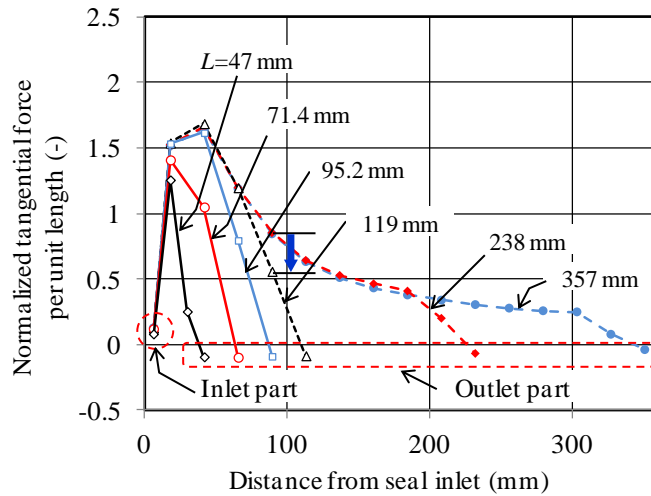


図 6-9 Seal force distribution for different seal length conditions
 $(V_{\theta}/r\omega$ at cascade inlet 0.70, gap 0.85 mm)

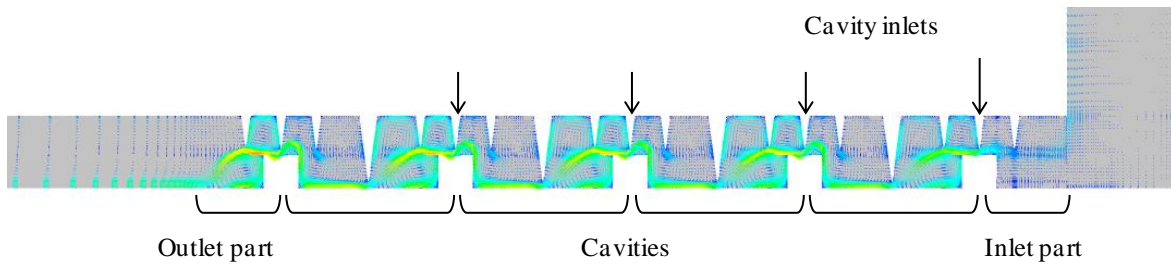


図 6-10 Definition of cavities for evaluating seal force distribution

図 6-9 は、ギャップ 0.85 mm の結果であるが、前述のようにギャップが同じ場合、漏れ量・回転速度分布はシール長さによらず、同じ位置においてほぼ同一である。図 6-9 から、このような条件においては、シール全体の流体力はシール長さの増加にともないその寄与分が順次加算されて増加していくことが分かる。しかしながら、各々のシール長さにおいて最下流側のキャビティの流体力は低下していることが確認できる。例えば、89 mm の位置でのキャビティの流体力を見ると、シール長さ 238 mm では 0.85 であるのに対し、シール長さ 119 mm では 0.56 となっている。これは、キャビティの外側の出口部分(図 6-10 中の Outlet part)の影響と考えられる。すなわち、出口部分では流体力がほぼゼロであることから、周方向に比較的均一な圧力分布が形成されていると考えられるが、この影響で出口部分に隣接するキャビティでは周方向に十分な圧力分布が形成されず、流体力が低下する

と考えられる。また、シール長さが短い 47.6 mm, 71.4 mm の条件では、その影響がシール全体に及び、流体
力分布のピーク値も低くなっている。

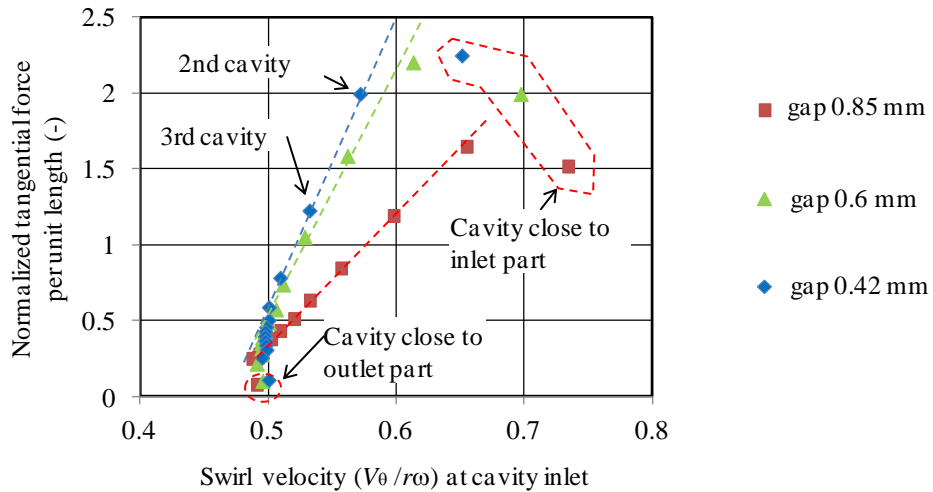
シール長さが短い場合(キャビティ数が少ない場合)は、この効果(出口部分に隣接するキャビティの流体力が
低下する効果)が相対的に大きく作用するため、全体で見るとシールが短い場合は、シール長さの依存性が高く
なるのではないかと考えられる。同様の効果は入口部分でも生じていると思われるが、図 6-9 からは確認できな
い。

次に、もう一つの要因として巡回速度分布の影響を検討した。図 6-11 に、各キャビティにおけるそれぞれの旋
回速度と流体力の関係を示す。図 6-11 (a)はシール長さ 357 mm(フィン数 29)、図 6-11 (b)は 119 mm(フィン
数 9)の場合である。例えば図 6-11 (a)で見ると、右上の点線で囲まれた点が入口部分に隣接した最上流のキャ
ビティ、左下の点が出口部分に隣接した最下流のキャビティに対応している。図 6-7 で示したように、巡回速度は
下流に行くにしたがい低下して行くので、図 6-11 では、グラフの右上から左下にかけて各キャビティの値が流れ
方向順にプロットされている。

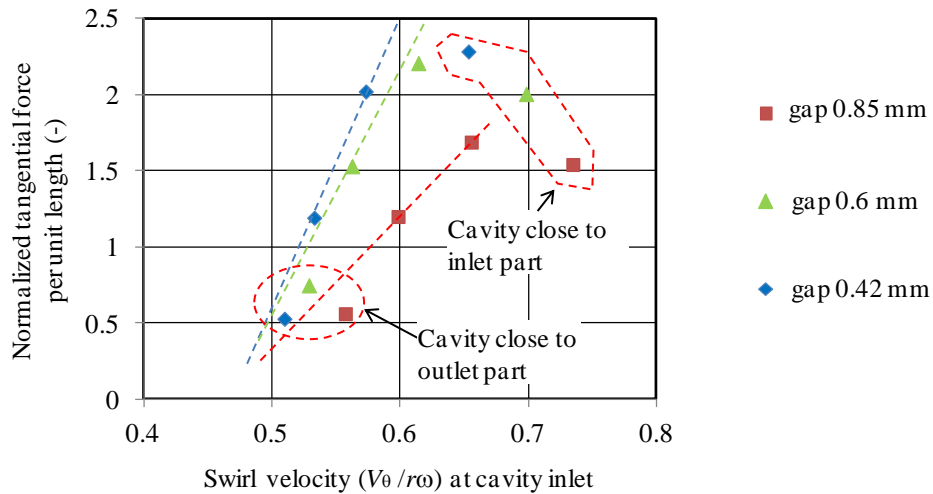
図 6-11 から、各キャビティの巡回速度と流体力の間には、線形的な関係があることが分かる。シール全体の流
体力としては同様の線形関係が報告されており(Childs and Scharrer, 1988, Picardo and Childs, 2005)、図
6-11 からこの関係が各キャビティのレベルで成立していることが確認できる。すなわちシール下流側では巡回速
度の低下により流体力が小さくなるため、シールが長くなるに従い、ばね定数の増加傾向が緩やかになる。

但し、シール入口、出口部分に隣接するキャビティでは傾向が異なり、図中で示した直線に対して、流体力が
低くなっている。出口部分に隣接するキャビティで流体力が低下しているのは、図 6-9 で示した効果と対応してお
り、出口部分における比較的均一な圧力分布の影響で、周方向に十分な圧力分布が形成されず、流体力が低
下した結果と考えられる。同様の効果は入口部分でも生じると考えられるが、図 6-9 ではシール入口の条件を同
一に保って、異なるシール長さの結果を比較しているため、入口部分に隣接するキャビティの傾向は確認できな
かった。図 6-11 で示したように、各キャビティ間の巡回速度と流体力の関係を評価することで、入口部分に隣接
するキャビティにおける流体力の低下傾向が確認できた。

以上から、シールが長くなるにしたがいばね定数の増加傾向が緩やかになる要因としては、短いシールでは
入口・出口近傍の影響が相対的に大きいこと、また下流側では巡回速度の低下によって流体力が低下すること
が挙げられる。



(a) seal length 357 mm, $V_0/r\omega$ at cascade inlet 0.70



(b) seal length 119 mm, $V_0/r\omega$ at cascade inlet 0.70

図 6-11 Correlation between cavity inlet swirl velocity and seal force distribution

6-7 解析結果(ギャップ依存性)

図 6-8 から分かるように、シール長さが 71.4 mm までは、ギャップが小さい方がばね定数が大きいですが、119 mm 以上ではギャップ 0.6 mm のばね定数が一番大きくなっている。図 6-12 は、図 6-8 に示した結果を、横軸をギャップとして示したものである。シール長さ 47.6 mm の条件では、ギャップ 0.85 mm の場合で 0.15, 0.42 mm の場合で 0.31 となっており、ほぼ反比例的に増加している。これは、前章において、動翼シール(シール長さ 55 mm)を対象としてギャップの影響を評価した時と同様である。これに対し、シールが長い場合はギャップ依存性

が低下し、長さ 357 mm の場合では、ギャップ 0.85, 0.6, 0.42 mm のばね定数はそれぞれ 1.74, 2.14, 2.00 と、大きくは変化していない。シール長さによってギャップ依存性が変化する要因を以下で検討した。

図 6-13 に、シール長さ 71.4 mm, 357 mm の条件において入口旋回速度を変えた解析結果を示す。各条件で旋回速度が一番大きい結果(シール入口旋回速度が 0.7~0.8 の結果)が、図 6-12 で示した条件に対応している。図 6-13 から、シール長さ 71.4 mm では、明らかにギャップが小さい方がグラフの傾き(旋回速度依存性)が大きいのに対し、長い場合(357 mm)は、ギャップの違いによる、グラフの傾きの差異はそれほど大きくないことが分かる。また、長い場合のグラフの傾きは、短い場合のシールギャップ 0.42 mm の条件と同程度である。

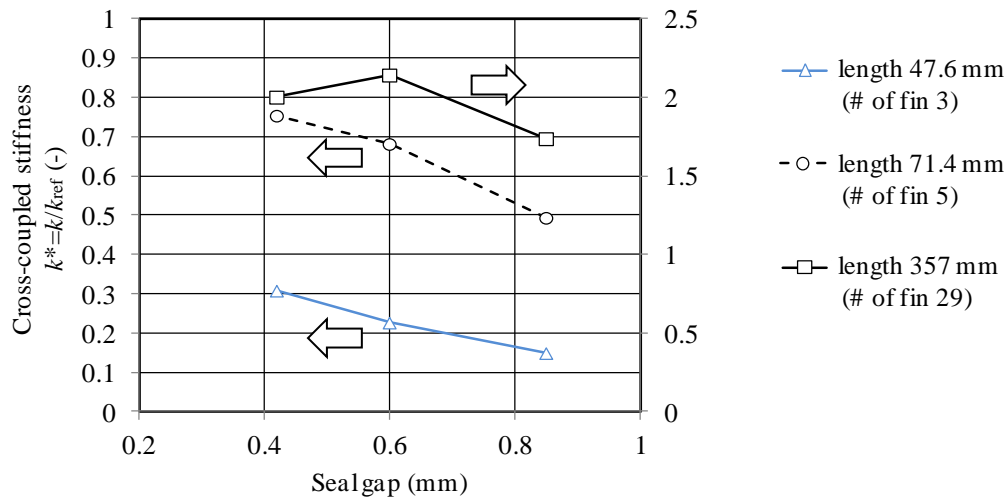


図 6-12 Effects of seal gap on seal force for different seal length
($V_0/r\omega$ at cascade inlet 0.70)

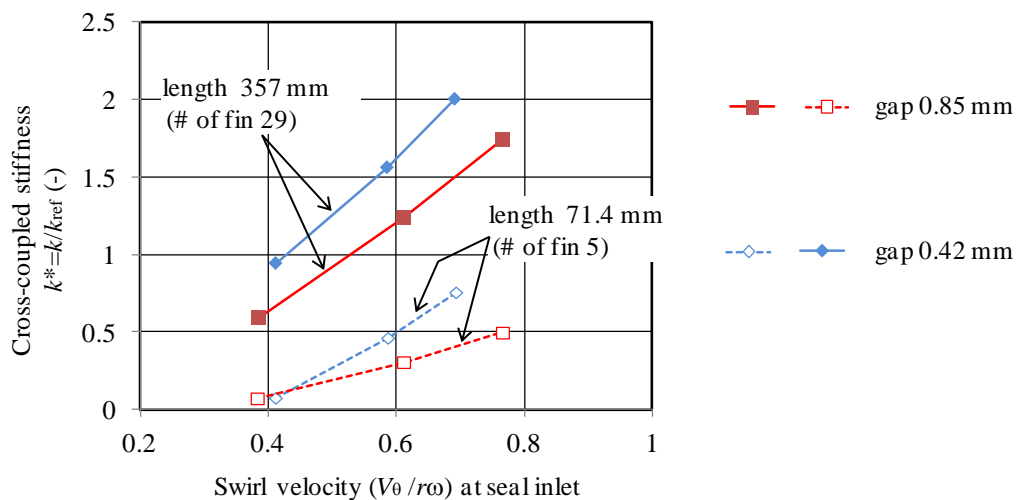


図 6-13 Effects of swirl velocity on seal force for different seal length

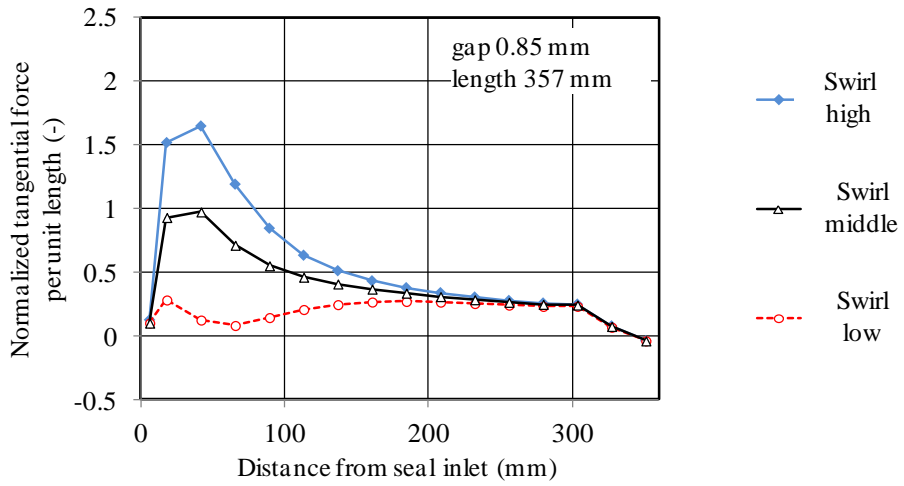
図 6-13 で示した結果に対して、シール内部の流体力分布を算出した結果を図 6-14, 図 6-15 に示す。図 6-13 で各条件について回転速度 3 種類の結果をプロットしたが、図 6-14, 図 6-15 ではこれらを回転速度高, 中, 低として結果を示した。図 6-14 はシールが長い場合 (357 mm) の結果である。図より、入口回転速度が高くなると、上流側の流体力が大きく増加することが分かる。

回転速度高の場合をギャップ 0.85 mm と 0.42 mm で比較すると、一番上流側のキャビティに対応する流体力は、ギャップ 0.85 mm の場合で 1.52, ギャップ 0.42 mm の場合で 2.24 とギャップが小さい方が大きい (1.47 倍)。これに対し、100 mm 前後の位置においては、逆に 0.85 mm の場合の方が流体力が若干大きくなっている。これは、図 6-7 に示したように、ギャップが大きい場合は、入口回転速度の影響が比較的下流側まで残り、さらに図 6-11 に示したように、入口、出口部を除くと、各キャビティの流体力は回転速度によって決まってくるためと考えられる。また図 6-11 からは、同じ回転速度であった場合は、ギャップが小さい方が流体力が大きいことが分かる。

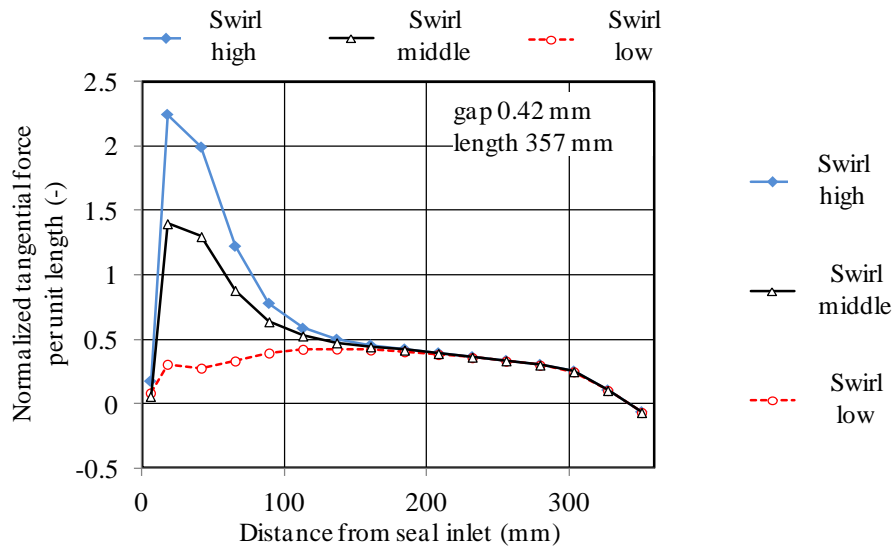
以上から、同程度の回転速度で比較すると、ギャップが小さい方がシール上流側の流体力が高くなるが、ギャップが大きい場合は入口回転速度の影響が下流側まで残るため、長いシールでは後者の効果でギャップ依存性が相殺されると考えられる。

図 6-15 はシール長さ 71.4 mm の場合の結果である。図 6-14 と比較すると、前節で述べた入口、出口部分の圧力分布均一化の影響で、全体的な流体力は低下しているが、キャビティ全体にわたりギャップ 0.42 mm の方が流体力が 1.5 倍程度高いことが分かる。すなわちシールが短い場合は、上記したシール下流側で相殺される効果が得られる前にシール出口に達するため、ギャップ依存性が高くなる。

なお、前述したように、シール長さが 119 mm 以上では検討したギャップ条件において中間である 0.6 mm のばね定数が一番大きくなっている。図 6-11 に示したように、各キャビティにおいて、同じ回転速度ではギャップが小さい方が流体力は確かに大きいですが、よく見るとギャップ 0.6 mm の流体力は 0.42 mm に近い値となっている。これが、ギャップ 0.6 mm のばね定数が相対的に大きくなる要因といえるが、それが何に起因するものであるかは明確化できなかった。図 6-5 に示したように、シール内部では、フィンと突起で形成された空間を蛇行する複雑な流れ場が形成されているが、これがギャップの違いによって変化して流体力を変化させると考えられるが、このようなシール内部の流れ場と流体力を直接関連づけることはできなかった。

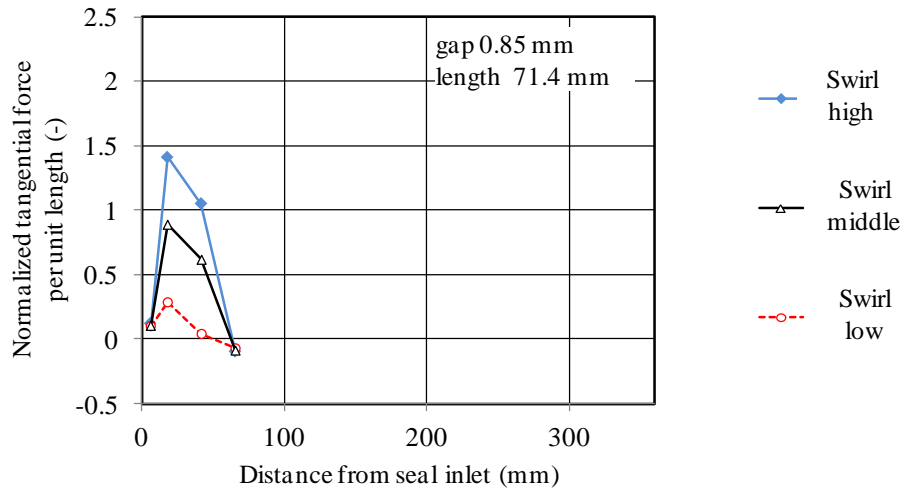


(a) seal gap 0.85 mm

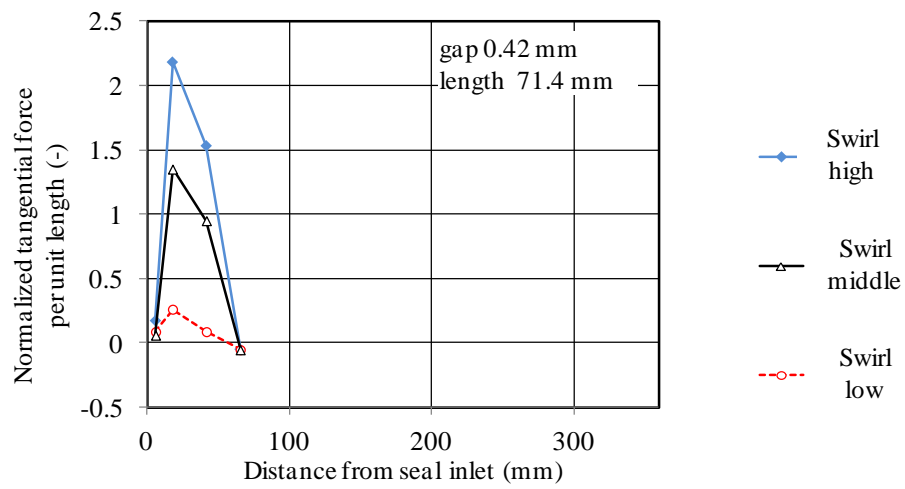


(b) seal gap 0.42 mm

☒ 6-14 Seal force distribution for different swirl conditions
(seal length 357 mm)



(a) seal gap 0.85 mm



(b) seal gap 0.42 mm

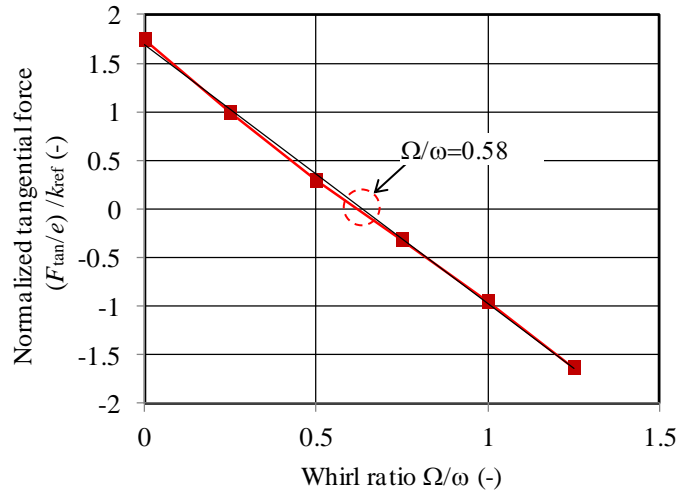
☒ 6-15 Seal force distribution for different swirl conditions
(seal length 71.4 mm)

6-8 解析結果(減衰に与える影響)

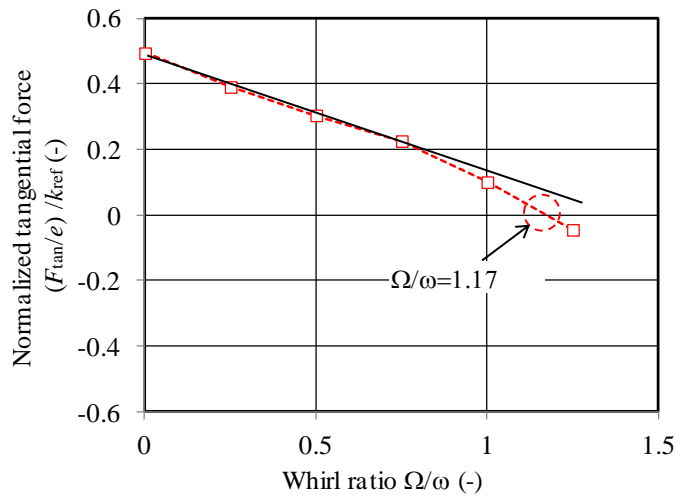
シール長さが減衰に与える影響を評価した。図 6-16 に、振れ回り周波数と比流体力(F_{tan}/e)の関係を示す。対象とした条件は、ギャップ 0.85 mm, 主流入口回転速度 0.70(シール入口回転速度 0.77)である。比流体力は、リファレンス条件のばね定数で無次元化している。グラフの傾きが(無次元化された)減衰係数となるが、図から分かるようにシールが長い場合(357 mm)は、おおよそ一定の傾きとなっており、減衰係数は振れ回り周波数にあまり依存しない。また、流体力がゼロとなる周波数(傾き一定の仮定の下では振れ回り周波数比 $k/\omega C$ に一致)は約 0.58 である。これに対し、シールが短い場合(71.4 mm)では、振れ回り周波数 0.75 以上の条件で傾き(減衰)が増加しており、減衰係数が振れ回り周波数に依存しているように見える。また、流体力がゼロとなる周波数は約 1.17 で長いシールと大きく異なっている。

上記傾向は、前章までに示した結果と整合する。第 3 章の図 3-8, 図 3-11, 図 3-12 を見ると、Picardo ら(Picardo and Childs, 2005)の比較的長いシールを対象とした実験(フィン数 20 枚)では、ばらつきは大きいものの振れ回り周波数比としては、0.6~0.8 程度となっている。これに対し第 5 章の図 5-19 で示した動翼シール(フィン数 4, 5 枚)では、振れ回り周波数比としては 1.0(シール入口回転速度が 0.7), ないしそれ以上(同 0.9)となっており、短いシールでは振れ回り周波数比は高くなっている。

図 6-17 に、振れ回りがある状態での流体力の分布を示す。流体力の分布は、前述の式(6-1)を用い、リファレンス条件における振れ回り周波数 0 の比流体力で無次元化されている。振れ回り周波数の増加にともない、シール領域全体にわたり、流体力が低下していくことが分かる。このため、図 6-17 (a)のシールが長い場合を見ると、下流側の流体力が低い領域(回転速度の遅い領域)では、振れ回り周波数が 0.5 の段階でゼロ以下となり、上流側(回転速度の速い領域)の寄与のみが残る。これに対し、シール長さが短い場合は、もともと回転速度の高い領域のみであるため、振れ回り周波数が 0.5 以上でも流体力は比較的高くなっている。すなわち、減衰はシール領域全体に比較的一様に作用しているのに対し、流体力はシール上流側で高いために、シール長さによって振れ回り周波数比が変化すると考えられる。図 6-16 のグラフの傾きから減衰係数を求めると、長いシールで 2.67 と、短いシールの 0.42 に対し 6.4 倍となっている。シール長さの定義(図 6-3)には、最上流のフィン、最下流のフィンの外側の長さも一部含まれているため、これを除くと、長いシールと短いシールの実質的なシール長さの比は 7 倍である。単位長さの減衰は短いシールの方が若干小さいが、長さの比とおおよそ一致する。

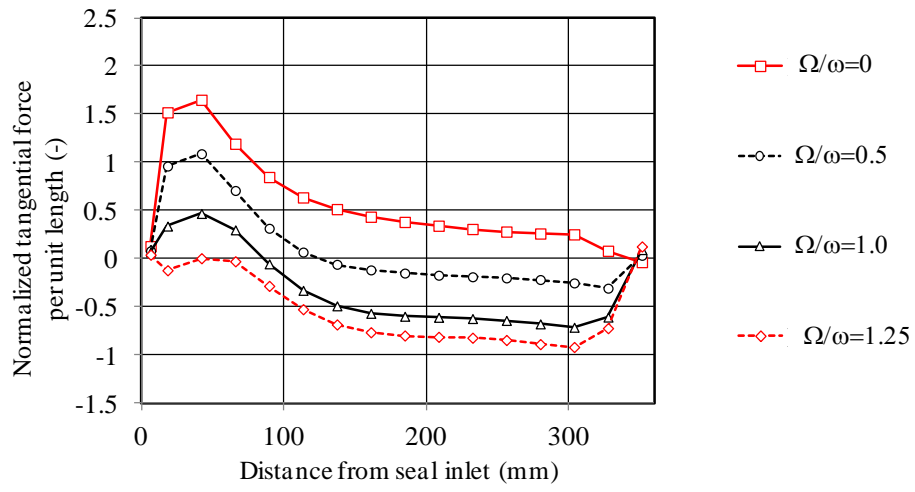


(a) seal length 357 mm

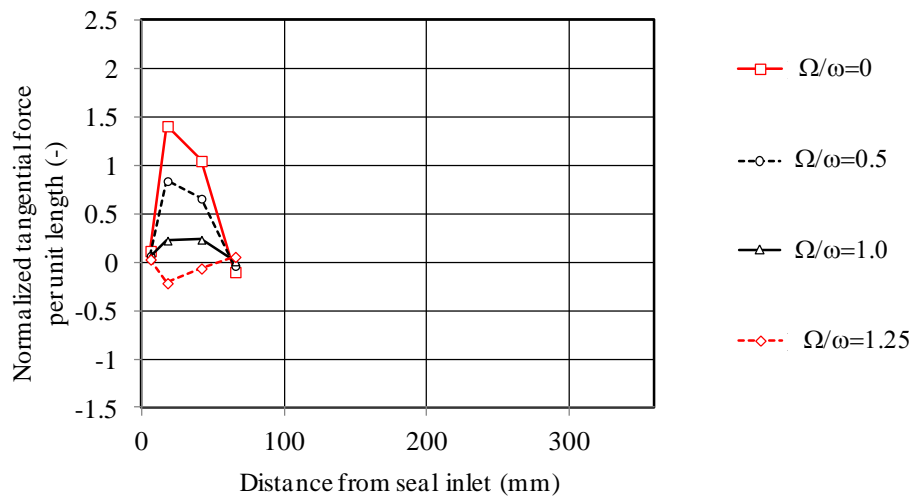


(b) seal length 71.4 mm

⊗ 6-16 Seal force at different whirl frequencies for different seal length conditions ($V_{\theta}/r\omega$ at cascade inlet 0.70, seal gap 0.85 mm)



(a) seal length 357 mm



(b) seal length 71.4 mm

☒ 6-17 Seal force distribution for different whirl frequencies
 ($V_\theta/r\omega$ at cascade inlet 0.70)

また、図 6-17 (a)を詳しく見ると、振れ回り周波数が 1.0 から 1.25 に増加した時に、上流側のキャビティの方が下流側よりも流体力の低下がより大きいことが分かる(振れ回り周波数は 0.5, 1.0, 1.25 と変化させていることに注意)。図 6-17 (b)の短いシールの最上流キャビティにおいても、振れ回り周波数が 1.0 から 1.25 に増加した時に、流体力が同程度低下していることから、これが図 6-16 (b)に示した、減衰係数の振れ回り周波数依存性(グラフの傾きの変化)の要因であると推定される。すなわち、シール長さによらず入口部分近傍のキャビティでは、減衰係数の振れ回り周波数依存性があるが、シールが長い場合は全体の流体力に影響を及ぼすほどは大きくないため、直線的な減衰傾向が得られていると思われる。

また、上記傾向も第 5 章の図 5-19 で示した動翼シールの結果と整合している。すなわち、動翼シールの場合でも入口回転速度が高い条件(シール入口回転速度 $V_0/r\omega$ が 0.7, 0.9 の場合)では、振れ回り周波数が高い領域($\Omega/\omega > 0.5$)で減衰(グラフの傾き)が増加している。逆に考えると、軸シールでも入口部分近傍のキャビティでの減衰係数は、入口回転速度に依存し図 5-19 のような傾向を示すと思われ、振れ回り周波数比は、入口回転速度の低下とともに低下し、入口回転速度がロータ周速に近い条件では長いシールの場合と同程度となると思われる。

以上示した減衰係数の振れ回り周波数の依存性を実際の蒸気タービンの軸シールに当てはめて考えると、図 6-17 に示したように、シールが長い場合は、減衰係数は一定値とみなすことができ、ほかの条件が同じであれば減衰係数はフィンフィンで囲まれる実質的なシール長さにはほぼ比例すると考えて設計することができると思われる。シール長さが短い場合は動翼シールと同様に、減衰係数は入口回転速度に依存すると考えられる。この場合は、入口回転速度が高い条件($V_0/r\omega > 0.5$)では、動翼シールと同様に、保守的な評価ではあるが減衰を考慮せずばね定数のみで評価・設計を行っても大きな影響はないと考えられる。あるいは、図 5-19 に示したように、シール入口回転速度がロータ周速の半分程度($V_0/r\omega \cong 0.5$)であれば、シール入口回転速度の影響を考慮せずに長いシールと同様に考えることができると思われる。

6-9 軸シールの評価のまとめ

蒸気タービンの軸シールを対象とし、シール長さ（47.6～357 mm，フィン数 3～29）とシールギャップ（0.42～0.85 mm）の違いが及ぼす影響を評価し、流れ場からその要因を検討した。以下に得られた知見を示す。

- (1) ほかの条件が一定のもとでシールが長くなると、ばね定数の増加傾向が逡減することを示した。この要因が、シール入口、出口近傍のキャビティで十分な周方向圧力分布が形成されず、その影響が短いシールでは相対的に大きいこと、およびシールが長い場合、回転速度の減少により下流側での流体力が低下するためであることを明らかにした。
- (2) ほかの条件が一定のもとでシールが長くなると、ばね定数のギャップ依存性が低下することを示した。この要因が、ギャップが小さい場合シール上流側の流体力は増加するが、ギャップが大きい場合は入口回転速度の影響が下流側まで残るため下流側での流体力の低下が緩やかになり、長いシールでは後者が前者の効果を相殺し、ギャップ依存性が低下するためであることを明らかにした。
- (3) 減衰効果のシール長さ依存性を評価し、シール長さが長い場合（フィン数 29 枚）は直線的な減衰傾向が得られるが、短い場合（フィン数 5 枚）では動翼シールと同様に触れ回り周波数に依存することを示した。シール内部の流体力分布から、入口部分近傍のキャビティでは、シール長さによらず減衰係数の振れ回り周波数依存性があるが、シールが長い場合は全体の流体力に影響を及ぼすほどは大きくないため、直線的な減衰傾向が得られていることが分かった。

7. 設計指針

7-1 パラメータ依存性の定式化

第2章, 第3章では, 解析モデルを構築するとともに, 文献の要素実験を対象として比較検証を行った. また, 第4章, 第5章では, 動翼シールを対象として実機実装時の影響を評価し, 実機実装時の流体力を評価するモデルとしては翼列モデルと圧力境界モデルが適していることを示すとともに, シール形状やギャップなどの設計パラメータがシール流体力に与える影響を評価し, 短いシールではばね定数はギャップ縮小にともない反比例的に増加するが, 極端に小さいギャップにおいては依存性が低下すること, およびその要因を示した. 第6章では, 軸シールを対象として, 設計パラメータがシール流体力に与える影響を評価し, シールが長くなるとばね定数の増加傾向が逓減し, またギャップ依存性が低下すること, およびその要因を示した.

本章では, 前章までに得られた知見と他研究者らの報告をもとに, 蒸気タービンに適用可能な設計指針として, シール流体力の様々なパラメータに対する依存性を定式化する.

蒸気タービンはプラント毎に蒸気条件, 要求性能, 設置制約などが異なり, 基本的には案件毎の個別設計が必要となる. したがってシール部の設計においても様々な条件に応じて迅速に流体力を算出し, 安定な軸振動設計に反映する必要がある. 一方, 従来の報告例では, 限られた要素実験によりパラメータ依存性を評価したものの(Picardo, 2003), あるいはばね定数を定式化した報告(Benckert,1980)は見られるが, 蒸気タービンで実際に想定されるような幅広い条件においてパラメータ依存性を明らかにした研究は見られない. この観点から, 蒸気タービンの高圧・中圧段で想定される幅広い設計条件に対して迅速に算出することを目的として, 安全側の流体力評価となるばね定数のパラメータ依存性を定式化した.

7-2 従来のばね定数の評価式

Benckert (Benckert,1980)は, シール流体力(ばね定数)が, シールに流入する流れのエネルギーによって表されるという考え方に基づいて, 下式を示している.

$$k = \frac{3.6\mu r L}{h} \sqrt{\frac{\rho_0}{2} c_{u0}^2 (p_0 - p_a)} = \frac{1.8}{\sqrt{2\pi}} \frac{L c_{u0} q}{h Cr} \sqrt{\frac{N - \ln \lambda}{1 + \lambda}} \quad \text{式(7-1)}$$

ここで、 μ :流量係数、 r :シール半径、 L :シール長さ、 h :シール高さ、 ρ_0 :シール入口密度、 c_{u0} :シール入口旋回速度、 p_0 :シール入口静圧、 p_a :シール出口静圧、 N :フィン数、 q :シールを通過する流量、 λ :圧力比 ($=p_a/p_0$)、 Cr :シールギャップである。なお、式(7-1)の変形は、シールにおける流量と流量係数の関係 (Martin の式、ターボ機械協会編、1990)を用いている。式(7-2)に Martin の式を示す。

$$q = \mu \times 2\pi Cr \sqrt{\rho_0 p_0} \sqrt{\frac{1 - \lambda^2}{N - \ln \lambda}} \quad \text{式(7-2)}$$

式(7-1)はシール流体力が流量(あるいはシールの差圧)と入口旋回速度に依存することを示している。

さらに Benckert によれば、流量が非常に少ない条件(圧力比 ≈ 1)、すなわちシールに流入する流れの影響が小さいシールにおいては、ばね定数は以下の式で表されると述べている。

$$k \propto \frac{rL}{h} \frac{\rho_0 + \rho_a}{4} (r\omega)^2 \quad \text{式(7-3)}$$

式(7-3)はシール流体力が、ロータ面の回転により発生する動圧に比例することを示している。シール高さ、長さ、半径、および密度に対する依存性は両式でほぼ同じである。式(7-1)、式(7-3)はそれぞれ異なるパラメータ依存性を持っているが、両者はそれぞれシール流れの一面を捉えていると思われる。

7-3 新しいばね定数の評価式の構築

第 6 章において、長いシールではシール上流側の流体力は入口旋回速度の依存性が大きい、下流側において依存性は殆ど見られないこと、また下流側においては入口旋回速度によらず一定の流体力が発生していることを示した(図 6-14)。したがって、図 7-1 に示すように、シール流体力(ばね定数)は、シールに流入する流れの影響(式(7-1))と、シール内部のロータ回転の動圧効果(式(7-3))に分けられ、両者の和によって表されると類推される。

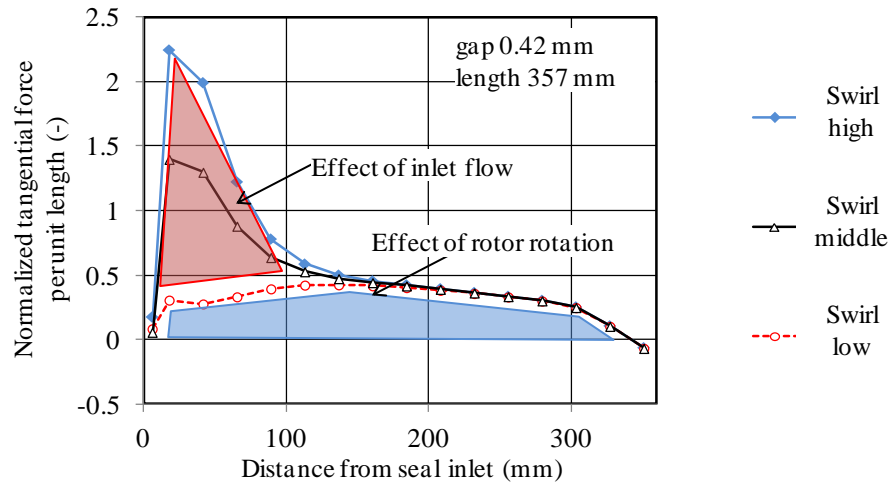


図 7-1 Seal force distribution for different swirl conditions
(seal length 357 mm, the result was previously shown in chapter 6)

この考え方に基づいてばね定数の評価式を新たに構築した。新しい評価式は式(7-4)、式(7-5)、式(7-6)で表される。式(7-5)は式(7-1)をベースにしてシールに流入する流れの影響を表し、式(7-6)は式(7-3)をベースにしてロータ回転の影響を表す。また、特に式(7-5)については、第4章～第6章で得られた知見を反映してパラメータ依存性を修正・追加している。以下に順に説明する。

$$k = k_q + k_w \quad \text{式(7-4)}$$

$$k_q = \alpha_q \frac{1.8}{\sqrt{2\pi}} \frac{(L_{inlet})(c_{u0} - c_{uoffset} r\omega)q}{hCr \times (Cr / Cr_{ref})^{ncr}} \sqrt{\frac{N - \ln \lambda_{inlet}}{1 + \lambda_{inlet}}} \quad \text{式(7-5)}$$

$$k_w = \alpha_w \frac{rL}{h} \frac{\rho_0}{2} (r\omega)^2 \quad \text{式(7-6)}$$

ここで、 α_q 、 α_w 、 $c_{uoffset}$ 、 Cr_{ref} 、 ncr は別途定めるべき定数である。また、 L_{inlet} 、 λ_{inlet} は、後述するようにシール長さの関数としてそれぞれ別途定める。新たに追加された定数については修正・追加したパラメータ依存性と併せて以下に説明する。

(1) シールギャップ依存性の追加

Benckert の式(7-1)では分母にギャップ(Cr)があるため一見するとギャップに反比例しているように見えるが、分子の流量(q)はギャップにほぼ比例するため、全体として明確なギャップ依存性はない。但し、詳細は不明であるが Benckert もギャップ依存性自体はあると述べている。また、第 5 章でギャップが極端に小さい条件でなければ、ばね定数はギャップに反比例的な依存性を持つことを示した。そこで式(7-5)の分母に、指数依存性 $(Cr/Cr_{ref})^{ncr}$ を追加した。ここで、 Cr_{ref} , ncr は定数であり、 Cr_{ref} は基準となるギャップ量として任意の値(例えば 0.8 mm)を設定する。

(2) 入口回転速度の補正

Benckert はロータが回転しない条件下で、シール入口で回転速度を与えた実験を行っており、式(7-1)も同様の条件を想定している。この場合、シール入口回転速度が 0 で流体力は 0 となり、ばね定数は回転速度に対して比例的な関係となる。しかしながら、ロータが回転した場合は、ロータに対する相対的なシール入口回転速度が低下する。第 5 章で示した結果でも、流体力は無次元回転速度($V_0/r\omega$)が約 0.3 で流体力 0 となっており、原点を通る比例関係ではない。また、図 7-2 に、ロータ回転の影響を示す解析結果例を示す。解析モデル・条件については第 4 章、第 5 章で示したものと同一であり、動翼シールのステータフィンを対象としてロータ回転がある場合とない場合の比較を行った。ロータが回転していない場合、ばね定数はほぼ原点を通りシール入口回転速度に比例する。これに対しロータ回転時は、ばね定数は低下しロータが回転していない場合に対し回転速度がオフセットした関係になっていることが確認できる。この効果を考慮するために、式(7-5)の分子にあるように、回転速度のオフセット定数 $c_{uoffset}$ を追加した。図 7-2 の条件では ばね定数が 0 となる回転速度は 0.25~0.3 程度とであるが、式(7-6)の効果もあるため、 $c_{uoffset}$ はそれよりも大きい値が想定される。

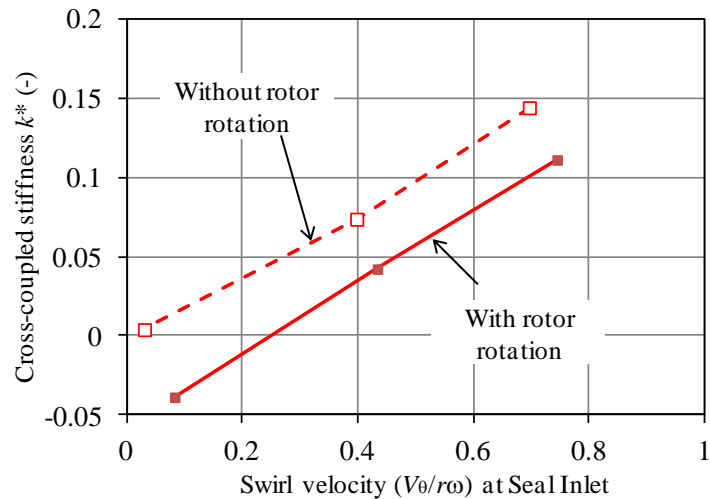


図 7-2 Effect of rotor rotation on normalized cross-coupled stiffness coefficients (k^*)
(stator fin, gap 0.8 mm, the result with rotor rotation was previously indicated in chapter 4 or 5)

(3) 実質的なシール長さ(L_{inlet})の適用

第 5 章, 第 6 章で示したように, シール下流側では入口回転速度の影響は低減される. 特に長いシールの場合は, 図 6-7 に示したように回転速度はシール下流側でほぼ一定値に漸近していく. したがって, シールに流入する流れの影響を評価するためのシール長さは, 長いシールの場合上流側に限定されるべきである.

また, 図 6-9, 図 6-11 に示したように, シールのフィン-フィン間で構成されるキャビティ空間を考えると, シール入口/出口に隣接する最上流/最下流のキャビティでは周方向に十分な圧力分布が形成されず流体力が低下する傾向がある. さらに図 5-12 に示したようにキャビティの外側においては流体力はほぼゼロである.

これらを考慮して, 式(7-5)におけるシール長さとして下記の定義を用いる.

$$L_{inlet} = \frac{L}{N-1} \text{Min}[N_{inlet} - 1, N - 1] - L_{offset} \quad \text{式(7-7)}$$

ここで L :シール部のうちフィンで囲まれる部分の長さ, N :フィン数である. また, N_{inlet} はシールに流入する流れ場が影響する範囲のフィン数であり, 実質的なシール長さをその範囲に限定する. L_{offset} は最上流・最下流のキャビティで流体力が低下する効果を表す. N_{inlet} , L_{offset} はいずれも定数であり, Min 関数は, フィン数 N が N_{inlet} より小さい場合に通常定義と一致させるためのものである. 図 6-14 をみると入口旋回流の影響が及ぶ範囲は, シ

ール上流側のおよそ 100 mm 程度であることが分かる。この条件におけるフィンピッチは 11.9 mm であり 100 mm の長さに相当するフィン数は約 8 枚である。本研究では、後述するように定数は多数の解析結果をもとに最小 2 乗法で定めるが、 N_{inlet} はその程度の値が想定される。同様に L_{offset} に関してはフィンピッチのオーダが想定される。また、シール長さの修正に対応して、式(7-5)で用いる圧力比も下式の定義を用いる。

$$\lambda_{inlet} = 1 - (1 - \lambda) \frac{\text{Min}[N_{inlet}, N]}{N} \quad \text{式(7-8)}$$

(4)実質的なシール長さ(L_{inlet})に対するパラメータ依存性の追加

次節 7-4 では、主に(1)から(3)の修正項を適用した評価・検証結果を示すが、(3)で示した実質的なシール長さの項に対し、更にパラメータ依存性を追加した検討も合わせて行った。

(3)で示した修正項では、 N_{inlet} , L_{offset} はいずれも定数であり、式(7-7)ではシール形状・流れ場によらず一律に実質的なシール長さに相当するフィン数が決定される。しかしながら例えば図 6-14 に示したように、ギャップが大きい(図(a))の方が、小さい場合(図(b))よりも流入する流れの影響が下流にまで及ぶと考えられる。また、流入する流れの回転速度は壁面せん断力の影響を受けて、粘性が大きいほど回転速度の減少が早くなることが想定される。これらを考慮して、式(7-7)に変わる下式も加えて検討した。

$$L_{inlet} = \text{Min}\left[L_{cnst} \times \left(\frac{q}{\rho_0} \frac{1}{2\pi rh} \right) \left(\frac{1}{\nu} \right) \left(\frac{L}{N-1} \right) \right]^{nl}, L] - L_{offset} \quad \text{式(7-9)}$$

ここで、 ν :シール入口の静圧・温度で規定される動粘性係数である。また L_{cnst} , nl , および L_{offset} は定めるべき定数であり、式(7-7)に対して定数が 1 個増加する。

Min 関数の内部を順に説明する。 $\left(\frac{q}{\rho_0} \frac{1}{2\pi rh} \right)$ は体積流量をシール軸方向断面積(の近似値)で割った値で

あり、シール高さを基準としたシール内部の軸方向速度を表す。軸方向速度が大きいほど、言い換えれば漏れ量が多いほど(ギャップが大きいほど)流入する流れの影響が下流に及ぶことを考慮するものである。 $\left(\frac{1}{\nu} \right)$ は粘性の

影響であり、粘性が大きいほど流入流れが早く減衰することを考慮するものである。 $\left(\frac{L}{N-1}\right)$ はフィンピッチ(フィンの軸方向間隔)の影響であり、同じ漏れ量・フィン数であればフィンピッチが大きいほど、言い換えれば同じフィン数でもシールが長いほど下流まで影響が及ぶことを表す。フィンピッチの影響に関しては(3)の式(7-7)でも考慮されている。これら3項の積は無次元となるが、3項の積に指数依存性 nl を与えているのは、上記した様々な影響は部分的には、(1)で示したギャップ依存性の効果や、式(7-1)においてばね定数がシール高さに反比例することなどですでに考慮されていると考えたためである。

また、(3)と同様に、シール長さの修正に対応して、式(7-5)で用いる圧力比は下式の定義を用いる。

$$\lambda_{inlet} = 1 - (1 - \lambda) \frac{L_{inlet} + L_{offset}}{N} \quad \text{式(7-10)}$$

7-4 パラメータ依存性の評価と検証

7-4-1 評価・検証の手順

前節 7-3 で新たに構築した評価式のパラメータ依存性が妥当であるかを検証するために、蒸気タービンで想定される幅広い条件における解析結果と評価式の比較を行った。以下に具体的な手順を示す。

まず、条件を変えた流体解析を動翼シール、軸シールに対し多数行い解析結果を得る。次にこれらの解析結果をもとに定数を求める。この際に個々のパラメータを独立に変えた解析結果が得られれば、評価式の定数は比較的簡単に定められるが、実際には、例えばシールギャップを変えると流量が変化し、その影響でシール入口旋回速度が変化するというように、複数のパラメータが同時に変化する。このため、複数のパラメータが同時に変わる解析結果をすべて合わせ、評価式の各定数を一括で最小 2 乗法により算出した。フィン形状の依存性は定式化されていないため、比例定数 α_q , α_w に関してはステータフィンとロータフィンでそれぞれ別に定めたが、ほかの定数はすべての条件で共通として算出した。そして、評価式が解析結果をどの程度再現できるかを検証した。

表 7-1, 表 7-2 に解析で評価したパラメータとその範囲を示す。前章までで示した結果を含めて動翼シールで 80 ケース、軸シールで 102 ケースの解析を行った。蒸気タービンの高圧段・中圧段で想定される条件をおおよそ網羅している。

表 7-1 Evaluated ranges of parameters in tip seal CFD
for the comparison between CFD and proposed prediction equation

Number of CFD cases		80		
Seal configuration		Stator fin / Rotor fin		
Length* (mm)	L	23.8	~	49.92
Height (mm)	h	5.7	~	11
Gap(mm)	Cr	0.4	~	1.3
Number of fins (-)	N	3	~	7
Radius (mm)	r	426	~	853
Inlet swirl(m/s)	c_{u0}	15.8	~	232.0
Rotor peripheral speed(m/s)	$r\omega$	134	~	268
Inlet density(kg/m ³)	ρ_0	6.8	~	51.1
Inlet static pressure(MPa)	p_0	2.1	~	13.6
Pressure ratio (p_a/p_0)	λ	0.77	~	0.98

*Seal length is defined by the distance between the most upstream fin and the most downstream fin.

表 7-2 Evaluated ranges of parameters in shaft seal CFD
for the comparison between CFD and proposed prediction equation

Number of CFD cases		102		
Seal configuration		Stator fin / Rotor fin		
Length* (mm)	L	23.8	~	600
Height (mm)	h	7.15	~	12.55
Gap(mm)	Cr	0.4	~	1.3
Number of fins (-)	N	3	~	33
Radius (mm)	r	295.6	~	549
Inlet swirl(m/s)	c_{u0}	56.5	~	130.8
Rotor peripheral speed(m/s)	$r\omega$	93	~	172
Inlet density(kg/m ³)	ρ_0	3.3	~	66.7
Inlet static pressure(MPa)	p_0	1.1	~	20.0
Pressure ratio (p_a/p_0)	λ	0.29	~	0.95

*Seal length is defined by the distance between the most upstream fin and the most downstream fin.

7-4-2 評価・検証結果

前節 7-3 で示した(1)から(3)の修正項を適用した条件, すなわち式(7-4)から式(7-8)を用いた条件で評価し, 解析結果との比較を行った. 結果を図 7-3 に示す. 横軸を解析で得られたばね定数, 縦軸を評価式によって算出したばね定数としてすべての結果をプロットした. 図中の点線は, 解析によって得られたばね定数に対する差異が±30%であることを示している. 図より, 新しく構築した評価式は, 幅広い条件においておおよそ±30%の差異で解析で得られたばね定数を再現できていることが分かる.

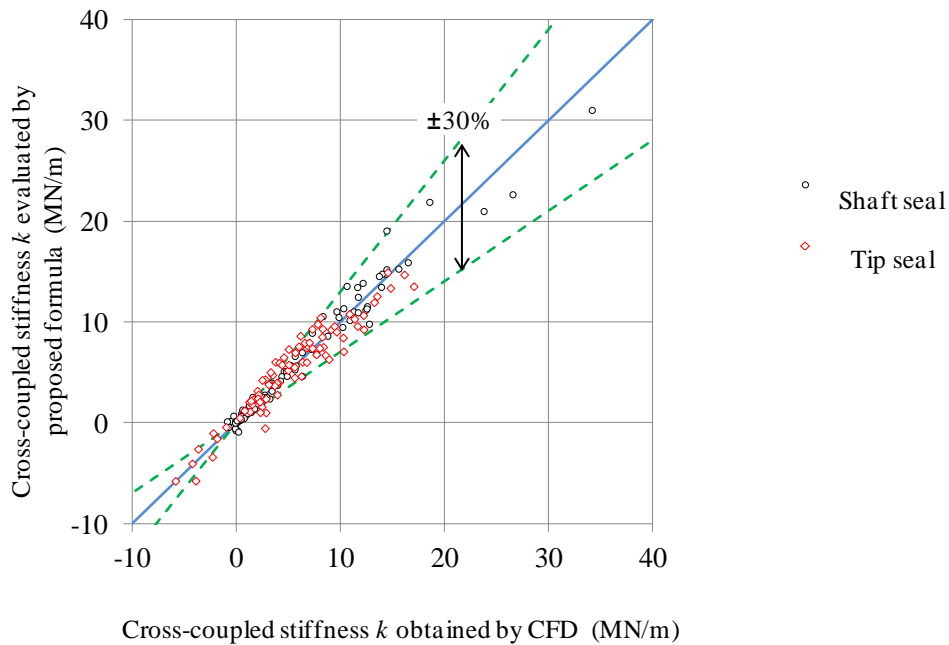


図 7-3 Comparison of cross-coupled stiffness coefficients (k) between CFD and proposed prediction equation

パラメータ依存性が従来の評価式よりも妥当であるかを検証するために, 評価式を部分的に修正して, 解析結果との比較を行った. 図 7-4, 図 7-5 に結果を示す. また, 再現性を定量的に比較するため, 解析と評価式の差異を下式で定義し, 図 7-3 で示した結果に対する値を 1 として, それぞれ算出しグラフ右上に示した.

$$Var = \sum_{sp} |k_{CFD} - k_{Equation}| \quad \text{式(7-11)}$$

ここで, sp は解析ケース, k_{CFD} , $k_{Equation}$ はそれぞれ CFD, 評価式で得られたばね定数である.

図 7-4 (a),(b)は、それぞれ式(7-5)のみ、式(7-6)のみで評価した結果である。式(7-5)、すなわちシールに流入する流れの影響のみで評価した場合は、特にシールが長い条件での差異が大きくなる。これは、式(7-5)のみでは、下流側の巡回速度が低下した領域での流体力が適切に評価できないためである。また、全体で定数フィッティングを行った結果、動翼シールのばね定数の差異も大きくなっている。また、式(7-6)、すなわちロータ回転の影響のみで評価した場合は、動翼シールのばね定数の差異が大きくなる。動翼シールのばね定数は入口巡回速度、シールギャップ依存性が大きく、式(7-6)のみでは傾向を再現できない。

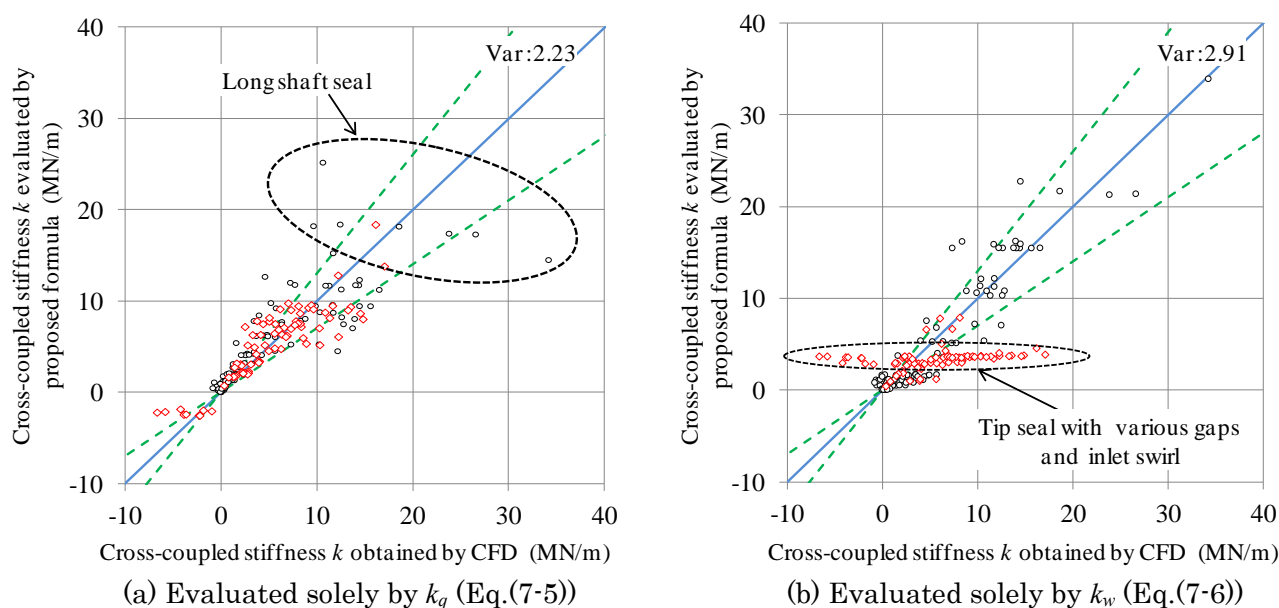


図 7-4 Comparison of cross-coupled stiffness coefficients (k) between CFD and proposed prediction equation (Prediction equation is evaluated excluding the effect of k_w for (a) or k_q for(b))

図 7-5 は、式(7-4)、式(7-5)、式(7-6)を用いるが、前節で示したパラメータ依存性の一部を考慮しなかった場合の結果である。図 7-5(a)は、前節の(3)で示したシール長さの補正を行わなかった場合である。動翼シール・軸シールの両方において再現性が悪化していることが分かる。補正を行わない場合、動翼シールにおいてはシール入口・出口近傍での流体力低下が考慮されないことが要因で差異が拡大し、また長い軸シールでは、下流側で流入流れの影響が低下する効果が考慮されないことで差異が拡大する。そして、これらの差異がある中で全体としてフィッティングを行った結果、全体的に再現性が悪化したと考えられる。図 7-5(b)は、式(7-5)のギャップ依存性の項 $(Cr/Cr_{ref})^{n_{cr}}$ のみを削除して評価した結果である。シャフトシールの再現性は比較的良好であるが、動

翼シールの再現性が悪化している。また、図 7-5 (c)は、式(7-5)において旋回速度の補正を考慮しなかった場合である。この場合、入口旋回速度が低い場合の負のばね定数を再現できず、また動翼シールあるいは短い軸シールの再現性が悪化する。

以上から、新しく構築した評価式に組み込んだ(1)~(3)のパラメータ依存性は、いずれもシール流体力を評価する上で妥当であったこと、および蒸気タービンで想定される幅広い条件で適用可能であることが分かった。

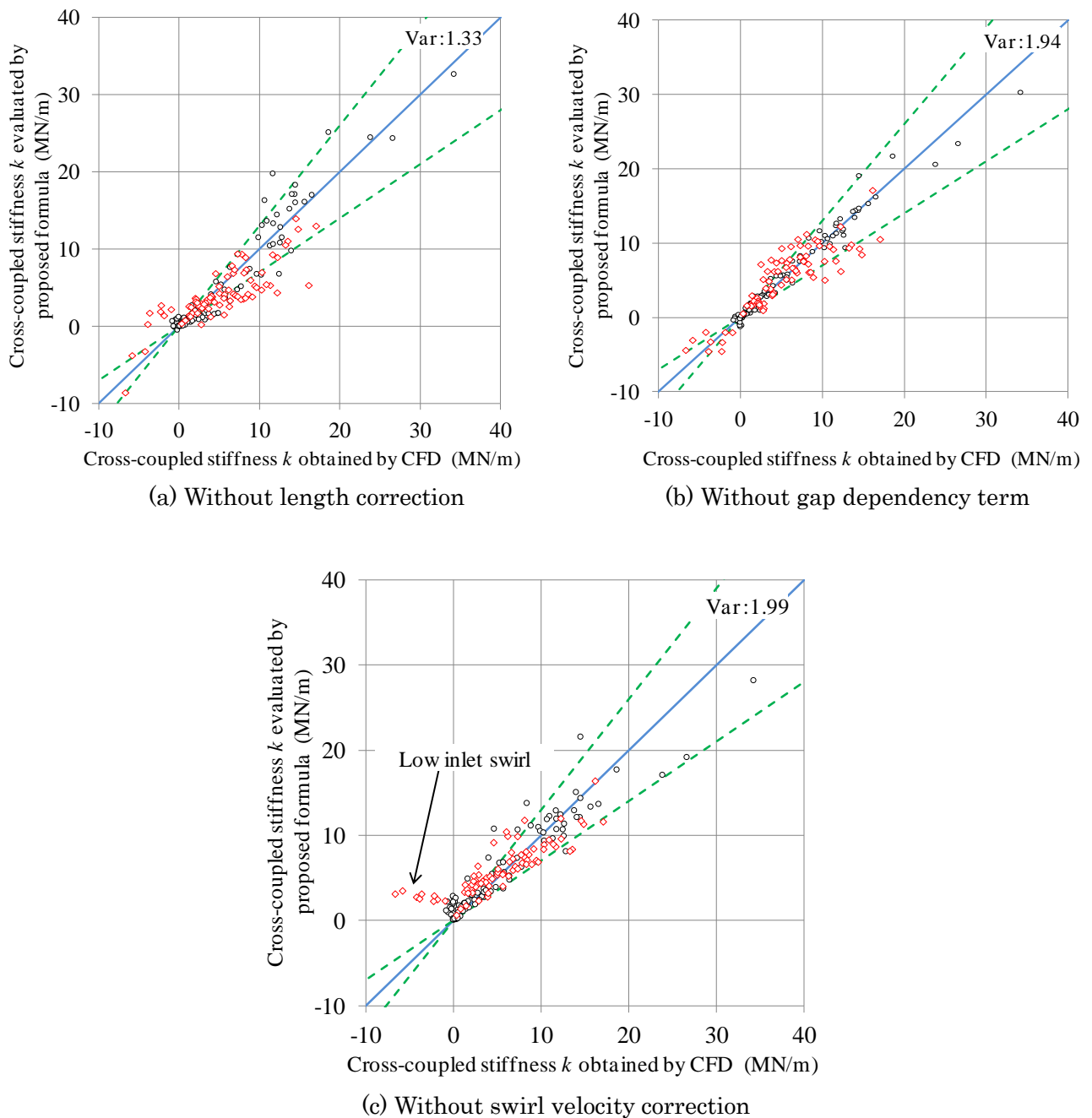


図 7-5 Effect of additional terms and modifications in the proposed prediction equation

7-4-3 シール長さに対するパラメータ依存性の追加

前節 7-3 の(4)で示したシール長さに対するパラメータ依存性を追加した条件, すなわち, 式(7-7), 式(7-8)に代えて, 式(7-9), 式(7-10)を用いた場合の評価を行った. 結果を図 7-6 に示す.

図 7-6 と, 図 7-3 を比較すると, シール長さに対して流れ場のパラメータ依存性を追加しても全体的な傾向は大きく変わらないことが分かる. 但し, 式(7-11)で定義した差異(Var)は 0.93 となり, 若干改善している.

個別ケースでの差異を確認した結果を図 7-7 に示す. 動翼シールでは, フィン数が最も少なく(3 枚), シールギャップが最も大きい(1.3mm)条件において過大に見積もる傾向が改善された. また, 軸シールにおいて, フィンピッチを設計で想定される値から変化させた条件(フィンピッチを±30%変化させた条件)での再現性が改善された.

以上, シール長さの補正にパラメータ依存性を追加した場合の効果を評価した. 定めるべき定数は 1 個増加するものの, 全体的な再現性は若干改善する. また, 個別ケースの確認からは, シールギャップやフィンピッチが広い範囲で変化する場合で評価式を適用する場合に有効であると考えられる.

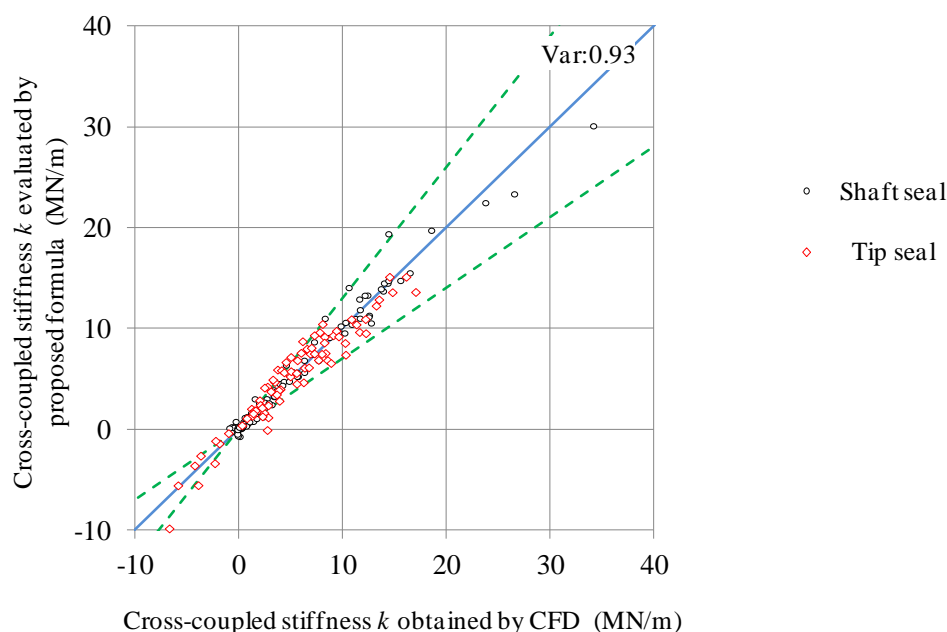
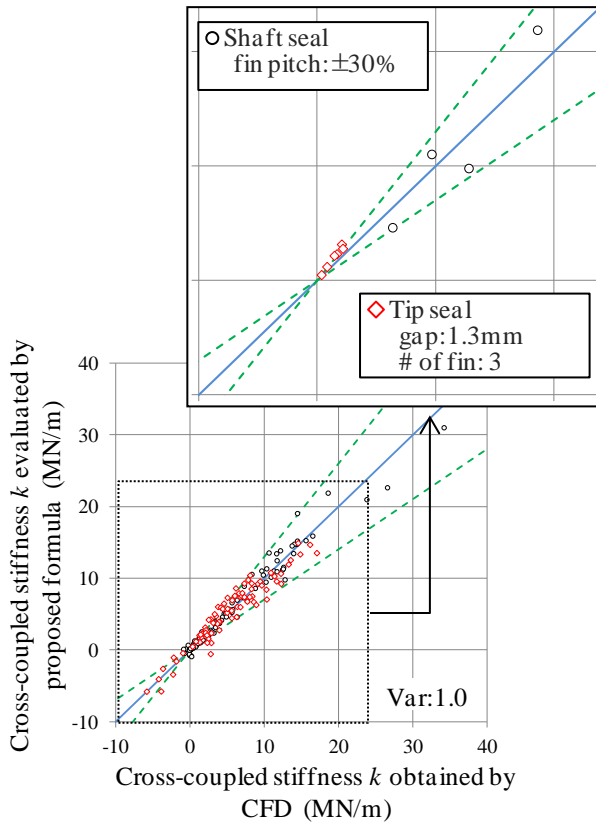
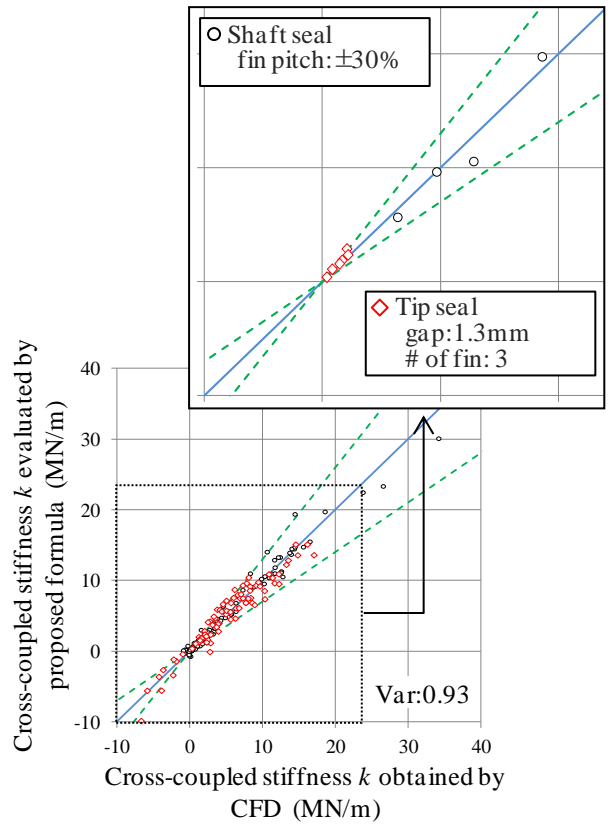


図 7-6 Comparison of cross-coupled stiffness coefficients (k) between CFD and modified prediction equation (Eq.(7-9) and Eq.(7-10) were used instead of Eq.(7-7) and Eq.(7-8))



(a) Results indicated in fig.7-3
(Eq.(7-7) and Eq.(7-8))



(b) Result using modified formula
(Eq.(7-9) and Eq.(7-10))

☒ 7-7 Improvement of prediction error with modified prediction equations
(Results indicating improved prediction errors were selectively plotted in the enlarged view)

7-5 設計への適用と減衰の評価

前節までで、迅速な流体力評価が可能な新しい評価式を構築し、新しく組み込んだパラメータ依存性が妥当であること、および蒸気タービンで想定される幅広い条件においておおよそ±30%の差異でばね定数を再現できることを示した。但し、実際の蒸気タービンでは、各社あるいはその設計思想により採用するシール形状に差異があると考えられ、定数に関しては本章で示したような網羅的な解析あるいは実績によって適切に定めるべきである。

また、本章ではばね定数に対する評価式を示したが、減衰に関しては迅速に算出する観点からは以下のように評価できると考える。

まず本章で示したように、シール流体力は流入する流れの影響(入口旋回流の影響)とシール内部のロータ回転の効果に分けられる。

前章までの検討から、シールに流入する流れに関しては、減衰係数は若干のギャップ依存性および振れ回り周波数依存性を示すが、ある程度高い入口旋回速度が想定される場合には、スチームホワールが発生する振れ回り周波数は($\Omega/\omega < 0.5$)において、ばね定数に比較して減衰の効果は大きくない。したがって、保守的な評価となるが減衰を考慮せずばね定数のみで評価・設計を行っても大きな影響はないと考える。逆に、第4章の図4-16で示したように、要素実験に基づく減衰係数を適用する、あるいは要素実験によってチューニングされたバルクフローモデルなどの評価ツールによって評価すると、減衰係数を過大に見積もってしまう恐れがある。

一方、ロータ回転の効果に関しては、図5-19で示したように流入する流れの影響が小さい場合($V_0/r\omega=0.42$)、流体力は振れ回り周波数の増加にともない直線的に減少し、振れ回り周波数 $\Omega/\omega=0.5$ でほぼ0となる。あるいは、図6-17(a)で示したように、流入する流れの影響が小さいシール下流側においても同様の傾向が得られている。したがって、ロータ回転の効果(式(7-6))に関しては、 k_w/ω に比例する減衰を適用すべきであると思われる。但し $\Omega/\omega=0.5$ で0となる減衰係数は $2k_w/\omega$ に対し、設計上は若干保守側($k_w/\omega \sim 2k_w/\omega$)で評価すべきであると考えられる。

7-6 設計指針のまとめ

設計指針として、前章までの検討により得られた知見とほかの研究者らの報告をもとに、流体力(ばね定数)の様々なパラメータに対する依存性を定式化した。以下に得られた知見を示す。

- (1) シール流体力(ばね定数)は、シールに流入する流れの影響とシール内部のロータ回転の効果に分けられ、両者の和によって表されるとの考え方にに基づき、新しい評価式を構築した。評価式では、前章までの知見に基づいて、実質的なシール長さの考え方を導入し、またギャップ依存性とロータ回転の効果を組み込んだ。
- (2) 多数の解析結果に基づいて評価式を検証し、おおよそ±30%の差異で解析で得られたばね定数を再現でき、蒸気タービンの高圧段・中圧段で想定される幅広い条件で適用可能であることを示した。また、新しく組み込んだパラメータ依存性は、いずれもシール流体力を評価する上で妥当であることを示した。
- (3) シール流体力が流入する流れの影響と内部のロータ回転の効果に分けられるという考え方にに基づき、減衰の簡易的な評価法を提示した。流入する流れの影響に関しては、ある程度高い入口旋回速度が想定される場合、スチームホワールが発生する振れ回り周波数は($\Omega/\omega < 0.5$)において減衰の効果は大きくないため、減衰を考慮せずばね定数のみで評価する。ロータ回転の効果に関しては、 k_w/ω に比例する減衰を適用し、設計上は若干保守側($< 2k_w/\omega$)の減衰係数で評価する。これらによって、迅速に安全側の流体力を算出できると考える。

8. 旋回防止板による流体力低減

8-1 旋回防止板による流体力低減

シール入口で旋回流を低減する旋回防止板 (Swirl brake) が従来から知られており (Iwatsubo, 2002), 要素実験による効果の検証 (Kwanka, 2001) が行われているとともに, 実機にも適用されている (Baumann, 1999).

前章までで示したように, シール流体力 (ばね定数) は旋回速度の増加にともないおおよそ線形的に増加する (図 4-11, 図 6-13). 特に, 動翼シールのような短いシールの場合はシール入口における旋回流を十分低減することで, シール流体力を安定化 (ばね定数 <0) にすることが可能である. Kwanka の要素実験 (ロータ径: 172 mm, 回転数: 750 min^{-1} , フィン数: 10) では, シール上流に 4 枚の旋回防止板を取り付けることで 50% 以上のシール流体力 (ばね定数) 低減効果が得られている. しかしながら実機に実装した場合の実装条件 (フィン枚数) とその定量的効果の関係, および実機に実装した場合のシール流体力以外への影響については必ずしも明らかではない. 例えば, 動翼シールに旋回防止板を実装する場合, 必然的に翼端部の近傍に配置されるため主流に影響を及ぼす恐れがある.

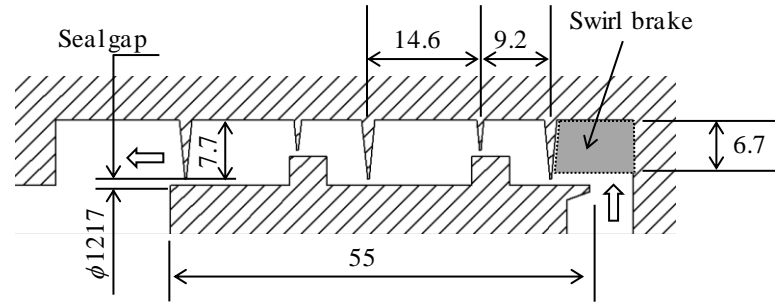
本章では, 旋回防止板を実機に実装する上での設計指針を得ることを目的とし, 動翼シールを対象として, 旋回防止板の実機適用時の定量的効果の評価および翼列性能に与える影響を CFD により検討した結果を示す.

8-2 対象としたシール形状

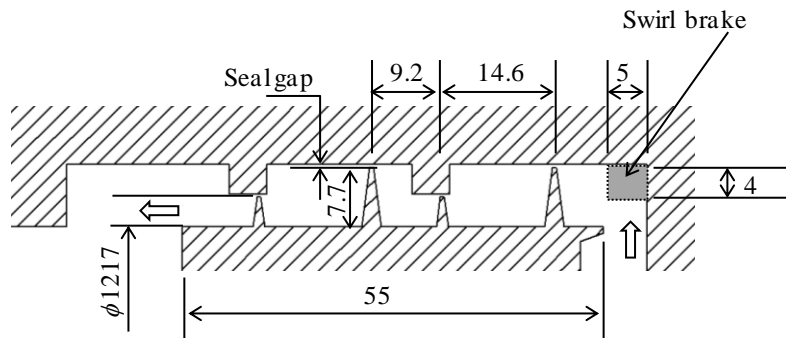
第 4 章, 第 5 章と同じ, 高圧段落の動翼シールを想定した. 図 8-1 にシール形状と寸法を示す. ステータフィンは, 前章までと同一形状である. ロータフィンは, 熱伸び差を想定した場合の軸方向の変動許容範囲がステータフィンと同程度になるようにフィン配置を定めた. このためフィン数は 4 枚となっている.

旋回防止板の配置について説明する. ステータフィンに対しては, 最上流フィンの上流側に設置した. ロータフィンは同じ熱伸び差によるフィンと旋回防止板の接触を考慮して, 軸方向長さは 5 mm とした. また旋回防止板の大きさの影響を検討するために高さを 4 mm とした.

シール寸法諸元と運転条件をに表 8-1 に示す. ステータフィンのギャップ 0.8 mm, ロータフィンのギャップ 0.4 mm の条件を対象とし, 旋回防止板の設置枚数を 0~120 枚の範囲で変化させ, その影響を評価した.



(a) Stator fin



(b) Rotor fin

图 8-1 Geometry of seal and swirl brake investigated in this study

表 8-1 Operating conditions and geometric details of investigated seal

Seal geometries	Configuration	High low Stator fin/Rotor fin
	Number of fins (-)	5 (Stator fin) 4 (Rotor fin)
	Seal diameter (mm)	1217
	Seal length (mm)	55
	Fin height (mm)	7.7(high) /3.9(low)
	Fin pitch (mm)	9.2 /14.6
	Seal gap (mm)	0.8 (Stator fin) 0.4 (Rotor fin)
	Number of swirl brakes (-)	0~120
Operating conditions	Rotor speed (min ⁻¹)	3000
	Pressure (MPa)	~11

8-3 解析モデルと条件

解析モデルおよび境界条件は、第 2 章で用いた翼列モデルと同様である。解析モデルを図 8-2 に示す。

メッシュ数は旋回防止板の有無により約 700 万 (旋回防止板無し) ~ 900 万 (同 120 枚) である。

旋回防止板の領域は不連続メッシュとなっている。なお、この不連続部分が流体力に与える影響を確認するために、旋回防止板がない場合においても、同じように不連続メッシュでモデルを作成し影響がないことを確認している。

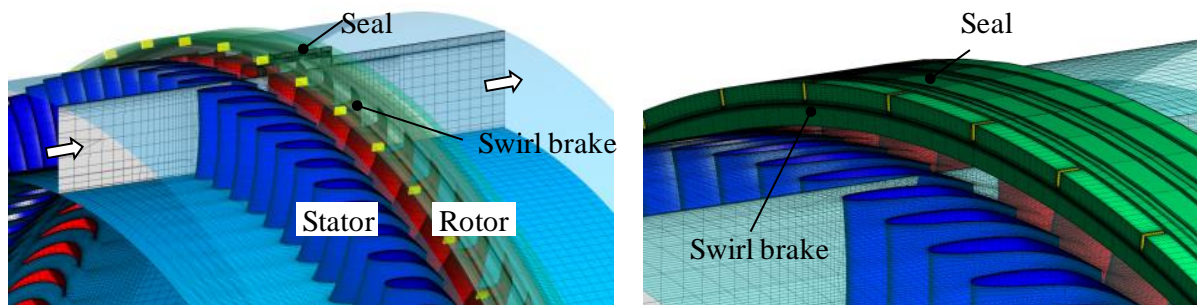


図 8-2 Computational model of tip seal with swirl brake installed upstream the seal inlet
(stator fin, seal gap 0.8 mm, number of swirl brakes 60)

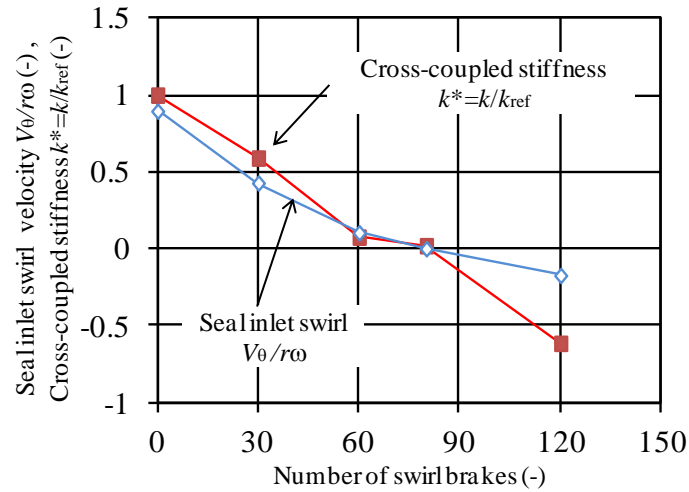
8-4 解析結果 (旋回防止板の効果)

図 8-3 に旋回防止板の設置枚数を変えた場合の、ばね定数とシール入口における旋回速度の算出結果を示す。ばね定数は、ステータフィン、ロータフィンのそれぞれに対し、旋回防止板がない場合をリファレンス条件の値 k_{ref} とし、相対値 $k^*=k / k_{ref}$ で示してある。また、旋回速度は、旋回防止板の設置場所と重ならないように最上流フィンのギャップ部において算出した。図 8-3 から分かるように、旋回防止板を設置しその枚数を増加させるに従い、旋回速度が減少する。また、それにともないばね定数も減少している。

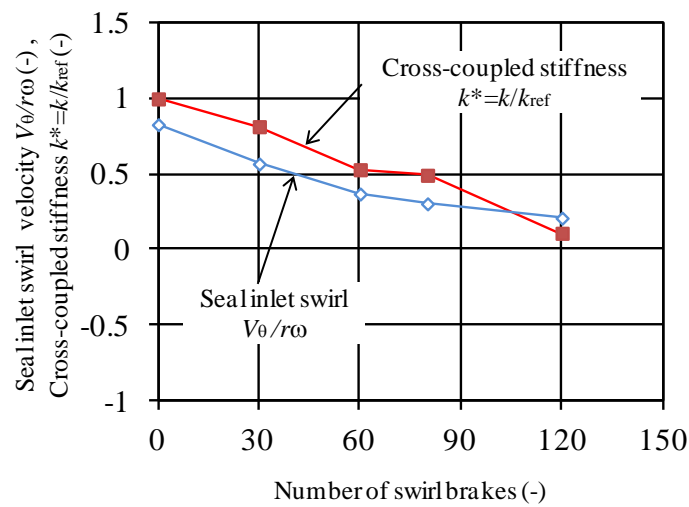
ステータフィンの場合、旋回防止板が 60 枚の条件において、旋回速度 ($V_{\theta}/r\omega$) が 0.10 まで低下し、ばね定数がほぼ 0 (0.08) となっている。そして、旋回防止板が 120 枚の条件では、旋回速度が負の値となり、それに合わせてばね定数も負の値となっている。120 枚の条件におけるシール入口近傍の流れ場を図 8-4 に示す。図から分かるように、旋回防止板に衝突した流れが、最上流側のフィンギャップ位置に流入する前に旋回防止板に囲まれる領域で旋回流を形成し、その結果負の旋回速度を持った流れが最上流フィンのギャップに流入する。

ロータフィンの場合、旋回防止板 120 枚の条件において、無次元旋回速度 ($V_{\theta}/r\omega$) が 0.21 まで低下し、ばね定数がほぼ 0 (0.11) となっている。ロータフィンの場合、旋回防止板の増加に伴う旋回速度およびばね定数の

低下は緩やかであるが、これは図 8-1 に示したように旋回防止板が小さいことに起因すると考えられる。ロータフィンの旋回防止板の大きさ(軸方向長さ×高さ)は、ステータフィンの半分以下であり、これを考慮すると、比較的小さな旋回防止板でもばね定数の低減効果が得られるといえる。



(a) Stator fin (seal gap 0.8 mm)



(b) Rotor fin (seal gap 0.4 mm)

図 8-3 Calculated cross-coupled stiffness coefficients (k^*) and seal inlet swirl as a function of the number of swirl brakes (the values of k are normalized by the result without swirl brakes)

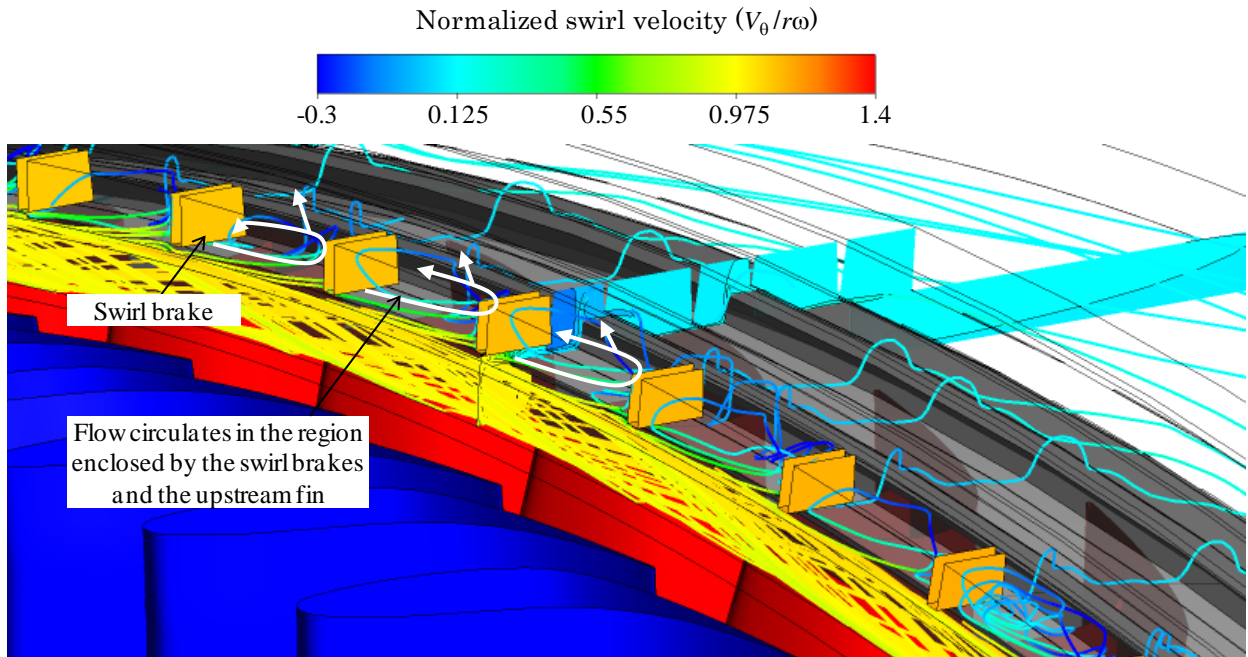


図 8-4 Stream lines in seal region with swirl brakes installed
(stator fin, seal gap 0.8 mm, number of swirl brakes 120)

前述のように Kwanka らの要素実験 (Kwanka, 2001) では、4 枚で 50% 以上の低減効果が得られているが、本結果ではステータフィンの場合でも 30 枚で 50% 弱の低減効果となっている。これは、主にロータ径の違いによるものと考えられる。Kwanka の要素実験ではロータ径 172 mm であるのに対し、本研究の条件では 1217 mm と約 7 倍となっている。シール高さは、Kwanka の要素実験で 11.75 mm、本研究は 8.5 mm (ギャップ 0.8 mm の場合) で大きく変わらない。したがって、要素実験と同等の低減効果を実機で得るためには、旋回防止板の枚数ではなく、旋回防止板の配置間隔 (ロータ半径 $\times 2\pi$ / 配置枚数) が重要な設計パラメータであると考えられる。さらに本研究の条件では、ステータフィンとロータフィンで旋回防止板の大きさが異なっており、旋回防止板が小さいロータフィンの場合では低減効果が緩やかであった。これらを考慮して、配置間隔を旋回防止板の大きさに割った値を無次元配置間隔 d_{SB}^* として以下の式で定義し、図 8-3 に示した結果を配置間隔で整理した。結果を図 8-5 に示す。

$$d_{SB}^* = \frac{2\pi r}{N_{SB} \sqrt{S_{SB}}} \quad \text{式(8-1)}$$

ここで、 N_{SB} : 旋回防止板の枚数、 S_{SB} : 旋回防止板の面積 (長方形の場合は軸方向長さ \times 高さ) である。

2 種類のシール形状のみの結果であるが、ばね定数と入口旋回速度の変化はほぼ同一曲線上で表される。したがって、旋回防止板による低減効果は、旋回防止板の配置間隔と大きさでおおよそ説明され、無次元配置間隔 d_{SB}^* が重要な設計パラメータであるといえる。また図 8-5 より、無次元配置間隔が 5~8 の範囲において流体力がほぼ 0 となることが分かる。

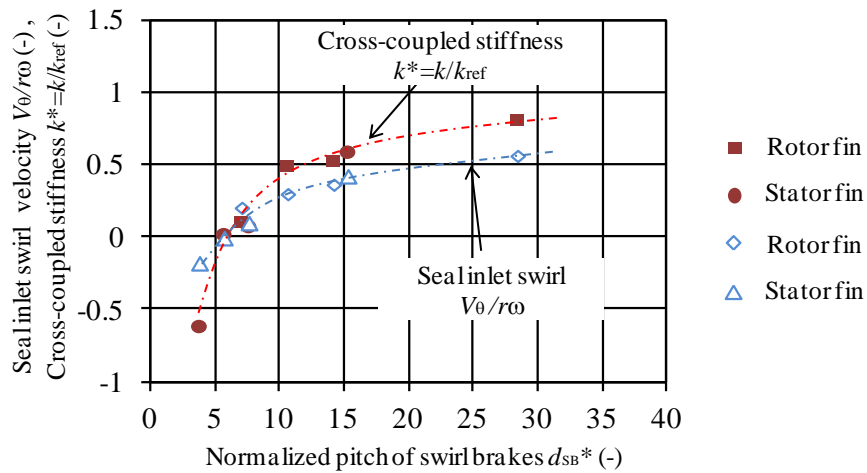


図 8-5 Calculated cross-coupled stiffness coefficients (k^*) and seal inlet swirl as a function of the normalized pitch of swirl brakes

8-5 解析結果(翼列性能に与える影響)

次に、旋回防止板が翼列性能に与える影響を評価した。第 4 章で述べたように、本解析で用いた翼列部分のメッシュは非常に粗いため、絶対的な効率を議論することは出来ないと考え、相対的な効率の変化を算出した。図 8-6 に旋回防止板がない場合を基準とした段落効率の相対変化を示す。段落効率は以下の式で定義した値である。

$$\eta = \frac{h_{01} - h_{03}}{h_{01} - h_{3ss}} \quad \text{式(8-2)}$$

ここで、 h_{01} :入口境界における全エンタルピー、 h_{03} :動翼の下流 50 mm における全エンタルピー、 h_{3ss} :入口境界のエントロピーと動翼の下流の 50 mm の静圧で定義されるエンタルピー、である。

ステータフィンの場合を見ると、旋回防止板を 30 ないし 60 枚設けた場合に、段落効率が大きく低下している (0.95%) ことが分かる。また、旋回防止板の枚数を 60 枚から増加させると、効率は相対的に向上するが 120 枚でも 0.31% の効率低下が生じている。ロータフィンの場合を見ると、旋回防止板を 30 ないし 60 枚設けた場合にやはり効率が低下し、60 枚で 0.18% 低下している。60 枚以上では、若干改善する傾向があるが、程度は緩やかであり 120 枚の場合でも 0.16% の効率低下が見られる。

ロータフィンとステータフィンではシールギャップとフィン数が異なるため、同一条件の比較ではないが、効率低下量はステータフィンの方が 5 倍程度大きく、両者の差は旋回防止板の形状・配置が主要因であると考えられる。

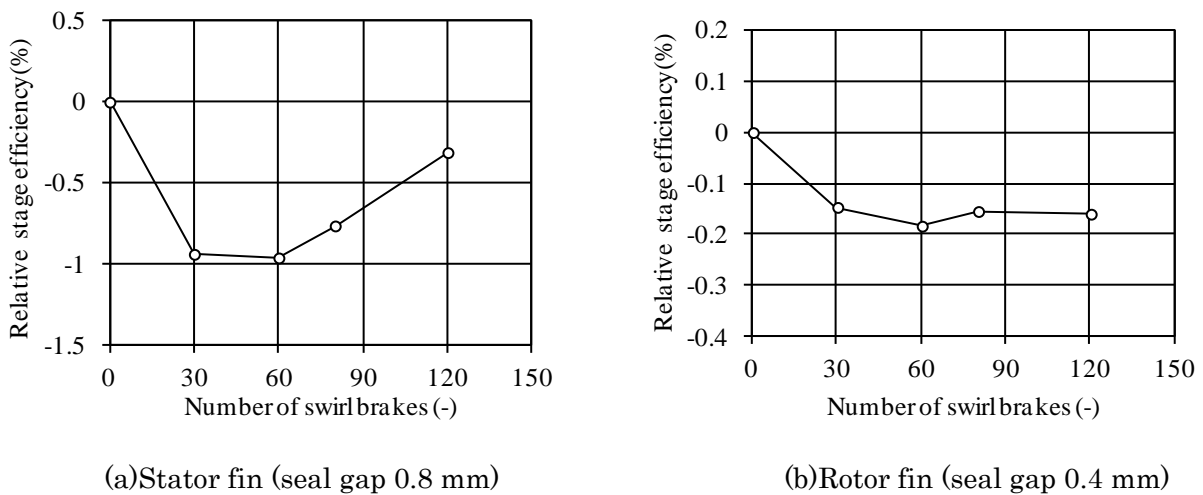


図 8-6 Relative stage efficiency as a function of the number of swirl brakes

以上から、動翼シールに旋回防止板を設けると段落効率が低下させることが分かる。この効率低下をトレードオフとして考慮した上で旋回防止板の効果を評価するために、旋回防止板がない場合のギャップと段落効率の関係を算出した。図 8-7 に結果を示す。対象とした条件では、ステータフィン、ロータフィンのいずれの場合もギャップを 0.8 から 0.4 mm に縮小すると、シール漏れ量の減少によって 0.3% 程度効率が向上している。また、第 4 章に示したように、シールギャップを 0.8 から 0.4 mm に縮小するとばね定数は 2 倍程度増加する。したがって、例えば効率向上を狙いギャップを 0.8 から 0.4 mm に縮小した場合に旋回防止板による効果を得るためには、少なくとも流体力が半減されるとともに、旋回防止板による段落効率の低下は 0.3% 以下である必要がある。この観点から、図 8-3、図 8-6、図 8-7 に示した結果を検討すると、特に効率低下が大きいステータフィンの場合、ギャップ

を 0.4mm に縮めることにより旋回防止板による効率低下が緩和される可能性はあるが、旋回防止板を 30 ないし 80 枚設けても段落効率の低下が大きく、設置する意味がないかもしれない。120 枚設けた場合は、効率低下は 0.3%程度でギャップを縮小することによる効率向上効果をほぼ相殺してしまうが、流体力はギャップ 0.8 mm の場合に対して大きく低減できる(安定化できる)。ロータフィンの場合、ステータフィンほど傾向が顕著ではないが、旋回防止版による効率低下量は、ギャップを縮めた場合の効率向上量に近い値となっている。

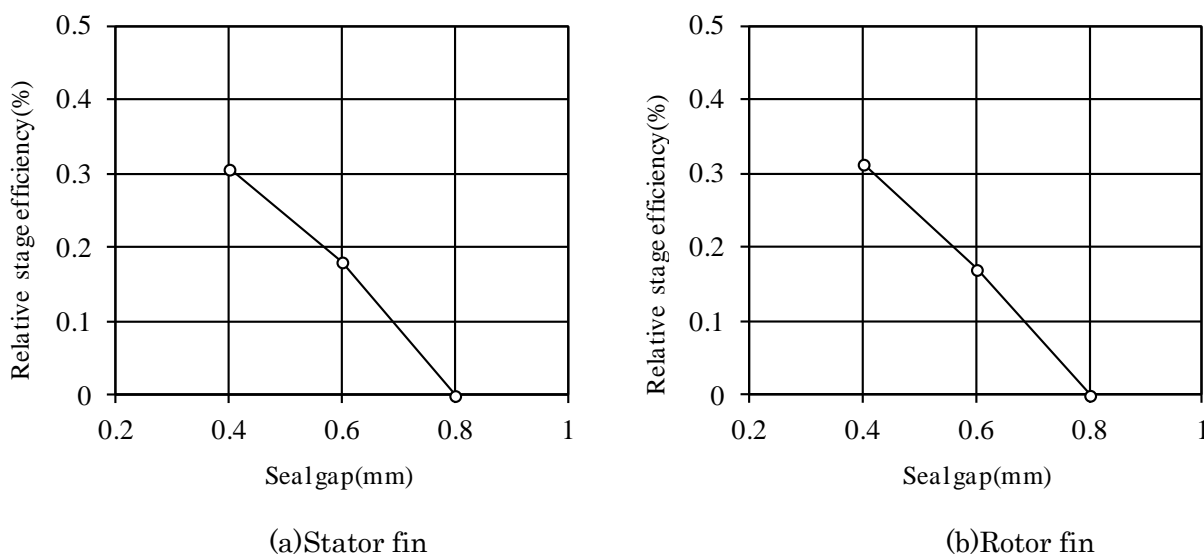


図 8-7 Relative stage efficiency as a function of the seal gap (without swirl brakes)

旋回防止板の設置に伴う効率低下の要因を流れ場から考察した。図 8-8 に顕著な効率低下が見られたステータフィン、旋回防止板 60 枚の場合のシール内部の流線を示す。図から分かるように、主流からシール部に流入した旋回流は、旋回防止板に衝突する。これにより、旋回流が低減されるわけであるが、さらに旋回防止板に衝突した流れは内周側に転向し、一部が主流側に逆流していることが分かる。

図 8-9 にシール近傍の主流部外周(動翼の 98%スパン位置)の旋回速度成分を示す。主流に逆流する流れは、旋回防止板の効果により旋回成分が大きく低下していることが確認できる。このため、動翼の想定流入角と大きく異なる流れが主流に流入することになり、その結果効率低下を引き起こすと考えられる。

旋回防止板の設置枚数が少ない場合は、1枚あたりの衝突する流量が多く、その結果主流部への逆流が生じやすくなると考えられる。図 8-10 に、旋回防止板の枚数とシール漏れ量/主流部への逆流量との関係を示す。

まずステータフィンの結果を見る。正の値でプロットしているのがシール漏れ量、すなわちシール部を通過する流量である。旋回防止板の設置により若干の低下が見られるが、これはステータフィンに設けた旋回防止板が比較的大きいためシール上流部を塞いでいる影響であると考えられる。また負の値でプロットしているのが、主流部への逆流量である。逆流量がシール漏れ量より大きくなるのは、シール入口と主流の間で、シールへ流入する流れと、主流部に逆流する流れが混在しているためである。例えば旋回防止板がない場合でも、図 5-4 に示したように、主流の一部が、シュラウド前縁に衝突し、外周側に転向しながらシールに流入する過程で前縁側で若干の逆流が生じる。図 8-10 から分かるように旋回防止板が 30, 60 枚の条件で逆流量が大きくなっており、図 8-6 に示す効率低下と対応していることが確認できる。

ロータフィンでも同様の傾向が確認できるが、ステータフィンに比較して逆流量は小さく、効率低下が相対的に小さいことと対応している。ロータフィンでは図 8-1 に示したように旋回防止板が小さく、シール部の外周側に設けられているため主流からの径方向に離れており、主流への逆流が生じにくいと推定される。

但し、ステータフィン、ロータフィンのいずれも、旋回防止板が 120 枚の条件では逆流量は旋回防止板がない場合と同程度となっており、この点に関しては、旋回防止板が 120 枚でも低下傾向が残る効率の結果と不整合が見られる。

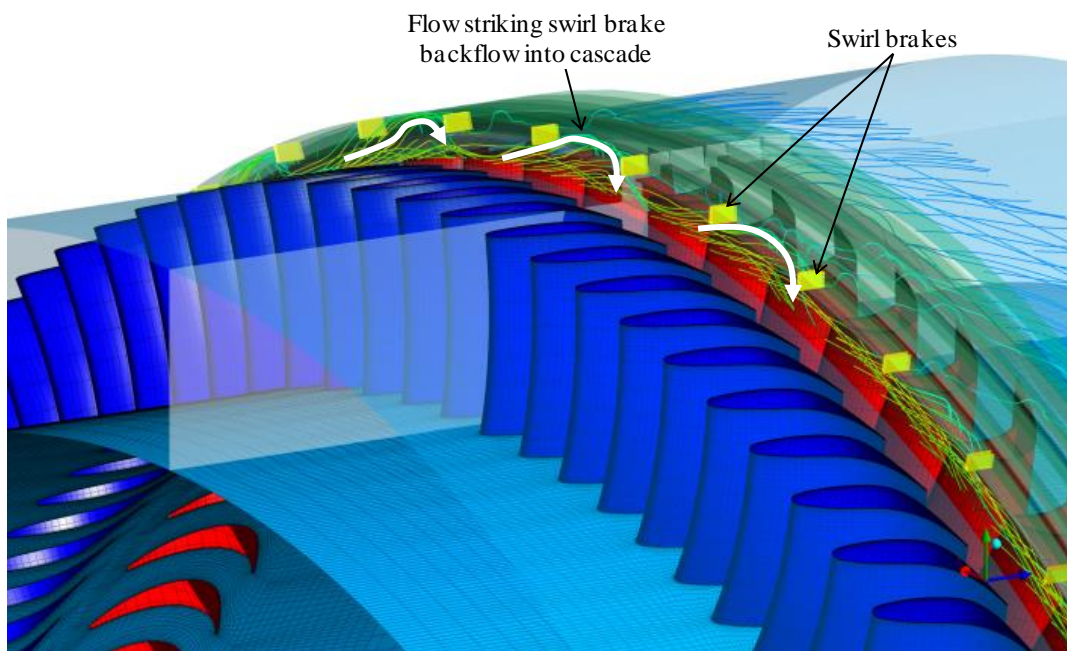


図 8-8 Stream lines in seal region with swirl brakes installed
(stator fin, number of swirl brakes 60)

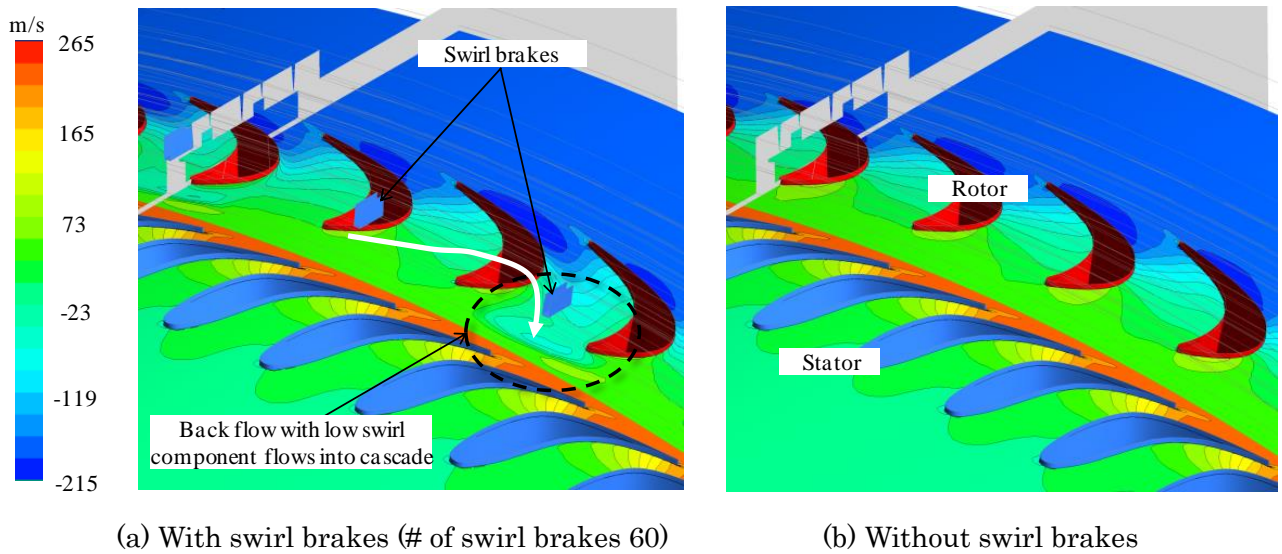


図 8-9 Swirl velocity component at 98% span surface (Stator fin, velocity component in the rotor region is calculated in the rotational frame of reference)

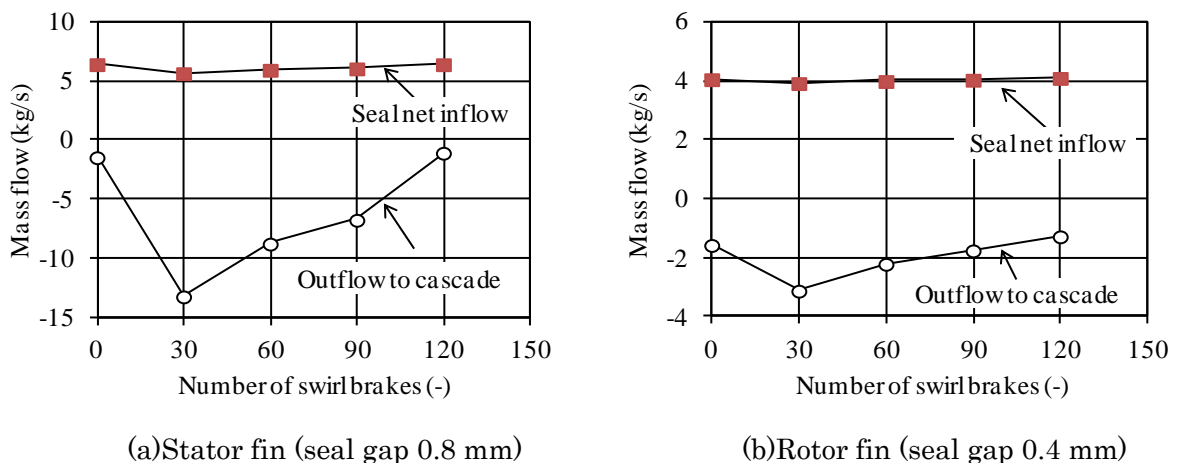


図 8-10 Seal net inflow and reverse flow to cascade as a function of the number of swirl brakes

逆流以外の効率低下の要因として、シール部での旋回流の変化が考えられる。すなわち、旋回防止板により、シール入口で旋回速度が大きく低下し、特にステータフィンの場合では旋回速度が負の値となっている。このためシール出口における旋回速度も大きく低下するが、この旋回速度低下の過程は流れの損失(全圧の減少)と考えることができる。そして、そのような流れが動翼下流で主流と合流するため、効率が低下すると推定される。

図 8-11 に上記を間接的に裏付ける結果を示す。図にステータフィン、ロータフィンそれぞれに対して 2 通りの効率を示すが、一方は図 8-6 で示した結果である。もう一方は、図 8-11 の上段に示すように、出口位置の定義を

動翼下流 50mm の地点に変えて、動翼下流 100mm で、かつ動翼領域の外周側に位置するシール領域(シール部を通過した流れが含まれる部分)を含まない断面で算出した効率である。効率算出結果から分かるように、この定義では、ステータフィンの場合旋回防止板が 120 枚の場合の効率低下は殆ど見られず、またロータフィンの場合においても効率低下が小さくなっている。以上からシール上流での逆流以外に、旋回防止板による旋回速度の低下による損失が、効率低下の要因となっていると考えられる。また、図に示した 2 通りの効率の差を見ると、ステータフィンの場合の方が差が大きい、これは主に漏れ量の差に起因するものと考えられる。すなわち、旋回速度低減にともなうこの損失は本質的で避けられないかもしれないが、漏れ量を小さくし漏れ流れ損失を低減することで、同時に低減できるはずである。

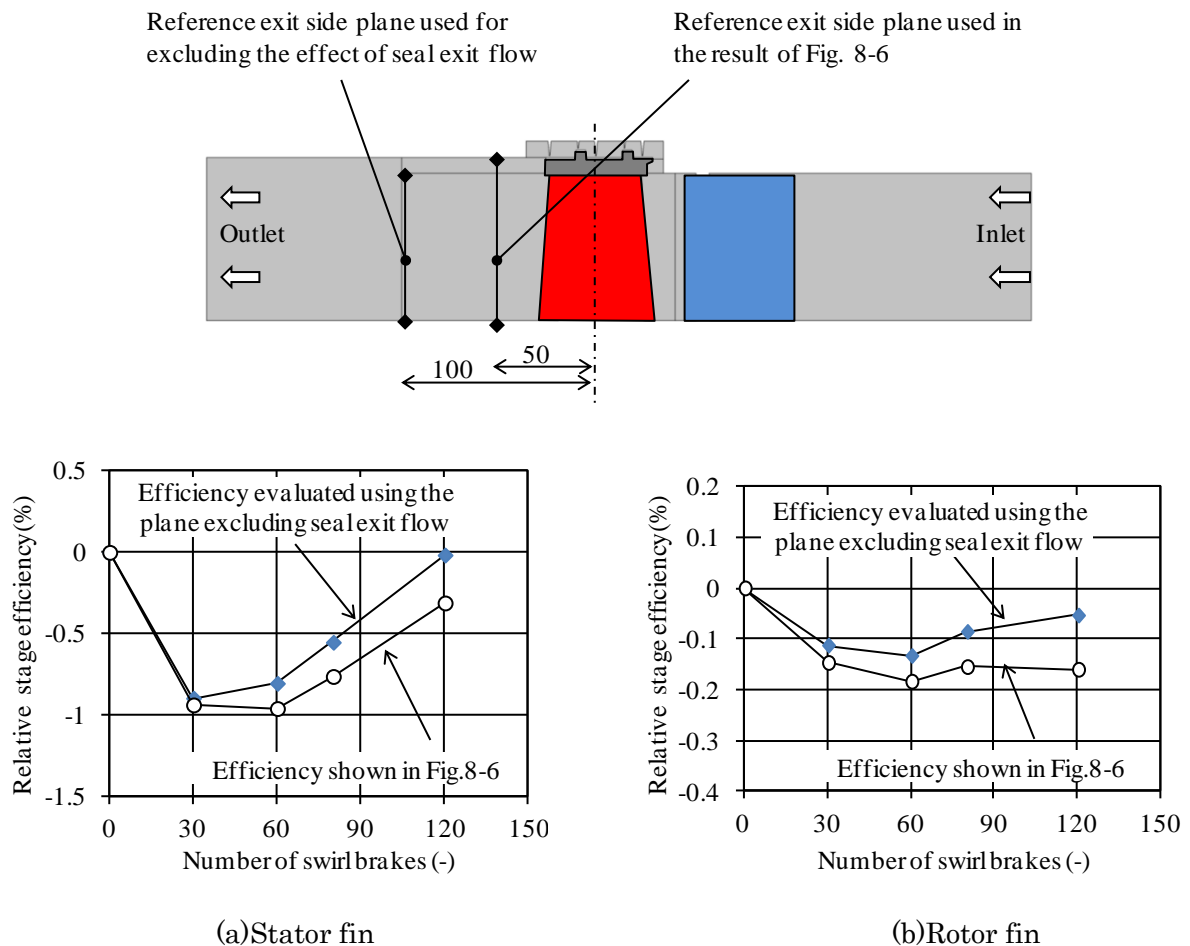


図 8-11 Relative stage efficiency as a function of the number of swirl brakes
(Stage efficiency is additionally evaluated excluding loss of seal flow)

最後に、段落効率の変化を式(8-1)で定義した無次元配置間隔で整理することを試みた。結果を図 8-12 に示す。流体力およびシール入口回転速度の場合と異なり、本無次元数で段落効率を整理することは出来ない。主流に逆流するは、旋回防止板の配置間隔と高さだけでなく、その配置にも大きく依存すると考えられる。

以上、旋回防止板を設置した場合に効率に与える影響とその要因を検討した。2 種類のシール形状のみの結果であるが、効率の観点からは下記の点を考慮する必要があると考える。

- 効率低下と流体力低減のトレードオフを考慮すると、旋回防止板を設置する意味がない(逆効果となる)場合がある。
- 式(8-1)で整理した通り、大面積の旋回防止版を少数設置しても小面積の旋回防止板を多数設置しても、流体力低減は可能だが、効率低下を抑制する観点からは後者の方が望ましい。また、主流への逆流を抑制するために、旋回防止板は高さを低くし、主流から径方向に離して配置することが望ましい。

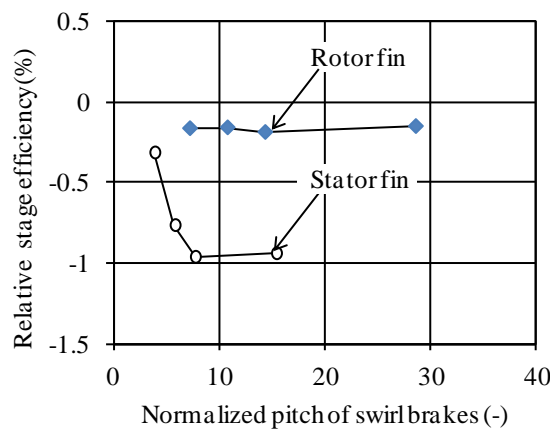


図 8-12 Relative stage efficiency as a function of the normalized pitch of swirl brakes

8-6 旋回防止板による流体力低減のまとめ

旋回防止板を実機に実装する上での設計指針を得ることを目的として、動翼シールを対象とし、シール流体力(ばね定数)を主流部を考慮した解析により評価し、旋回防止板が流体力と翼列性能に与える影響、およびその要因を検討した。以下に得られた知見を示す。

- (1) 旋回防止板の枚数を増加させると、シール入口の旋回速度が低下し、それに対応してばね定数が低下する。また、旋回防止板による流体力低減効果は、旋回防止板の配置間隔と大きさでおおよそ整理でき、無次元配置間隔 d_{SB}^* が重要な設計パラメータであることを示した。
- (2) 旋回防止板が翼列性能に与える影響を評価した結果、旋回防止板が少ない条件では、旋回防止板に衝突し減速した流れが、主流に逆流することにより段落効率が低下することを明らかにした。また、それ以外の要因として、旋回防止板の設置による旋回速度低下そのものが流れ損失を増加させることを示した。
- (3) 効率低下と流体力低減のトレードオフを考慮すると旋回防止板を設置する意味がない(逆効果となる)場合があり、設置する場合は、枚数を多くするとともに、主流への逆流を抑制する観点から旋回防止板の高さを低くし、主流から径方向に離して配置する設計が望ましいことを示した。

9. 結言

蒸気タービンやプロセスガス圧縮機などの高圧ターボ機械では、シール部で発生する流体力(以下 シール流体力)に起因した不安定軸振動が大きな設計課題である。さらには、今後の世界的なエネルギー需要の高まりや温室効果ガス削減に応じていくために、さらなる効率向上や高圧化が求められるこれらの製品の開発においては、シール流体力を定量的に把握・予測すること、あるいは低減することが重要な研究課題となっている。

シール流体力の予測手法としては、(1)簡易式、(2)バルクフローモデル、(3)流体解析があり、これらと実験を合わせて、シール部に発生する流体力を把握・予測する研究が広く行われている。しかしながら Childs (Childs, 1993) が述べているように、シール流体力は、例えば軸受の潤滑油流れにおけるゾンマーフェルト数のような、流れ場を特徴付ける支配的なパラメータが無く、旋回速度、軸方向速度、回転速度、シール長さ、シール径、ギャップ、差圧などに複雑に依存するため、これらの影響を体系的に把握することは依然として大きな課題となっている。

上記の背景を踏まえ、本研究は、蒸気タービンのラビリンスシールを対象として、(a)シール流体力を CFD で定量的に評価するためのモデル化手法の構築、(b)シール長さ、ギャップなどの設計パラメータがシール流体力に与える影響の評価とその要因の明確化、(c)設計指針として適用可能なシール流体力のパラメータ依存性の定式化、(d)旋回防止板を用いたシール流体力低減法の検討と設置指針の提示、を目的として CFD によりシール流体力を評価した。以下に結言を示す。

(a) シール流体力を CFD で定量的に評価するためのモデル化手法の構築

シール入口部分での旋回速度を明示的に与えることが可能な解析モデルを構築し、要素実験を再現するために圧力境界モデルと流量境界モデルの 2 通りで解析を行う手法を提示した。岩壺ら(岩壺ほか, 1995, Iwatsubo et al., 2002), Picardo ら(Picardo, 2003, Picardo, 2005)のシール要素実験を再現する解析を行い、旋回速度の増加に伴う流体力の増加、および振れ回りによる減衰を再現できること、および実験結果と定量的にも良好に一致すること(ばね定数の差異 30%以下, 減衰係数の差異 15%以下)を示した。

また、動翼先端シール(動翼シール)を対象として、(i)実機に実装された状態を再現するための翼列とシールから構成された翼列モデル、(ii)シールのみで構成され均一圧力を与える圧力境界モデル、(iii)シール要素実験における旋回流発生を模擬するためのガイドベーンモデル、(iv)均一流量を与える流量境界モデル、からなる4種の解析モデルによりシール部に発生する不安定流体力を評価し、要素実験と実機実装時の違いを検討した。その結果、実機実装時の評価には、翼列モデルおよび圧力境界モデルが適していることを示した。さらに、モデル間の比較により、ガイドベーンによって旋回流を発生させるシール要素実験では、実機よりも高いばね定数・減衰係数が計測される恐れがあることを示し、この要素実験と実機実装時の差異がシール入口における流量分布に起因することを明らかにした。

(b) シール長さ、ギャップなどの設計パラメータがシール流体力に与える影響の評価とその要因の明確化

動翼先端シール(動翼シール)を対象とし、フィン形状(ステータフィン、ロータフィン)とギャップ(0.2~0.8 mm)の違いが及ぼす影響を評価し、流れ場からその要因を検討した。ばね定数は、フィン形状によらず入口旋回速度に対し直線的に増加し、ステータフィンとロータフィンを比較すると、ステータフィンの方が旋回速度依存性が若干大きい。両者の傾向に大きな差異は見られなかった。ばね定数はフィン形状によらず、シールギャップにおおよそ反比例しギャップ縮小にともない増加するが、ギャップを極端に縮小するとばね定数のギャップ依存性が低下することを示した。この要因は、ギャップを縮小するとシール入口の高い旋回速度がシール内部で早く低下し、シール下流側で一定値に漸近するため、下流側で流体力の増加が抑制されるためであることを明らかにした。また、減衰を評価した結果、減衰係数にはギャップ依存性および振れ回り周波数依存性があることを示した。但し、蒸気タービンで実際に問題になる振れ回り周波数($\Omega/\omega < 0.5$)においては、ばね定数に比較して減衰の効果は大きくなく、動翼シールでは、若干保守的な評価となるが減衰を考慮せずばね定数のみで評価・設計を行っても大きな影響はないといえる。

また、軸シールを対象とし、シール長さ(47.6~357 mm、フィン数 3~29)とシールギャップ(0.42~0.85 mm)の違いが及ぼす影響を評価し、流れ場からその要因を検討した。ほかの条件が一定のもとでシールが長くなると、ばね定数の増加傾向が逡減することを示した。そしてこの要因が、シール入口、出口近傍のキャビティで十分な周方向圧力分布が形成されず、その影響が短いシールでは相対的に大きいこと、およびシールが長い場合、旋回速度の減少により下流側での流体力が低下するためであることを明らかにした。また、シールが長くなると、ば

ばね定数のギャップ依存性が低下することを示した。そしてこの要因が、ギャップが小さい場合シール上流側の流体力は増加するが、ギャップが大きい場合は入口回転速度の影響が下流側まで残るため下流側での流体力の低下が緩やかになり、長いシールでは後者が前者の効果を相殺し、ギャップ依存性が低下するためであることを明らかにした。さらに、減衰効果のシール長さ依存性を評価し、シール長さが長い場合(フィン数 29 枚)は直線的な減衰傾向が得られるが、短い場合(フィン数 5 枚)では動翼シールと同様に触れ回り周波数に依存することを示した。シール内部の流体力分布から、シール長さによらず入口部分近傍のキャビティでは、減衰係数の振れ回り周波数依存性があるが、シールが長い場合は全体の流体力に影響を及ぼすほどは大きくないため、直線的な減衰傾向が得られることが分かった。

(c) 設計指針として適用可能なシール流体力のパラメータ依存性の定式化

本研究で得られた知見とほかの研究者らの報告をもとに、蒸気タービンで想定される幅広い条件におけるばね定数を迅速に算出することを目的として、シール流体力の様々なパラメータに対する依存性を定式化した。シール流体力(ばね定数)は、シールに流入する流れの影響とシール内部のロータ回転の効果に分けられ両者の和によって表されるとの考え方に基づいて、新しい評価式を構築した。評価式では、本研究で得られた知見に基づいて、実質的なシール長さの考え方を導入し、またギャップ依存性とロータ回転の効果を組み込んだ。

そして、多数の解析結果に基づいて評価式を検証し、おおよそ±30%の差異で解析で得られたばね定数を再現でき、蒸気タービンの高圧段・中圧段で想定される幅広い条件で適用可能であることを示した。また、新しく組み込んだパラメータ依存性は、いずれもシール流体力を評価する上で妥当であることを示した。

また、減衰の簡易的な評価法を提示した。流入する流れの影響に関しては、ある程度高い入口回転速度が想定される場合スチームホワールが発生する振れ回り周波数は($\Omega/\omega < 0.5$)において減衰の効果は大きくないため、減衰を考慮せずばね定数のみで評価する。ロータ回転の効果に関しては、 k_w/ω に比例する減衰を適用し、設計上は若干保守側($< 2k_w/\omega$)の減衰係数で評価する。これらによって、迅速に安全側の流体力を算出できると考える。

(d) 旋回防止板を用いたシール流体力低減法の検討と設置指針の提示

動翼シールを対象とし、シール流体力(ばね定数)を主流部を考慮した解析により評価し、旋回防止板が流体力と翼列性能に与える影響、およびその要因を検討した。

旋回防止板の枚数を増加させると、シール入口の旋回速度が低下し、それに対応してばね定数が低下する。旋回防止板による流体力低減効果は、旋回防止板の配置間隔と大きさでおおよそ整理でき、無次元配置間隔 d_{SB}^* が重要な設計パラメータであることを示した。また、旋回防止板が翼列性能に与える影響を評価した結果、旋回防止板が少ない条件では、旋回防止板に衝突し減速した流れが、主流に逆流することにより段落効率が低下することを明らかにした。また、それ以外の要因として、旋回防止板の設置による旋回速度低下そのものが流れ損失を増加させることを示した。

旋回防止板の設置においては、効率低下とのトレードオフを考慮すると設置する意味がない(逆効果となる)場合があり、設置する場合は、枚数を多くするとともに、主流への逆流を抑制する観点から旋回防止板の高さを低くし、主流から径方向に離して配置する設計が望ましい。

10. 参考文献

- (1) Alford, J.S., Protecting Turbomachinery from self-excited rotor whirl, *Journal of Engineering for Power*, Vol.65(1965), No4, pp.333-344.
- (2) ANSYS, Inc., ANSYS CFX-solver modeling guide (Release 12, 14).
- (3) ANSYS, Inc., ANSYS CFX-solver theory guide (Release 12, 14).
- (4) Barth, T. J. and Jespersen, D. C., The design and application of upwind schemes on unstructured meshes,” *AIAA paper 89-0366*, Jan. 1989.
- (5) Baumann, U., Rotordynamic stability tests on high-pressure radial compressors, *Proceeding of the 28th Turbomachinery Symposium* .(1999), pp.115-122
- (6) Benckert, H. and Wachter, J., Flow induced spring constants of labyrinth seals, *IMEchE Proceeding. of 2nd International Conference Vibrations in Rotating Machinery* (1980), pp. 53-63.
- (7) Childs, D.W, *Turbomachinery rotordynamics: Phenomena, modeling and analysis*(1993), Wiley-Interscience.
- (8) Childs, D., and Scharrer, J., An Iwatsubo-based solution for labyrinth seals: comparison to experimental results”, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol.108 (1986), pp. 325-331.
- (9) Childs, D and Scharrer J., Theory versus experiment for the rotordynamic coefficient of labyrinth gas seals: part 2 – a comparison to experiment”, *Journal of Vibration Acoustics, Stress, and Reliability in Design*, Vol.110 (1988), pp. 281-287.
- (10) 遠藤彰, 山口和幸, 西嶋規世, 村田健一, 工藤健, 対向型ラビリンスシールの動特性におけるフィン相対位置の影響, *日本機械学会論文集 C 編*, Vol.78, No.795 (2012), pp.3730-3740.
- (11) Eldridge, T. M., and Soulas, T. A., Mechanism and impact of damper seal clearance divergence on the rotordynamics of centrifugal compressors, *Proceeding of ASME Turbo Expo 2005* (2005), GT2005-69104.
- (12) Etras, B. H., Vannini, G., and Delgado, A., Rotordynamic force coefficients for three types of annular gas seals with inlet preswirl and high differential pressure ratio, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol.134, No.4(2012), 042503.
- (13) Hirano, T., Guo, Z., and Kirk, R.G., Application of computational fluid dynamics analysis for rotating machinery – part 2: labyrinth seal analysis, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol.127 (2005), pp.820-826.
- (14) Iwatsubo, T., Evaluation of instability forces of labyrinth seals in turbines or compressors, *Rotordynamic Instability Problems in High-Performance Turbomachinery*, NASA CP No. 2133 (1980), pp. 139-167.
- (15) Iwatsubo, T., Flow induced force and flow pattern of labyrinth seal, *Rotordynamic Instability Problems in High Performance Turbomachinery*, NASA CP No.2250(1982), pp.205-222.

- (16) 金子康智, 大型回転機械の振動問題と解析技術, 龍谷理工ジャーナル Vol.22(2010), No.1, pp.11-19.
- (17) Kwanka, K., Improving the stability of labyrinth gas seals, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol.123 (2001), pp.383-387.
- (18) 岩重健五, 青山肇男, 浦井一, 濱武司, 山本研二, 電力分野におけるシミュレーション技術, 日立評論, Vol.90 (2008), No.11, pp.926-927.
- (19) 岩壺卓三, 望田秀之, 学賈旭, 直通形ラビリンスシールの動特性に関する研究, 機械力学・計測制御講演論文集, Vol.B (1995), pp.525-528.
- (20) Iwatsubo, T. and Iwasaki, Y., Experimental and theoretical study on swirl braked labyrinth seal, Proceeding. of the 6th International Conference on Rotor Dynamics (2002), pp.564-572.
- (21) 神吉博, ターボ機械の不安定減少, ターボ機械, Vol.37, No5, pp.39-50.
- (22) Kuwamura, Y., Matsumoto, K., Uehara, H., Ooyama, H., Tanaka, Y., and Nishimoto, S., Development of new high-performance labyrinth seal using aerodynamic approach, Proceeding of ASME Turbo Expo 2013 (2013), GT2013-94106.
- (23) Majumdar, S., Role of underrelaxation in momentum interpolation for calculation of flow with nonstaggered grids, Numerical Heat Transfer, Vol.13(1988), pp.125-132
- (24) Menter, F.R., Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications, AIAA Journal., Vol.32, No8 (1994), pp. 1598-1605.
- (25) Menter, F. R., Kuntz, M., and Langtry, R., Ten Years of Industrial Experience with the SST Turbulence Model, Turbulence, Heat and Mass Transfer 4(2003), pp. 625 - 632.
- (26) Moore, J. J., Three-dimensional CFD rotordynamic analysis of gas labyrinth seals, Journal of Vibration and Acoustics, Vol.125 (2003), pp. 427-433.
- (27) Moore, J.J., Camatti, M., Smalley, A.J., Vannini, G., and Vermin L. L., Investigation of a rotordynamic instability in a high pressure centrifugal compressor due to damper seal clearance divergence, 7th IFToMM Conference on Rotor Dynamics (2006), Paper-ID 130.
- (28) 村岡英一, オフショア産業向け船用市場調査, 日本船用工業会 (2011) .
- (29) Nicholas, J., and Kocur, J., Rotordynamic design of centrifugal compressors in accordance with the new API stability specifications , Proceeding of the 34th Turbomachinery Symposium (2005), pp.25-34.
- (30) Nielsen, K.K., Nonck, K., and Underbakke, H., Hole-pattern and honeycomb seal rotordynamic forces: validation of CFD-based prediction techniques, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol.134(2012), 122505.

- (31) Nishijima, N. Endo, A., and Yamaguchi, K., CFD investigation on the rotordynamic characteristics of shroud leakage flow in high pressure steam turbine, Proceeding of ASME Turbo Expo 2013 (2013), GT2013-94357.
- (32) 西嶋規世, 遠藤彰, 山口和幸, タービン動翼先端ラビリンスシールの流体力の数値解析, 日本機械学会論文集 B 編, Vol.79, No.804 (2013b), pp.1546–1560.
- (33) Pelletti J, and Childs, D., A comparison of experimental results and theoretical predictions for the rotordynamic coefficients of short ($L/D=1/6$) labyrinth seals, ASME Rotating Machinery and Vehicle Dynamics, DE-Vol.35(1991), pp.69-76.
- (34) Picardo, A. , Texas A&M University, Master Thesis (2003).
- (35) Picardo, A. and Childs, D., Rotordynamic coefficients for a tooth-on-stator labyrinth seal at 70 Bar supply pressures: measurements versus theory and comparisons to a hole-pattern stator seal, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol.127 (2005), pp. 843-855.
- (36) Prchlik, L., Wittner, M., Misek, T., and Albl, P., The influence of labyrinth seal design on steam turbine rotor stability: parametric study, Proceeding of the International Symposium on Stability of Rotating Machinery (2007), pp.66-78.
- (37) Pugachev, A. O., and Deckner, M., Analysis of the experimental and CFD-based theoretical methods for studying rotordynamic characteristics of labyrinth gas seals, Proceeding of ASME Turbo Expo 2010 (2010), GT2010-22058.
- (38) Pugachev, A. and Degan, H., CFD-predicted rotordynamic coefficients for a 20-teeh-on-stator labyrinth seal at high supply pressure conditions, Proceeding of ASME Turbo Expo 2012 (2012a), GT2012-68381.
- (39) Pugachev, A. O., Kleinhans, U., and Gaszner, M., Prediction of rotordynamic coefficients for short labyrinth gas seals using computational fluid dynamics”, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol.134:062501 (2012b).
- (40) Rhie, C. M. and Chow, W.L., A numerical study of turbulent flow past an isolated airfoil with trailing edge separation, AIAA Paper 82-0998(1982)
- (41) Rosic, B., Denton, J., and Curtis, E., The influence of shroud and cavity geometry on turbine performance, - an experimental and computational study, part1: shroud geometry, Proceeding of ASME Turbo Expo 2007 (2007), GT2007-27769.
- (42) 佐藤圭一, 佐成弘毅, 馬場祥孝, 伊藤三彦, 柴田俊久, 黒橋道也, 増速機内蔵形高圧プロセスガス遠心圧縮機, 神戸製鋼技報, Vol.59(2009), No.3, pp.51–54.
- (43) Schettel, J., Deckner, M., Kwanka, K., Luneburg, B. and Nordmann, R., Rotordynamic coefficients of labseals for turbines –comparing CFD results with experimental data on a comb-grooved labyrinth, Proceeding of ASME Turbo Expo 2005 (2005), GT2005-68732.

- (44) Takahashi,N.,Miura,H., Narita,M., Nishijima,N., Magara,Y., Development of scallop cut type damper seal for centrifugal compressors, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol.137(2015), 325091.
- (45) Untaroiu, A., Untaroiu, C. D., Wood, H. G., and Allaire, P. E., Numerical modeling of fluid-induced rotordynamic forces in seal with large aspect ratios, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol.135 (2013): 012501.
- (46) Wagner, N., Steff, K., and Gausmann, R., Investigations on the dynamic coefficients of impeller eye labyrinth seals”, Proceeding of the 38th Turbomachinery Symposium (2009), pp.53-69.
- (47) Xi, J. and Rhode, L., Rotordynamics of turbine labyrinth seals with rotor axial shifting”, International Journal of Rotating Machinery, Vol.2006 (2006), pp.1-11(Article ID 93621).
- (48) Zhang, D., Lee, C., and Cave, M., A CFD study on the dynamic coefficients of labyrinth seals, Proceeding of ASME Turbo Expo 2012 (2012), GT2012-68292.
- (49) ターボ機械協会編：蒸気タービン， 日本工業出版， p.79

研究業績

査読あり論文(学術誌および国際会議)

- 西嶋規世, 遠藤彰, 山口和幸, 回転機械の軸シールで発生する不安定流体力の数値解析(シール長さとギャップの影響), 日本機械学会論文集, Vol.80, No.816 (2014), FE0226.
- 西嶋規世, 遠藤彰, 山口和幸, タービン動翼先端ラビリンスシールの流体力の数値解析, 日本機械学会論文集, Vol.79, No.804 (2013), pp.1546-1560.
- Nishijima, N. Endo, A., and Yamaguchi, K., CFD investigation on the rotordynamic characteristics of shroud leakage flow in high pressure steam turbine, Proceeding of ASME Turbo Expo 2013 (2013), GT2013-94357.

論文・口頭発表(査読がないもの)

- 西嶋規世, 山口和幸, 回転機械シール部で発生する不安定流体力に与える旋回防止板の低減効果の数値解析, 日本機械学会 2014 年度年次大会講演論文集(2014), J0530101
- 西嶋規世, 遠藤彰, 山口和幸, 回転機械のラビリンスシールで発生する不安定流体力の数値解析, 日本機械学会 2013 年度年次大会講演論文集(2013), J101022

特許(登録済の筆頭発明)

- (1)W02014/010052 軸流タービン
- (2)W02014/091599 回転流体機械
- (3)W02015/068279 軸流タービン

本論文と直接関係しない査読あり論文(学術誌および国際会議)

- 西嶋規世, 長岡嘉浩, 佐々木 重幸, 斉藤 充弘, 遠心力を利用した微量液の定量分注と攪拌法の検討, 日本機械学会論文集, Vol.73, No.735 (2007), pp.79-87.
- Nishijima, N., Hung J.J., Rebeiz G.M., A low-voltage high contact force RF-MEMS switch, 2004 IEEE MTT-S International (2004), pp.577-580.
- Nishijima, N., Hung J.J., Rebeiz G.M., Parallel-contact metal-contact RF-MEMS switches for high power applications, IEEE International conference on MEMS (MEMS2004), pp.781-784.
- Nishijima, N., Saho, N., Asano, K., Hayashi, H., Tsutsumi, K., Murakami, K., Magnetization method for long high-Tc bulk superconductors used for magnetic separation, IEEE Transaction on Applied superconductivity, Vol.13, No.2, pp.1580-1583.

- 西嶋規世, 佐保 典英, 林 秀美, 堤 克哉, 富田 優, 村上 雅人, 長尺高温超電導バルク体の着磁方法およびその特性 反復移動による着磁法の検討, 日本機械学会論文集, Vol.69, No.677(2003), pp.132-138.
- 西嶋 規世, 田中 哲也, 都築 浩一, 高木 武夫, 流動床生物ろ過の湖沼水浄化特性の動力学モデルによる検討, 日本水環境学会誌, Vol.22, No.5(1999), pp389-395.