

学位論文

小型遠心ブロワの翼通過周波数騒音と
内部圧力変動と圧力変動モード
に関する研究

平成 29 年 9 月

岩手大学大学院 工学研究科
機械・社会環境システム工学専攻

本多 武史

目次

第 1 章 序論	5
1.1 本研究の背景および目的	5
1.2 本研究が対象とする小型遠心ブロワと製品	7
1.3 従来の研究と本研究の位置づけ	10
1.4 第 1 章のまとめ	16
第 2 章 研究で用いた計測および流体解析手法	19
2.1 ブロワ性能および壁面静圧計測方法	19
2.1.1 ブロワ性能測定	19
2.1.2 ブロワの騒音測定方法	19
2.1.3 ディフューザ内部の静圧測定方法	20
2.2 流れ場計測方法	23
2.3 流体解析手法	26
第 3 章 ディフューザ内部流れと圧力場の可視化による騒音支配現象の把握	29
3.1 研究対象と計測および流体解析方法	30
3.1.1 研究対象の遠心ブロワ	30
3.1.2 計測方法	30
3.1.3 流体解析方法	30
3.1.4 定常流体解析結果の精度検証	31
3.2 ブロワ騒音およびブロワ内圧力変動の計測, 解析結果	32
3.2.1 ブロワ騒音の結果	33
3.2.2 ブロワ内圧力変動の計測結果	34
3.3 非定常流体解析によるブロワ内非定常圧力場の可視化結果	38
3.4 ディフューザ内部の現象と騒音増加要因考察	40
3.5 第 3 章のまとめ	43

第4章 小型化と高効率化の両立に向けたディフューザ翼間曲率半径が及ぼす 内部流れと性能への影響.....	44
4.1 研究対象と計測および流体解析方法.....	45
4.1.1 研究対象の遠心ブロワ.....	45
4.1.2 ディフューザ流れ方向圧力と内部流れ計測方法.....	47
4.1.3 流体解析手法.....	47
4.2 ブロワおよびディフューザ性能測定結果.....	47
4.3 PIV 計測結果.....	51
4.4 流体解析結果.....	53
4.5 第4章のまとめ.....	61
第5章 ディフューザ羽根枚数が及ぼす騒音と内部圧力変動に関する影響.....	62
5.1 研究対象と計測および流体解析方法.....	63
5.1.1 研究対象の遠心ブロワ.....	63
5.1.2 計測方法.....	65
5.1.3 流体解析方法.....	65
5.2 計測および解析結果.....	66
5.2.1 対象ディフューザを搭載したブロワ静圧と騒音計測結果 および定常流体解析結果の比較.....	66
5.2.2 ブロワ騒音およびブロワ内圧力変動の計測結果.....	68
5.2.3 ディフューザ出入口圧力変動の計測および 非定常流体解析結果の比較.....	71
5.2.4 流体解析結果を用いたディフューザおよびケーシングハブ面 圧力変動の可視化.....	72
5.3 ディフューザ内部圧力変動の時間変化と回転圧力場との関係に 関する考察.....	74
5.4 流体音響連成解析を用いたディフューザ内部音響モードの可視化.....	78
5.4.1 流体解析手法.....	78
5.4.2 流体音響連成解析手法.....	78
5.4.3 流体音の予測結果.....	80
5.5 第5章のまとめ.....	83

第 6 章	ディフューザ周辺での低騒音化構造適用	84
6.1	スリットディフューザの高効率化と低騒音化に関する研究	85
6.1.1	対象遠心ブロワおよびスリットディフューザの特徴	85
6.1.2	計測方法	87
6.1.3	スリットディフューザの実験結果および考察	87
6.1.4	スリットディフューザの低騒音化と内部流れ改善効果のまとめ	93
6.2	スリットディフューザの展開およびディフューザ内部圧力変動と 低騒音化効果に関する研究	93
6.2.1	対象遠心ブロワ	93
6.2.2	計測および流体解析手法	94
6.2.3	ブロワ性能および騒音測定結果	96
6.2.4	ディフューザ内部圧力変動の計測および流体解析結果の可視化結果 ...	98
6.2.5	スリットディフューザの低騒音化効果のまとめ	103
6.3	低騒音化構造の提案と検証結果	105
6.3.1	ヘルムホルツ共鳴器を搭載したディフューザ	105
6.3.2	インペラ周辺隙間に音響管を用いたディフューザ	106
6.3.3	ヘルムホルツ共鳴器および音響管を搭載したディフューザの 検討結果	107
6.4	第 6 章のまとめ	111
第 7 章	結論	112
謝辞	118
参考文献	119

第1章 序論

1.1 本研究の背景および目的

地球温暖化防止に向けた環境問題への関心の高まりから、製品の省電力化は重要である。また、共働き家庭の増加から夜に家事を行う機会が増え、家事に用いられる製品の静音化も求められている。家事に用いられる製品の中には、機器の冷却や送風にターボ機械が使用され、ターボ機械の性能は製品の消費電力と運転音に影響を及ぼすことが多い。このため、ターボ機械の高効率・低騒音化は製品の省電力化と静音化に直接寄与し、長年にわたり高効率・低騒音化の開発が取り組まれてきた。

本研究は家庭用電気掃除機の高性能化に関するもので、搭載される遠心ブロワを対象としている。家庭用電気掃除機に搭載される小型遠心ブロワは、高効率化と運転範囲内における翼通過周波数（Blade Passing Frequency (BPF)）騒音を含む騒音の低減が求められている。なお、翼通過周波数は動翼回転数と動翼羽根枚数の積で求まる周波数およびその整数倍の周波数である。家庭用掃除機の場合は、回転数が高ことから翼通過周波数騒音が他の騒音に比べて卓越しやすく、その低減が求められている。

本研究対象の遠心ブロワは回転するインペラと、インペラから出た流れを効率良く減速させるディフューザの両者の高効率化が必要であり、高効率化のためにはディフューザ部に羽根付きディフューザを採用する場合が多い。本研究対象の遠心ブロワは、高効率化が重要であることから羽根付きディフューザの中でも、弦節比の大きい羽根付きディフューザ（通路型）を設置している。本研究対象の羽根付きディフューザは小型であり、翼通過周波数の波長と流路長さが近く流路内で音響共鳴が生じやすい特徴を持つ。対象の遠心ブロワは、電気掃除機の運転モードや、掃除機のごみの蓄積量により運転回転数が変化し、運転回転数範囲が広い。そのため、運転範囲内で音響共鳴発生による騒音レベルの増加や音質劣化の可能性があり、音響共鳴の回避が重要な課題である。

これまで遠心型ターボ機械は、CFD(Computational fluid dynamics)を用いた内部

流動現象の把握および形状開発が盛んに研究されている。また、高効率化に対しては、CFD や計測による流れ場を捉え、知的可視化などの特徴抽出などにより現象を把握した開発が進められている。さらに、近年では CFD と数値最適化手法の組み合わせによる形状の開発や設計方法の適用が研究されている⁽¹⁾⁻⁽⁶⁾。数値最適化手法とは、特定の制約条件の中で、改善したい物理量を設定した目的関数を最大化または最小化するように設計変数を自動的に最適化する手法である。数値最適化手法による設計方法は広い範囲で形状の探索ができることから新たな設計指針の構築や従来にはない形状を設計できる可能性がある。

流体騒音については、主に翼通過周波数騒音に代表される卓越音と広帯域で発生する乱流騒音に分けることができる。翼通過周波数騒音は回転する羽根によって生じる流れや圧力変動が主な加振力である。このような現象は流れ場の空間スケールが大きいため、比較的小規模の非定常 RANS により予測が可能である。

一方、乱流騒音は翼からの剥離や渦による揚力変動に起因している。これらの騒音を予測するためには、翼面近傍で発生する剥離や翼後縁の時間変動を正確に捉える必要がある。そのため比較的大規模の非定常計算を実行する必要がある。乱流騒音の分析や予測については LES(Large eddy simulation) や DES(Detached eddy simulation)の適用が有望な手法として盛んに研究されている⁽⁷⁾⁻⁽⁹⁾。

従来、遠心型ターボ機械の低騒音化については、2 つの有力な手段が採用されてきた。ひとつはディフューザにベーンレスディフューザ（羽根を持たない）を採用すること。もうひとつは羽根付きディフューザを採用する場合に、動静翼間を大きくとることや加振の位相を変化させるなどの動静翼干渉の低減である。それらは翼通過周波数騒音の低減効果があると報告されている。しかしながら、これらの騒音低減手法は高効率化とのトレードオフが存在する。さらに、本研究対象のような羽根付きディフューザを有する遠心ブロワは、ディフューザ内部で定在波が存在することが過去の研究から得られ、その影響により騒音が増加することが報告されている⁽¹⁰⁾⁻⁽¹²⁾。

しかし、上記のディフューザ内部の定在波の影響やディフューザ内部の圧力変動および遠心ブロワの騒音がディフューザ羽根枚数により異なる理由は十分に説明できていない。そのため、ディフューザ羽根枚数による遠心ブロワおよび内部圧力変動を計測および CFD で詳細に分析することは重要で、解明された騒音発生メカニズムは低騒音遠心ブロワの開発に役立つ。

以上の背景に立脚して、本研究は小型かつ高効率・低騒音の遠心ブロワを開発するために必要な設計指針を得ることを目的とした。本報告では、小型化と高効率化の両

立の手段として羽根付きディフューザの翼間曲率半径の影響，低騒音化の設計指針抽出としてディフューザ内で生じる圧力変動の定在波との影響，ディフューザ羽根枚数による内部圧力変動や騒音に及ぼす影響の要因分析について述べる．次いで，高効率化と低騒音化の両立の手段として隣接翼間の圧力差を用いたスリットディフューザに関する効果とその要因分析，ディフューザ周辺での低騒音化構造の研究事例について述べる．

1.2 本研究が対象とする小型遠心ブロワと製品

図 1.1 に本研究が対象とする小型遠心ブロワを搭載する家庭用電気掃除機を示す．家庭用掃除機は電源コードを搭載したキャニスター型や，充電可能な電池を搭載したコードレス型が各社から発売されており，集塵方式は紙パック式，サイクロン式が存在する．本研究対象の遠心ブロワは電動機と一体で構成された電動送風機に搭載され，主にキャニスター型の掃除機に採用されている．ここで，遠心ブロワを搭載した電動送風機について説明する．電動送風機はブロワと電動機部から構成され，ブロワのインペラを回転させることで，ごみを吸引するために必要な風量を生み，生じた流れは電動機内の冷却にも使われる．この電動送風機は掃除機の小型や軽量化のために，遠心ブロワの小型化が求められる．

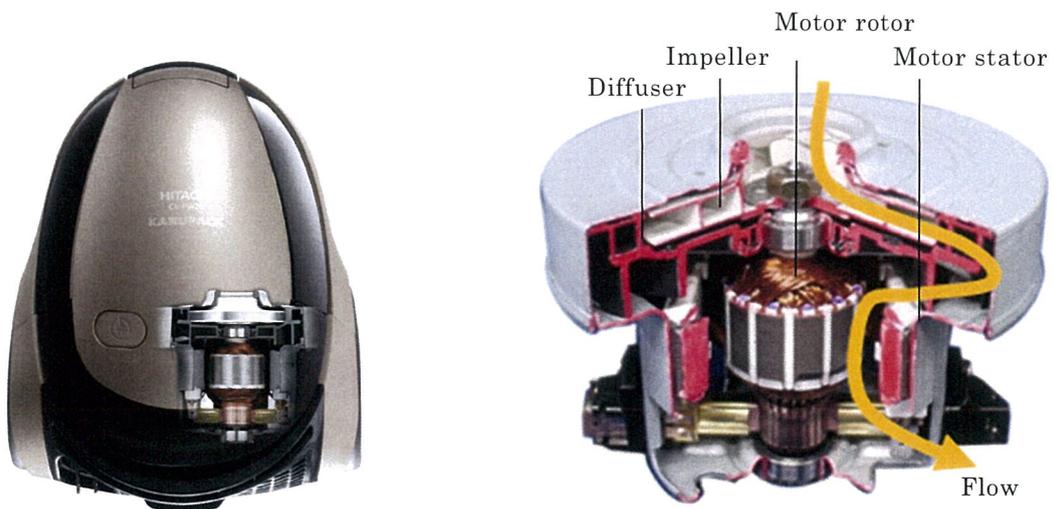
図 1.2 に本研究が対象とする小型遠心ブロワを示す．遠心ブロワはシュラウド付インペラと，インペラ外周部に羽根付きディフューザを設けている．ディフューザは弦節比が約 3 で，ディフューザの羽根により重なり流路が形成される．遠心ブロワは高速回転で運転され，設計流量係数 $\Phi_F=0.072$ における全圧力比が約 1.3 である．遠心ブロワの羽根枚数はインペラ 8 枚で，基本形状のディフューザは 13 枚である．また，ディフューザ外径 D_4 は 125 mm，流路高さ b は約 8 mm である．また，ディフューザ入口径 D_3 とインペラ出口径 D_2 との比で表す D_3/D_2 は約 1.03~1.04 と小さく，動静翼隙間が小さいという特徴を持つ．

図 1.3 に研究対象の遠心ブロワを搭載した電気掃除機の運転時の騒音測定結果の一例を示す．なお，図 1.3 は横軸に周波数，縦軸に人間の聴感補正（A 特性）を用いた騒音レベルを示す．家庭用掃除機の騒音は床面のごみを吸い上げる吸口や集塵部を含む本体内部および電動送風機の流体音の他に，電動送風機の回転振動音が存在する．

その中でも遠心ブロワの翼通過周波数騒音は他の騒音に比べて卓越し音質を悪化させる可能性がある。すなわち，製品の低騒音化を図るには翼通過周波数騒音の低減が必要である。



(a) サイクロン式



(b) 紙パック式と電動送風機

図 1.1 研究が対象とする遠心ブロワを搭載した電動送風機および家庭用電気掃除機

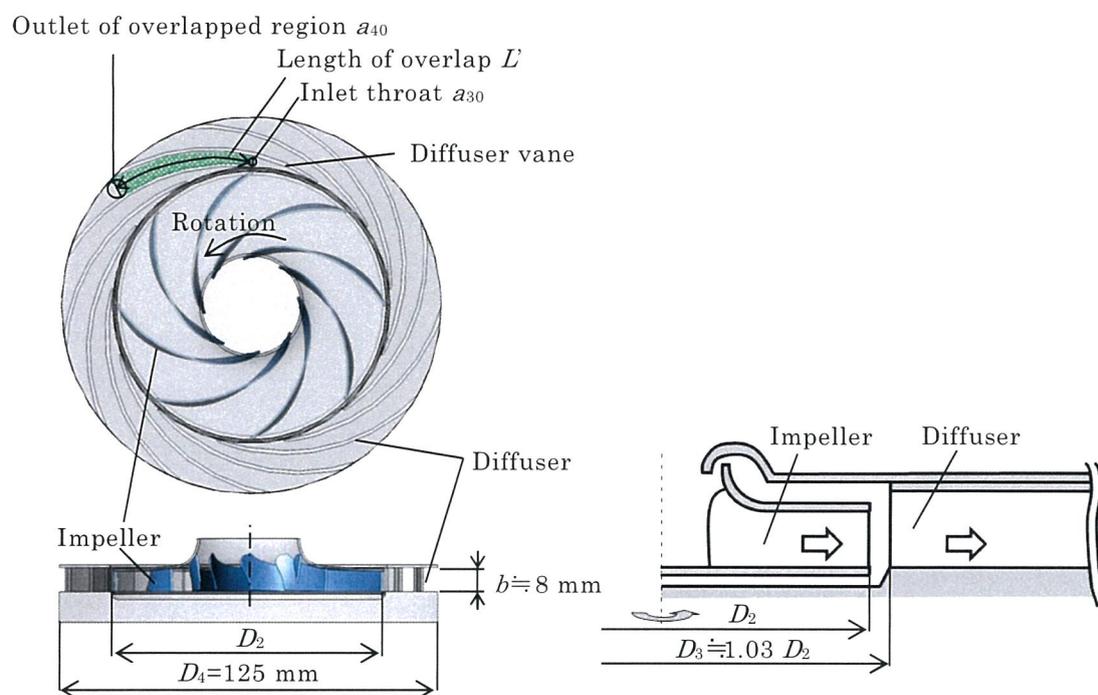


図 1.2 研究が対象とする遠心ブロワ

Sound pressure level [dB(A)]

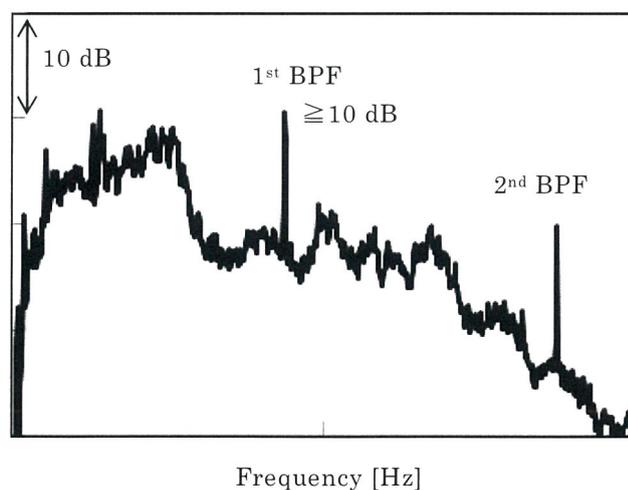


図 1.3 遠心ブロワを搭載した電気掃除機の運転音の周波数分析結果

1.3 従来の研究と本研究の位置づけ

本節では本研究に関連する従来の研究として、遠心ブロワの騒音現象把握、羽根付きディフューザの内部流れの把握、羽根枚数が及ぼす騒音への影響、ディフューザ周辺での低騒音化構造適用の観点で文献調査した結果について述べる。さらに本研究の位置づけについて述べる。

(1)遠心ブロワの騒音現象把握に関する従来の研究

遠心ブロワおよび圧縮機の騒音現象把握に関する研究事例について調査した結果を述べる。

辻本らは、羽根付きディフューザの下流にポリュートを有する遠心送風機において、ポリュート内で定在波が生じて舌部付近で圧力変動が最大になることを実験と1次元解析から示している⁽¹⁰⁾。また、小林らは羽根付きディフューザの中でも、隣接翼により重なり部を持たない小弦節比ディフューザの内部で定在波が生じることを実験的に示した⁽¹¹⁾。また、杉村らは本研究と同様な羽根付きディフューザ内で定在波が生じることを示し、定在波と翼通過周波数の波長が一致して生じる音響共鳴が発生する危険回転数の予測および音響共鳴の抑制構造としてスリットディフューザを提案し、その抑制効果について実験的に示している⁽¹²⁾。

いずれの研究でもディフューザや静止流路に定在波が発生することが示されている。しかし、本研究の対象である小型遠心ブロワのように運転回転数範囲が広い遠心ブロワに対して、羽根付きディフューザ内部で生じる詳細な圧力変動パターンの把握とその騒音への影響を明らかにした研究事例は少なく十分とはいえない。

(2)羽根付きディフューザの内部流れに関する従来の研究

羽根付きディフューザの内部流れに関する研究は、高効率化のために損失発生原因の現象や旋回失速などの非定常現象の把握を中心に過去から数多く行われてきた。妹尾ら⁽¹³⁾、速水ら⁽¹⁴⁾⁽¹⁵⁾は、喉部を幾何学的に形成しない小弦節比円形翼列ディフューザの性能や粒子画像流速測定法（Particle Image Velocimetry：以下、PIV計測）を用いた圧縮機の内部流れの研究をしている。また、茨木らはPIV計測と流体解析を用いて、遷音速遠心圧縮機の羽根付きディフューザを対象に、ディフューザ入口流れの非定常性に関して研究している⁽¹⁶⁾。また、後藤らは羽根付きディフューザの羽根前縁

で生じる剥離渦が失速および性能に及ぼす影響について、油膜法と流体解析を用いて研究している⁽¹⁷⁾。

過去の研究事例においては、大型の流体機械に用いられるディフューザの例が多く、隣接翼により重なり部が生じる（通路型）ディフューザを用いた研究事例では、ディフューザ羽根の反りを抑えて、羽根で形成される重なり流路が直線形状に近く、曲率半径が大きい。一方、家庭用電気掃除機は強い吸込力（遠心ブロウの高効率化）に加え、小型軽量であることも求められる。そのため、掃除機の寸法を決める主要部品の1つである遠心ブロウは、ディフューザを用いた際にディフューザ出入口径比を大きくとれない。さらに、ディフューザの減速率を高める目的で、重なり流路長さを確保すると、曲率半径が小さくなるために、剥離が生じ易くなりディフューザ性能を発揮しきれない場合がある。本課題のように遠心ブロウの小型化と高効率化の両立を図る上で、曲率半径による流れ場への影響を研究した事例は少ない。

(3) 羽根枚数が及ぼす騒音への影響に関する従来の研究

ディフューザ羽根枚数の騒音に関する従来の研究例は少ないが、以下に軸流型ターボ機械に関連する研究について述べる。

鈴木は軸流送風機を対象として、弦節比を同一にして翼枚数を変化させた場合の騒音への影響を調査し報告している⁽¹⁸⁾。松尾はルームエアコン室外機用プロペラファンを対象として翼枚数の低減による高効率・低騒音化効果について報告している⁽¹⁹⁾。また、岩瀬らはパッケージエアコン室外機用プロペラファンを対象として翼枚数の低減による高効率・低騒音化効果について報告している⁽²⁰⁾。山本らは軸流ファンを対象に、動静翼干渉による騒音の発生・伝搬と動翼による音の反射について数値解析を用いて調査している⁽²¹⁾。

いずれの研究でも動翼の羽根枚数により騒音変化があることが述べられている。一方で、遠心流体機械の事例は少なく、特にディフューザ羽根枚数に関して内部流れおよび圧力変動の関係についての分析は少なく十分とはいえない。

(4) ディフューザ周辺での低騒音化構造適用に関する従来の研究

羽根付きディフューザを有する遠心ブロウや圧縮機の騒音低減の有効手段としては、羽根付きディフューザの入口径とインペラ出口の動静翼間距離を大きくすることによる動静翼干渉の加振力低減や、インペラ後縁のシュラウドとハブ側の周方向角度を変えることで動静翼干渉による加振力の位相を変える試みに関する研究が従来から行わ

れている。一方、ディフューザ内部で生じる圧力変動や定在波を抑制し低騒音化する構造に関する研究例は少ない。その中でも以下に関連する研究について述べる。

杉村らは本研究と同様な羽根付きディフューザ内で定在波が生じることを示し、定在波と翼通過周波数の波長が一致して生じる音響共鳴が発生する危険回転数の予測および音響共鳴の抑制構造としてスリットディフューザを提案し、その騒音低減効果について実験的に示している⁽¹²⁾。また、Liuらは小弦節比ディフューザを対象に、ディフューザ羽根周辺に複数の孔を持つヘルムホルツ共鳴器を応用した構造を設置することで騒音低減が図れることを報告している⁽²²⁾。後藤らは羽根付きディフューザの羽根前縁のハブ側をテーパ加工することで、羽根の負圧面で生じていた前縁はく離渦の成長を抑制でき、その効果から動静翼間距離を小さくしても、初期形状と同レベルの騒音を維持可能であることが報告されている⁽¹⁷⁾。

いずれの研究においても CFD や実験を用いて抑制構造の効果を説明しており、ディフューザ周辺にて騒音低減できる可能性を示し、低騒音化構造は研究段階であると考えている。

(5)流体騒音の分析および予測に関する従来の研究

流体騒音の発生メカニズム解明のためには、実験や CFD による騒音源の現象把握が重要である。そこで、ここでは流体騒音の分析・予測に関する従来の研究を調査した結果について述べる。

深野は低圧の軸流および斜流ファンを対象とし、翼後流の後流渦の幅を導入した騒音予測のための簡易式を提案している⁽²³⁾。翼後流渦の幅は翼後縁の厚さ、壁面上に発達する境界層の厚さと流れ角の推定値から求める。Tianらは深野が提案した簡易式と CFD を組み合わせ、ルームエアコン用プロペラファンの騒音予測を試みている⁽²⁴⁾。更なる予測精度の向上のためには、スパン方向毎の翼後流の幅を適切に見積もることが重要と考える⁽²⁴⁾。

渡辺らは遠心ファンを対象として、翼出入口の相対速度と実験係数を用いて騒音を予測する簡易式を提案している⁽²⁵⁾。簡易予測式は速度三角形を用いた 1次元予測ができ、諸元の傾向を把握する利点を持つが、定量的な予測精度を確保するためには実験係数を対象物毎に求める必要があり、その適用範囲に課題がある。

近年では、非定常 CFD を用いた流体騒音を予測する試みが盛んに行われている。これらの研究では、非定常 CFD の解析結果を音源データとした Lighthill の音響学的類推 (Acoustic Analogy)^{(26)~(28)}による分離解法が適用されることが多い。

Algermissenらはエンジン冷却用プロペラファンを対象として、RANSによる汎用流体解析ソフトウェア STAR-CD と Lighthill の方程式から導き出された Ffowcs Williams-Hawkings の式により騒音を予測した結果について報告している⁽²⁹⁾。乱流騒音の予測精度は十分ではないが、翼通過周波数騒音は精度良く予測できることを示している。加藤らは建設機械のエンジン冷却用ファンを対象に LES による騒音源の可視化結果を報告している⁽³⁰⁾。Yamadeらは産業用軸流ファンを対象に、LESによる非定常解析と BEM(Boundary element method)による音響計算により騒音予測を試みた結果について報告している⁽³¹⁾。Hamadaらは空調用プロペラファンを対象に、LESによる非定常解析と Lighthill の方程式から導き出された Curle の式⁽³²⁾による音響計算により騒音予測を試みた結果について報告している⁽³³⁾。草野らはプロペラファンを対象に、DESの非定常解析による翼間流れ場と Ffowcs Williams-Hawkings の式による音源の分析結果について報告している⁽³⁴⁾。Khelladiらは、本研究対象と同様な遠心ブロワを対象に、非定常解析と Ffowcs Willams and Hawkings の式を用いることで、遠方場の騒音予測が可能であることを報告している⁽³⁵⁾。

以上により、広帯域の流体騒音を予測する手段としては LES と DES が有望であると考えられる。翼通過周波数騒音が支配的である製品の騒音は、非定常 RANS を用いることで傾向を捉えることが可能となってきたと考えられる。一方で、本研究対象の遠心ブロワのようにディフューザ内部で定在波が生じる条件下では研究事例は少なく、定量的な精度を確保するためには、対象毎の適切な計算方法の選択と計算ノウハウの構築が必要であると考えられる。

(6)従来に関するまとめ

以下に従来の研究の調査結果に関してまとめる。

- ① 遠心ブロワの騒音現象把握：いずれの研究でも定在波が発生することが示されている。しかし、本研究の対象である小型遠心ブロワのように運転回転数範囲が広い遠心ブロワに対して、羽根付きディフューザ内部で生じる詳細な圧力変動パターンを把握した研究事例は少なく十分とはいえない。
- ② 羽根付きディフューザの内部流れ：羽根付きディフューザの内部流れに関する研究は、失速現象の把握を中心に過去から数多く行われてきた。過去の研究事例においては、大型の流体機械に用いられるディフューザの例が多く、本研究対象の遠心ブロワのように製品の小型・軽量化と高効率化を両立する研究事例は少ない。
- ③ 羽根枚数が及ぼす騒音への影響：ディフューザ羽根枚数の騒音に関する従来の研

究例は少ない。調査した研究事例では軸流ファンの翼枚数の低減による低騒音化効果は述べられている。ディフューザ羽根枚数に関してディフューザ内部流れと圧力変動の関係についての分析は十分とはいえない。

- ④ ディフューザ周辺での低騒音化構造適用：羽根付きディフューザを搭載した遠心ブロワおよび圧縮機の低騒音化に関する研究は、過去から動静翼間距離を大きくすること、加振力の位相を変えることなどが実施され報告されている。一方、ディフューザ内部で生じる圧力変動や定在波を抑制し低騒音化する構造に関する研究例は少なく、研究段階であると考える。
- ⑤ 流体騒音の分析および予測：広帯域の流体騒音を予測する手段としては LES と DES が有望であると考える。翼通過周波数騒音が支配的である製品の騒音は、非定常 RANS を用いることで傾向を捉えることが可能となってきたと考えている。一方で、本研究対象の遠心ブロワのようにディフューザ内部で定在波が生じる条件下では研究事例は少なく、定量的な精度を確保するためには、対象毎に適切な計算方法および計算ノウハウの構築が必要であると考える。

(7)本研究の位置づけと構成

以上の結果を踏まえて、本研究の位置づけを述べる。

遠心ブロワの小型化と高効率化および広い運転回転数での翼通過周波数騒音の低騒音化の設計指針の抽出を目的に、ディフューザ内部流れと圧力場の把握により騒音支配現象の発生メカニズムの解明を試みる。本研究は小型化と高効率化を両立する中で、羽根付きディフューザの翼間曲率半径が流れ場に及ぼす影響を PIV と圧力計測および流体解析を用いて調べた少ない事例となる。また、低騒音化については、はじめに研究対象の遠心ブロワのディフューザ内部における非定常圧力変動および定在波の影響を調査分析し、その特徴と要因分析を試みる。その後、ディフューザ羽根枚数が及ぼす騒音およびディフューザ内部圧力変動に関して調査し、ディフューザ羽根枚数を多くすることにより低騒音化が可能であるメカニズムの要因分析を試みる。さらに、ディフューザ周辺に低騒音構造を適用した構造を提案し、その抑制効果を示す。本研究はディフューザ内部に定在波が生じる中で、ディフューザ羽根枚数によるディフューザ内部圧力変動と騒音の影響を調査し、騒音発生メカニズム解明についての初めての事例であり、ディフューザ周辺での低騒音構造の新たな提案の1つとなる。以上の騒音メカニズム解明の取り組みは今後の遠心ブロワおよび圧縮機の小型化と高効率、低騒音化開発に役立つものと考えている。

本論文は、第 2 章で本研究に用いた共通する計測および流体解析手法について述べる。また、第 3 章ではディフューザ内部流れと圧力場の把握による騒音支配現象の把握、第 4 章では小型化と高効率化の両立に向けたディフューザ翼間曲率半径が及ぼす内部流れと性能への影響について述べる。第 5 章ではディフューザ羽根枚数が及ぼす騒音と内部圧力変動に関する影響について述べる。第 6 章ではディフューザ周辺での低騒音化構造の研究事例について述べる。おわりに、第 7 章では本論文の得られた結論をまとめる。

1.4 第1章のまとめ

本研究では家庭用電気掃除機の高性能化に関するもので、掃除機に搭載される遠心ブロワを対象としている。家庭用電気掃除機に搭載される小型遠心ブロワは、高効率化と運転範囲内における翼通過周波数騒音を含む騒音の低減が求められている。本研究対象の遠心ブロワは、設計点における高効率化が重要であることから羽根付きディフューザの中でも、弦節比の大きい羽根付きディフューザ（通路型）を設置している。

本研究対象の羽根付きディフューザは小型であり、翼通過周波数の波長と流路長さが近く流路内で音響共鳴が生じやすい特徴を持つ。対象の遠心ブロワは、電気掃除機の運転モードや、掃除機のごみの蓄積量により運転回転数が変化し、運転回転数範囲が広い。そのため、運転範囲内で音響共鳴発生による騒音レベルの増加や音質劣化の可能性があり、音響共鳴の回避が重要な課題である。この課題に対応するためには、ディフューザ内部の圧力変動を詳細に把握することが有効である。そこで、本研究ではディフューザ羽根枚数の異なる遠心ブロワに対して、ディフューザ内部圧力変動および騒音の変化を分析し、騒音発生メカニズムの解明を図る。

本研究にかかわる従来の研究として、遠心ブロワの騒音現象把握、ディフューザ内部流れ場の把握と小型・高効率化の両立、ディフューザ羽根枚数の内部圧力変動と騒音の影響、ディフューザ周辺での低騒音化構造、騒音分析・予測の観点で文献調査することで本研究の位置づけを明確化し、以下について取り組んだ。

- (1) 遠心ブロワの高効率化については、遠心ブロワの小型化と高効率化の両立を図る上で、ディフューザ翼間曲率半径による流れ場および性能への影響の影響を調査し、更なる高効率化の設計指針を得る。本研究はディフューザ翼間曲率半径による流れ場の詳細把握を行い、小型化と高効率化の両立の設計指針を明らかにする事例となる。
- (2) 遠心ブロワの低騒音化については、遠心ブロワの騒音現象把握に向けディフューザ内部圧力変動の把握と騒音増加の要因分析を行う。その後、ディフューザ羽根枚数の異なる遠心ブロワに対して、羽根枚数による遠心ブロワの騒音への影響について要因検討する。なお、本研究は羽根枚数による遠心ブロワの騒音変化の理由と騒音発生メカニズム解明を行う有益な事例となる。
- (3) ディフューザを有する遠心ブロワの低騒音化については、ディフューザ周辺に低騒音化構造を適用した新しい遠心ブロワの提案およびその効果を示す初めての事例となる。

(1) 主な記号と定義

A	: 流路面積[mm]
a	: ディフューザ重なり流路のスロート幅方向長さ[mm]
b	: 流路高さ[mm]
BPF	: 翼通過周波数 ($=iNZ/60$) [Hz]
c	: 音速 [m/s]
C	: 速度 [m/s]
C_p	: ディフューザ圧力回復係数 [-]
D	: 直径[mm]
G	: 質量流量[kg/s]
h	: ディフューザ重なり部の矩形断面の長い辺の長さ (流路高さ方向長さ) [mm]
i	: 次数[-]
I_0	: 音の強さ[W/m ³] ($=1 \times 10^{-12}$)
j	: 瞬時値時間ステップ数[-]
J	: 時間ステップ数[-]
k	: 静止系次数[-]
L	: 開放端補正した重なり流路長さ[mm]
L'	: ディフューザ重なり流路長さ[mm]
n	: 回転系次数[-]
N	: 回転数[min^{-1}]
N_{res}	: 共鳴危険回転数[min^{-1}]
m	: 直径節の数[-]
M	: 翼間流路の平均マッハ数[-]
P	: 静圧[Pa(G)]
P'	: 静圧変動成分[Pa]
P_e	: 軸動力 ($=T\omega$)[W]
PL	: パワーレベル[dB]
PS	: Pressure surface
P_t	: 全圧 ($=P_{t_inlet} - P_{t_outlet}$)[Pa]
Q	: 体積流量[m ³ /min]
R	: 重なり流路の曲率半径[mm]

s	: 干渉音次数[-]
SS	: Suction surface
U	: 周速度[m/s]
V	: 音速[m/s]
X	: インペラ出口半径とディフューザ入口半径の差[mm]
Z	: 加振羽根枚数 (インペラ側音響管効果を考える際はディフューザの羽根枚数) [-]
Z_i	: インペラ羽根枚数[-]
Z_d	: ディフューザ羽根枚数[-]
ρ	: 密度 (空気) [kg/m ³]
δ	: 開放端補正寸法[mm]
Φ	: 流量係数 ($=G/\rho(10^{-6}\pi D_2 b_2 U_2)$) [-]
λ	: 波長[mm], 軸動力係数 ($=P_e / (10^{-6}\rho\pi D_2 b_2 U_2^3)$) [-]
θ	: 位相角度[deg]
$\Delta P_{S_{dif}}$: ディフューザ静圧上昇 ($=P_{S(i)} - P_{S_{D/D2=1.035}}$) [Pa]
ΔP_s	: ブロワ静圧上昇 ($=P_{S_{a40}} - P_{S_{blowerinlet}}$) [Pa]

添え字

2	: インペラ出口
3	: 羽根付きディフューザ入口
4	: 羽根付きディフューザ出口
30	: 羽根付きディフューザ入口スロート
40	: 羽根付きディフューザ重なり流路出口
d	: 設計点
<i>inlet</i>	: ブロワ入口全圧評価点
<i>outlet</i>	: ブロワ出口全圧評価点
<i>rms</i>	: 二乗平均平方根
(<i>ave</i>)	: 時間平均値
(<i>i</i>)	: 評価位置

第2章 研究で用いた計測および 流体解析手法

本章では本研究で共通して用いた計測手法および圧縮性流体解析手法について述べる。計測はブロワ性能および騒音特性の把握と、ディフューザ内部の静圧および圧力変動の把握を行った。また、ディフューザ内部流れの把握は粒子画像流速測定法を用いて行った。圧縮性流体解析は市販ソルバーである ANSYS CFX^{*}を用いた。

2.1 ブロワ性能および壁面静圧計測方法

2.1.1 ブロワ性能測定

本研究では2種類の方法でブロワ性能の把握を行った。ブロワ全圧上昇の測定は対象製品の電動機との組み合わせを模擬した試験方法(電動送風機模擬状態)を採用し、要素試験時はブロワ性能の他にディフューザ内部の流れ方向静圧変化を測定した。

図 2.1 にブロワ性能測定に使用した実験装置の概略図および性能試験時のブロワの概略図を示す。また、図 2.2 にディフューザ要素毎の性能把握を目的とした際のブロワ性能測定装置およびブロワの概略図を示す。ブロワの性能測定はインペラを同一とし、ディフューザ部に研究対象のディフューザを設置しブロワ性能を評価した。試験は回転数を一定とし、風量を変えた場合の全圧または静圧、全温とトルクを測定した。風量は実験装置のバルブの開度を操作することで変更し、入口部のノズル差圧を基に算出した。なお、全圧と全温は全温全圧管をブロワの入口と出口に設け測定した。

2.1.2 ブロワの騒音測定方法

遠心ブロワの騒音測定は試験装置の周辺に設置されている補助装置の影響を排除するため、ブロワの有無における運転騒音レベルの差が 10 dB 以上となるように、ケーシングから 0.1 m もしくは 0.5 m と離れた近接場に騒音計(リオン, NA-27 もしくは、ブリュエル・ケアー社, Type4190-L-001)を設置した。また、ディフューザの音

響共鳴現象を把握するため、インペラの回転に同期した信号を基に回転数と騒音を測定し、FFTアナライザにて回転数トラッキング分析を行った。なお、回転数トラッキング分析を行った動作条件は、バルブ開度を設計風量に合わせた後に固定し、設計点を通る抵抗カーブ上で評価した。

圧力変動と騒音の回転数トラッキング分析結果は、同一の測定を3回行い、各回転数における値の平均値を示す。また、本試験構成では設計点風量に対して風量を小さくした場合、羽根なしディフューザ部の旋回失速より、羽根付きディフューザの失速が先に生じることがわかっている。また、本試験では設計点を通る抵抗カーブ上の圧力変動、騒音を測定しており、羽根付きディフューザの失速が生じない試験範囲で測定を行った。

2.1.3 ディフューザ内部の静圧測定方法

ディフューザ内の静圧測定は研究目的別に、時間平均値および非定常計測を行った。図 2.3 にディフューザ内部の静圧上昇量の変化を把握する計測例を示す。静圧は羽根付きディフューザのハブ壁面に直径 0.5 mm の静圧孔を設け計測した。静圧孔は羽根付きディフューザ入口部 ($D/D_2=1.035$) と羽根付きディフューザ入口スロート部から重なり流路出口にかけて翼間内の流れ方向に 5 点とし、翼間中央部に設けた。なお、静圧測定は静圧孔と多点圧力計 (Scanivalve, DSA3217) の間を約 2 m のビニールチューブでつなぎ、圧力計の 1 min 間のデータを用いて平均化した。

図 2.4 にディフューザ内部圧力変動の測定方法を示す。圧力変動 (非定常圧力) 計測はディフューザのハブ壁面に非定常圧力トランスデューサ (Kulite, XCQ-062-5SG) を設置し、静圧を測定した。なお、非定常圧力トランスデューサは、ディフューザ重なり部入口から流れ方向に等間隔に 4 点設置した。計測用静圧孔と非定常圧力トランスデューサの受圧面までの空間で形成されるヘルムホルツ型共鳴周波数は、測定周波数範囲に対して十分に高くなるようにした。各圧力変動の位相平均処理の際には、図 2.4 に示したインペラ後縁とディフューザ前縁が周方向に一致する位相角度 θ を 0 deg と定義した。

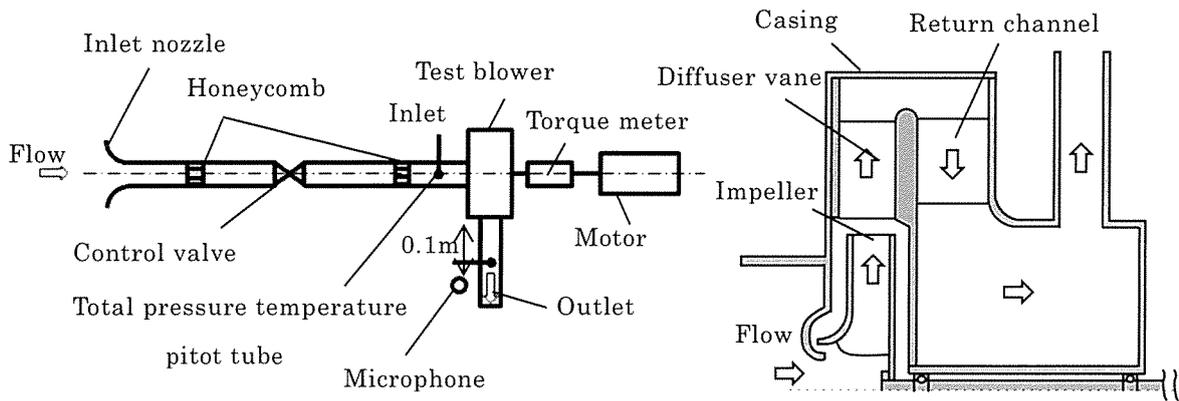


図 2.1 ブロワ性能計測装置（電動送風機模擬）

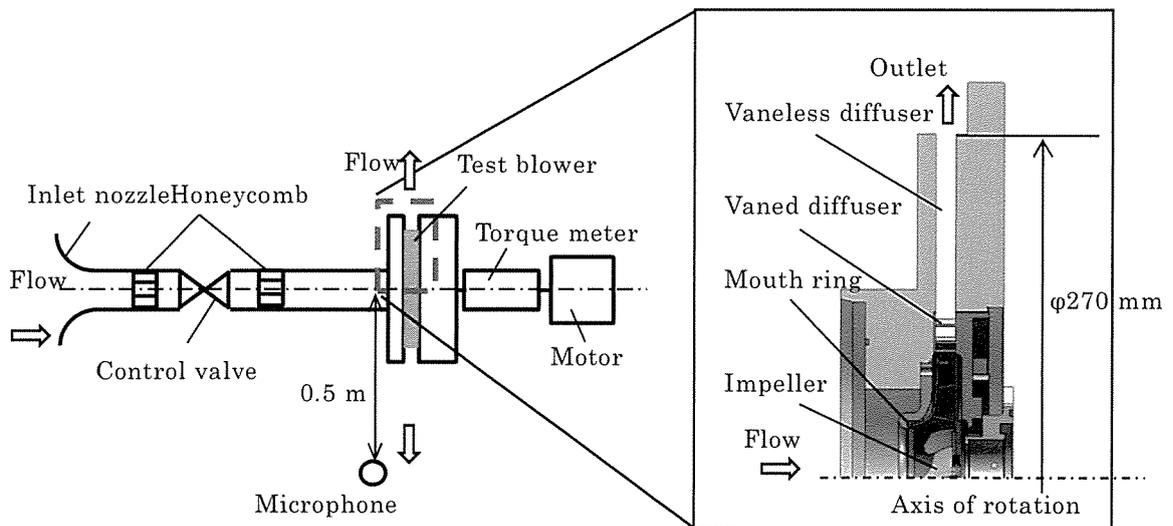


図 2.2 ブロワ性能計測装置（径方向排気）

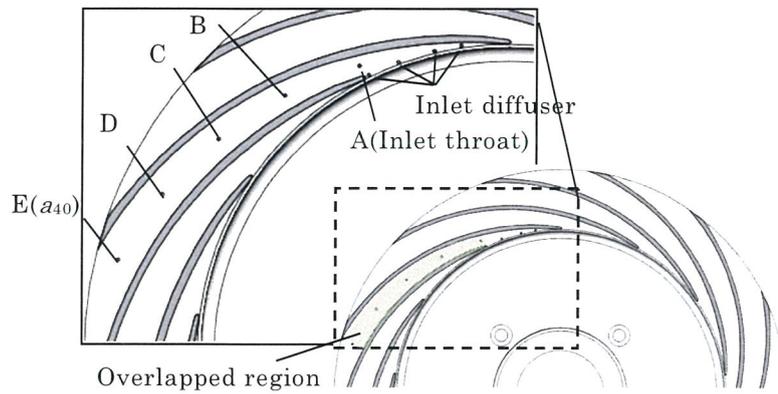


図 2.3 ディフューザ静圧測定方法

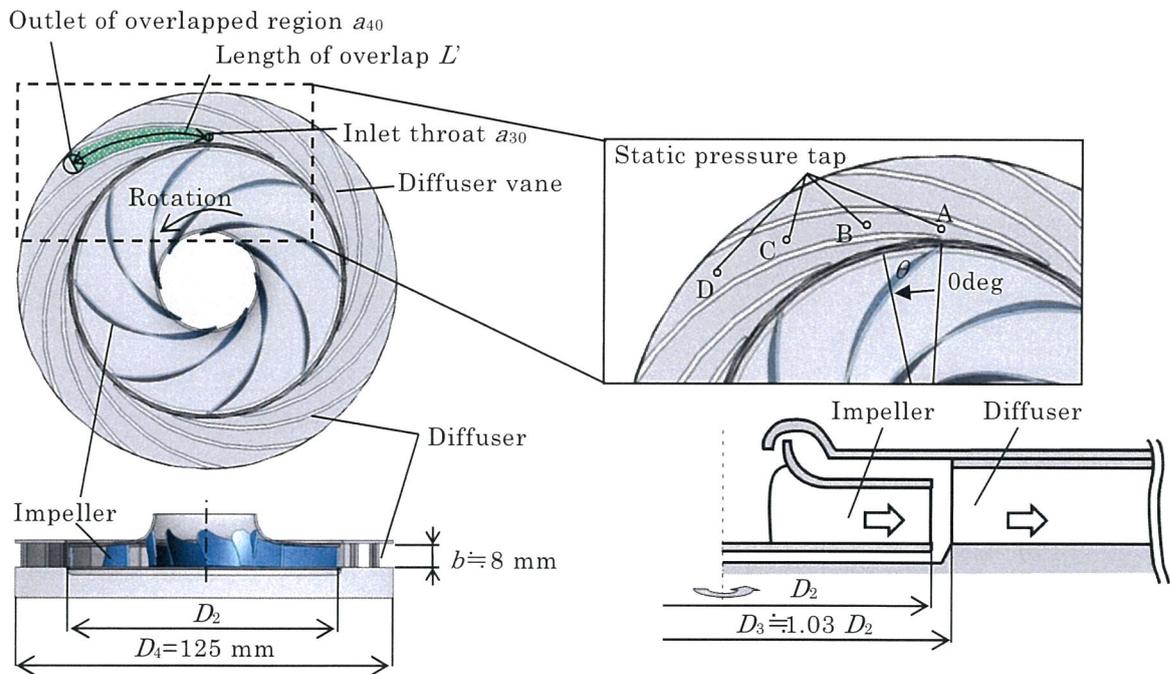


図 2.4 ディフューザ内部の圧力変動測定方法

2.2 流れ場計測方法

本研究では粒子画像流速測定法 (Particle Image Velocimetry : 以下, PIV) を用い, ディフューザ内部流れの把握を行った. 本研究対象のインペラ出口流れは, 周方向速度が支配的な 2 次元流れであるため, 1 台のカメラによる 2 次元 PIV 計測を行った. 用いた PIV システムの概略図を図 2.5 に示す.

PIV システムの構成は高速度カメラ (Photron, FASTCAM SA1.1) と, 光源に高繰返 YAG レーザ, 光学系ユニット, トレーサ発生装置 (西華産業, Pivpart21), タイミングコントローラである. トレーサ粒子は粒径が約 $1 \mu\text{m}$ の DEHS (Di-2-Ethyhexyl-Sebacat) 粒子を使用した⁽³⁶⁾. カメラは 512×1024 pixels, 撮影速度を 7,200 fps とし, 回転軸と平行になるように設置した. レーザは光学系ユニットを用いて計測部のシート厚さが約 1 mm のシート光を形成し, ディフューザの外周部から水平に挿入した. 計測は図 2.6 に示す模式図のように, ディフューザ下流で径方向に排気する構成で行った. また, 計測は羽根付きディフューザ流路高さ方向 3 断面 (ハブ面より 25%, 50%, 75%span) で行った.

また, 図 2.7 に測定で用いた供試品の写真を示す. 羽根付きディフューザはレーザの挿入と可視化のため, 羽根とシュラウドをアクリルで製作した. また, インペラは測定時の反射光を低減するため黒色アルマイト処理を施した.

表 2.1 に計測条件を示す. PIV 計測手法はフレームストラドリング法⁽³⁷⁾を用い, 2 画像を取得する時間間隔を $8.8 \mu\text{s}$ とした. PIV 解析は Koncerto-II (西華産業) を用い, 光学ノイズを除去するために計測で得られた画像を用いて背景処理⁽³⁸⁾を行った. PIV 計測は装置の温度上昇によるアクリル製ディフューザの形状変化を回避するため, 設計点の流量係数を維持して, 回転数を $11,000 \text{ min}^{-1}$ で測定した.

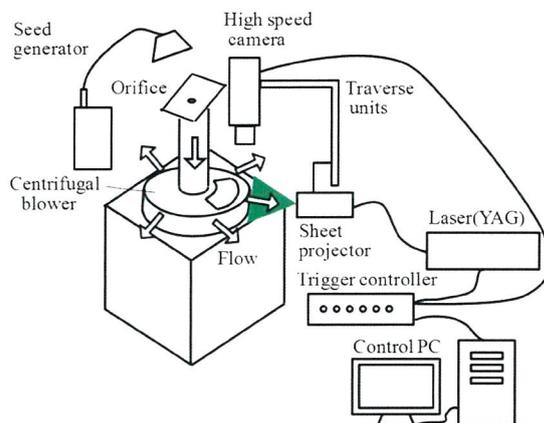


図 2.5 PIV 計測装置

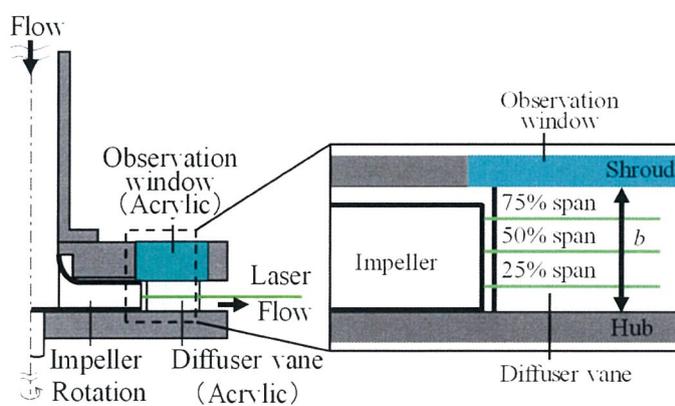


図 2.6 計測断面模式図

表 2.1 PIV 計測手法

Revolution [min^{-1}]	11,000
Frame rate [fps]	7,200
Image size [pixels]	512x1,024
Δt [μs]	8.8
Scale factor [$\mu\text{m}/\text{pixel}$]	8.6
Laser light sheet [mm]	1
Tracer particle seeding	DEHS

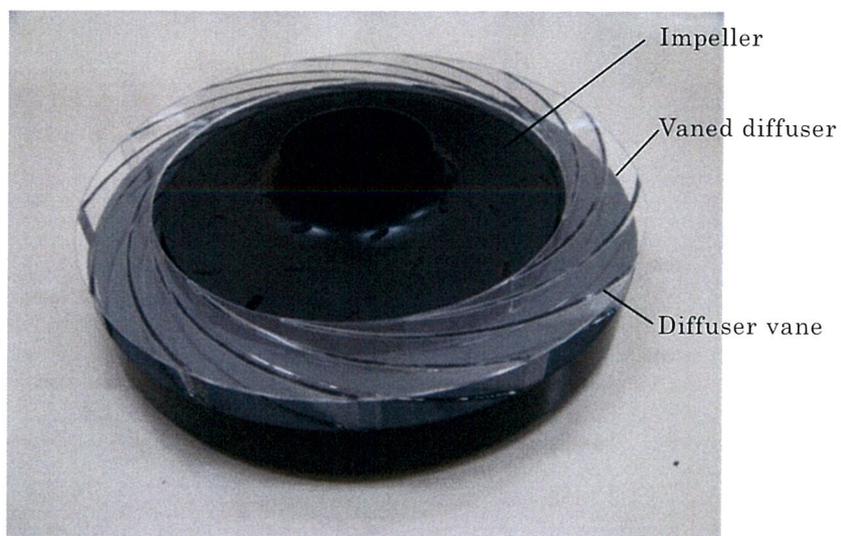
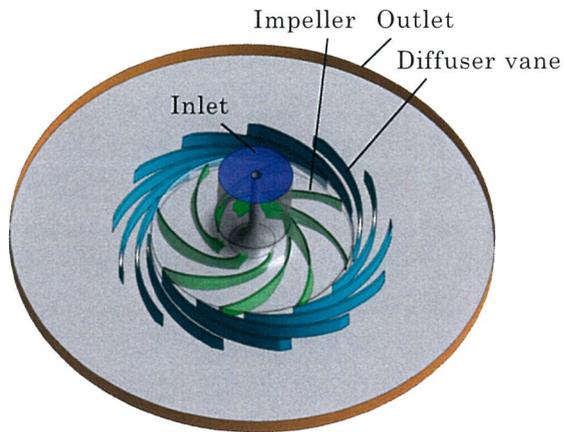


図 2.7 PIV 計測用ブロワ

2.3 流体解析手法

本研究では、詳細な流れ場の把握を行うために圧縮性流体解析を行った。解析ソルバーは ANSYS CFX*13~15 を用いた。解析エリアは図 2.2 のブロワ性能測定時の構造を模擬し、メッシュは壁面からの最近接格子点の無次元距離 y^+ を大域において 2 程度以下とし、使用した乱流モデルに適した範囲とした。解析条件はブロワ性能測定時と同一の回転数、風量とし、入口境界に質量流量、出口境界に静圧を与え、壁面は滑り無とした。動静翼間のインターフェースはインペラ出口径とディフューザ入口径の中央とし、物理量を周方向に平均して受け渡す Stage を用い解析を行った。



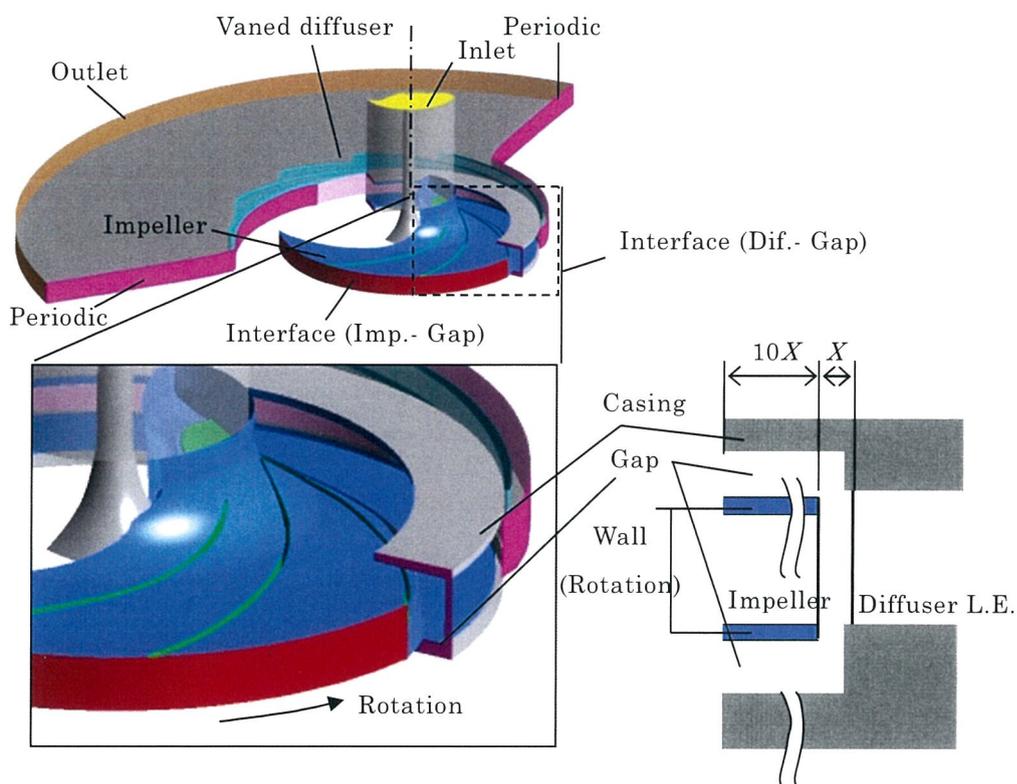
Solver	ANSYS CFX 13.0
Number of mesh	Impeller 2,600,000 Diffuser 6,850,000 Total 9,450,000
Turbulence model	SST-model
Boundary condition	Inlet :Mass flow Outlet :P-static Wall :No slip
Interface	Stage

図 2.8 解析モデル (全周モデル)

また、ディフューザ内部圧力変動を可視化する目的で、圧縮性非定常流体解析を行った。解析モデルは、ディフューザ内部とインペラ部を対象としたモデルと、図 2.9 に示すようにインペラとディフューザおよびケーシングとインペラによる隙間部を考慮したモデルを用い、周期境界条件を使用した。なお、ケーシングとインペラの隙間の考慮は、隙間部で生じる圧力変動の影響を把握するためである。また、両ディフューザ共にインペラは 3 翼間とし同一メッシュを用い、ディフューザまたはケーシングとインペラの隙間を含む静止流路は 5 翼間とした。なお、静止流路の翼間の数は、周期境界を用いる中で、インペラと静止流路のインターフェースの角度差を可能な限り小さくする組合せとした。なお、ケーシングとインペラの隙間は計測した際の空間をモデル化し、インペラ出口半径とディフューザ入口半径の差 X の 10 倍の空間をインペラ出口から半径方向内向きに設置した。流体解析に用いた乱流モデルは過去の研究で高い予測精度が得られた RANS (SST) モデルを使用した。

また、非定常解析の時間刻みはディフューザ重なり部のクーラン数が約 0.5 となるように、インペラの回転角度が 1 deg 進む時間とし、非定常解析の動作条件は設計点の風量と回転数とした。なお、本圧縮性流体解析手法では、壁面の音響的な反射は考慮できていない。

* ANSYS および他のすべての ANSYS, Inc.の製品名およびサービス名は、ANSYS, Inc.または、米国および他の国にある ANSYS, Inc.の子会社の登録商標または商標です。



Solver	ANSYS CFX 15.0
Turbulence model	RANS (SST-model)
Boundary condition	Inlet: Mass flow Outlet: P-static Wall: No slip
Time step	Time corresponding to 1 deg of impeller rotation

図 2.9 解析モデル（インペラ周辺隙間考慮モデル）

第3章 ディフューザ内部流れと圧力場の可視化による騒音支配現象の把握

研究対象の遠心ブロワは家庭用電気掃除機に用いられる。家庭用掃除機の騒音は床面のごみを吸い上げる吸口や集塵部を含む本体内部および電動送風機の流体音の他に、電動送風機の回転振動音が存在する。その中でも遠心ブロワのインペラとディフューザの動静翼干渉により生じる翼通過周波数騒音は他の騒音に比べて卓越し音質を悪化させる可能性がある。すなわち、製品の低騒音化を図るには運転範囲内の翼通過周波数騒音の低減が必要である。特に研究対象の遠心ブロワは隣接するディフューザ翼により重なり部が形成される羽根付きディフューザを搭載しており、小型であることからディフューザ重なり部と翼通過周波数の波長が近く、定在波が存在することがわかっている。

第1章で述べた遠心ブロワおよび圧縮機の騒音現象把握に関する研究事例はいずれの研究でもディフューザや静止流路に定在波が発生することが示されている。しかし、本研究の対象である小型遠心ブロワのように運転回転数範囲が広い遠心ブロワに対して、羽根付きディフューザ内部で生じる詳細な圧力変動パターンの把握とその騒音への影響の把握は十分でない。そこで、本研究ではディフューザ内部圧力変動を非定常圧力計測と圧縮性非定常流体解析を用いて可視化した。本研究の目的は、詳細な圧力変動パターンおよび定在波との影響を把握し、低騒音化の設計指針を得ることである。

3.1 研究対象と計測および流体解析方法

3.1.1 研究対象の遠心ブロワ

研究対象の遠心ブロワを図 2.4 に示す。遠心ブロワはシュラウド付インペラと、インペラ外周部に羽根付きディフューザを設けている。ディフューザは弦節比が約 3 で、ディフューザの羽根により重なり流路が形成される。遠心ブロワは高速回転で運転され、設計流量係数 $\Phi_F=0.072$ における全圧力比が約 1.3 である。遠心ブロワの羽根枚数はインペラが 8 枚、ディフューザが 13 枚である。また、ディフューザ外径 D_4 は 125 mm、流路高さ b は約 8 mm である。また、ディフューザ入口径 D_3 とインペラ出口径 D_2 との比で表す D_3/D_2 は約 1.03 と小さく、動静翼隙間が小さいという特徴を持つ。

3.1.2 計測方法

本研究ではディフューザ内部圧力変動の把握のために、非定常圧力トランスデューサを用いた非定常圧力変動計測を行った。非定常圧力計測と騒音計測は第 2 章の図 2.2 に示した方法を用い、羽根付きディフューザの下流に羽根なしディフューザを設置し、径方向に排気する構成で行った。非定常圧力計測はディフューザのハブ壁面に非定常圧力トランスデューサ (Kulite, XCQ-062-5SG) を設置し、静圧を測定した。なお、非定常圧力トランスデューサは、ディフューザ重なり部入口から流れ方向に等間隔に 4 点設置した (図 2.4 中の A, B, C, D)。

3.1.3 流体解析方法

各動作条件におけるディフューザ内部圧力変動を可視化する目的で、圧縮性非定常流体解析を行った。解析モデルは、図 3.1 に示すように周期境界条件を使用し、インペラ 3 翼間とディフューザ 5 翼間とした。解析規模はインペラ、ディフューザそれぞれ 1 流路当たり 60 万点、40 万点で総格子点数約 380 万点とした。なお、メッシュ数は予備検討において、メッシュ数を変化させた際のブロワ静圧上昇の予測値の変化が小さくなった格子点数を採用した。また、壁面からの無次元距離 y^+ は大域において約 2.5 以下とした。解析ソルバーは ANSYS CFX* Ver.13 を使用し、境界条件は入口に

質量流量，全温，流入角（境界垂直流入），出口に静圧を与え，壁面は滑りなし断熱条件にて，圧縮性流体解析を行った．

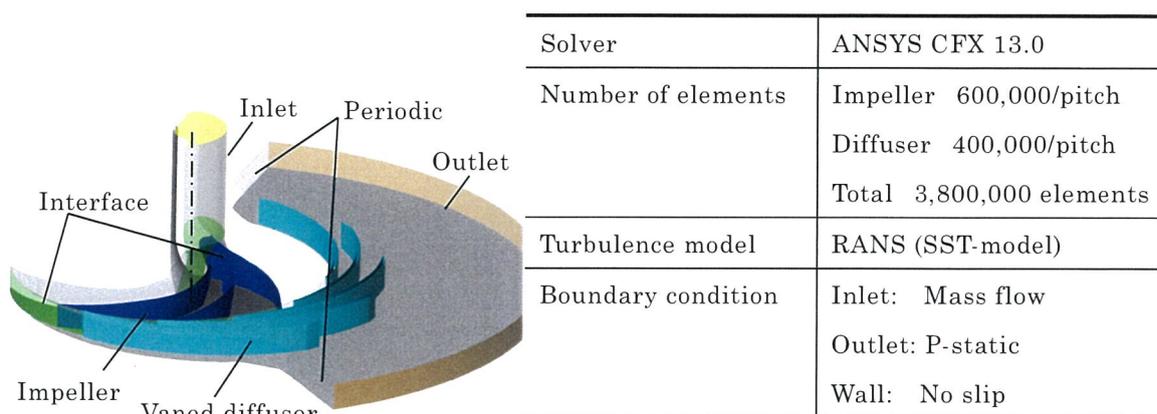


図 3.1 流体解析モデル

3.1.4 定常流体解析結果の精度検証

設計点における定常流体解析結果の予測精度について述べる．図 3.2 にブロワ静圧上昇の計測結果と乱流モデルによる解析結果の比較を示す．図 3.2 の横軸は設計点の流量係数 ϕ_d で除した無次元風量 ϕ/ϕ_d を，縦軸は設計点流量係数 ϕ_d におけるブロワ静圧上昇の計測結果で正規化した無次元ブロワ静圧上昇を示す．図 3.2 より検討した乱流モデルの中で，RANS (SST) モデルの予測精度が約+3 %と精度が高いことを得た．なお，乱流モデルによるブロワ静圧上昇の予測精度の差は，ディフューザ静圧上昇の予測差によるものである．上記検討結果を基に，圧縮性非定常流体解析の乱流モデルは RANS (SST) モデルを使用した．

非定常解析の時間刻みはディフューザ重なり部のクーラン数が約 0.5 となるように，インペラの回転角度が 1 deg 進む時間とした．また，非定常解析の動作条件は，騒音の回転数トラッキング分析結果で得られた共鳴回転数とその風量の計測結果を用いた．

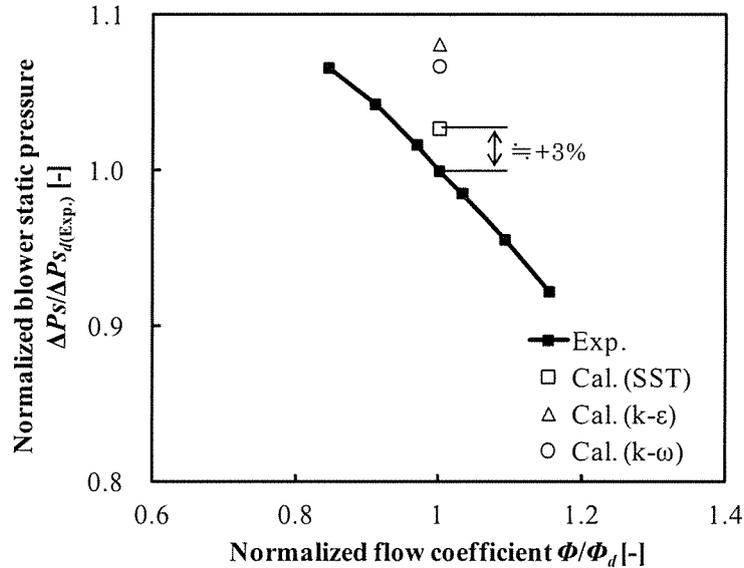


図 3.2 乱流モデルによる遠心ブロワの静圧上昇の比較

3.2 ブロワ騒音およびブロワ内圧力変動の計測， 解析結果

図 3.3 に翼通過周波数（BPF）騒音の回転数トラッキング分析結果を示す。なお、図 3.3 は設計点の特性（ $\Phi_d=0.072$ ）を測定したバルブ開度に固定し、回転数を 20,000 から 48,000 min^{-1} まで変化させた際の騒音を示す。つまり、抵抗曲線上でインペラの回転数を変化させたもので、流れの相似性を確保している。なお、図 3.3 の騒音の回転数トラッキング分析結果は回転数を変化させた試験を 3 回行い、各回転数の騒音値を平均したものであり、各回転数の最大測定誤差は 2 dB 以下である。また、図 3.3 に示した丸はインペラとディフューザの諸元を基に音響管と仮定し、式(3.1)から算出した BPF 騒音の共鳴危険回転数を示す⁽³⁹⁾。

$$N_{\text{res}} = \frac{i + \frac{1}{2}}{s} \left(\frac{60}{0.001Z(L + \delta)} \right) (V(1 - M^2)) \quad (3.1)$$

3.2.1 ブロワ騒音の結果

図 3.3 に示した騒音の回転数変化は回転数の 6 乗に比例しておらず、BPF の 1 次成分 (1stBPF) は、回転数 24,200, 28,600, 41,100, 45,800 min⁻¹ で騒音が大きいの。また、BPF の 2 次成分 (2ndBPF) は、回転数 21,800, 30,100, 36,300, 39,500 min⁻¹ で騒音が大きくなっている。また、騒音の大きい回転数のうち、回転数 24,200, 30,100, 36,300, 39,500 min⁻¹ は、式(3.1)から算出した BPF 騒音の共鳴危険回転数と近く、音響共鳴の可能性を持つ。

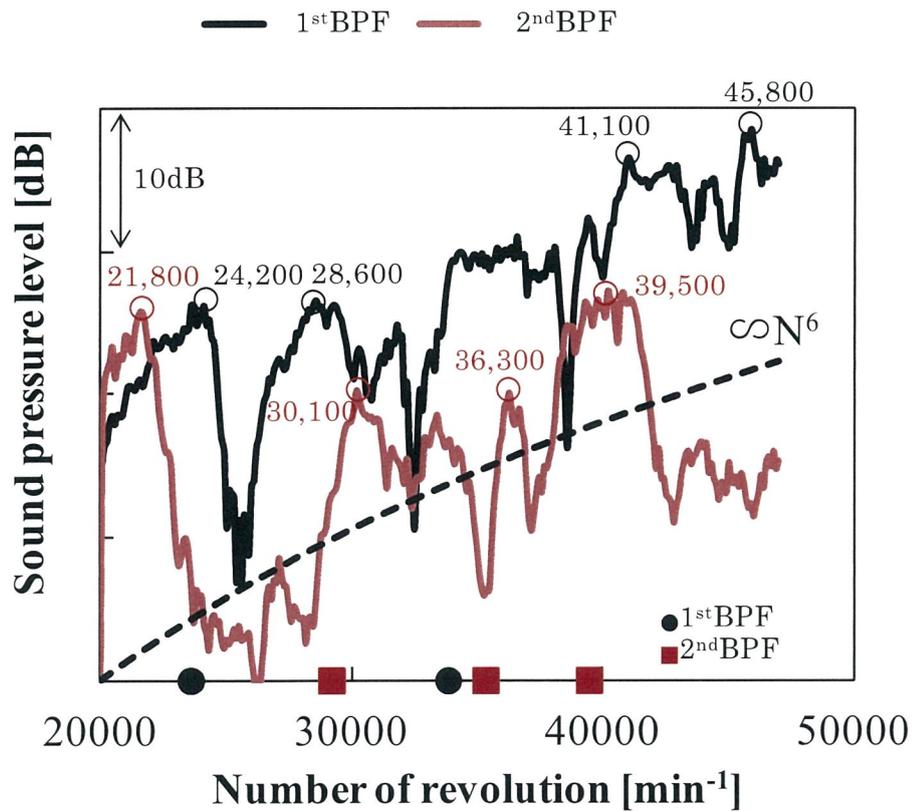


図 3.3 騒音の回転数トラッキング分析結果

3.2.2 ブロワ内圧力変動の計測結果

次に、ディフューザ内部圧力変動を把握するため、圧力変動の回転数トラッキング分析を行った。回転数トラッキング分析は、式(3.2)で定義したパワーレベルを用いて評価を行った。

$$PL=10\log\left(\frac{P^2}{I_0}\right) \quad (3.2)$$

図 3.4 に BPF の 1 次, 2 次成分のパワーレベルの回転数トラッキング分析結果を示す。図 3.4 は計測結果を実線, 非定常流体解析で得られたパワーレベルを点で示す。まず, 図 3.4(a) の BPF の 1 次成分(1stBPF)の計測結果に注目すると, 重なり流路内の計測点 A, B, C, D は, 幾つかの回転数においてパワーレベルが急激に変化している。特に, 計測点 B のパワーレベルは, 回転数による変化が大きく, 回転数 21,100, 24,300 min⁻¹ でピークを持ち, 約 30,000 min⁻¹ で他の計測点よりも小さくなり, その後, 46,000 min⁻¹ 付近まで増加し最大値となっている。次に, 図 3.4(b) の BPF の 2 次成分(2ndBPF)に注目すると, 1 次成分と同様に幾つかの回転数において, パワーレベルが急激に変化している。特に, 1 次成分で変化の大きかった計測点 B は, 回転数 20,600, 29,800 min⁻¹ でパワーレベルが大きい。本結果から, ディフューザ内部の圧力変動は, 特定の回転数で大きくなり, 回転数によってディフューザ内部の流れ方向位置で圧力変動の大小関係が異なることがわかる。また, ディフューザ内部の圧力変動が大きくなる回転数は, 図 3.3 に示した騒音の回転数トラッキング分析結果で得られた共鳴回転数と概ね一致しており, ディフューザ内部の音響共鳴の影響を受けていると考えられる。

次に, 図 3.4 に示したパワーレベルの計測結果と共鳴回転数における非定常解析結果の比較について述べる。図 3.4(a) の BPF の 1 次成分に注目すると, 回転数によるパワーレベルの変化は, 各計測点ともに計測結果の特徴を良く再現でき, 1 次成分の圧力変動の相対関係の把握に有効であることがわかる。また, 図 3.4(b) の BPF の 2 次成分に注目すると, 解析結果の回転数によるパワーレベルの変化は, 25,000 min⁻¹ 以下の回転数において概ね変化を再現できているが, 回転数が高くなると計測結果と異なっており, 計測点位置によるパワーレベルの差を小さく評価している。

次に, 回転数 21,800, 39,500 min⁻¹ の各計測点における圧力変動の計測結果(点)と解析結果(線)の比較を図 3.5 に示す。なお, 図 3.5 の横軸は図 2.4 に示したイン

ペラ後縁とディフューザ前縁が一致する位相角度を 0 deg とした位相角度 θ である。回転数 $21,800 \text{ min}^{-1}$ (図 3.5 (a)) の計測点 B, C は BPF の 1 次成分が支配的であり、計測点 D は 2 次成分が存在する。また、回転数 $21,800 \text{ min}^{-1}$ の解析結果は計測結果を良く再現できている。一方、回転数 $39,500 \text{ min}^{-1}$ (図 3.5 (b)) は各計測点ともに圧力変動の振幅は概ね再現できているが、計測点 A, D の BPF の 2 次成分は計測結果に比べ大きく予測している。なお、図 3.5 に示した運転条件は、図 3.3 と図 3.4 よりディフューザ内部の圧力変動の増加と騒音の増加が確認できており、音響共鳴回転数に近い運転条件であることが得られている。図 3.5 に示した解析結果は音響共鳴が生じているにも関わらず、支配的な振幅を概ね予測できており、本研究の目的である圧力場の可視化が可能であると考えられる。一方、2 次成分の予測精度に関しては、本研究で用いた解析手法がインペラのシュラウドとケーシングおよびインペラのハブとディフューザとのクリアランス（インペラ周辺隙間）で生じる圧力変動と、壁面での音響反射を考慮できていないことの影響が考えられ、今後更なる改善が必要であると考えている。

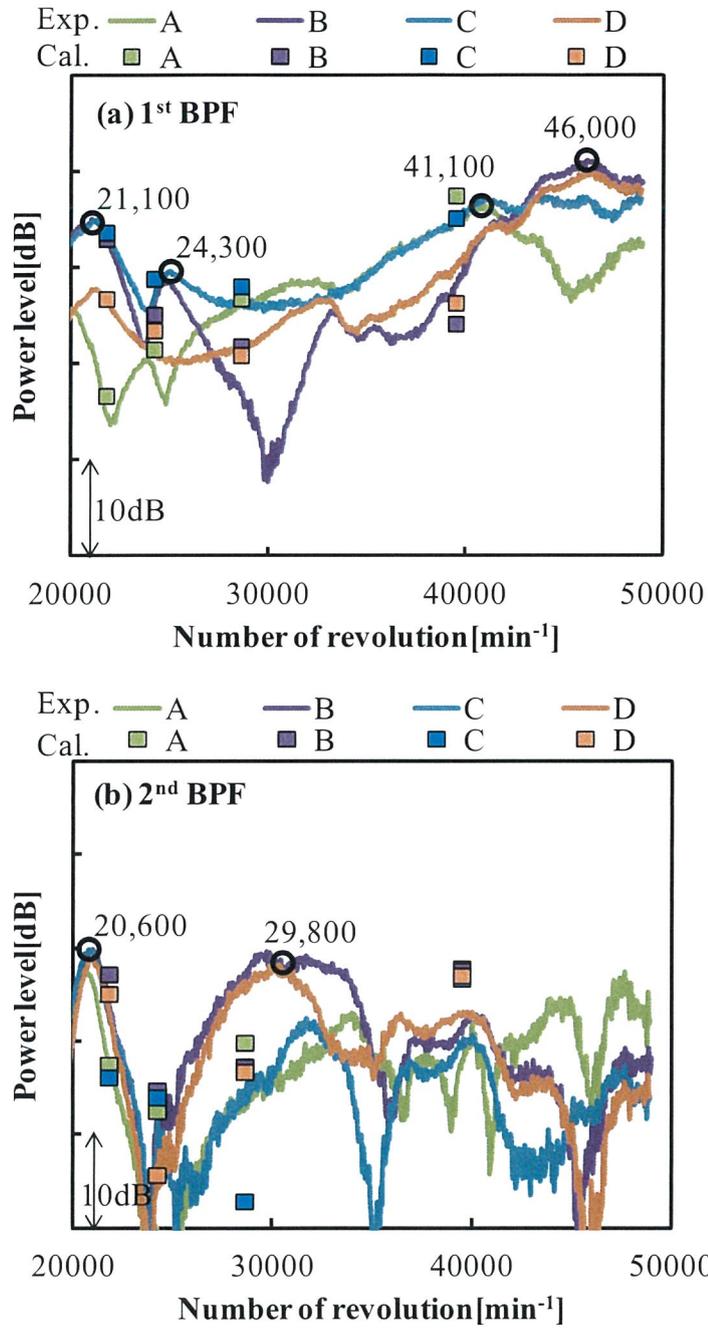


図 3.4 ディフューザ内部圧力変動の回転数トラッキング分析結果と流体解析結果

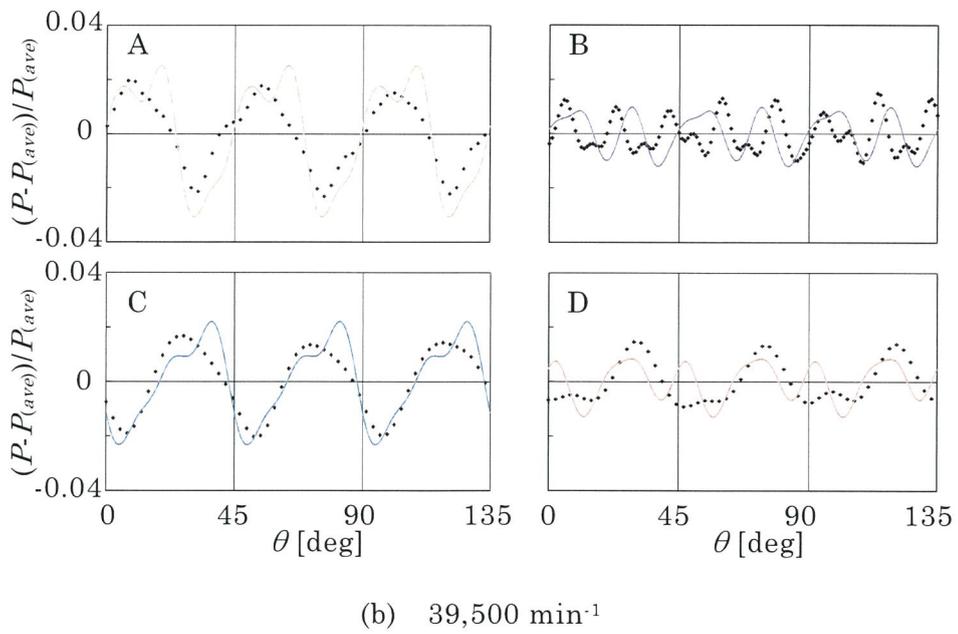
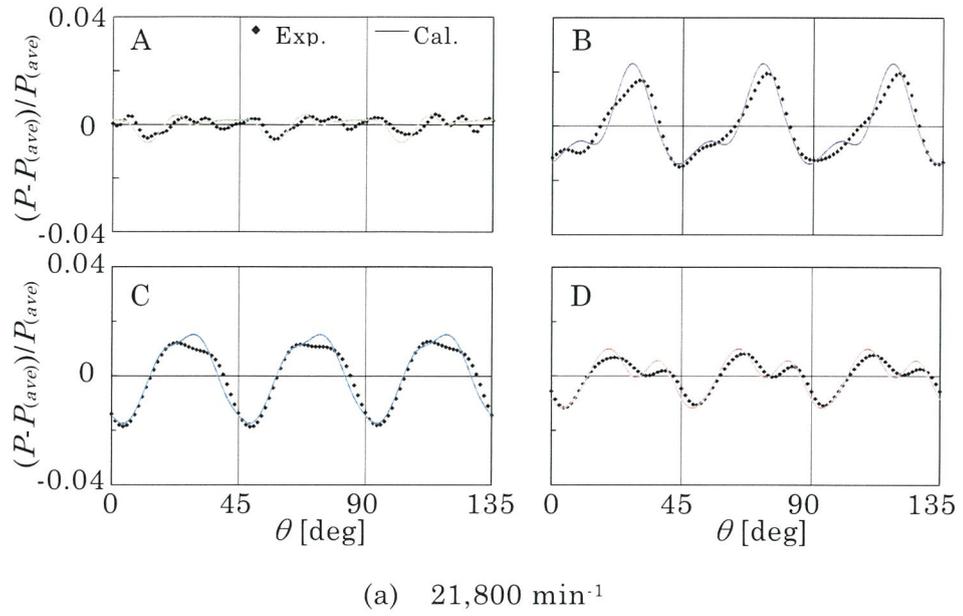


図 3.5 圧力変動の計測と解析結果の比較

3.3 非定常流体解析によるブロウ内非定常圧力場の可視化結果

次に、非定常解析結果を用いてディフューザハブ面の圧力変動の可視化を行った。圧力変動の可視化は、式(3.3)に示した圧力の RMS 値を用いた。式(3.3)により、ディフューザ流路において圧力変動が大きい部分を可視化することができる。式(3.3)の圧力の RMS 値を用いて、共鳴回転数 21,800, 24,200, 28,600, 39,500 min^{-1} の圧力変動を可視化した結果を図 3.6 に示す。

図 3.6(a)の回転数 21,800 min^{-1} は、重なり流路の中央付近（計測点 B～C）で圧力変動が大きく、重なり流路入口部と重なり流路の出口下流で圧力変動（RMS 値）が小さいことがわかる。次に、図 3.6(b)の回転数 24,200 min^{-1} は、計測点 C 付近（重なり流路の中央から出口にかけ）の圧力変動が大きい。また、回転数 24,200 min^{-1} は、重なり流路の出口下流および、重なり流路入口下流の圧力変動が小さく、重なり流路入口での圧力変動の節は、回転数 21,800 min^{-1} に比べ、わずかに重なり流路内の下流側に移動している。図 3.6(c)の回転数 28,600 min^{-1} の圧力変動は、重なり流路入口の計測点 A と、計測点 C 付近で大きいことがわかる。また、重なり流路入口下流で見られた圧力変動の節は、回転数 24,200 min^{-1} に比べ下流側に移動している。図 3.6(d)の回転数 39,500 min^{-1} の圧力変動は、回転数 28,600 min^{-1} と同様に計測点 A と C 付近で大きいことがわかる。また、回転数 28,600 min^{-1} に比べ、重なり流路入口下流での圧力変動の節が下流側へ移動している。

$$P_{rms} = \sqrt{\frac{1}{J} \sum_{j=1}^J (P_j - P_{(ave)})^2} \quad (3.3)$$

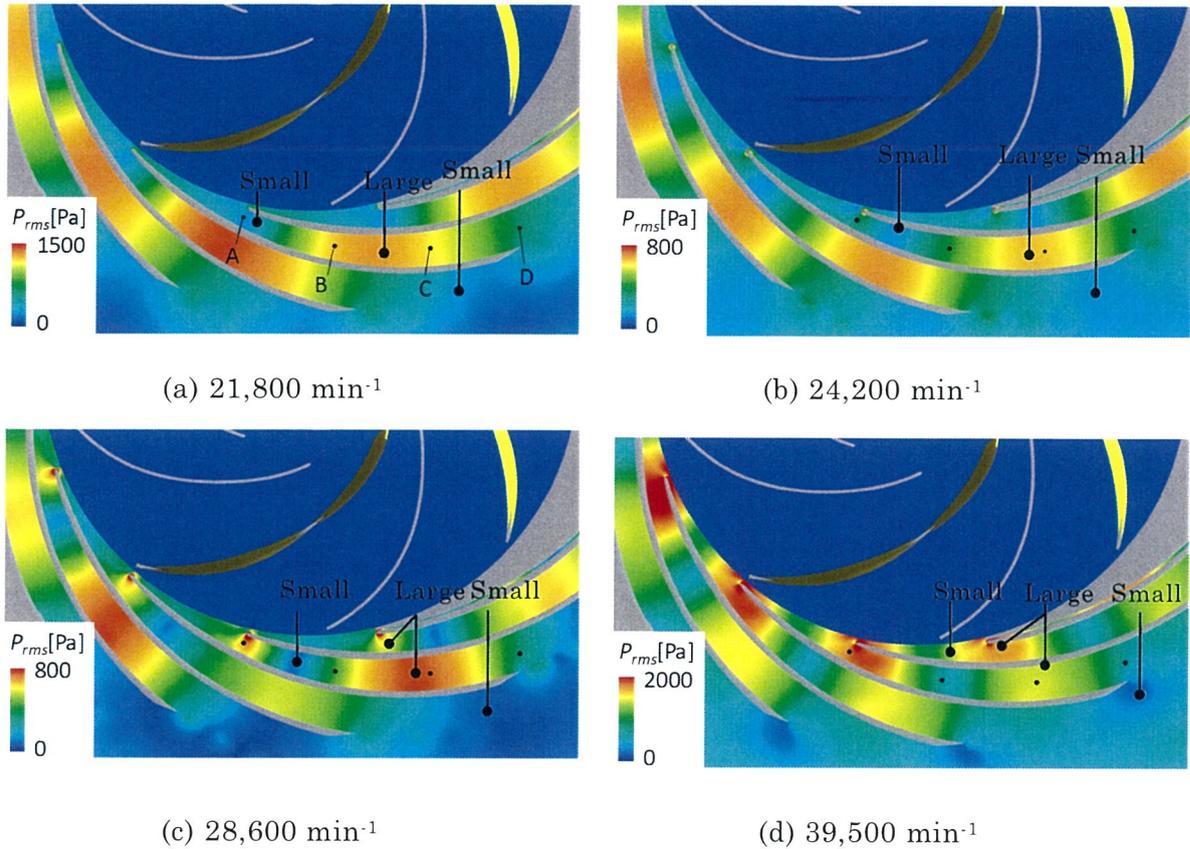


図 3.6 ディフューザ内部圧力変動の回転数変化

図 3.6 に示した各回転数の圧力変動は重なり流路出口の圧力変動が小さいという共通点を持つ。これは、重なり流路出口付近を固定端とし、ディフューザ入口の動静翼干渉場を自由端とした圧力変動モードが存在し、音響定在波の圧力変動を示していると考えられる。また、解析結果は共鳴回転数において重なり流路出口下流に圧力変動の節が存在すること、回転数に応じて重なり流路入口側での圧力変動の節の位置と、圧力変動振幅が変化することを示し、各圧力モードは重なり流路内で生じる定在波を示していることがわかった。

3.4 ディフューザ内部の現象と騒音増加要因考察

次に、ディフューザ内部圧力変動モードに関して検討する。本ディフューザは、動静翼干渉場を自由端、開放端補正した長さ L の開放端（重なり部の出口側）を固定端とした単純な音響管と仮定した場合、1次モード ($\lambda_{\text{i}}=4L$)、3倍振動モード ($\lambda_{\text{ii}}=4L/3$)、5倍振動モード ($\lambda_{\text{iii}}=4L/5$) の定在波が発生する可能性がある。図 3.7 にディフューザ重なり部のハブ面において、計測点 A~D を通る線を定義し、図 3.6 に示した圧力 RMS 値の流れ方向の変化、インペラ位相角度 θ による圧力場の変化を可視化した結果を示す。図 3.7(a)~(d) の右側に圧力 RMS 値を、左側にインペラ位相角度 θ による圧力場の変化を示す。また、図 3.7 の縦軸はディフューザ入口から出口における流れ方向の無次元位置と圧力計測点を、圧力 RMS 値には定在波のうち、特に関係すると考えられる 3 倍振動モード ($\lambda_{\text{ii}}=4L/3$) の節、腹の位置を示す。なお、本検討では、ディフューザ内部の音速は空気の音速に、ディフューザ内の平均流速を加え検討した。

まず、圧力 RMS 値に注目すると、各回転数共に計測点 C 付近の圧力変動が大きく、計測点 C 付近に存在する定在波の 3 倍振動モードの腹の位置で圧力変動が大きいことがわかる。特に、回転数 $39,500 \text{ min}^{-1}$ の圧力変動は、計測点 A, C の圧力変動が大きく、定在波の 3 倍振動モードと類似している。すなわち、図 3.6 に示した圧力 RMS 分布は、翼通過周波数の波長に応じた圧力変動を示しているが、定在波の 3 倍振動モードの影響を受けていると考える。

さらに、インペラ位相角度 θ による圧力変動の変化に注目すると、各翼間の圧力変動は規則性がある。特に、定在波の 3 倍振動モードの腹に近い計測点 C 付近では、各回転数ともに 1 翼間の位相角度中に、圧力変動の高い領域と、低い領域が存在する。また、位相角度による圧力の変化は、位相角度 $\theta=0 \text{ deg}$ （インペラ後縁と、ディフューザ前縁が回転方向に一致する角度）付近では計測点 C 付近で圧力が低下し、位相角度 $\theta=30 \sim 40 \text{ deg}$ の間で圧力値が増加しており、1 翼間に 1 回の周期的な変動である。本位相角度 θ による圧力の変化は、1 翼間に 1 度の周期的な変動を持つことから、インペラの回転に伴うポテンシャル干渉が定在波の 3 倍振動モードを加振していると考えられる。

本結果から、本研究で用いた圧縮性流体解析結果で得た圧力変動の RMS 分布は、ポテンシャル干渉による圧力変化が、動静翼干渉場を自由端、ディフューザ重なり流路長さを開放端補正した長さ L の開放端（重なり部の出口側）を固定端とした場合の

定在波の3倍振動モードと共鳴している様子を示していると考えられる。また、ディフューザ内部の圧力変動は定在波モードが支配的であり、定在波の影響を受け流れ方向の圧力変動の大小関係が決められることがわかった。さらに、本研究対象の運転回転数範囲が広く、小型の遠心ブロワにおいては、動静翼干渉場を含むディフューザ内の定在波モードとの共鳴回避が重要であり、非定常圧縮性流体解析を用いた圧力変動場の把握により、定在波モードが把握できることを得た。

3.5 第3章のまとめ

翼通過周波数の波長とディフューザ流路長さが近く、運転回転数範囲の広い小型遠心ブロワの低騒音化指針の抽出を目的に、羽根付きディフューザ内部で生じる圧力変動の把握を、非定常圧力計測と圧縮性非定常流体解析を用いて行い、以下の知見を得た。

- (1) 本研究のディフューザの最大圧力変動位置は、ディフューザ内の定在波モードの影響を受け、運転回転数によって流れ方向に変化する。
- (2) 共鳴回転数のディフューザ内部圧力変動は、重なり流路出口下流に圧力変動の節が存在し、回転数に応じて、重なり流路入口側で形成される圧力変動の節の流れ方向位置と、圧力変動の振幅が変化する。
- (3) 流体解析結果で得た圧力変動の RMS 分布は、動静翼干渉場を自由端、ディフューザ重なり流路長さを開放端補正した長さ L の開放端（重なり部の出口側）を固定端とした場合の定在波の 3 倍振動モードと関連していることを示した。
- (4) ディフューザ内部の圧力変動は、定在波のモードが支配的であり、定在波の影響を受けディフューザ流れ方向の圧力変動の大小関係が決められる。
- (5) 重なり部で生じる定在波の 3 倍振動モードの加振力は、1 翼間に 1 度の周期的な圧力変動を持つことから、インペラの回転に伴うポテンシャル干渉である。

上記の検討結果から、定在波の 3 倍振動モードの抑制、定在波の加振力であるディフューザ入口における圧力変動の低減が必要であることを得た。

第4章 小型化と高効率化の両立に向けた ディフューザ翼間曲率半径が 及ぼす内部流れと性能への影響

研究対象の遠心ブロワは製品の主要部品であることから高効率化や低騒音化の他に、小型軽量であることも求められる。そのため、研究対象の遠心ブロワはディフューザを用いた際にディフューザ出入口径比を大きく取れない制約を持つ。さらに、ディフューザ内の流れの減速率を高める目的で、重なり流路長さを確保すると、寸法制約から曲率半径が小さくなるために、剥離が生じ易くなりディフューザ性能を発揮しきれない場合がある。本課題のように遠心ブロワの小型化と高効率化の両立を図る上で、曲率半径による流れ場への影響を研究した事例は少ない。そこで、本研究ではディフューザ翼の転向が異なるディフューザの性能と内部流れを調査することで、小型化と高効率化の両立のための設計指針を得ることを目的とした。

4.1 研究対象と計測および流体解析方法

4.1.1 研究対象の遠心ブロワ

研究対象の遠心ブロワの基本形状 (Type-1) は図 2.4 と同一である。本研究では、インペラを固定し、羽根付きディフューザの羽根で形成される重なり流路の曲率半径を変えた 2 種類のディフューザを対象に、流れ場、圧力回復量を検討した。対象ディフューザの代表諸元を表 4.1 に、概略図を図 4.1 に示す。対象ディフューザの羽根枚数 Z 、ディフューザ入口径比 D_3/D_2 、羽根付きディフューザ出入口径比 D_4/D_3 、ディフューザ高さ b は同一とした。なお、表 4.1 中の重なり流路長さ L 、重なり流路の曲率半径 R は、ディフューザ Type-1 にて正規化した値である。

研究対象のディフューザ Type-1 は、ディフューザの羽根厚みの変化が小さく、曲率半径が小さいディフューザである。また、ディフューザ Type-2 は、ディフューザ Type-1 の羽根の圧力面の形状を変えることで、ディフューザの羽根で形成される重なり流路長さ L を 7% 小さくし、曲率半径 R を 27% 大きくした形状である。図 4.2 に Type-1、Type-2 の重なり流路の面積変化を示す。図 4.2 から重なり流路の面積変化を同一としていることがわかり、Type-2 は、羽根付きディフューザの出入口径比 D_4/D_3 を固定した中で、ディフューザの曲率半径を変化させていることがわかる。

小型化と高効率化の両立に向けたディフューザ翼間曲率半径が及ぼす内部流れと性能への影響

表 4.1 研究対象ディフューザ

Type	Z	D_3/D_2	D_4/D_3	b	L	R
Type-1	13	$\cong 1.03$	1.37	$\cong 8$	1	1
Type-2	\uparrow	\uparrow	\uparrow	\uparrow	0.93	1.27

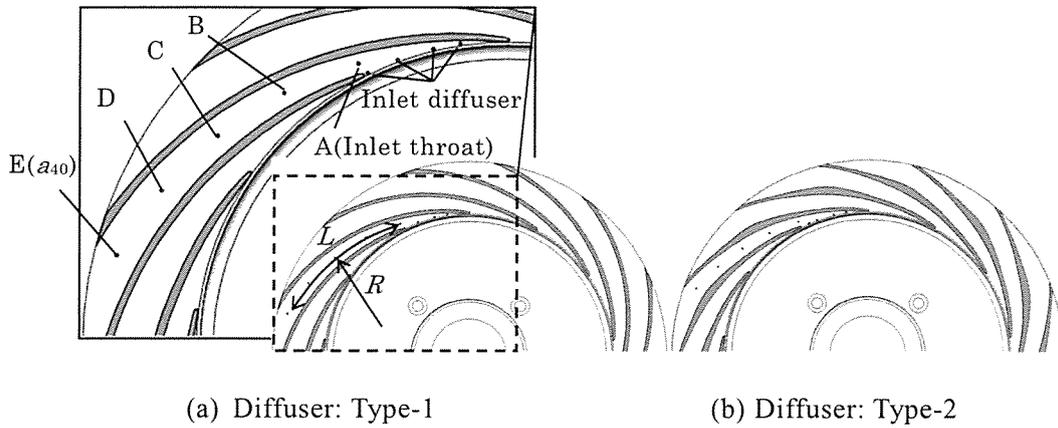


図 4.1 研究対象ディフューザの概略図

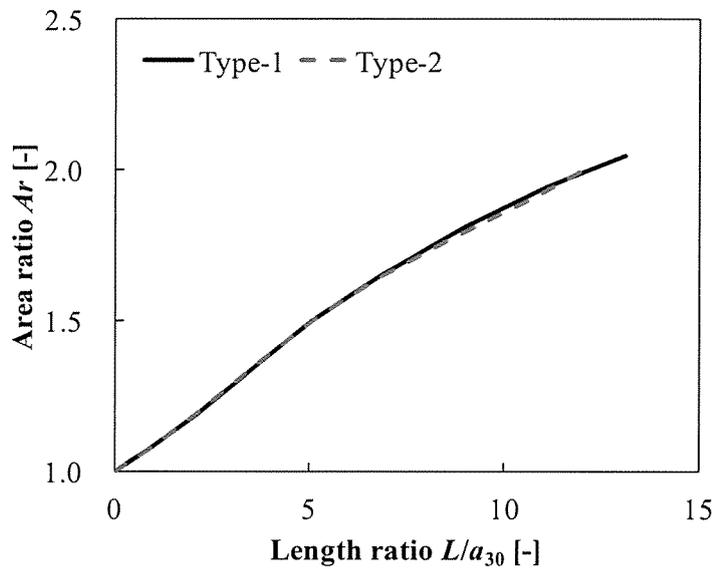


図 4.2 研究対象ディフューザの重なり部の面積変化

4.1.2 ディフューザ流れ方向圧力と内部流れ計測方法

ブロウ性能測定は第 2.1 節で述べた計測方法のうち、ディフューザ下流にベーンレスディフューザを設置し、径方向に流れを排気する構成で行った (図 2.2)。また、静圧測定は図 2.3 に示した定常静圧測定方法を、流れ場計測は第 2.2 節に述べた PIV 計測手法を用いた。

4.1.3 流体解析手法

本研究ではディフューザ内部流れの詳細把握を目的に、PIV 計測結果と第 2.3 節に述べた全周解析による流体解析を実施した。解析ソルバーは ANSYS CFX*13.0 を使い、解析エリアはインペラとディフューザおよびディフューザ下流のベーンレスディフューザを対象とし、全体で 945 万メッシュ (インペラ部: 260 万, ディフューザ部: 685 万) の全周解析を行った (図 2.8)。メッシュはインペラ部を 6 面体で生成し、ディフューザ部は壁面にプリズムメッシュを 6 層設置し、その他は 4 面体メッシュで生成した。なお、壁面からの最近接格子点の無次元距離 y^+ は大域において 2 程度以下とし、乱流モデルは SST モデルを使用した。

4.2 ブロウおよびディフューザ性能測定結果

図 4.3 は 2 つの羽根付きディフューザを搭載した際のブロウ静圧上昇の比較を示す。また、図 4.4 は 2 つのディフューザ内の圧力回復係数 C_p の風量変化を示す。図 4.3 の横軸は設計点の流量係数 ϕ_d で除した無次元風量 ϕ/ϕ_d を、縦軸は Type-1 の設計点流量係数 ϕ_d におけるブロウ静圧上昇で正規化した無次元ブロウ静圧上昇を示す。また、図 4.4 の縦軸は式(4.1)で定義したディフューザ圧力回復係数 C_p を示す。なお、式(4.1)中の羽根付きディフューザ入口速度 C_3 は式(4.2)を用いて算出し、式(4.1)のうち羽根付きディフューザ入口の周方向速度は、トルク計で測定したインペラの軸動力から円板摩擦損失と漏れ損失を除いたインペラ内部軸動力 L_{impin} と、角運動量保存則を用いて算出し、羽根付きディフューザ入口の径方向速度は、質量流量と、羽根付きディフューザ入口の面積、密度を用いて算出した。なお、羽根付きディフューザ入口の密度は、速度三角形を用いた 1 次元予測で得られた数値を用いた。また、図 4.4 の圧力回復係数

C_p は羽根付きディフューザ入口部 ($D/D_2=1.035$) と重なり流路出口 E の静圧上昇 $\Delta P_{s\text{dif}}$ を用いて算出した。

$$C_p = \frac{\Delta P_{s\text{dif}}}{0.5 \times \rho_3 \times C_3^2} \quad (4.1)$$

$$C_3 = \sqrt{\left(\frac{L_{\text{impin}}}{G \times U_2} \times \frac{D_2}{D_3} \right)^2 + \left(\frac{G}{\rho_3 \times \pi \times D_3 \times b_3 \times 10^{-6}} \right)^2} \quad (4.2)$$

図 4.3 より、重なり流路の曲率半径を大きくしたディフューザ Type-2 は、ディフューザ Type-1 より設計点流量係数 ϕ_d におけるブロワ静圧上昇が 1% 高く、効率向上が図れていることがわかる。また、ディフューザ Type-2 は、ディフューザ Type-1 に比べ、風量が増加するにつれ静圧上昇が高くなっている。また、図 4.4 より、ディフューザ Type-2 は、ディフューザ Type-1 より設計点流量係数 ϕ_d におけるディフューザ圧力回復係数 C_p が高く、風量の増加と共にディフューザ圧力回復係数 C_p が高くなっており、ブロワ静圧上昇の変化は羽根付きディフューザの性能向上によるものであることがわかる。

図 4.5 は設計点における羽根付きディフューザの流れ方向の圧力回復係数 C_p を示す。図 4.5 の各点における圧力回復係数 C_p は羽根付きディフューザ入口部 ($D/D_2=1.035$) の静圧と、各静圧孔の静圧 $P_{s(i)}$ の差 ($\Delta P_{s\text{dif}}$) を用いて算出した。図 4.5 のディフューザ流れ方向の圧力回復係数 C_p のうち、ディフューザ Type-1 は流れ方向の静圧計測位置 A~C において圧力回復量が大きく、計測点 C~E においては圧力回復量が小さい。一方、ディフューザ Type-2 はディフューザ Type-1 に比べて、重なり流路前半 (A~B) の圧力回復量の差は小さいが、重なり流路の中央部 (C) から後半で圧力回復が大きくなり、ディフューザ Type-1 より圧力回復係数が高くなっていることがわかる。すなわち、ディフューザ Type-1 と Type-2 のブロワ静圧上昇の差は、ディフューザ重なり流路の中央部以降の静圧上昇量に差があることがわかる。

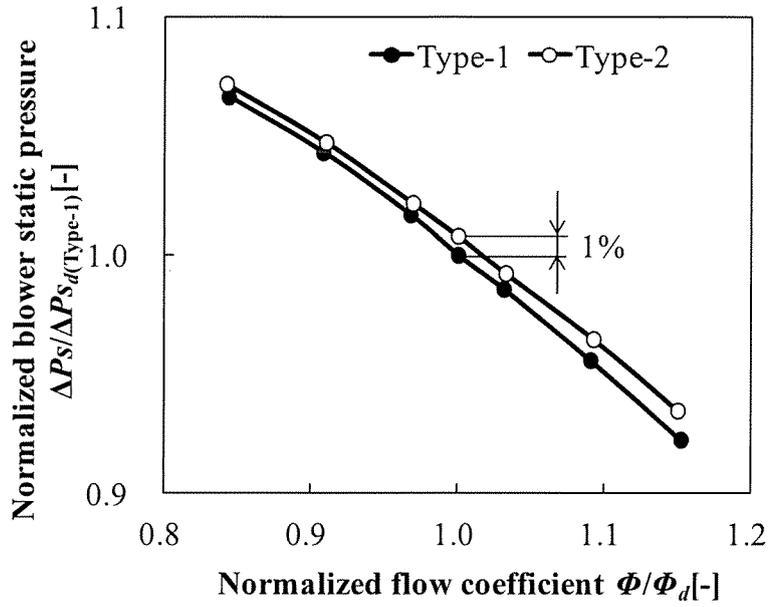


図 4.3 プロワ性能測定結果

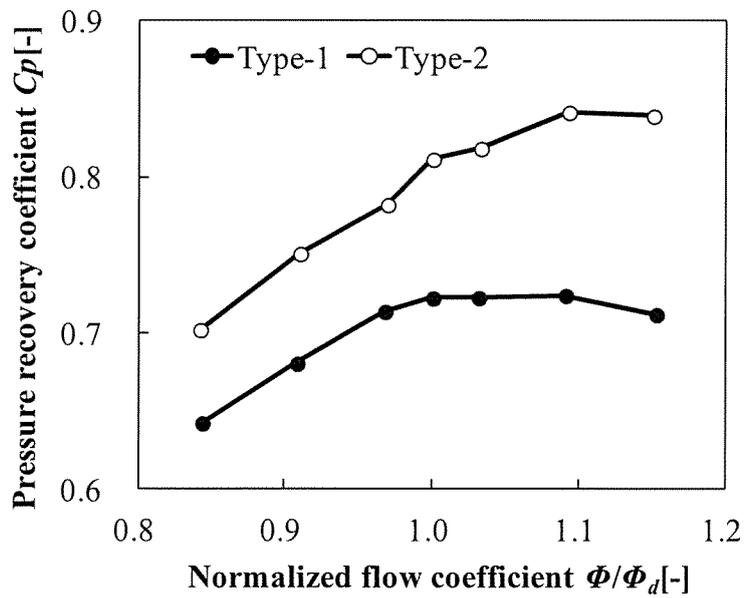


図 4.4 ディフューザ圧力回復係数測定結果

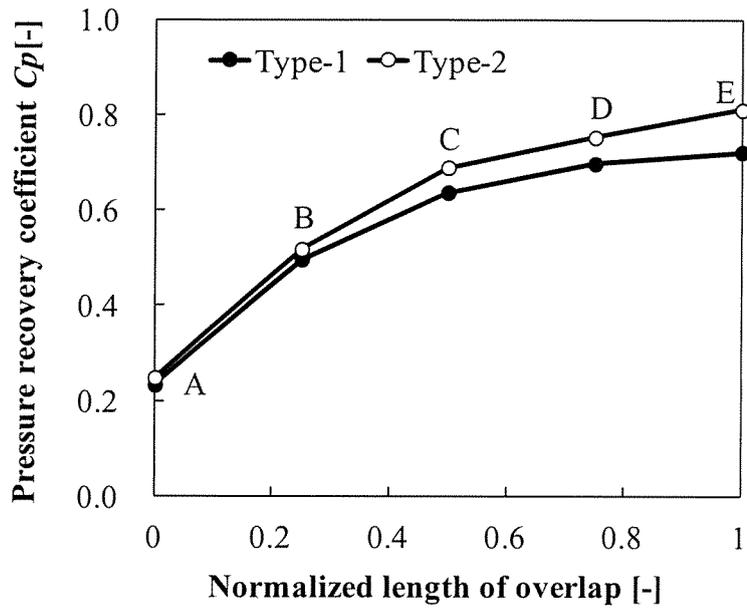


図 4.5 重なり部の流れ方向圧力回復係数の変化 (設計点)

4.3 PIV 計測結果

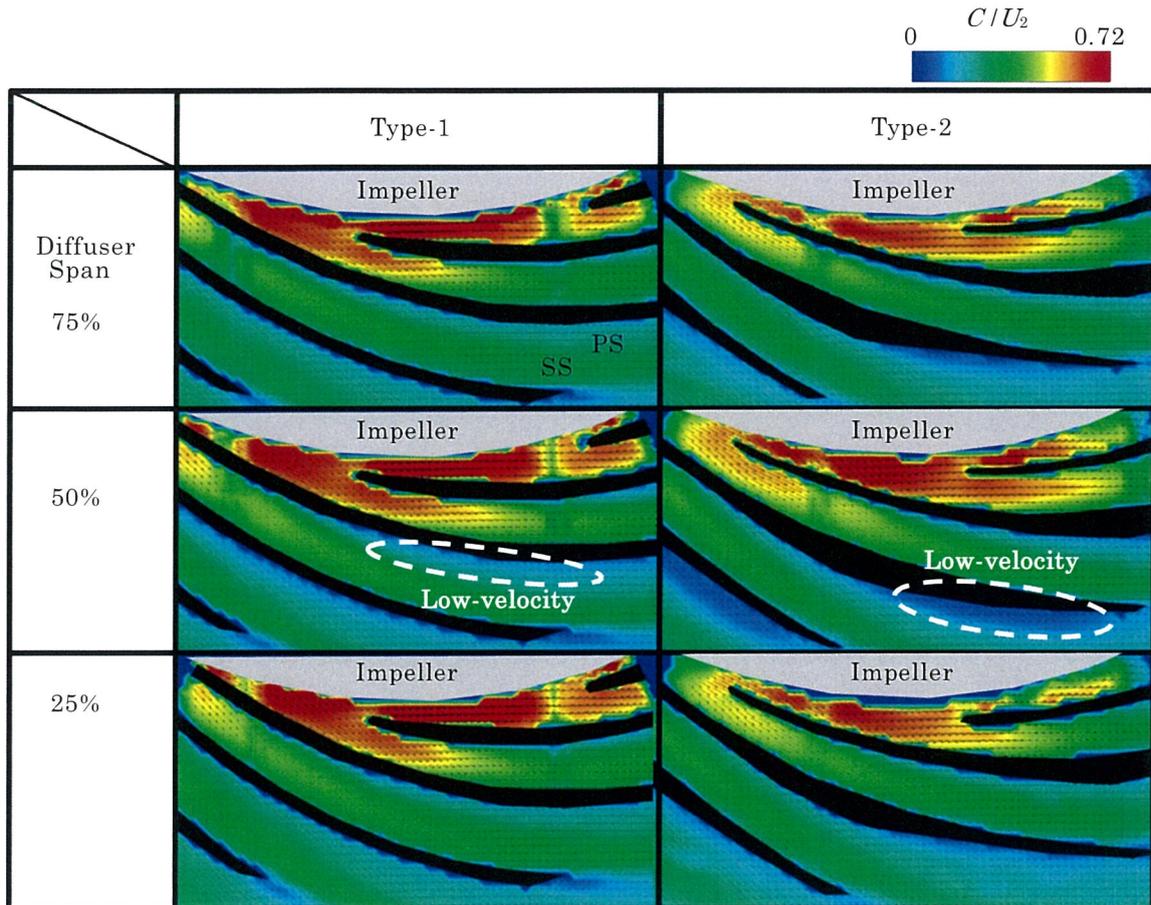
図 4.6 にディフューザ Type-1, 2 の設計点流量係数 Φ_d における羽根付きディフューザ内部流れの PIV 計測結果を示す。図 4.6 はディフューザの高さ方向 3 断面における時間平均速度分布 (5120 個の速度ベクトル場の算術平均) であり、絶対速度 C をインペラ周速度 U_2 で無次元化している。図 4.6 より各ディフューザ共にインペラから出た流れがディフューザ内部で減速しているが、ディフューザ高さ方向に異なる分布を持つことがわかる。図 4.6 の重なり流路に注目すると、ディフューザ Type-1 の 75%, 25%span は低速な流れはないが、50%span は重なり流路の流れ方向の中間点付近において他の断面に比べて、羽根の圧力面側に低速な流れが生じている。なお、50%span の低速域の発生位置は静圧計測点 C 付近であり、剥離を伴う低速域の発生により損失が生じるとともに有効面積が低下するため、重なり流路の後半の圧力回復量が小さくなっている可能性がある。一方、ディフューザ Type-2 は、重なり流路の出口以降の急な圧力面の曲率の変化により剥離が発生している。しかし、ディフューザ Type-1 の 50%span で見られた重なり流路の低速域は、若干の改善が確認できる。

次に、図 4.6 に示した PIV 計測結果を用いて、重なり流路出口におけるスロート幅方向の速度分布の比較を図 4.7 に示す。図 4.7 の横軸は重なり流路出口におけるスロート幅方向の流路幅 (圧力面 0, 負圧面 1) を 1 とした無次元位置を示す。ディフューザ Type-1 の最も流速が速い領域のスロート幅方向無次元位置は、75%, 25%span で約 0.7 に、50%span で約 0.8 に存在し、流路中央よりも負圧面側に偏っていることがわかる。一方、ディフューザ Type-2 の最も流速が速い領域のスロート幅方向無次元位置は、75%span において約 0.7 程度であり、ディフューザ Type-1 と変化はないが、50%span, 25%span は約 0.6 に存在し、ディフューザ Type-1 に比べてスロート幅方向の中央部を流れていることがわかる。

実験結果から図 4.5 で見られたディフューザ Type-1, Type-2 の羽根付きディフューザの流れ方向の圧力回復係数 C_p の変化は、ディフューザ Type-1 では、ディフューザの 50%span で生じていた剥離を伴う低速域の発生により損失が生じるとともに有効面積が低下するため、ディフューザ重なり流路の後半 (計測点 C 以降) の圧力回復量が低下したと考える。一方、ディフューザ Type-2 では、重なり流路の低速域の改善と、ディフューザ重なり流路の後半の圧力回復量の向上を確認できた。すなわち、ディフューザ Type-2 は、ディフューザ Type-1 と面積比の差が小さく、重なり流路長さも短いことから、重なり流路の曲率半径を大きくした効果により重なり流路におけ

小型化と高効率化の両立に向けたディフューザ翼間曲率半径が及ぼす内部流れと性能への影響

る流れ場が改善したと考える。



Overlapped region

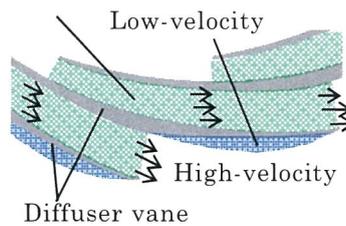


図 4.6 ディフューザ内部流れの計測結果

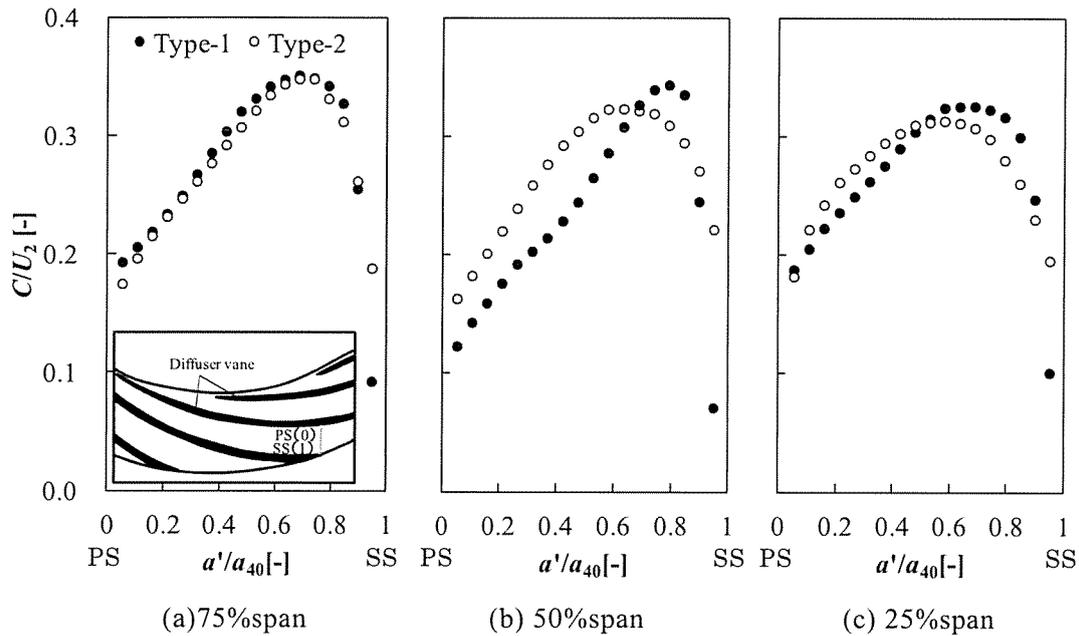


図 4.7 重なり部出口の速度分布

4.4 流体解析結果

次に、ディフューザ Type-1, Type-2 の流体解析結果からブロワ静圧上昇および、羽根付きディフューザの圧力回復係数、内部流れの比較を行った。

まず、図 4.8 にブロワ静圧上昇の解析結果と実験結果の比較を示す。図 4.8 の横軸は設計点流量係数 ϕ_d で除した無次元風量 ϕ/ϕ_d を、縦軸は図 4.3 に示した Type-1 の設計点流量係数 ϕ_d におけるブロワ静圧上昇（実験値）で正規化した無次元ブロワ静圧を示す。まず、ディフューザ Type-1 の解析結果は、実験結果に比べて全体的に小さく予測しているが、その差は約 2% 以下であり予測精度が高いことがわかる。

次に、ディフューザ Type-1, Type-2 の解析結果に注目すると、重なり流路の曲率半径を大きくしたディフューザ Type-2 は、ディフューザ Type-1 より設計点流量係数 ϕ_d におけるブロワ静圧上昇が高く、効率向上が図れており、実験と解析の両面から性能の向上を確認できた。

次に、図 4.9 に図 4.5 と同様に設計点における羽根付きディフューザの流れ方向の圧力回復係数 C_p について、実験値と解析結果の比較を示す。なお、図 4.9 の横軸はディフューザ重なり流路長さ L を用いた流れ方向の無次元位置を示す。図 4.9 より解析で得られた羽根付きディフューザ出口における圧力回復係数はディフューザ Type-1, 2 ともに実験値より約 10% 小さく予想している。しかし、ディフューザ Type-2 の解析結果は、ディフューザ Type-1 に比べて、実験結果で見られたように重なり流路の流れ方向の後半部分で圧力回復係数が増加しており、静圧上昇の特徴を捉えている。

さらに、図 4.10 に図 4.6 と同様に設計点におけるディフューザ高さ方向の 3 断面における速度分布の可視化結果（解析結果）を示す。図 4.10 は、図 4.6 と同様に絶対速度 C をインペラ周速度 u_2 で無次元化している。図 4.10 の重なり流路に注目すると、ディフューザ Type-1 は PIV 計測結果と同様に 75%, 25%span に比べて、50%span の低速域が大きいことがわかる。また、ディフューザ Type-2 の 50%span に注目すると、ディフューザ Type-1 の重なり流路の後半で生じていた低速域が抑制されていること、重なり流路出口以降の急な圧力面の曲率の変化により剥離が発生している様子がわかる。

また、図 4.11 に、図 4.7 に示した PIV 計測結果と、解析結果を用いて重なり流路出口におけるスロート幅方向の速度分布の比較を示す。なお、図 4.11 の縦軸と横軸は図 4.7 と同様である。図 4.11 に示したディフューザの各断面の解析結果は、PIV 結果に比べて、圧力面側の速度を小さく予測しているが PIV 計測結果と傾向が一致している。まず、ディフューザ Type-1 の最も流速が速い領域のスロート幅方向無次元位置は、75%, 25%span で約 0.7 に、50%span で約 0.8 に存在し、流路中央よりも負圧面側に偏っていることがわかる。さらに、ディフューザ Type-2 の解析結果からもディフューザ Type-2 の最も流速が速い領域のスロート幅方向無次元位置は、75%span において約 0.7 程度、50%span, 25%span は約 0.6~0.7 に存在し、ディフューザ Type-1 に比べてスロート幅方向の中央部を流れている。PIV 計測結果と解析結果を用いた重なり流路出口における速度分布の比較から、解析結果の流れ場は PIV 計測結果の流れ場の特徴と、ディフューザ Type-2 の流れ場の改善の特徴を再現できていることがわかる。

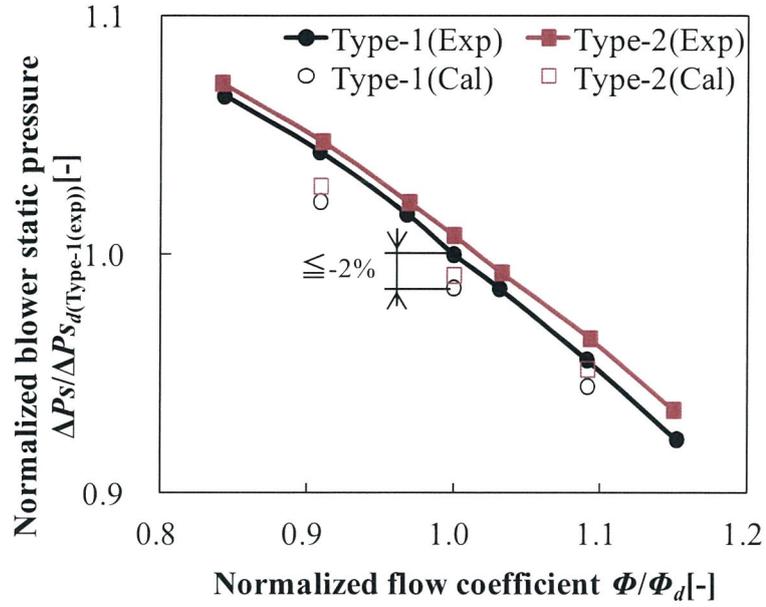


図 4.8 ブロワ性能の流体解析結果の比較

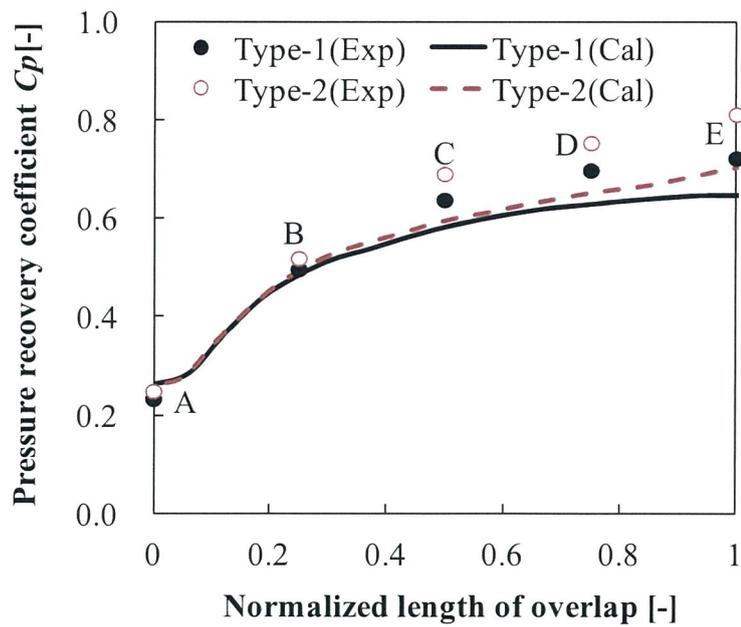


図 4.9 重なり部の流れ方向圧力回復係数の精度検証

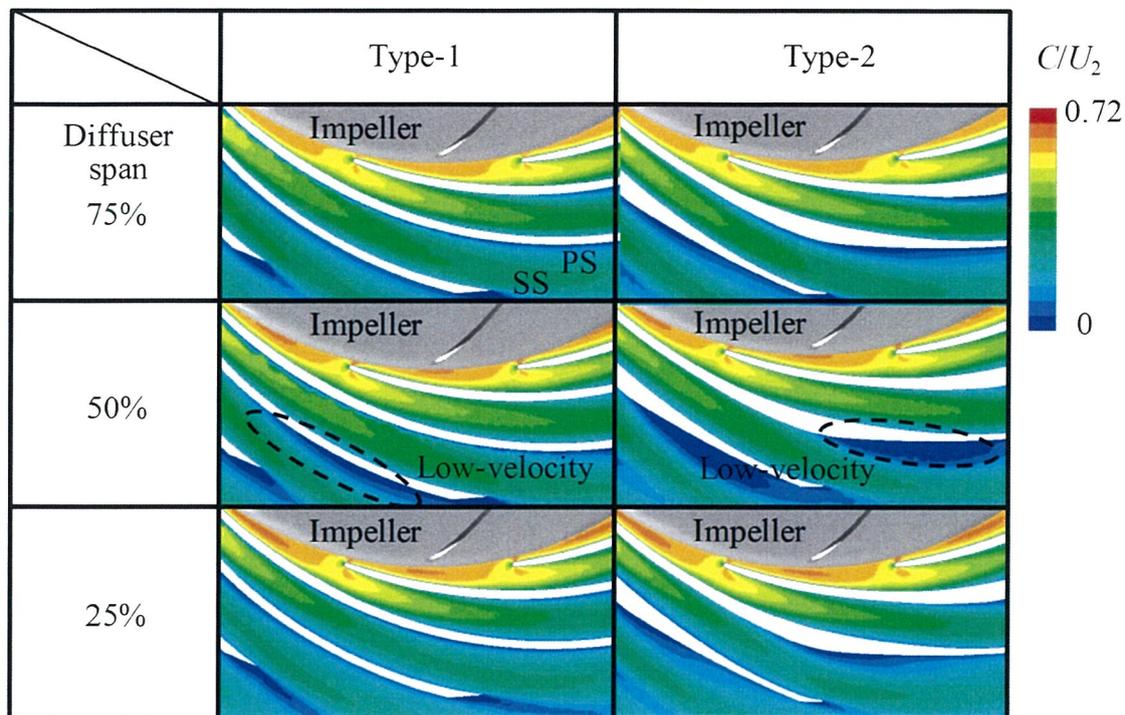


図 4.10 ディフューザ内部流れの比較 (解析結果)

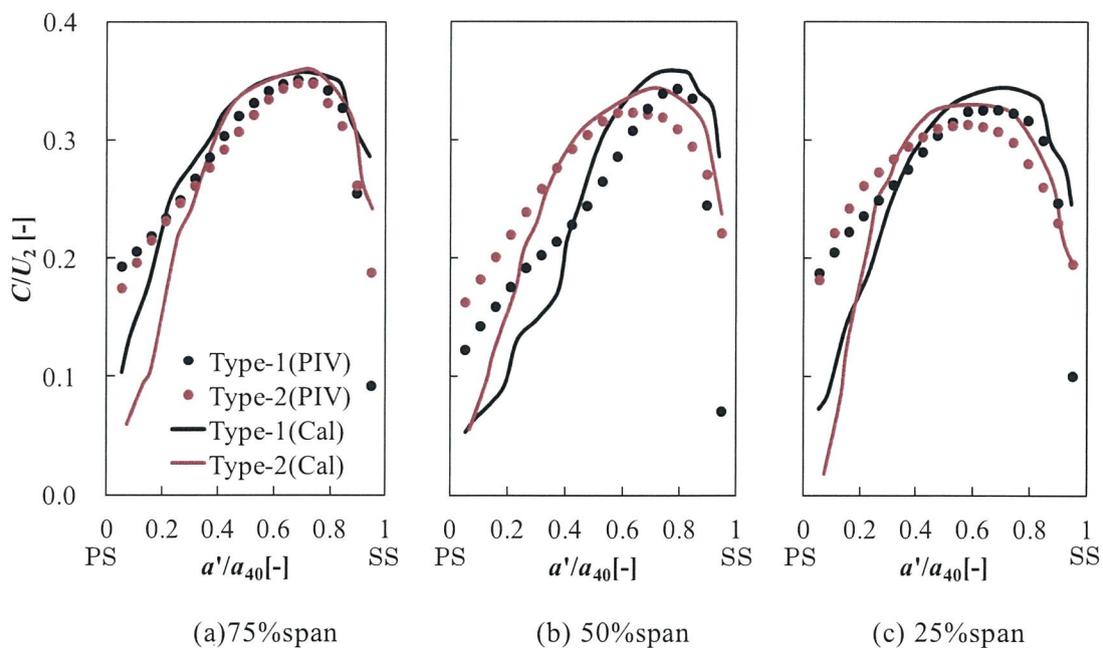


図 4.11 ディフューザ出口速度分布の精度検証

図 4.8 に示したブロワ静圧上昇, 図 4.9 に示した羽根付きディフューザの圧力回復量の実験結果と解析結果の比較と, 図 4.11 に示した流れ場の特徴から, ディフューザ重なり流路の後半で圧力回復量を増加させる流れ場, 圧力場の特徴を解析結果が捉えていると考え, 曲率半径の異なる2つのディフューザの重なり流路に注目し, 流れ場の可視化を行った.

図 4.12 にディフューザ Type-1, Type-2 の重なり部の全圧分布を示す. 図 4.12 は重なり流路の損失を可視化するため, 重なり流路の長さ方向に全圧分布を表示している. 図 4.12 の比較からディフューザ Type-1 は, 重なり流路の約 $L/2$ の位置(A)で損失が生じているが, ディフューザ Type-2 では, 重なり流路の約 $L/2$ の位置で損失は小さく, その下流で損失が発生していることがわかる.

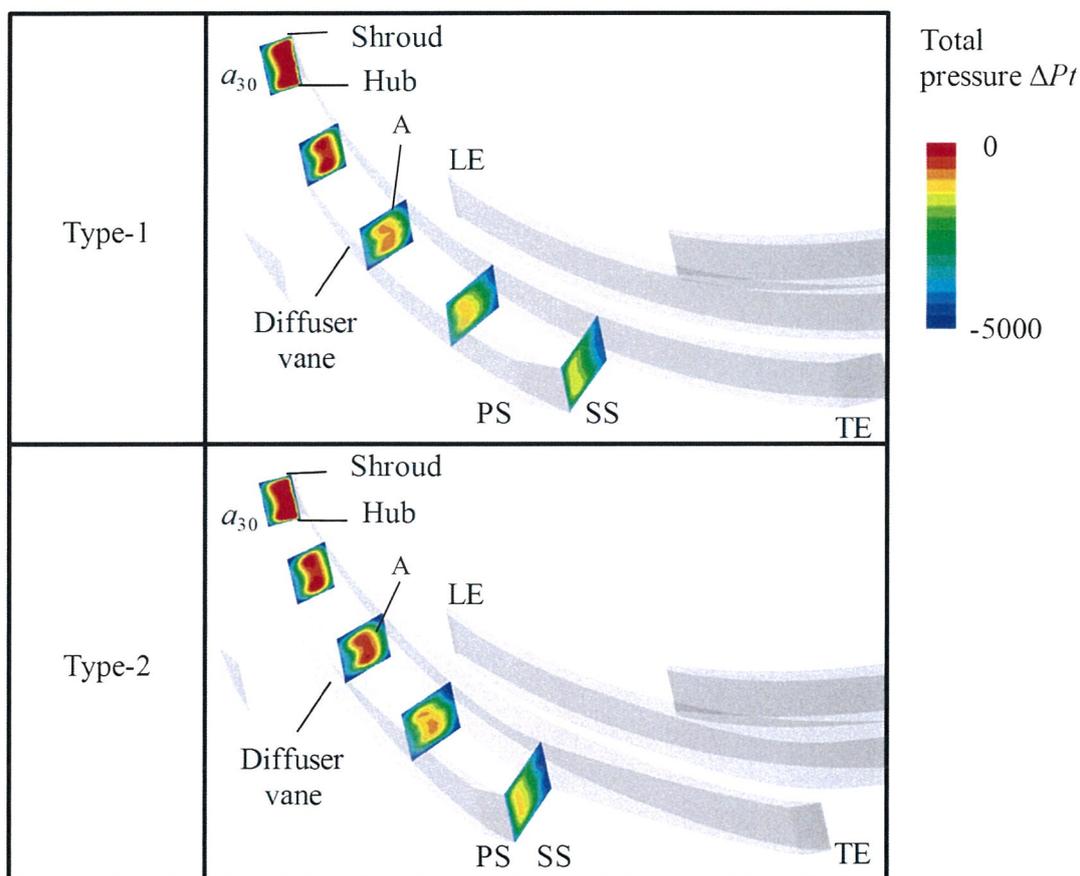


図 4.12 ディフューザ内部損失の可視化結果

次に、図 4.13、図 4.14 に解析結果を用いたディフューザ重なり流路の静圧分布および限界流線の可視化結果を示す。なお、図 4.13 は羽根の圧力面に注目した可視化結果を、図 4.14 は軸方向から見たハブ面の可視化結果を示す。

まず、ディフューザ Type-1 について述べる。ディフューザ Type-1 の圧力面 (PS) に注目すると、重なり流路の中央付近において羽根の高さ方向に圧力分布が存在し、シュラウド、ハブ側に比べて、羽根高さ中央部で圧力が低くなっていること、つまり、圧力の等高線が羽根高さ方向の中央部で下流へ伸びていることがわかる。また、羽根の限界流線の形状からも羽根高さの中央部に向かう流れが存在することがわかる。さらに、図 4.14 に示したディフューザ Type-1 のハブ面の限界流線に注目すると、重なり流路の入口から約 $L/4$ 下流において、剥離点が存在し剥離の下流で 2 次流れが発生している。また、2 次流れは重なり流路の中央から出口まで生じ、重なり流路の長さ方向に伸びて存在していることがわかる。さらに、図 4.14 に示したハブ面の圧力等高線に注目すると、剥離点付近の圧力等高線は負圧面から圧力面にかけて下流側に伸びている。この圧力等高線の形状は、圧力面の羽根高さ中央部に向かう限界流線を促進しやすい形状である。

次に、ディフューザ Type-2 について述べる。図 4.13 に示したディフューザ Type-2 の羽根の圧力面 (PS) に注目すると、ディフューザ Type-1 に比べて、羽根高さ中央部の圧力低下は顕著でなく、重なり流路の後半部でも高さ方向の圧力分布が小さいことがわかる。さらに、図 4.14 に示したディフューザ Type-2 のハブ面の限界流線に注目すると、ディフューザ Type-1 で生じていた剥離点が重なり流路の入口から約 $2/3L$ と下流側に移動している。また、剥離点の下流で発生していた 2 次流れは重なり流路出口付近で生じているが、Type-1 に比べて重なり流路の長さ方向に伸びていないことがわかる。さらに、図 4.14 に示したハブ面の圧力等高線に注目すると、剥離点付近の圧力等高線は負圧面から圧力面にかけて下流側に伸びているが、ディフューザ Type-1 に比べて小さい。この圧力等高線の形状により、ディフューザ Type-2 はディフューザ Type-1 に比べて、圧力面の羽根高さ中央部に向かう限界流線の抑制につながると考える。

曲率半径が異なるディフューザの流れ場について、図 4.12 に示した重なり流路の流れ方向全圧分布と図 4.13、図 4.14 の流れの可視化結果を用いて考察する。

重なり流路内においては、負圧面より圧力面側の速度が遅いことから、圧力面の境界層が発達しやすい。また、羽根高さ方向においては、ハブ面、シュラウド面で各々境界層が発達するため、羽根高さ方向に圧力分布が付きやすい。

ディフューザ Type-1 は、ハブ面の羽根負圧面側で生じている剥離が上流から発生し、羽根圧力面の羽根高さ中央部で圧力が低くなる限界流線の形状を促進するため、重なり流路の約 $L/2$ と上流側で損失が発生している。一方、ディフューザ Type-2 は、ディフューザ Type-1 に比べて、ハブ面の羽根負圧面側で生じている剥離が下流に移動し、羽根圧力面の羽根高さ中央部で圧力が低くなる限界流線の形状を抑制できているため、重なり流路の流れ方向の損失発生位置が下流に移動し、重なり流路下流の静圧上昇が向上したと考える。なお、このハブ面の羽根負圧面側で生じている剥離は、負圧面と圧力面の圧力勾配の形に依存し、流路の曲率半径が小さいほど、負圧面と圧力面の圧力勾配が生じやすく上流側で剥離し、曲率半径が大きい場合は、負圧面と圧力面の圧力勾配が小さくなるため、流路に沿いやすくなり剥離が発生しにくいと考える。

本研究では、ブロー性能、ディフューザ圧力回復係数の試験結果と、PIV 結果および流体解析を用いた流れ場の比較を行い、曲率半径が異なる 2 種類の羽根付きディフューザの性能変化と流れ場について検討した。解析結果から、曲率半径が小さいディフューザ Type-1 は、ハブ面の羽根負圧面で生じている剥離が上流で発生し、負圧面と圧力面を結ぶハブ面上の圧力等高線が下流側に伸び、羽根圧力面の羽根高さ中央部で圧力が低くなる限界流線の形状を促進する。一方、曲率半径が大きい Type-2 は、ハブ面の羽根負圧面で生じている剥離が Type-1 に比べ下流側で発生し、負圧面と圧力面を結ぶハブ面上の圧力等高線が下流側に伸びるのを抑制し、羽根圧力面の羽根高さ中央部で圧力が低くなることを改善できた。この圧力分布の差により、曲率半径の大きいディフューザ Type-2 は、ディフューザ Type-1 に比べて、重なり流路の流れ方向の損失発生位置が下流に移動し、重なり流路の流れ方向の中央から下流の静圧上昇が向上し、ブローの高効率化が可能となったことがわかった。

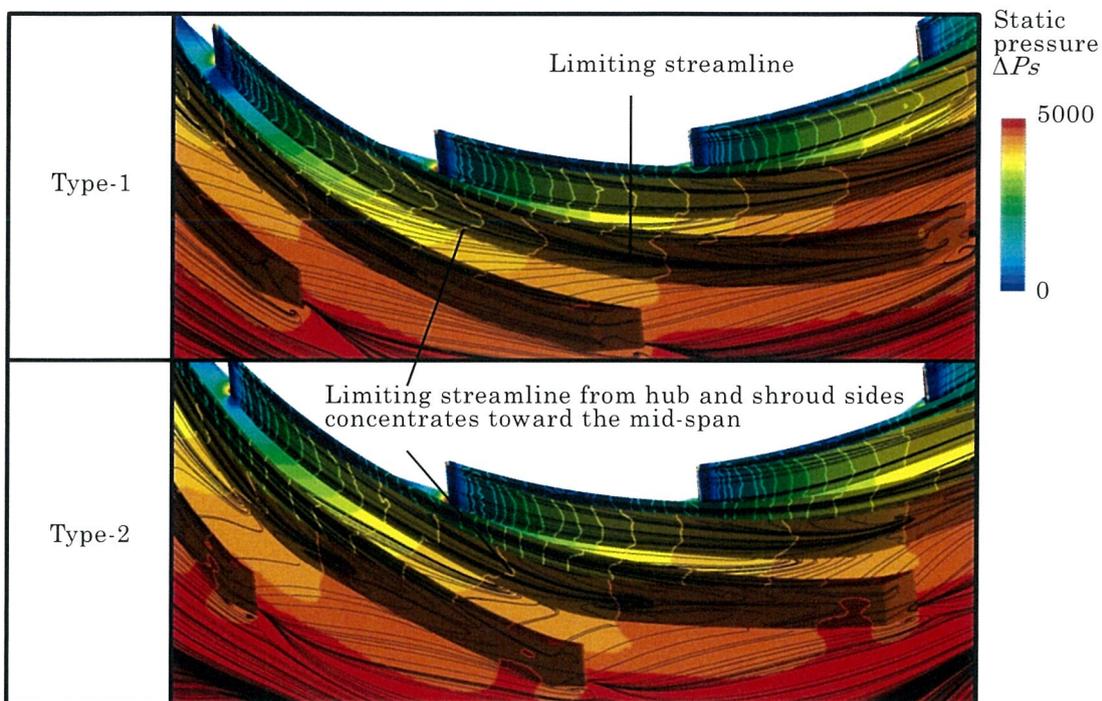


図 4.13 ディフューザ重なり流路の静圧分布および限界流線の可視化結果

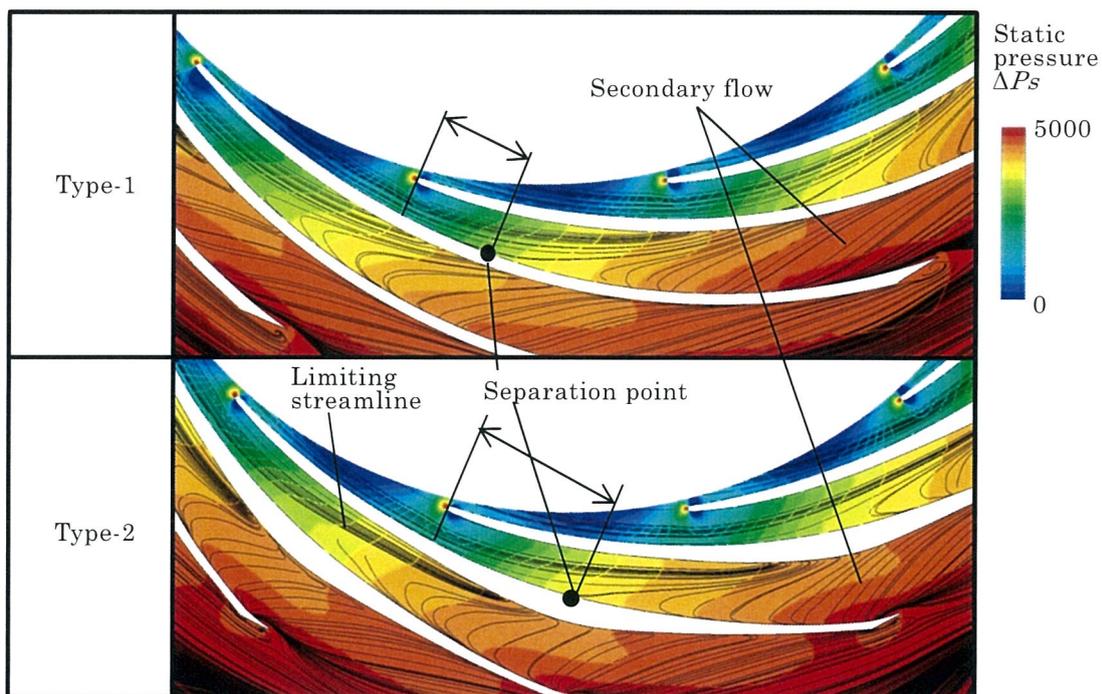


図 4.14 ディフューザハブ面の静圧分布および限界流線の可視化結果

4.5 第4章のまとめ

小型遠心ブロウの高効率化を目的に、重なり流路の曲率半径が異なる2種類の羽根付きディフューザを試作し、曲率半径が及ぼすディフューザ内部流れ、ディフューザ圧力回復係数に関する影響を検討し、以下の結論を得た。

- (1) 曲率半径が小さいディフューザ Type-1 は、ハブおよびシュラウド面で生じる2次流れが翼面上に到達して集積した後、はく離が生じることを確認し、ディフューザ重なり流路高さの中央部（50%span）において発生した低速域がディフューザ重なり流路の後半の圧力回復量を低下させていることを明らかにした。
- (2) 曲率半径を大きくしたディフューザ Type-2 は、重なり流路の圧力面と負圧面の圧力差を小さくできることで、2次流れが緩和でき、流路に沿った流れが形成されやすくなり、羽根圧力面の羽根高さ方向の中央部で圧力が低下する圧力分布を抑制できる。また、羽根圧力面の羽根高さ方向の中央部圧力低下の抑制により、曲率半径の小さいディフューザ Type-1 で生じていた低速域の改善が可能となると共に、重なり流路の流れ方向の損失発生位置が下流に移動でき、重なり流路の静圧上昇および、ブロウの高効率化が可能であることを確認した。
- (3) 重なり部の2次流れ抑制にはディフューザ重なり部の曲率半径を大きくすることが有効である。

第5章 ディフューザ羽根枚数が及ぼす 騒音と内部圧力変動に 関する影響

第3章で述べたが、研究対象の遠心ブロワは家庭用電気掃除機に用いられ、遠心ブロワの運転回転数範囲が広く、運転範囲内における翼通過周波数騒音の低減は製品使用時の快適性向上に貢献する。特に研究対象の遠心ブロワは隣接するディフューザ翼により重なり部が形成される羽根付きディフューザを搭載しており、小型であることからディフューザ重なり部と翼通過周波数の波長が近く、定在波が存在することがわかっている。そこで、本研究ではディフューザの重なり長さを略同一とし、ディフューザ羽根枚数が異なるディフューザを対象に、ディフューザ内部圧力変動と騒音の影響を把握した。本研究の目的は、第3章と同一であるが、ディフューザ羽根枚数毎の詳細な圧力変動パターンおよび定在波との影響を把握し、低騒音化の設計指針を得ることである。

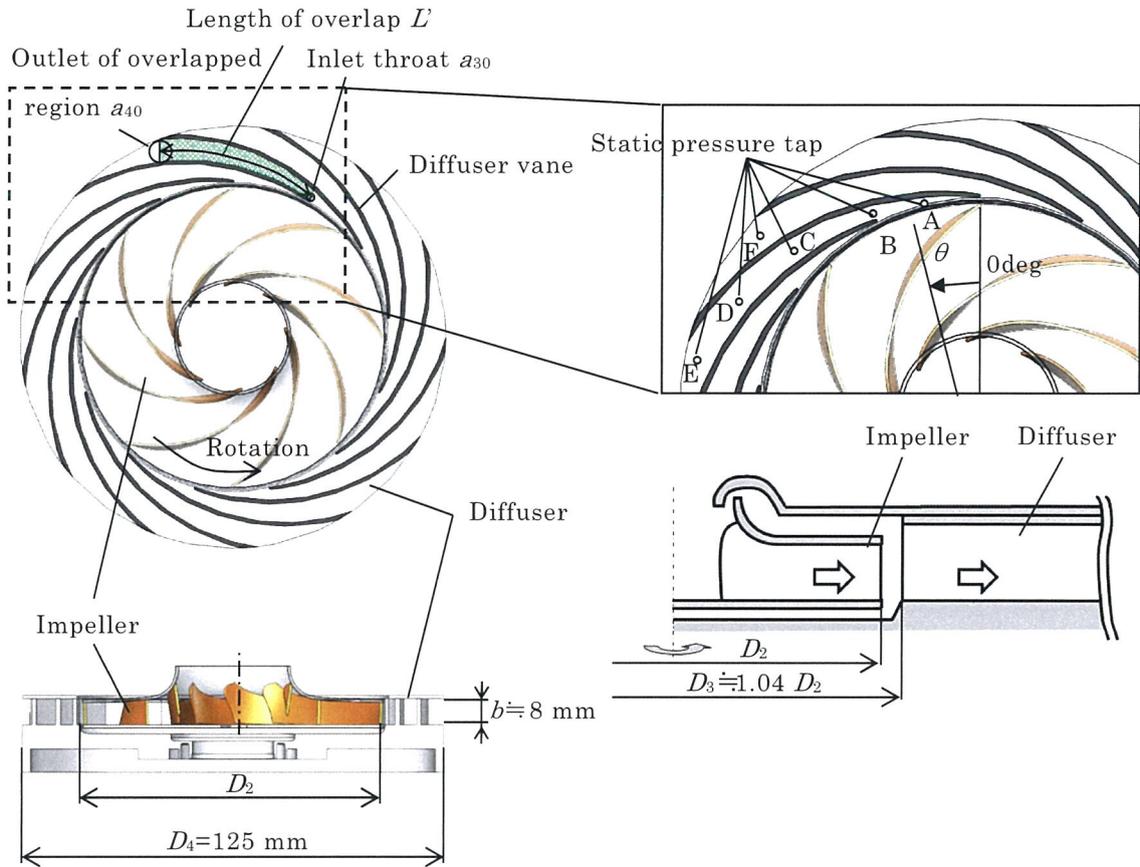
5.1 研究対象と計測および流体解析方法

5.1.1 研究対象の遠心ブロワ

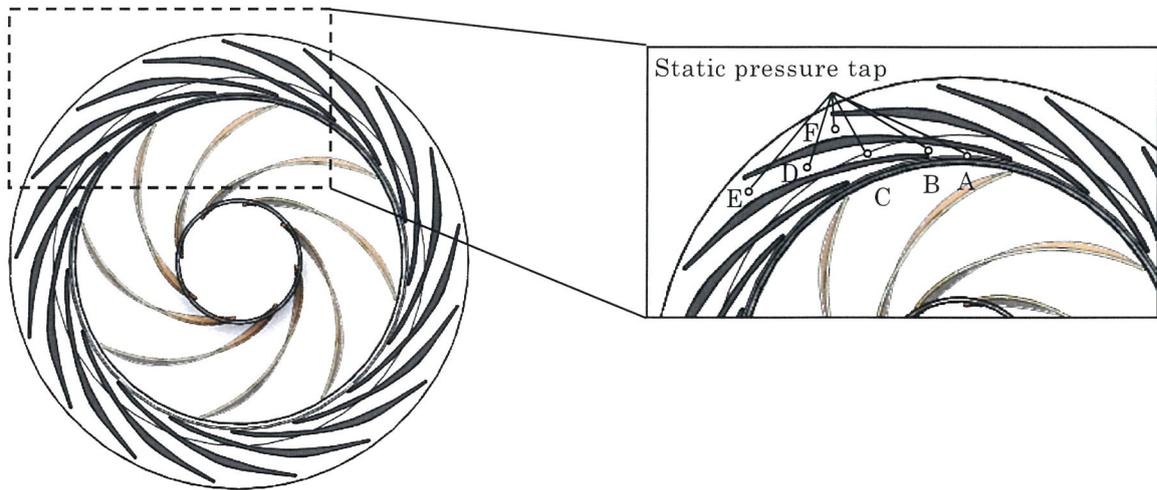
研究対象の遠心ブロワの1つは図 2.4 に示したもので、第 3 章および第 4 章で用いた遠心ブロワと同一である。図 5.1 に研究対象の羽根付きディフューザを搭載した遠心ブロワを、表 5.1 に対象ディフューザの代表諸元の比較を示す。本研究の遠心ブロワはシュラウド付インペラと、インペラ外周部に羽根付きディフューザを設けている。ディフューザは弦節比が約 3 で、ディフューザの羽根により重なり流路が形成される。遠心ブロワは高速回転で運転され、設計流量係数 $\phi_d=0.072$ における全圧力比が約 1.3 である。図 5.1 (a) に示した遠心ブロワの羽根枚数はインペラ 8 枚、ディフューザ 13 枚であり、図 5.1 (b) に示した遠心ブロワのディフューザは 17 枚である。なお、本研究では同一のインペラを使用した。また、本研究対象のディフューザ外径 D_4 は 125 mm、流路高さ b は約 8 mm である。ディフューザ入口径 D_3 とインペラ出口径 D_2 との比 D_3/D_2 は羽根枚数 Z_d13 の場合が 1.03、羽根枚数 Z_d17 の場合が 1.04 であり、対象とする遠心ブロワの動静翼の半径方向隙間は小さい。なお、本研究で対象とした羽根枚数 Z_d13 と Z_d17 のディフューザ入口スロート面積と、重なり部の拡大率は同一である。また、羽根枚数 Z_d17 の重なり部の流路長さは羽根枚数 Z_d13 に比べて重なり部での流れの転向を抑えるために小さくしている。なお、一般的にはディフューザ羽根枚数は素数や動翼羽根枚数とディフューザ羽根枚数の積が最小公倍数になる組合せを採用するケースが多いと考える。本研究ではディフューザ羽根枚数 Z_d13 , 15, 17, 19 枚のブロワ性能試験を実施し、騒音変化が顕著であった羽根枚数 Z_d13 , Z_d17 の詳細検討を行った。

表 5.1 対象ディフューザの代表諸元

	Z_d13	Z_d17
Number of vanes	13	17
Ratio of inlet diameter of the diffuser to outlet diameter of the impeller D_3/D_2 [-]	1.03	1.04
Normalized inlet area of throat [-]	1	
Ratio of area amplification A_{40}/A_{30}	2	
Normalized length of overlap [-]	1	0.8



(a) Z_{d13}



(b) Z_{d17}

図 5.1 対象ディフューザの概略図

5.1.2 計測方法

本研究ではディフューザ内部圧力変動の把握のために、非定常圧力トランスデューサを用いた非定常圧力変動計測を行った。非定常圧力計測と騒音計測は羽根付きディフューザの下流に羽根なしディフューザを設置し、径方向に排気する構成（図 2.2 に示す）で行い、非定常圧力計測は第 3 章で述べた方法で、ディフューザ重なり部入口から流れ方向に等間隔に 4 点の圧力変動を測定した。

5.1.3 流体解析方法

ディフューザ内部圧力変動を可視化する目的で、圧縮性非定常流体解析を行った。解析モデルは、図 2.9 に示すようにインペラとディフューザおよびケーシングとインペラによる隙間部を対象とし、周期境界条件を使用した。なお、ケーシングとインペラの隙間のモデル化は、隙間部で生じる圧力変動を考慮するためである。また、両ディフューザ共にインペラは 3 翼間とし同一メッシュを用い、ディフューザとケーシングとインペラの隙間を含む静止流路は羽根枚数 Z_{a13} 枚が 5 翼間、羽根枚数 Z_{a17} 枚が 6 翼間とした。なお、静止流路の翼間の数は、周期境界を用いる中でインペラと静止流路のインターフェースの角度差を可能な限り小さくする組合せとした。なお、ケーシングとインペラの隙間は実機の空間をモデル化し、インペラ出口半径とディフューザ入口半径の差 X の 10 倍の空間をインペラ出口から半径方向内向きに設置した。解析規模はインペラ、静止流路を合わせて、羽根枚数 Z_{a13} が約 470 万点、羽根枚数 Z_{a17} が約 566 万点である（表 5.2）。また、壁面からの最近接格子点の無次元距離 y^+ は大域において約 2.5 以下とした。なお、メッシュ数は予備検討において、メッシュ数を変化させた際のブロウ静圧上昇の予測値が最も良い格子点数を採用した。解析ソルバーは ANSYS CFX* Ver.15 を使用し、境界条件は入口に質量流量、全温、流入角（境界垂直流入）、出口に静圧を与え、壁面は滑りなし断熱条件にて、圧縮性流体解析を行った。流体解析に用いた乱流モデルは過去の研究で高い予測精度が得られた RANS(SST) モデルを使用した。なお、ブロウ性能の予測は定常解析を行い、動静翼間のインターフェースは物理量を周方向に平均して受け渡す Stage を用い解析した。

また、非定常解析の時間刻みはディフューザ重なり部のクーラン数が約 0.5 となるように、インペラの回転角度が 1 deg 進む時間とし、非定常解析の動作条件は設計点の風量と回転数とした。なお、本圧縮性流体解析手法では、壁面の音響的な反射は考慮できていない。

表 5.2 解析メッシュ数

Number of meshes	Z _d 13 model	Z _d 17 model
Impeller	465,000/pitch (3 blade passage)	
Diffuser	612,000/pitch (5 blade passage)	664,000/pitch (6 blade passage)
Gap	49,000/pitch (5 blade passage)	47,000/pitch (6 blade passage)
Total	4,700,000	5,661,000

5.2 計測および解析結果

5.2.1 対象ディフューザを搭載したブロワ静圧と騒音計測結果

および定常流体解析結果の比較

各ディフューザを搭載した遠心ブロワの静圧計測結果と、定常流体解析結果の予測精度について述べる。図 5.2 に羽根枚数毎のブロワ静圧上昇の計測結果と定常解析結果の比較を示す。図 5.2 の横軸は羽根枚数 Z_d13 の設計点の流量係数 ϕ_d で除した無次元風量 ϕ/ϕ_d を、縦軸は設計点流量係数 ϕ_d におけるブロワ静圧上昇の計測結果で正規化した無次元ブロワ静圧上昇を示す。

まず、計測結果に注目すると、羽根枚数 Z_d17 は羽根枚数 Z_d13 に比べて、設計点の静圧が 5% 向上し静圧差は風量増加に伴い大きくなっている。羽根枚数 Z_d17 の静圧増加は、ディフューザ翼間の曲率半径を大きくしたことによるディフューザ静圧上昇の増加が寄与している。すなわち、羽根枚数 Z_d13 ではディフューザ翼間曲率半径が小さいために、翼間内の 2 次流れが翼の圧力面かつ翼高さ中央に集積し、はく離が発生し損失が大きいことに起因する。なお、羽根枚数 Z_d13 のディフューザ内部流れおよび翼間曲率半径に関する研究は第 4 章で報告済みである。

次に、図 5.2 に示した計測と定常解析結果の静圧上昇予測結果に注目すると、設計点における予測精度は羽根枚数 Z_d13 が +0.5%、羽根枚数 Z_d17 が -1.5% と良い一致を示し、また風量増加による静圧差が拡大し計測結果同様の傾向が得られていることわか

る。本結果からブロワの内部流れの特徴を議論可能であると考える。

次に、図 5.3 に各ディフューザを搭載した遠心ブロワの設計点における騒音測定結果を示す。図 5.3 の横軸は計測周波数帯のオーバーオール値 (Over all : O.A.) と、翼通過周波数 BPF の 1 次成分 (1st BPF) および、2 次成分 (2nd BPF) を、縦軸は周波数毎の人間の聴感補正量 (A 特性) を用いた騒音測定結果を示す。設計点における羽根枚数 Z_d17 の O.A. 値は羽根枚数 Z_d13 に対して 11 dB, 1st BPF は 21 dB, 2nd BPF は 5 dB と低減量が大きいことがわかる。なお、本研究ではこの騒音低減効果について、非定常圧力計測と非定常解析を用いて考察する。

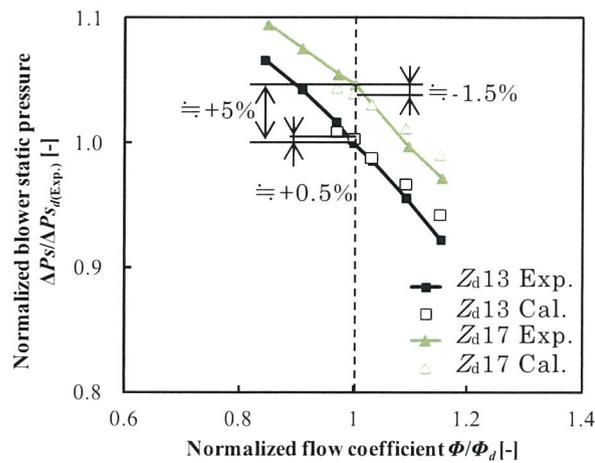


図 5.2 ブロワ性能の計測および解析結果

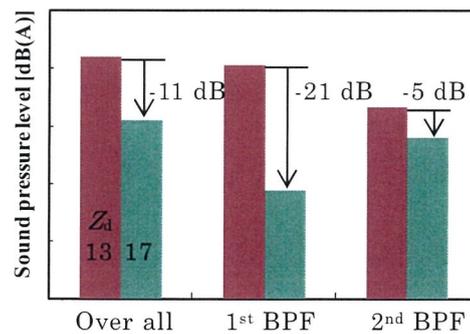


図 5.3 ブロワ騒音の計測結果 (設計点)

5.2.2 ブロワ騒音およびブロワ内圧力変動の計測結果

図 5.4 に騒音 O.A. 値の回転数トラッキング分析結果を示す。なお、図 5.4 は設計点の特性 ($\phi_d=0.072$) を測定した際のバルブ開度に固定し、回転数を 20,000 から 47,000 min^{-1} まで変化させた際の騒音を示す。つまり、抵抗曲線上でインペラの回転数を変化させたものである。なお、図 5.4 の騒音の回転数トラッキング分析結果は回転数を変化させた試験を 3 回行い、各回転数の騒音値を平均したものであり、各回転数の最大測定誤差は 2dB 以下である。また、図 5.4 に示した四角はディフューザの諸元を基に音響管と仮定し、式(3.1)から算出した BPF 騒音の共鳴危険回転数を示す。

図 5.4 に示した羽根枚数 Z_d13 の騒音の回転数変化は回転数の 6 乗に比例しておらず、回転数 21,800, 24,200, 28,600, 34,000, 39,500, 41,100, 45,800 min^{-1} で騒音が大きい。一方、羽根枚数 Z_d17 の騒音の回転数変化は、回転数 27,200 min^{-1} で騒音が大きくなっているがその他の回転数においては大きな騒音増加はない。騒音の大きい回転数のうち、羽根枚数 Z_d13 の回転数 24,200, 39,500, 41,100 min^{-1} と羽根枚数 Z_d17 の回転数 27,200 min^{-1} は式(3.1)から算出した BPF 騒音の共鳴危険回転数と近く、音響共鳴の発生の可能性を持つことがわかる。

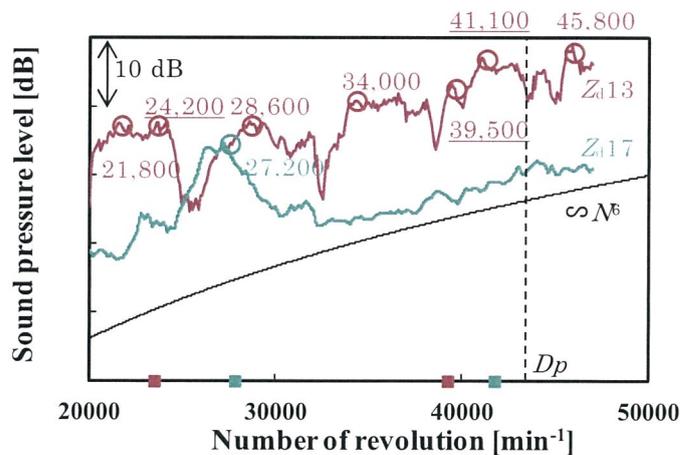


図 5.4 対象ディフューザの騒音の回転数トラッキング分析結果

次に、ディフューザ内部圧力変動を把握するため、圧力変動の回転数トラッキング分析を行った。回転数トラッキング分析は、式(3.2)で定義したパワーレベルを用いて評価を行った。

図 5.5 に 1stBPF 騒音およびパワーレベルの回転数トラッキング分析結果を示す。なお、図 5.5 (a)は羽根枚数 Z_d13 、図 5.5 (b)は羽根枚数 Z_d17 の計測結果を示し、上段に 1stBPF 騒音を、下段に 1stBPF のパワーレベルの回転数変化を示す。まず、図 5.5 (a)の羽根枚数 Z_d13 における 1stBPF のパワーレベルの計測結果に注目すると、重なり流路内の計測点 B, C, D, E では、幾つかの回転数においてパワーレベルが急激に変化している。特に、計測点 C のパワーレベルは、回転数による変化が大きく、回転数 21,100, 24,300 min^{-1} でピークを持ち、約 30,000 min^{-1} で他の計測点よりも小さくなり、その後、46,000 min^{-1} 付近まで増加し最大値となっている。すなわち、羽根枚数 Z_d13 のディフューザ内部の圧力変動は特定の回転数で大きくなり、回転数によってディフューザ内部の流れ方向位置で圧力変動の大小関係が異なることがわかる。

次に、図 5.5 (b)の羽根枚数 Z_d17 における 1stBPF のパワーレベルの計測結果に注目すると、重なり流路内の計測点 B, C, D, E では、回転数 27,200 min^{-1} 付近でパワーレベルが急激に変化している。特に、計測点 C のパワーレベルは、他の計測点に比べて回転数 27,200 min^{-1} で大きなピークを持ち、45,000 から 47,000 min^{-1} にかけてパワーレベルの増加がみられる。なお、両ディフューザ共に重なり流路内の計測点におけるパワーレベルが増加すると騒音が大きくなっており、ディフューザ重なり部の定在波との音響共鳴により圧力変動と騒音が増加していると考えられる。

さらに、図 5.5 の設計点回転数（図中 D_p ）に注目すると、羽根枚数 Z_d17 の 1stBPF 騒音は羽根枚数 Z_d13 に比べて 21 dB 低減している。本結果は図 5.3 と同一の結果である。また、設計回転数におけるディフューザ内部のパワーレベルに注目すると、インペラ出口に最も近いベーンレス部の計測点 A のパワーレベルが 7 dB、ディフューザ重なり部出口の計測点 E のパワーレベルが 7 dB 低減していることがわかる。さらに、回転数によるパワーレベルの変化が最も大きかった計測点 C（重なり部の入口スロートから流れ方向に重なり部長さの 1/3 下流）に注目すると、羽根枚数 Z_d17 は羽根枚数 Z_d13 に比べて、18 dB 低減し低減量が大きいことがわかる。本計測結果から羽根枚数 Z_d17 の 1stBPF 騒音低減は、羽根枚数 Z_d13 に比べて、設計点回転数付近にディフューザ内の圧力変動を増加させる音響共鳴回転数が存在しないこと、またベーンレス部、重なり部内（計測点 B～E）の圧力変動の低減、特にディフューザ入口側の圧力変動の低減が寄与していることがわかった。

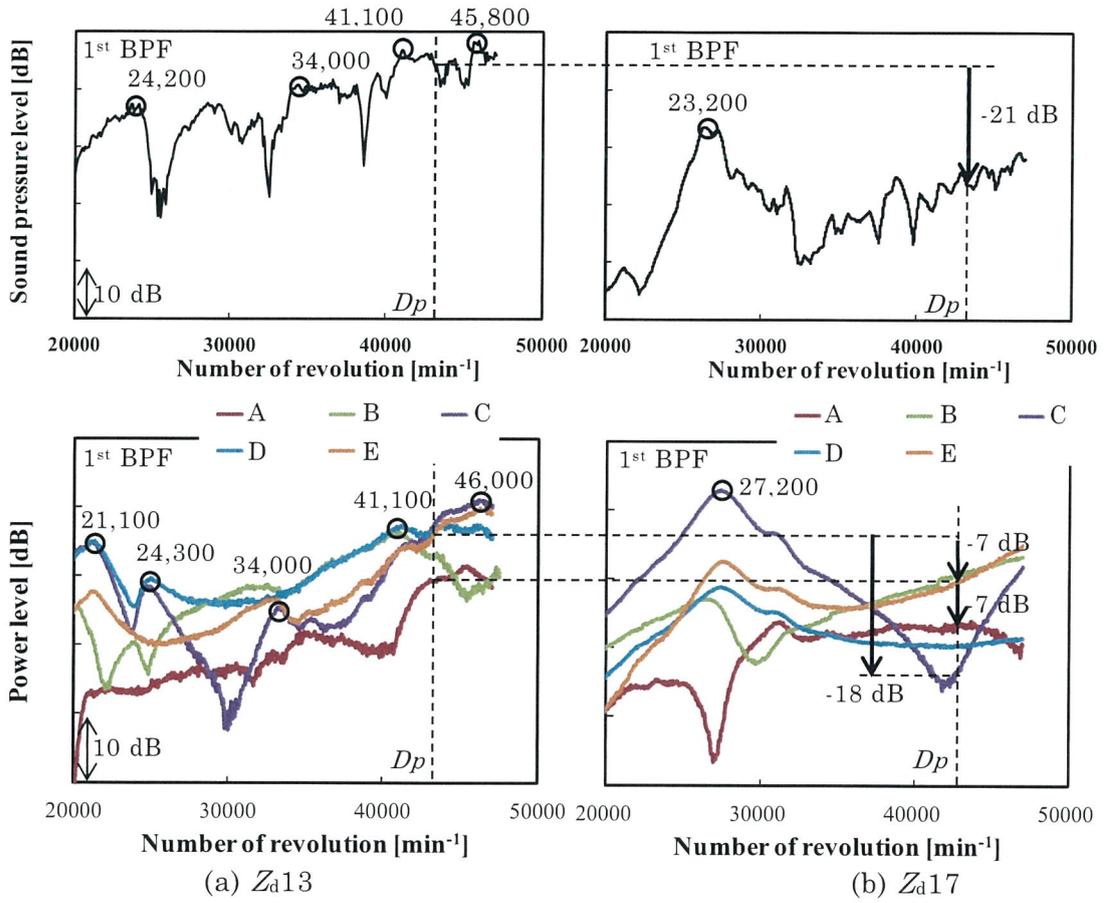


図 5.5 圧力変動の回転数トラッキング分析結果

5.2.3 ディフューザ出入口圧力変動の計測および非定常流体解析

結果の比較

各ディフューザの出入口（計測点 A, E）と隣接翼間出口（計測点 F）における設計点の圧力変動計測結果（点）と解析結果（線）の比較を図 5.6 に示す。なお、図 5.6 (a) は羽根枚数 Z_d13 、図 5.6 (b) は羽根枚数 Z_d17 を、図 5.6 の横軸は図 2.4 に示したインペラ後縁とディフューザ前縁が一致する位相角度を 0 deg とした位相角度 θ 、縦軸は圧力変動である。また、ディフューザ重なり部出口における隣接翼間の 1stBPF の位相差を図中に記載する。

まず、図 5.6 の羽根枚数 Z_d13 および Z_d17 の計測結果に注目すると、羽根枚数 Z_d17 の圧力変動はディフューザ入口、出口ともに羽根枚数 Z_d13 に比べて小さい。また、ディフューザ重なり部出口における隣接翼間の 1stBPF の圧力変動の位相差は羽根枚数 Z_d13 が 136 deg、羽根枚数 Z_d17 が 183 deg であり、羽根枚数 Z_d17 は隣接翼間で略逆位相になっていることがわかる。この出口圧力変動の逆位相は騒音低減効果の一要因であると考えられる。

次に、図 5.6 の羽根枚数 Z_d13 および Z_d17 の計測点 A（ベーンレス部）の非定常解析結果に注目すると、両ディフューザ共に圧力変動の振幅と位相角度による圧力変動の変化を非常に良く再現している。また、羽根枚数 Z_d17 の計測点 A の圧力変動の予測値は羽根枚数 Z_d13 に比べて小さく、計測結果の傾向とも一致する。次に、図 5.6 の羽根枚数 Z_d13 および Z_d17 の計測点 E, F（重なり部出口）の非定常解析結果に注目すると、両ディフューザ共に圧力変動の極値の位相角度は計測結果を再現している。また、羽根枚数 Z_d17 の重なり部出口圧力変動の予測値は計測結果と良い一致を示し、羽根枚数 Z_d13 に比べて小さい計測結果の傾向を再現している。一方、羽根枚数 Z_d13 の圧力変動の振幅の予測精度は計測点 A に比べて低く、圧力変動の高次成分も大きい。但し、図 5.6(a) に示した羽根枚数 Z_d13 の解析結果は音響共鳴が生じているにも関わらず、支配的な振幅を概ね予測できており、本研究の目的である圧力場の定量的議論が可能であると考えられる。なお、圧力変動の高次成分の予測精度に関しては、計測周波数が高いことで計測データの欠如も考えられるが、解析面においてはインペラからの放出渦の過大評価、静止面壁面での音響反射による減衰効果を考慮できていないことの影響が考えられ、今後更なる改善が必要であると考えている。

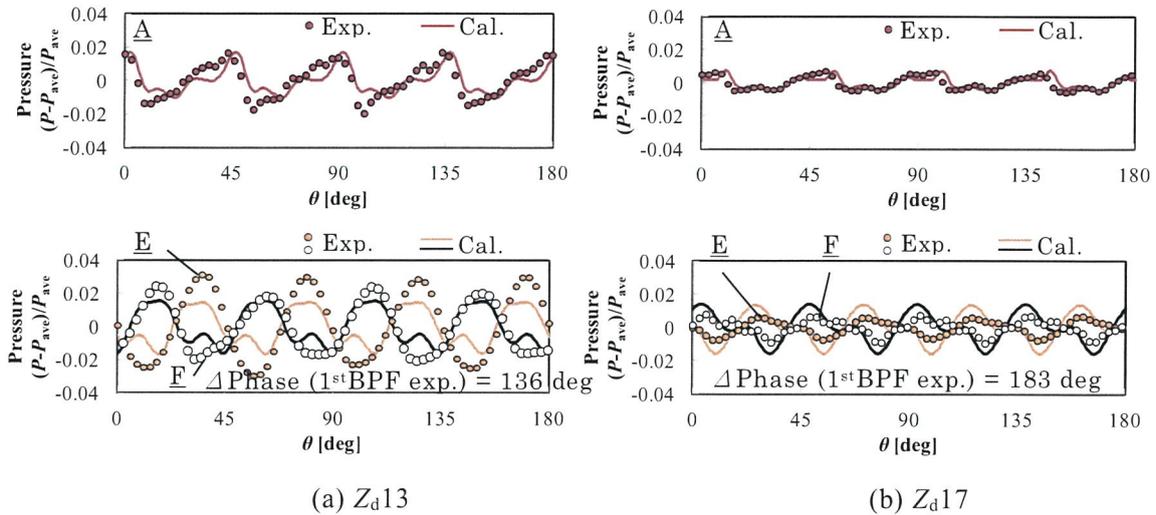


図 5.6 ディフューザ圧力変動のインペラ回転方向位相角変化

5.2.4 流体解析結果を用いたディフューザおよびケーシングハブ

面圧力変動の可視化

次に、設計点の非定常解析結果を用いてディフューザとケーシングハブ面の圧力変動の可視化を行った。圧力変動の可視化は、式(3.3)に示した圧力の RMS 値を用いた。式(3.3)により静止流のハブ面において圧力変動が大きい部分を可視化することができる。式(3.3)の圧力の RMS 値を用いた対象ディフューザの圧力変動可視化結果を図 5.7 に示す。なお、図 5.7 (a)は羽根枚数 Z_d13 、図 5.7 (b)は羽根枚数 Z_d17 の圧力変動の可視化結果を示す。

図 5.7 (a)の羽根枚数 Z_d13 に注目すると、重なり部の計測点 B と C の間での圧力変動が大きく、計測点 C と D の間と重なり部出口の下流で圧力変動が小さく、重なり部に圧力変動の節を持っていることがわかる。また、インペラ背面のケーシングハブ面の圧力変動はディフューザ出口に比べて大きく、ベーンレス部の計測点 A と同等レベルの圧力変動を持つ。一方、図 5.7 (b)の羽根枚数 Z_d17 は、重なり部の計測点 B 付近の圧力変動が大きく、計測点 C、重なり部出口の下流に圧力変動の節を持つ。また、インペラ背面のケーシングハブ面の圧力変動はディフューザ出口、ベーンレス部の計測点 A と同等である。各ディフューザを比較すると、羽根枚数 Z_d17 の重なり部の圧

力変動は羽根枚数 Z_d13 に比べて約 65 % 小さい。さらに、羽根枚数 Z_d17 のケーシングハブ面の圧力変動は羽根枚数 Z_d13 に比べて約 1/2 と小さく、周方向の変化も小さい。なお、各ディフューザの圧力変動は重なり流路出口の圧力変動が小さいという共通点を持つ。これは、重なり流路出口付近を固定端とし、ディフューザ入口の動静翼干渉場を自由端とした圧力変動モードが存在し、音響定在波の圧力変動を示していると考えられる。また、ケーシングハブ面における圧力変動の大小は、動翼のポテンシャル干渉とは別に、動翼と静翼で定まる回転圧力場の影響の可能性がある。この回転圧力場に関する考察は次に述べる。

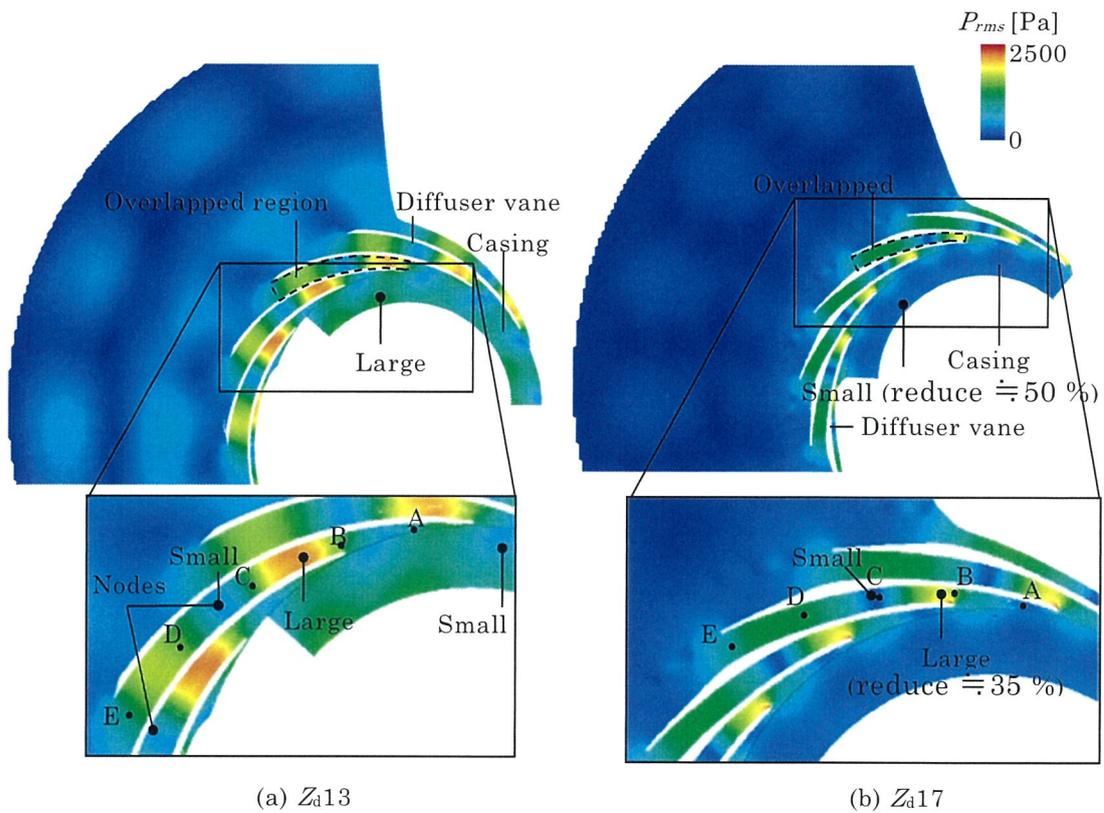


図 5.7 ディフューザ内部圧力変動の RMS 分布

5.3 ディフューザ内部圧力変動の時間変化と 回転圧力場との関係に関する考察

次に、ディフューザ内部の圧力変動モードに関して検討する。表 5.3 に動静翼干渉による回転圧力場のモードのうち、低次の回転圧力モードを示す。回転圧力場のモードは Tyler-Sofrin の線形理論⁽⁴⁰⁾から算出され、式(5.1)が成立する時にモードと周波数が決まる。表 5.3 から羽根枚数 Z_d13 は反回転方向に 5 個の節、回転方向に 3 個の節を持つ回転圧力場が存在する。また、羽根枚数 Z_d17 は反回転方向に 9 個と 1 個の回転圧力場が存在する。

図 5.8 にディフューザハブ面において、計測点 A~E を通る線を定義し、インペラ位相角度 θ による圧力場の流れ方向の変化を可視化した結果を示す。図 5.8(a)(b)の右側に圧力 RMS 値を、左側にインペラ位相角度 θ による圧力場の変化を示す。また、図 5.8 の縦軸はディフューザ入口から出口における流れ方向の無次元位置と圧力計測点を、圧力 RMS 値には定在波のうち、特に関係すると考えられる 3 倍振動モード ($\lambda_{ii}=4L/3$) の節、腹の位置を示す。

まず、羽根枚数 Z_d13 , 17 の圧力 RMS 値に注目すると、ディフューザ内部の圧力変動は、計測点 B, D 付近に存在する定在波の 3 倍振動モードの腹の位置で圧力変動が大きく、計測点 C 付近に存在する 3 倍振動モードの節の位置で圧力変動が小さくなっている。すなわち、ディフューザ内部の圧力変動は定在波の 3 倍振動モードの影響を受けていることがわかる。

さらに、インペラ位相角度 θ による圧力変動の変化に注目すると、羽根枚数 Z_d13 , 17 とともに定在波の 3 倍振動モードの腹に近い計測点 B と C 付近では、1 翼間の位相角度中に、圧力変動の高い領域と、低い領域が存在する。また、位相角度 θ による圧力の変化は、位相角度 $\theta=0$ deg (インペラ後縁と、ディフューザ前縁が回転方向に一致する角度) より回転方向に進むと、計測点 D と E の間で圧力が低下し、さらに進むと計測点 D と E の圧力が増加しており、1 翼間に 1 回の周期的な変動挙動を呈している。このことから、ディフューザ羽根枚数に寄らずインペラの回転に伴うポテンシャル干渉が定在波の 3 倍振動モードを加振していると考えられる。

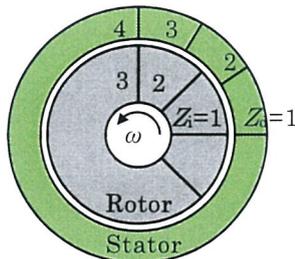
一方、ディフューザ入口 D_3 における位相角度 θ の変化に注目すると、羽根枚数 Z_d13 においては位相角度 $\theta=0$ deg の圧力が高い。これはインペラ圧力面が接近することで

圧力が上がり、位相角度 θ が進みインペラ後縁の負圧面が通過したことにより圧力が低下している。また、このディフューザ入口圧力の上昇に対して、計測点 B と C の圧力の増加は位相角度が回転方向に進んだ際に生じている。一方、羽根枚数 Z_d17 のディフューザ入口 D_3 の圧力は位相角度 $\theta=0$ deg より位相角度が約 10 deg 進んだ際の圧力が高く、計測点 B と C の間の圧力が高い領域はディフューザ入口の圧力が高い位相角度よりも早く存在するなどの加振のタイミングが羽根枚数 Z_d13 の場合と異なることがわかる。

$$n \times Z_d + k = m \times Z_i \tag{5.1}$$

表 5.3 対象ディフューザの回転圧力場モードの予測式

	Z_d13	Z_d17
Number of blade impeller Z_i	8	
Number of vanes diffuser Z_d	13	17
Rotor-stator interaction modes		
<i>(k>0 : Forward rotational direction of the impeller , k<0: reverse rotational direction)</i>		
Stator flowing modes k (n=1, m=1)	$1 \times 13 - \underline{5} = 1 \times 8$	$1 \times 17 - \underline{9} = 1 \times 8$
Rotating speed of mode	$-1.6N$	$-0.9N$
Stator flowing modes k (n=1, m=2)	$1 \times 13 + \underline{3} = 2 \times 8$	$1 \times 17 - \underline{1} = 2 \times 8$
Rotating speed of mode	$5.3N$	$-16N$



次に、ディフューザ入口の加振力の分析として、図 5.9 にディフューザ入口 D_3 における周方向位置における圧力変動の時間変化（位相角度 θ ）を示す。なお、図 5.9(a) は羽根枚数 Z_d13 、図 5.9(b) は羽根枚数 Z_d17 の圧力変動の可視化結果を示し、図 5.9 中には表 5.3 に示した動静翼干渉による回転圧力場の関連モードを示す。表 5.3 から羽根枚数 Z_d13 は反回転方向に 5 個の節、回転方向に 3 個の節、羽根枚数 Z_d17 は反回転方向に 9 個と 1 個の回転圧力場が存在する可能性がある。図 5.9(a) の羽根枚数 Z_d13 には、回転方向に 3 個の節が $5.3N$ で回転する線を示し、図 5.9(b) の羽根枚数 Z_d17 には、反回転方向に 9 個の節が $0.9N$ で回転する線を示す。図 5.9(a) の羽根枚数 Z_d13 は、同一時刻において、回転方向（空間方向）に 3 個の節（図中の丸点線）が存在し、圧力モードが回転方向に $5.3N$ で回転（右斜め上に伸びる点線上を動いている）している。一方、図 5.9(b) の羽根枚数 Z_d17 は、同一時刻において、回転方向（空間方向）に 9 個の節（図中の丸点線）が存在し、圧力モードが反回転方向に $0.9N$ で回転（左斜めに上に伸びる点線上を動いている）している。また、羽根枚数 Z_d17 の回転圧力モードの圧力変動は羽根枚数 Z_d13 に比べて約 $1/2$ であり、回転圧力場の空間次数が高いことが圧力変動の低減をもたらしたと判断できる。

圧力変動の分析結果から、羽根枚数 Z_d13 と羽根枚数 Z_d17 は、共にディフューザ重なり部の 3 倍振動モード ($\lambda_{ii}=4L/3$) が動翼のポテンシャル影響により加振され、圧力変動が増加する。両者のディフューザの加振力はインペラとケーシング隙間部で生じる回転圧力場の影響を受けていることがわかった。特に、羽根枚数 Z_d17 の回転圧力場のモードは回転方向に 9 個と、羽根枚数 Z_d13 に比べて高次であることが加振力低減に寄与していると考えられる。また、ディフューザ出口におけるディフューザ隣接翼間の圧力変動の位相差は羽根枚数 Z_d13 が 136 deg 、羽根枚数 Z_d17 が 183 deg であり、羽根枚数 Z_d17 は隣接翼毎の圧力位相が逆位相となり、定在波が発生する環境下においても圧力変動、騒音の低減効果があると考えられる。

5.4 流体音響連成解析を用いた

ディフューザ内部音響モードの可視化

本章では先に述べた羽根枚数 Z_{a13} , 17 のディフューザ内部音響モードの可視化を目的に、流体音響連成解析を実施した結果について述べる。

5.4.1 流体解析手法

圧縮性非定常流体解析は、ANSYS CFX 14.0 を用い、全周解析を行った。なお、解析に必要な解析モデルは第 5.1 節で述べた解析メッシュを用いて全周モデルに拡張した。解析に用いた乱流モデルは Shear Stress Transport を使用し、非定常解析の時間刻みは、インペラが 1 deg 回転する時間とした。なお、解析の運転条件は設計点動作条件とした。

5.4.2 流体音響連成解析手法

流体音響連成解析は、非定常流体解析の圧力時刻歴変化が周期的な時間変化となった後の 4 回転分のデータを用いた。流体音響連成解析は、有限要素法を用いた市販の音響解析ソフトである ActranVer14.0 を用いて行った。Actran は音響場の解析に音響有限要素を、その他の距離減衰で代表される遠方場の騒音を解析する無限要素を用いた音響解析が可能である。本解析ではディフューザ内部のみを解析対象とし、音響モードの可視化を主目的とした。

音響解析に用いた解析モデルを図 5.10 に、解析条件を表 5.4 に示す。流体音響連成解析に用いた音源は、Ffowcs Williams-Hawkings の式を用い、周波数毎に算出し、ディフューザ入口に面音源を、空間にボリューム音源を与えた。また、本音響解析では各位置の流体解析結果の時間平均結果を基に各部の音速を補正した。

音響解析のディフューザ形状は流体解析と同一座標で作成し、解析に必要なメッシュは ANSYS ICEM CFD を用いて四面体メッシュを生成した。なお、Actran を用いた音響解析用メッシュサイズは、翼通過周波数の 2 次成分までの周波数を対象とし 2 mm 以下のメッシュを生成した。なお、使用したメッシュサイズは、Actran の推奨メッシュサイズ（対象最小波長の 1/8 以下）の範囲内である。また、ディフューザ内の

メッシュは、形状再現度を高めるために、ディフューザ前縁付近は 0.5 mm のメッシュで作成した。

対象ディフューザの最大マッハ数 M は、 $M \approx 0.4$ で圧縮性の考慮が必要である。そのため、解析には圧縮性を考慮した Mohring 音源を使用した。音響解析で使用した音源は、動静翼干渉場で生じる圧力変動を面音源とした Mohring surface 音源、流れ場内の乱れによって発生する空間音源の Mohring volume 音源、の 2 つを用いた。なお、圧縮性を考慮した音源の指標は、 $M > 0.2$ が Mohring 音源、その他は Lighthill 音源とすることが推奨されている⁽⁴¹⁾。

また、ディフューザ翼およびシュラウドとハブ壁面は ABS、ケーシングはアルミニウムとし、反射率を設定しディフューザ内部の音響解析を行った。

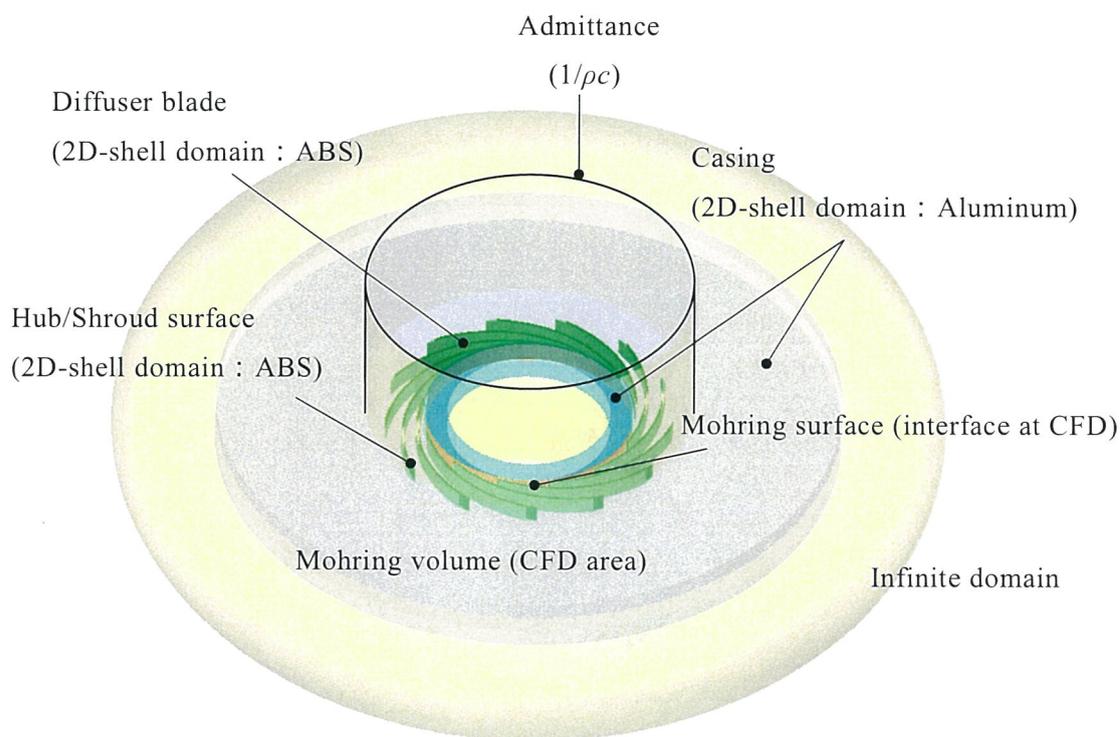


図 5.10 音響解析モデル (Z_a13)

表 5.4 音響解析条件

Solver	Actran 14.0 with ICFD option
Number of meshes	Total: 44,000,000 (Tetra mesh)
Boundary condition	Source: Mohring surface Mohring Volume Wall: Rigid wall
Frequency	1,000~10,000 Hz Step: 200Hz 1 st BPF, 2 nd BPF

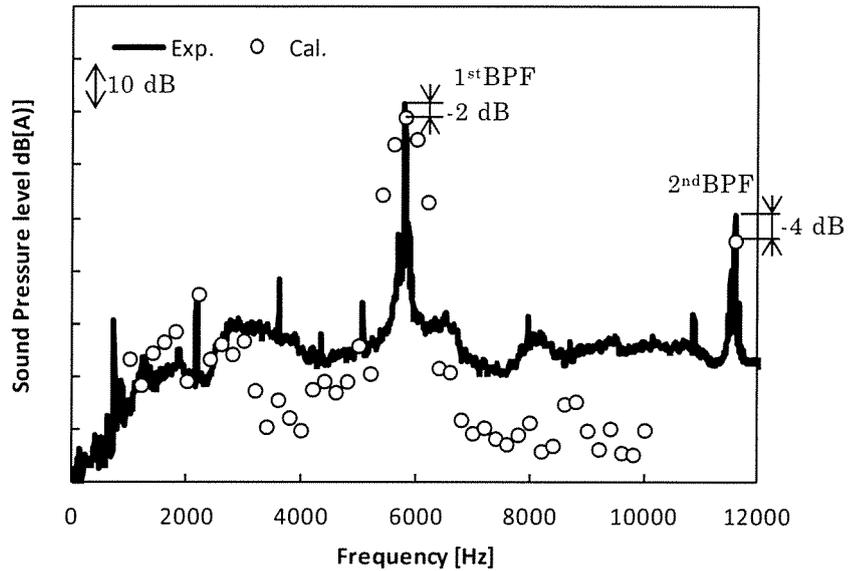
5.4.3 流体音の予測結果

本研究の目的はディフューザ内部の音響場の可視化であり、流体音の予測ではないが、流体音の予測精度を把握することで、今後の研究課題を抽出する。

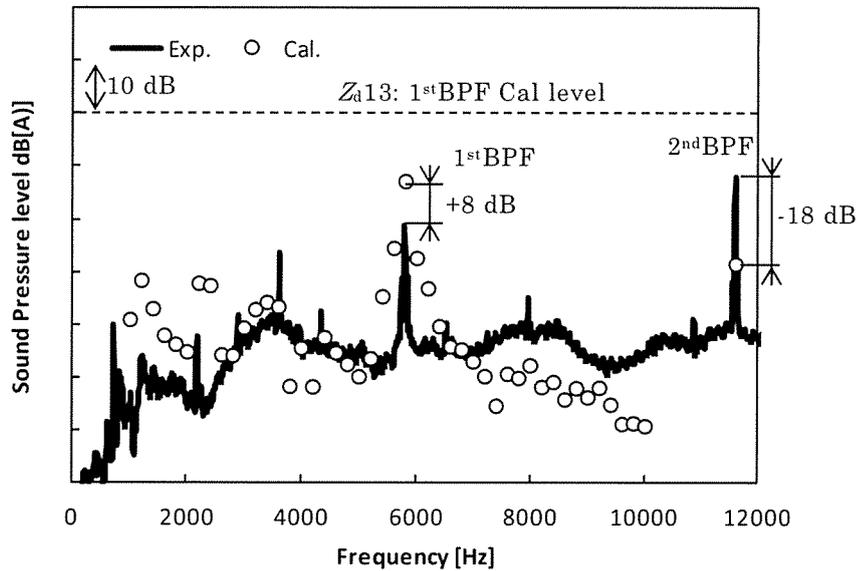
流体音響連成解析で得られたマイク位置 (0.5m) における設計点動作点の騒音予測結果を図 5.11 に示す。なお、図 5.11(a)は Z_d13 を、図 5.11(b)は Z_d17 を示し、計測結果を実線で、解析結果を丸印で示す。図 5.11(a)の羽根枚数 Z_d13 は 1stBPF(-2 dB)および 2ndBPF(-4 dB)の予測精度は高い。また、羽根枚数 Z_d17 の 1stBPF は、羽根枚数 Z_d13 の 1stBPF に比べて騒音低減できる傾向を音響解析結果からも確認した。一方、 Z_d13 と Z_d17 共に BPF 以外の乱流騒音の予測精度は低い。また、図 5.11(b)に示した Z_d17 は、 Z_d13 に比べて BPF の予測精度が低く課題を持つことがわかった。乱流騒音の予測精度向上には、細かい渦の挙動を再現する空間解像度の向上と LES や DES の取組みが必要と考える。また、羽根枚数 Z_d17 の 1stBPF 騒音の予測精度向上については、流体解析結果で得た重なり部出口の圧力変動の予測結果が良好であるのに対して、騒音を大きく予測していることから、音響解析の際にディフューザ内部の定在波による騒音増加を過大評価、隣接翼間の位相差の影響を過小評価している可能性があるため、今後の研究で継続検討する必要がある。

翼通過周波数 (BPF: Blade Passing Frequency) の 1 次成分の音響場可視化結果を図 5.12 に示す。なお、図 5.12 はディフューザ高さ方向の中央断面位置における音圧レベルの可視化結果である。図 5.12 (a)の Z_d13 は、ディフューザの羽根で形成される重なり部の音圧レベルが大きい。また、重なり部の流れ方向の略 1/3 の位置で節を持つ。なお、本音響モードは、重なり部内で生じる定在波が圧力変動により加振され騒音が

増加していることを示しており、図5.7に示した圧力変動のRMS分布と類似している。すなわち、重なり部の共鳴抑制が低騒音化に重要であること、圧力変動のRMS分布を比較することで低騒音化の有無について議論可能であることが得られた。

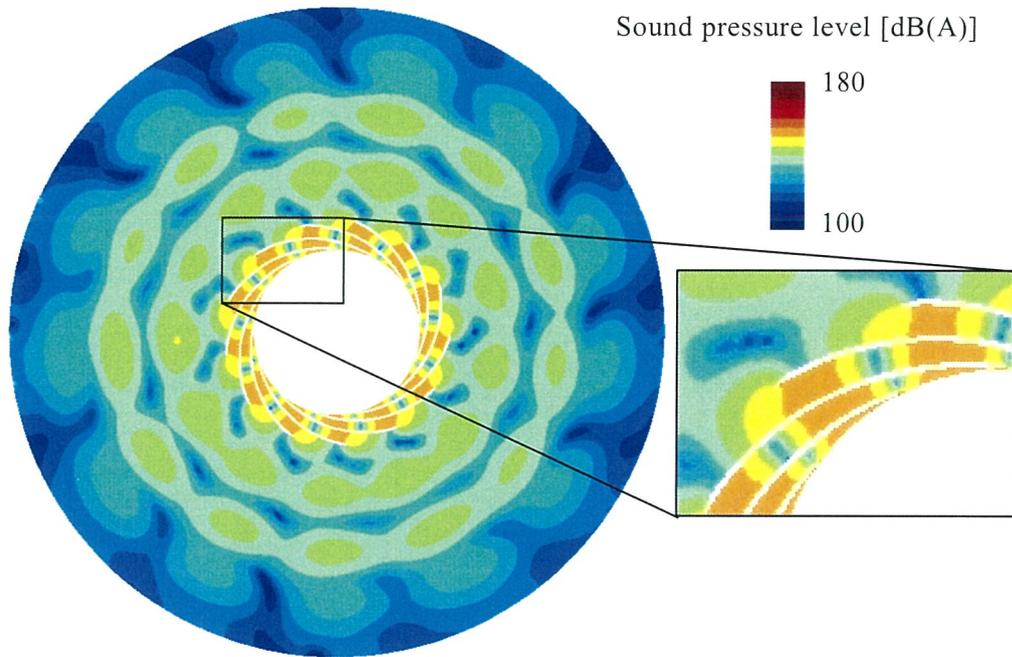


(a) Z_{a13}

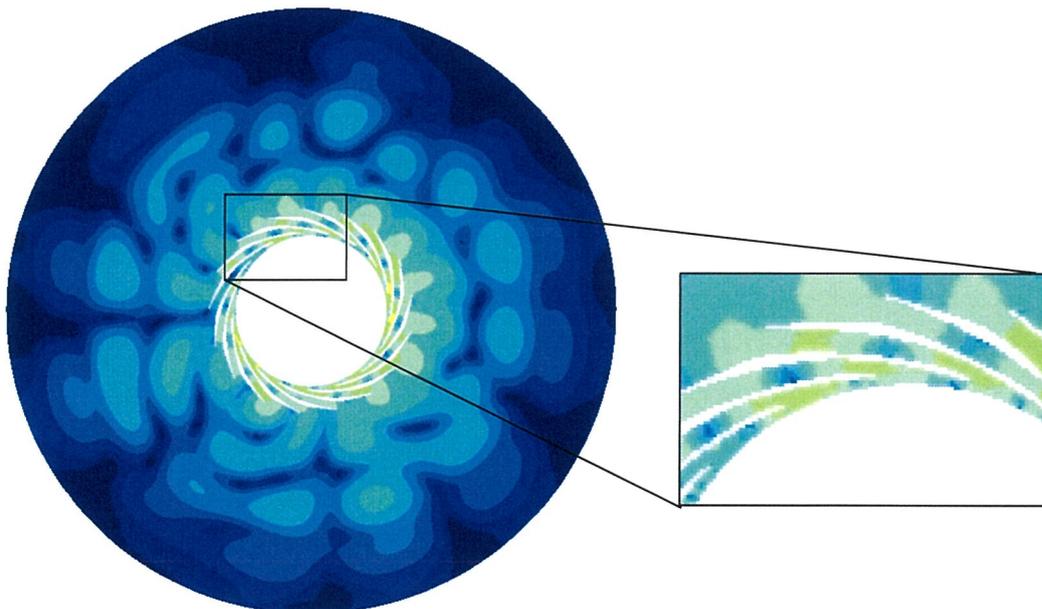


(b) Z_{a17}

図 5.11 騒音予測結果



(a) Z_d13



(b) Z_d17

図 5.12 音響解析結果 (1stBPF)

5.5 第5章のまとめ

翼通過周波数の波長とディフューザ流路長さが近く、運転回転数範囲の広い小型遠心ブロワの低騒音化を目的に、羽根付きディフューザの羽根枚数が及ぼす性能と騒音およびディフューザ内部圧力変動を、非定常圧力計測と非定常流体解析を用いて把握した。そして、羽根枚数 Z_d13 と Z_d17 の騒音およびディフューザ内部圧力変動を比較した結果、以下の知見を得た。

- (1) 流体解析結果で得たディフューザ内部圧力変動の RMS 分布から、両ディフューザのディフューザ内部圧力変動は、共に動静翼干渉場を自由端、ディフューザ重なり流路長さを開放端補正した長さ L の開放端（重なり部の出口側）を固定端とした場合の定在波の 3 倍振動モードと関連し、動翼のポテンシャル干渉により加振され、圧力変動が増加する。
- (2) ディフューザ入口の加振力としては、動翼のポテンシャル干渉の他に、インペラとケーシング隙間で生じる回転圧力場が存在し、加振力低減のためには回転圧力場の空間次数を高くすることが有効である。
- (3) 羽根枚数 Z_d17 は、インペラとケーシング隙間で生じる回転圧力場のモードが回転方向に 9 個と、羽根枚数 Z_d13 に比べて空間次数が高次であること、およびディフューザ出口における隣接翼間の圧力変動の位相差が、羽根枚数 Z_d13 の 136 deg に対して 183 deg と逆位相の圧力場となっていることで、定在波が発生する環境下においても圧力変動が抑制され、騒音の低減が可能で騒音低減効果が大きい。
- (4) ディフューザ羽根枚数および動静翼枚数比の選定は、ディフューザ入口の加振力としてポテンシャル干渉の他に、回転圧力モードの空間次数を高めることを考慮する必要がある。
- (5) 回転機械の加振力評価を行う際には、回転圧力場の影響を考慮するため、インペラ周辺隙間を解析モデルに盛り込む必要がある。
- (6) 重なり部の共鳴抑制が低騒音化に重要であること、圧力変動の RMS 分布を比較することで低騒音化の有無について議論可能であることを得た。

第6章 ディフューザ周辺での低騒音化構造適用

本研究対象の遠心ブロワはディフューザ内部の定在波との音響共鳴によりディフューザ内部圧力変動が増加し騒音が大きくなることを第3章および第5章で説明した。本章では、前記定在波の影響を緩和し遠心ブロワの低騒音化を実現する研究事例について述べ、その有効性について述べる。

本研究ではディフューザ内部に音響効果を持つ構造を定在波の影響を緩和するように狙ったディフューザについて研究した。

1つ目は、杉村らが提案したスリットディフューザ⁽¹²⁾を用いた低騒音化と高効率化の両立に関する研究である。杉村らが提案したスリットディフューザは本研究対象と同様な遠心ブロワに関するもので、ディフューザ重なり部で生じる定在波の節の部分にディフューザ翼を貫通する孔を設けたディフューザである。本提案のスリットディフューザは翼通過周波数騒音を最大 8dB 低減でき、低騒音化が可能である。しかし、効率が 0.2~0.5% 程度低下するといった課題を持つ。

そこで、本研究では杉村らのスリットディフューザを改良して、ディフューザ内部流れの改善による高効率化と、音響共鳴現象の抑制による低騒音化の両立を目的とした。本研究ではディフューザのハブ面かつ圧力面側に低速領域が生じやすいことに着目し、スリット構造による流れの改善効果について把握した。すなわち、ハブ面の低速域付近に流れを吸い出すスリット溝を設置し流れの改善を行うとともに、スリット構造による音響共鳴現象の抑制を試みた研究について述べる。また、スリットディフューザの内部圧力変動について計測および非定常流体解析を用いて検討した結果について述べる。

2つ目は、定在波周辺にヘルムホルツ共鳴器を搭載したディフューザに関する研究で、3つ目は、動静翼干渉場に開口を持つ音響管をインペラ周辺隙間に設置し、低騒音化を試みた研究結果について述べる。なお、ヘルムホルツ共鳴器、音響管については実験による効果検証を述べる。

6.1 スリットディフューザの高効率化と低騒音化に関する研究

6.1.1 対象遠心ブロワおよびスリットディフューザの特徴

対象の遠心ブロワを図 6.1 に示す。遠心ブロワはシュラウド付インペラとベーン付ディフューザから構成されている。研究対象の遠心ブロワは高速回転で運転され、設計流量係数 $\phi=0.072$ における全圧力比が約 1.3 である。遠心ブロワの羽根枚数はインペラ 8 枚、ディフューザ 13 枚である。また、ディフューザ外径 D_4 が $\phi 125\text{mm}$ 、流路高さ b_3 が 7.3mm であり、ディフューザの重なり部で音響共鳴現象が生じる小型流路の特徴を持つ。

本研究はディフューザの翼形状を固定し、スリット構造の有無による性能と流れ場の影響を検討した。図 6.1(b)にスリットディフューザの外観図を示す。スリットディフューザは、音響共鳴現象の発生原理である定在波を抑制するために、ディフューザの重なり部の出口部に隣り合う流路を連結するスリット構造を設けたものである。ディフューザ出口部に設けたスリット構造の設置位置を図 6.2 に示す。スリット構造の設置位置は重なり部出口から下流側に開口端補正寸法 δ だけずれて形成される定在波の節の位置に設置した。本研究ではディフューザ流路を、片端である動静翼干渉場を音源とし、他端のディフューザ出口部を開口部とした片端開口型の管路を仮定した。また、矩形断面の長い辺の長さを h 、短い辺の長さを a とし、式(6.1)を用いて開口端補正寸法 δ を算出した。なお、杉村らの研究⁽¹²⁾により定在波の節の位置にスリット構造を設けることで翼通過周波数騒音が低減可能であることが示されている。本研究のスリット構造の位置は杉村らの研究と同様に定在波の節とし、ディフューザのハブ面かつ圧力面側に低速領域が生じやすいことに着目し、流れ場の改善を狙いハブ面側にスリット構造を設けた。なお、スリット構造の高さはハブ側の低速領域の低減による効率向上と騒音低減量を考慮し、ディフューザ流路高さの半分とした。また、ディフューザ内の主流とスリット部からの流れの衝突を小さくするために翼に対し約 45° に、 2mm の幅を持つ矩形穴をすべての翼に設置した。なお、本報告では記載していないがスリット構造の位置、高さ、幅、角度について実験的に検討し、騒音低減量はスリット構造の位置、高さ、幅に影響し、高さ、幅、角度が大きいほど騒音低減量は大きく、効率と相反する関係にあることがわかっている。

$$\delta = \frac{a}{2} \left(\frac{1}{\pi} + \frac{2}{\pi} \log_e \frac{2h}{a} \right) \quad (6.1)$$

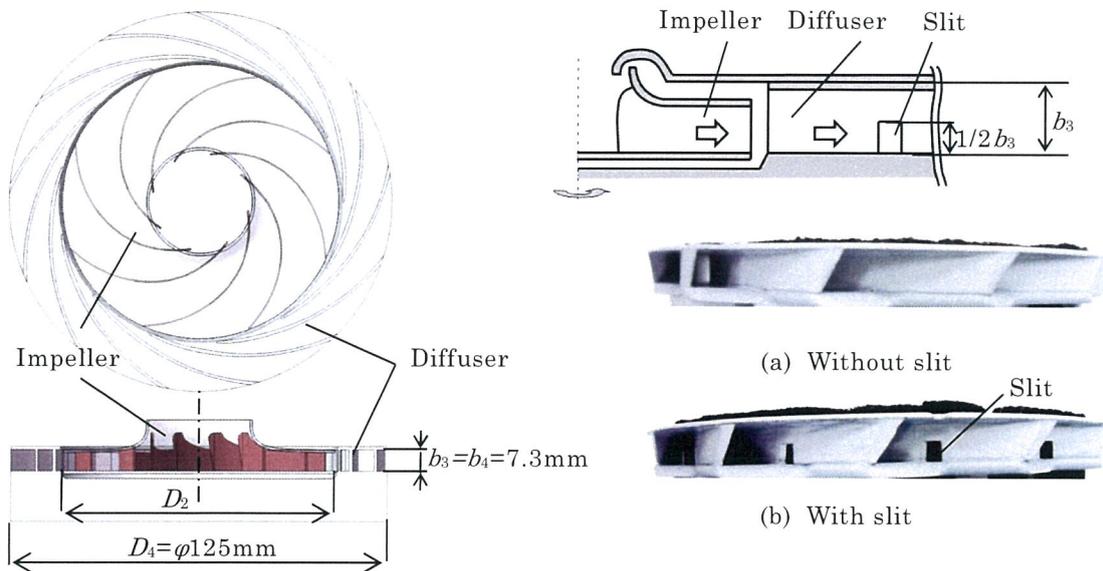


図 6.1 スリットディフューザの概略図

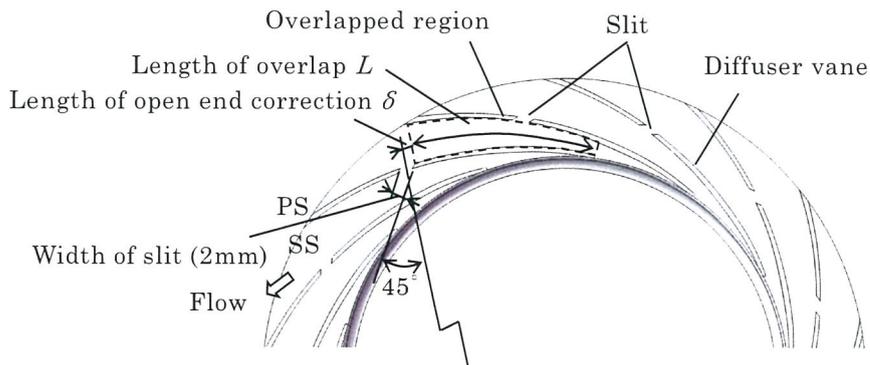


図 6.2 スリットディフューザの形状説明図

6.1.2 計測方法

本研究のスリットディフューザを搭載した遠心ブロワの性能および騒音測定は、第2章の図 2.1 に示したブロワ構成で行った。なお、ブロワの性能測定はインペラを同一とし、ディフューザ部に設けたスリット構造の有無によるブロワ性能を評価した。

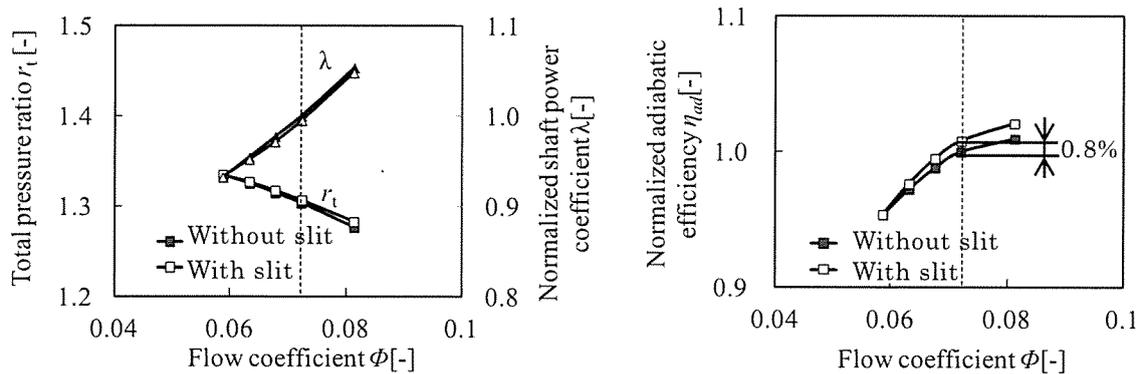
また、本研究ではスリットディフューザの内部流れの把握を目的に、PIV 計測による流れの可視化を行った。装置および計測方法は第 2.2 節に記載したものである。

6.1.3 スリットディフューザの実験結果および考察

(1) 性能測定結果

図 6.3 にスリット構造の有無によるブロワの特性比較を示す。図 6.3 (a)は横軸に流量係数、左縦軸に全圧力比、右縦軸にスリット無し時の設計点流量係数における軸動力係数を 1 とした軸動力係数比、図 6.3 (b)は縦軸にスリット無し時の設計点流量係数における断熱効率を 1 とした断熱効率比を示す。なお、図 6.3 の点線は設計点の流量係数を示す。

スリット有無による軸動力係数の差は小さい。一方、スリット有りディフューザの全圧力比はスリット無しに比べ風量が多いほど増加している。スリット有りディフューザは、スリット無しに比べ風量の増加につれ断熱効率が向上し、設計点における断熱効率が 0.8% 向上している。



(a) Total pressure ratio and shaft power coefficient

(b) Adiabatic efficiency

図 6.3 スリットディフューザを搭載したブロワ性能測定結果

(2) 流れ場計測結果

図 6.4 にブロワの設計点 $\phi=0.072$ におけるスリット構造の有無による、ディフューザ内部流れの比較を示す。図 6.4 はディフューザの高さ方向 3 断面における時間平均速度分布(5120 個の速度ベクトル場の算術平均)であり、絶対速度 C をインペラ周速度 U_2 で無次元化している。図 6.4 の計測結果はディフューザ後縁で生じたレーザ光の屈折により一部速度場を算出できていない部分が存在しているが、ディフューザ内の低速域が可視化できていることがわかる。図 6.4 より各ディフューザ共にインペラから出た流れがディフューザ内部で減速しているが、ディフューザ高さ方向に異なる分布を持つことがわかる。

図 6.4 のスリット無しディフューザは、各測定断面共にディフューザ後半部で低速部が存在し、主流がディフューザの負圧面側に偏っている。特に低速部の領域は 25%、50%span で大きく、主流が負圧面側を流れている。一方、スリット有りディフューザは、スリット無しディフューザに比べて、各断面での低速部の領域が小さく、主流の偏りも小さくなっている。低速部の領域は、75%、50%、25%span の順番で小さく、スリット部に近くなるにつれ、流れの偏りが小さくなっていることがわかる。

図 6.3 の設計点における断熱効率の向上は、図 6.4 で示した流れ場の改善効果によるものと考えられる。すなわち、ハブ面側に設けたスリット構造により、スリット無しディフューザで生じていた圧力面側の低速部の領域を小さくできたことで、性能向上が図れていると考えられる。

次に、図 6.5 に失速点近傍の流量係数 $\phi=0.06$ におけるスリット構造の有無によるディフューザ内部流れの比較を示す。図 6.5 のスリット無しディフューザは、図 6.4 と同様に各測定断面共にディフューザ後半部で低速部が存在し、主流がディフューザの負圧面側に偏っており、特に低速部の領域は 50%span で大きい。

一方、スリット有りディフューザは、スリット無しディフューザに比べて、各断面での低速部の領域が減少していることがわかる。特に、スリット構造の有無による流れ場の差異が大きいのは 50%span であり、主流が翼間の中央付近を流れており、25%span ではスリット構造の下流の負圧面で低速部が発生していることがわかる。

次に、スリット有りディフューザのスリット構造付近の流れを比較するため、流量係数 $\phi=0.06$ 、 0.072 における 25%span の平均流れ場を用いた流線の比較を図 6.6 に示す。図 6.6 の流線からスリット構造部を通る流線が可視化できており、翼の圧力面からスリット部を通過して隣の翼間の負圧面側に流出する流れが存在することがわかる。 $\phi=0.072$ は翼の圧力面からスリット部を通過して隣の翼間の負圧面側に流出するスリッ

ト部の流れの吸い出しにより、重なり部における主流を中央付近に寄せる効果がある。一方、 $\phi=0.06$ はスリット部の吸い出しによりスリット構造の下流側で低速域が発生している。すなわち、圧力面と負圧面の差で吸い出しの効果が望めるが、圧力差が大きいとスリット部からの流れによりディフューザ内部流れ場を悪化させる可能性があることがわかった。

以上の結果からスリット有りディフューザは、翼の圧力面からスリット部を通して隣の翼の負圧面側に流出する流れにより主流が翼間中央に寄り、ディフューザ内部で生じていた低速域が減少することで設計点の効率が向上していることがわかった。

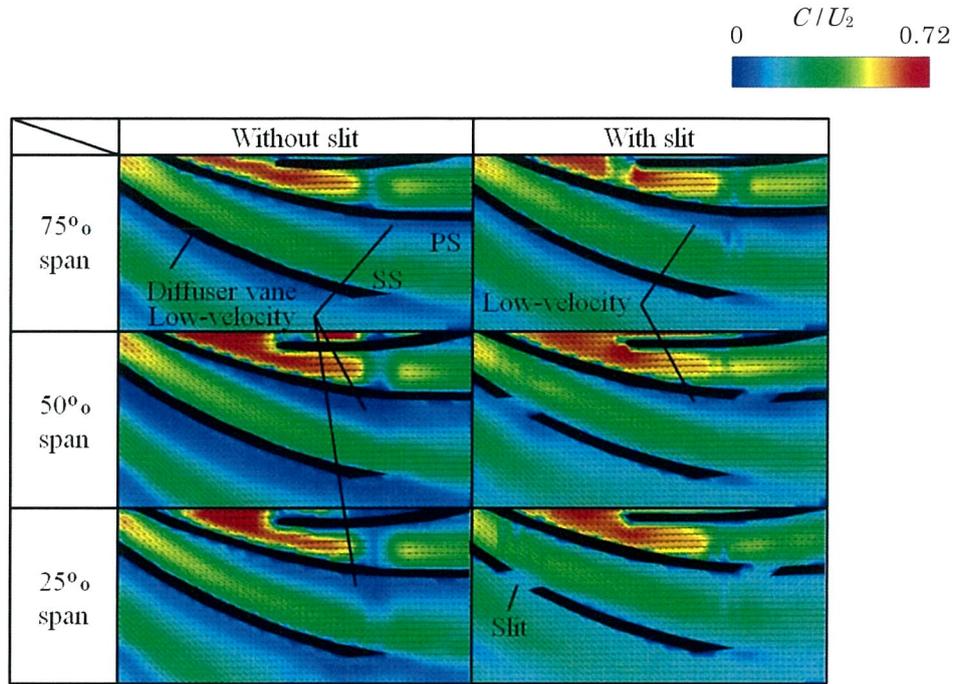


図 6.4 設計点におけるディフューザ内部流れの PIV 計測結果

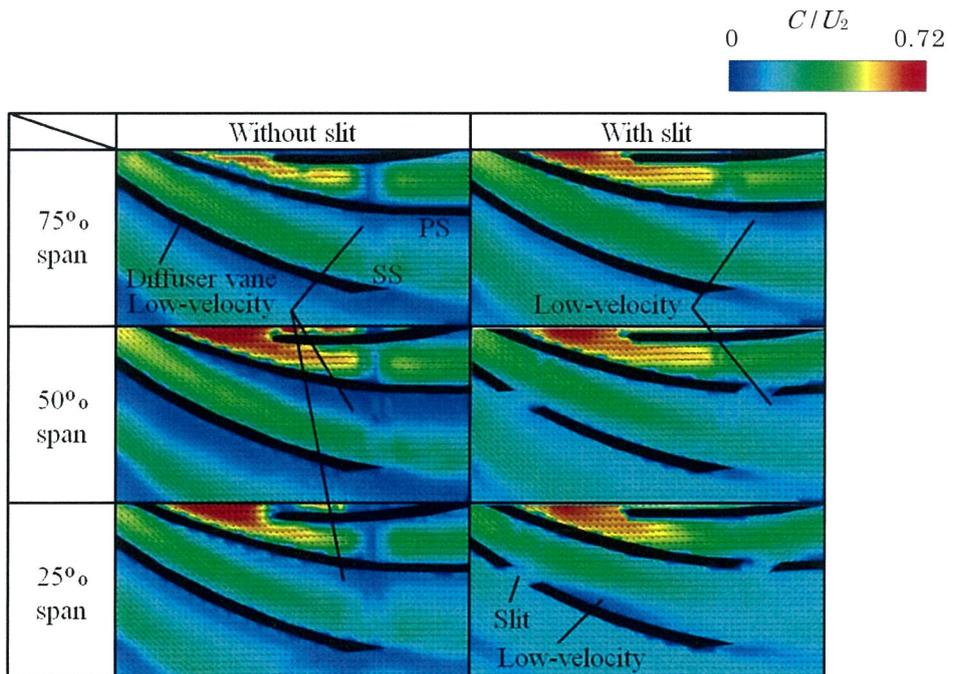


図 6.5 失速点近傍のディフューザ内部流れの PIV 計測結果

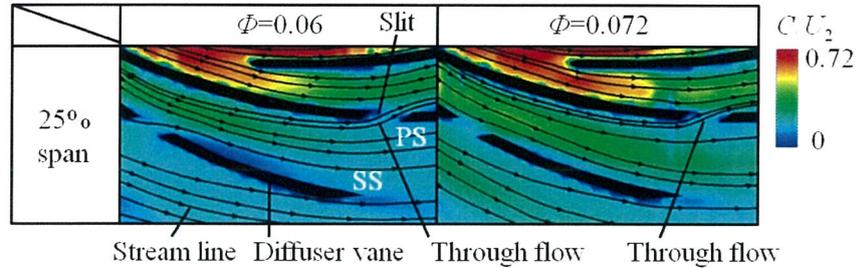


図 6.6 25%span の平均流れ場を用いた流線の比較

(3) 騒音測定結果

ディフューザの音響共鳴現象を把握するために行った回転数トラッキング分析結果を図 6.7 に示す。なお、図 6.7 はバルブ開度を設計点の特性 ($\phi=0.072$) を測定した状態に固定し、回転数を 20,000 から 48,000 min^{-1} まで変化させた際の騒音のオーバーオール値を示す。つまり、抵抗曲線上でインペラの回転数を変化させたものである。また、図 6.7 に示した丸はインペラとディフューザの諸元を基に、音響管と仮定し、式(3.1)を用いてインペラの羽根枚数と回転周波数の積である翼通過周波数 (Blade Passing Frequency) 騒音の共鳴危険回転数を示す。図 6.7 よりスリット無しディフューザは、回転数の増加と共に騒音レベルが増加する状態と、騒音レベルが急激に増加する回転数があることがわかる。スリット無しディフューザは、23,500、26,500、34,000、38,700 min^{-1} において騒音が大きく、騒音が大きくなる回転数の多くは図中の共鳴危険回転数に近い。本結果より図 6.7 の騒音が急激に大きくなる回転数は、インペラとディフューザ諸元による音響共鳴が原因であると考えられる。一方、スリット有りディフューザは、スリット無しディフューザで騒音が増加した回転数 23,500、26,500、34,000、38,700 min^{-1} の騒音レベルが減少しており、特にスリット無しディフューザで騒音の増加が顕著であった回転数 34,000 min^{-1} の騒音低減効果は大きい。また、スリット有りディフューザは回転数 30,000 から 35,000 min^{-1} に回転数の 6 乗に騒音レベルが沿わない回転数範囲が存在するが、その他は回転数の 6 乗に沿って騒音レベルが変化しており、音響共鳴の抑制に効果があることがわかった。

図 6.8 に図 6.7 で示した回転数 34,000 min^{-1} におけるスリット構造の有無による騒音測定結果 (1/3 オクターブ分析結果) を示す。スリット無しディフューザを設置した際のブロワの騒音は翼通過周波数騒音が支配的である。スリット有りディフューザは、

音響共鳴の抑制効果によりスリット無しに比べ翼通過周波数騒音を約 8 dB 低減できていることがわかる。

以上の結果からスリット有りディフューザは、スリット無しディフューザに比べて、翼通過周波数騒音の低減、音響共鳴の抑制が可能であることを得た。

以上より本研究で提案したスリット有りディフューザは、翼の圧力面からスリット部を通して隣の翼の負圧面側に流出する流れにより主流が翼間中央に寄り、ディフューザ内部で生じていた低速域が減少することで設計点の効率が向上するとともに、翼通過周波数騒音の低減、音響共鳴の抑制ができ、性能向上と低騒音化の両立が可能であることを得た。

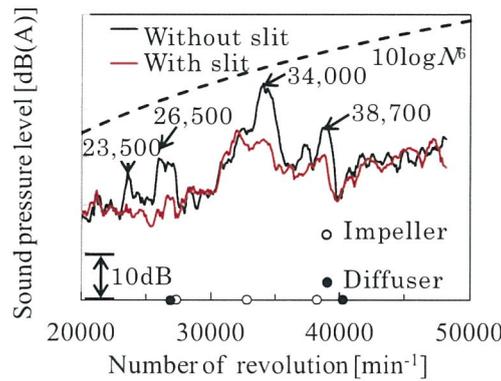


図 6.7 スリット有無による騒音の回転数トラッキング分析結果

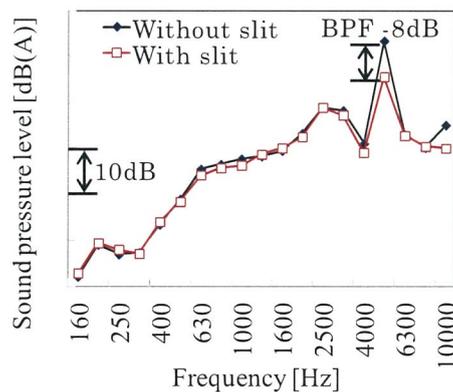


図 6.8 スリット構造の有無による騒音測定結果 (1/3 オクターブ分析結果)

6.1.4 スリットディフューザの低騒音化と内部流れ改善効果の

まとめ

遠心ブロワの高効率化と低騒音化の両立を目的に、ディフューザのハブ面かつ圧力面側に低速領域が生じやすいことに着目し、ディフューザの翼の圧力面と負圧面を連結するスリット構造による流れの吸い出し効果を狙ったスリットディフューザを開発し、スリット構造の有無による性能、内部流れ、騒音の影響を検討し、以下の結論を得た。

- (1) スリット有りディフューザは、スリット構造の近くになるにつれ、スリット無しディフューザで生じていた低速域が減少し、翼の負圧面側を流れていた主流の偏りが小さくなる。
- (2) 翼の圧力面からスリット構造を通して隣の翼の負圧面側に流出する流れにより、ディフューザ内部で生じていた低速域が改善され、スリット無し時の設計点流量係数における断熱効率を1とした断熱効率比が0.8%向上する。

スリット有りディフューザは、スリット無しに比べ音響共鳴の抑制による翼通過周波数騒音の低減ができ、性能向上と低騒音化の両立が可能である。

6.2 スリットディフューザの展開およびディフューザ内部圧力変動と低騒音化効果に関する研究

6.2.1 対象遠心ブロワ

本研究では第6.1節と異なるディフューザ形状に対して、スリットディフューザを適用した結果を述べる。本研究では図2.4に示した遠心ブロワのディフューザに対して、スリット構造の有無によるディフューザ内部圧力変動を非定常圧力計測、圧縮性非定常解析を用いて把握した。本ディフューザは第4章で研究対象とした重なり部の曲率半径が小さいディフューザ (Type-1) と同一であり、ハブ面からの2次流れによ

りディフューザ高さの中央付近ではく離が生じていることがわかっている。そのため、本研究のスリット構造の位置は図 6.2 の遠心ブロウと同様にディフューザのハブ面かつ圧力面側に低速領域が生じやすいことに加え、前記 2 次流れによる翼面上のはく離の改善を狙いハブ面側にスリット構造を設けた。なお、本研究では、スリット構造の高さは騒音低減量を考慮し、ディフューザ流路高さの半分とした（図 6.9）。また、ディフューザ翼に対し約 90° に、2 mm の幅を持つ矩形穴をすべての翼に設置した。なお、設置角度は製造面と騒音低減量から決定した。

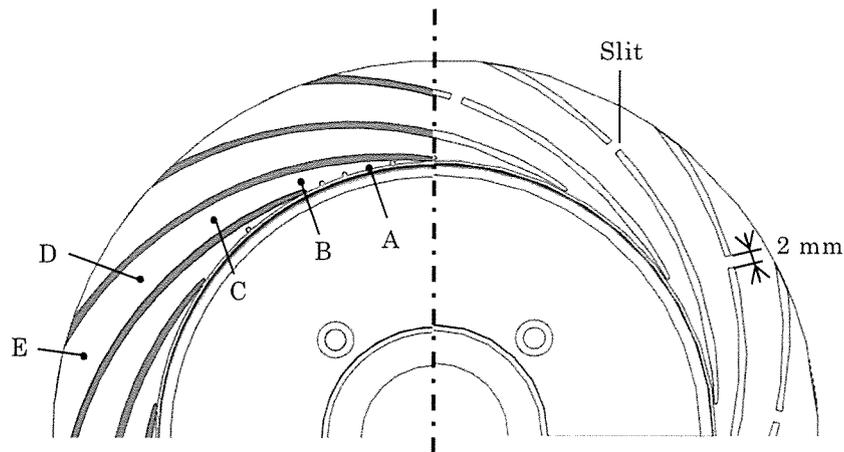


図 6.9 対象スリットディフューザの概略図

6.2.2 計測および流体解析手法

(1) 計測方法

本研究のスリットディフューザを搭載した遠心ブロウの性能および騒音測定は、図 2.2 に示した設置ディフューザ下流で径方向に排気する構成で行った。また、ブロウの性能測定はインペラを同一とし、ディフューザ部に設けたスリット構造の有無によるブロウ性能を評価した。

非定常圧力変動の把握は、図 2.4 と同一の手法で流れ方向に非定常圧カトランスデューサを設置し静圧を測定した。

(2) 流体解析方法

ディフューザ内部圧力変動を可視化する目的で、圧縮性非定常流体解析を行った。解析モデルは図 2.9 と同様にインペラとディフューザおよびケーシングとインペラによる隙間部を対象とし、周期境界条件を使用した。また、両ディフューザ共にインペラは 3 翼間とし同一メッシュを用い、ディフューザとケーシングとインペラの間を含む静止流路は 5 翼間とした（図 6.10）。なお、ケーシングとインペラの間は計測した際の構造を再現した。また、非定常解析の解析条件は設計点の風量と回転数とし、時間刻みはインペラの回転角度が 1 deg 進む時間とした。

解析に用いたメッシュは、インペラは第 5 章と同一とし、ディフューザ部は壁面にプリズムメッシュを 6 層設置し、その他は 4 面体メッシュで生成した（表 6.1）。なお、メッシュは壁面からの最近接格子点の無次元距離 y^+ を大域において 2 程度以下とし、乱流モデル（SST モデル）の推奨範囲とした。

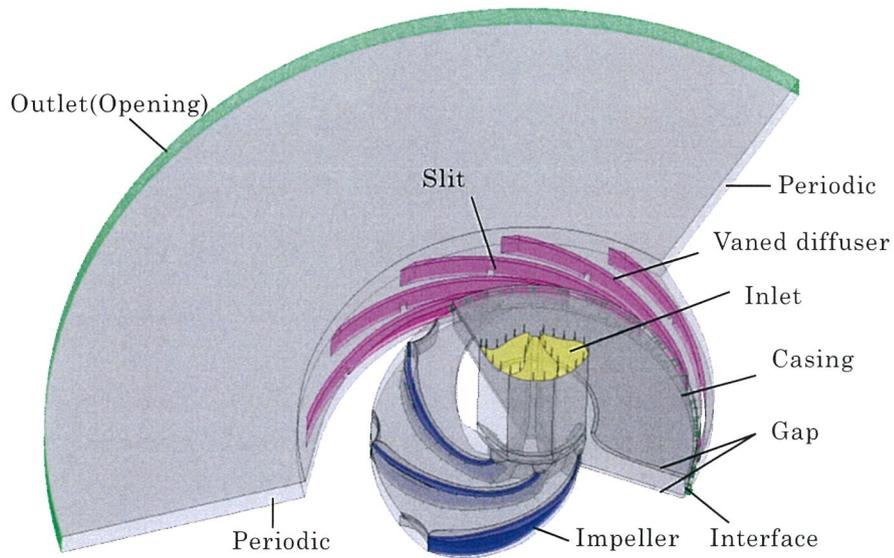


図 6.10 スリットディフューザ用解析モデル

表 6.1 スリットディフューザ用解析モデルのメッシュ数

Number of meshes	
Impeller	1,280,000 (3 blade passage)
Diffuser and Gap	16,900,000 (5 blade passage)
Total	18,180,000

6.2.3 ブロワ性能および騒音測定結果

図 6.11 にスリット構造の有無による遠心ブロワの静圧上昇比較を示す。図 6.11 は横軸にスリット無し時の設計点流量係数を 1 とした無次元流量係数、縦軸はスリット無し時の設計点流量係数におけるブロワ静圧上昇を 1 とした無次元静圧係数を示す。スリット有りディフューザの静圧上昇はスリット無しに比べ設計点で約 1 % 高く、全風量において、高効率化が可能であることがわかる。

次に、ディフューザの音響共鳴現象を把握するために行った回転数トラッキング分析結果を図 6.12 に示す。なお、図 6.12 は抵抗曲線上でインペラの回転数を変化させたものである。また、図中の実線は 1stBPF (BPF の 1 次成分)、点線は 2ndBPF (BPF の 2 次成分) を示す。

図 6.12 に示したスリット有りの 1stBPF 騒音はスリット無しに比べて、設計点において約 -5 dB、回転数 38,000 min⁻¹ 以下では大幅な騒音低減が可能であることがわかる。特に、音響共鳴の可能性を持つ回転数の騒音低減効果が高い。この騒音低減効果は図 6.7 および図 6.8 に示した翼形状の異なるディフューザと類似しており、翼形状が異なるディフューザにおいても翼通過周波数騒音 (1 次成分) の低減が可能であることを示した。一方、2ndBPF 騒音は、回転数 23,000 min⁻¹ 以上では騒音が大きい。

以上のようにスリットディフューザは翼通過周波数騒音の 1 次成分の騒音低減に効果がある一方で、翼通過周波数騒音の 2 次成分が増加する可能性を持ち、対象に応じて注意が必要である。しかし、本研究対象の掃除機に使われる遠心ブロワにおいては、高回転数で使用される場合が多く、翼通過周波数騒音の 2 次成分の騒音は周波数が高いこと、1 次成分の騒音レベルに比べて小さいことから、1 次成分の騒音低減効果が製品全体の騒音低減に繋がることから、有効な手段であり製品採用されている。

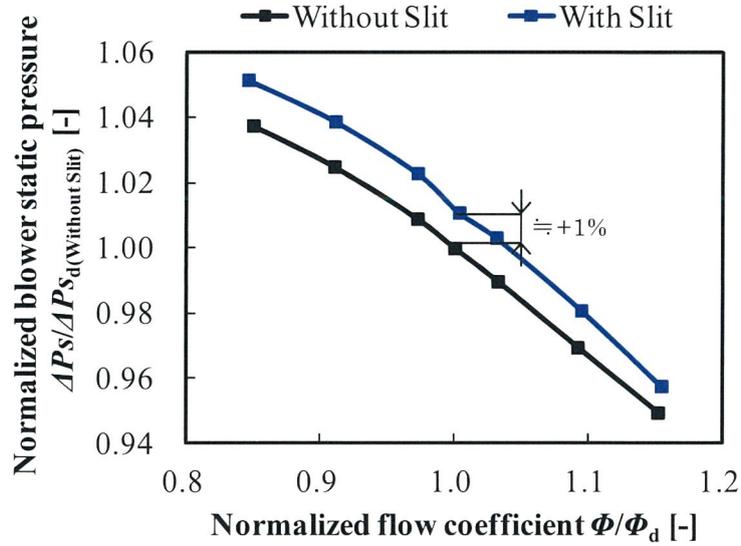


図 6.11 スリット構造有無によるブロワ静圧上昇の比較

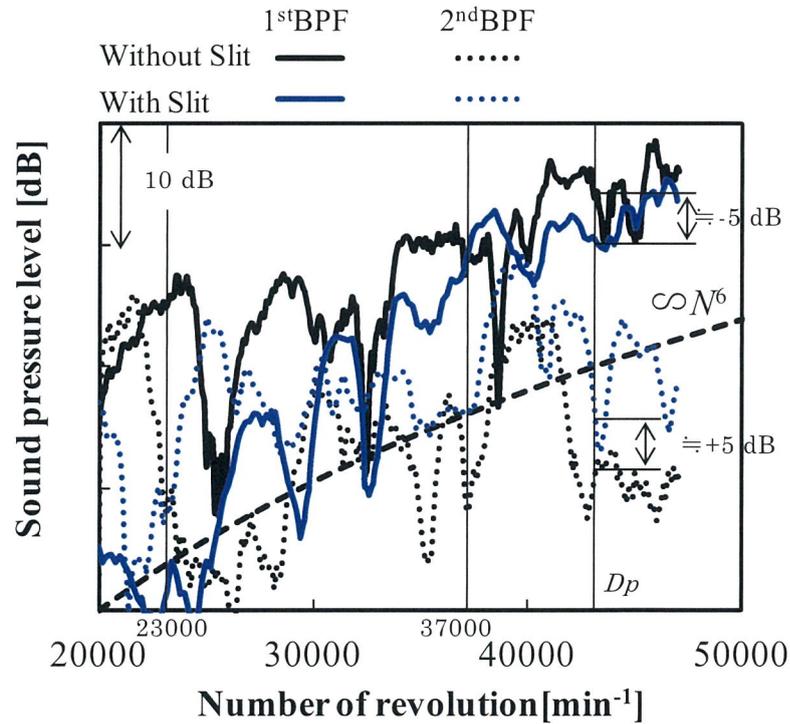


図 6.12 スリット構造有無による騒音の回転数トラッキング分析結果

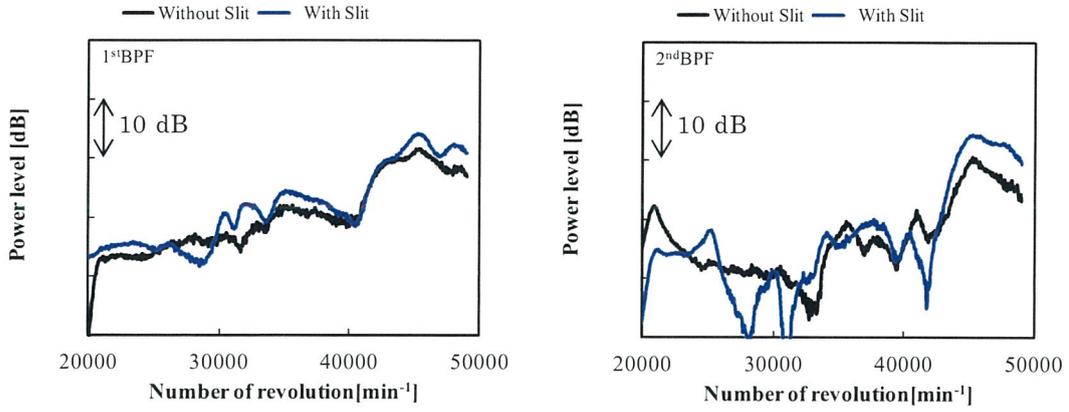
6.2.4 ディフューザ内部圧力変動の計測および流体解析結果の可視化結果

(1) 圧力変動の回転数変化

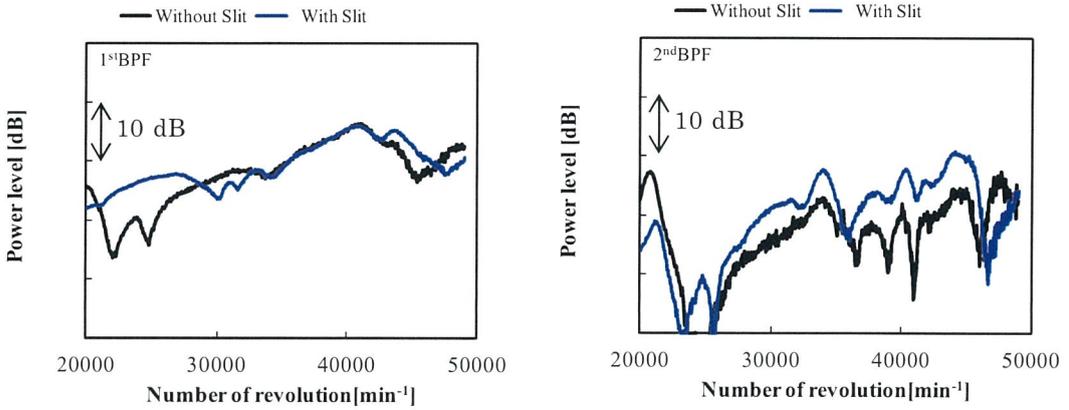
図 6.12 に示した騒音の回転数トラッキング分析結果から、1stBPF 騒音は回転数 38,000 min⁻¹ 以下では騒音低減し、2ndBPF 騒音は、回転数 23,000 min⁻¹ 以上では騒音が大きいことが得られている。第 3 章で述べたようにディフューザ内部圧力変動と騒音は密接に関連し、定在波の 3 倍振動モードの影響を受けていると考えられる。すなわち、ディフューザ内部圧力変動の計測点 C~E において、スリット構造の有無による圧力変動の差異があると考えられる。図 6.13 に図 6.9 に示した各計測点 (A~E) におけるディフューザ内部非定常圧力の回転数トラッキング分析結果と、重なり部のパワーレベルを積分した分析結果を示す。なお、図 6.13 の縦軸は式(3.2)を用いたパワーレベルを示し、図の左側に 1stBPF を、右側に 2ndBPF のパワーレベルを示す。

図 6.13 に示したディフューザ入口である計測点 A および重なり部位置口である計測点 B ではスリット有りのパワーレベルがスリット無しに比べて若干大きい、全体としてスリット有無によるパワーレベルの差異は小さい。一方、計測点 C~E においては、スリット有りの 1stBPF のパワーレベルは回転数 22,000 min⁻¹ 付近で発生し、卓越した圧力変動を低減できている。なお、重なり部出口の計測点 E のパワーレベルは測定した回転数範囲においてパワーレベルが低減できていることがわかる。また、スリット有りの 2ndBPF のパワーレベルは、回転数 22,000 min⁻¹ 付近の卓越した圧力変動が低減しているが、回転数 38,000 min⁻¹ 以上の圧力変動が増加している。また、特に重なり部出口の計測点 E における回転数 30,000 min⁻¹ 以上のパワーレベルはスリット無しに比べて増加し、圧力変動が大きいことがわかる。

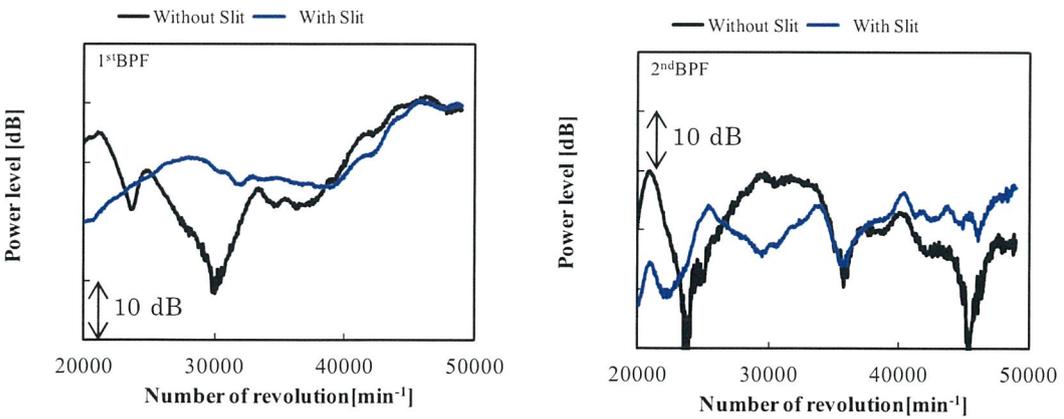
重なり部の積分値の結果 (図 6.13(f)) は、スリット有りの 1stBPF のパワーレベルは回転数 22,000 min⁻¹ 付近の卓越した圧力変動の低減、その他は圧力変動差が小さいこと、2ndBPF のパワーレベルで回転数 22,000 min⁻¹ の圧力変動は低減できているが、回転数が増加すると圧力変動が増加しており、図 6.12 の特徴と類似していることがわかる。



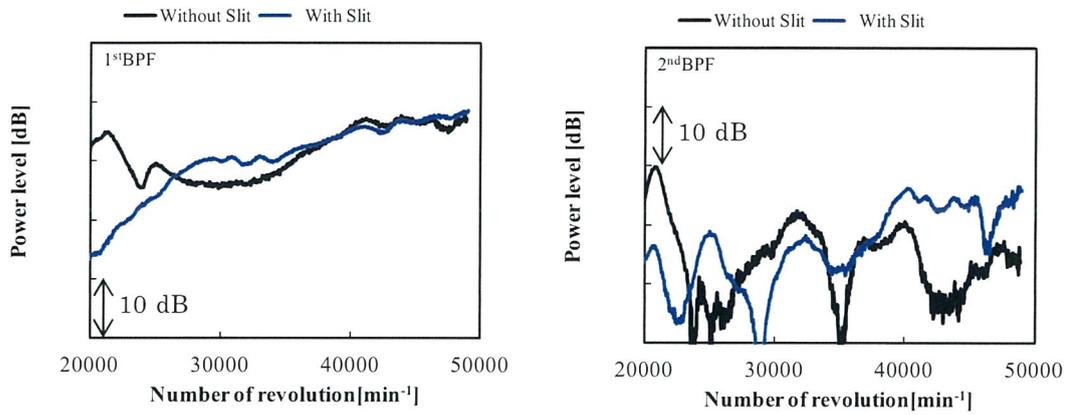
(a) Point A



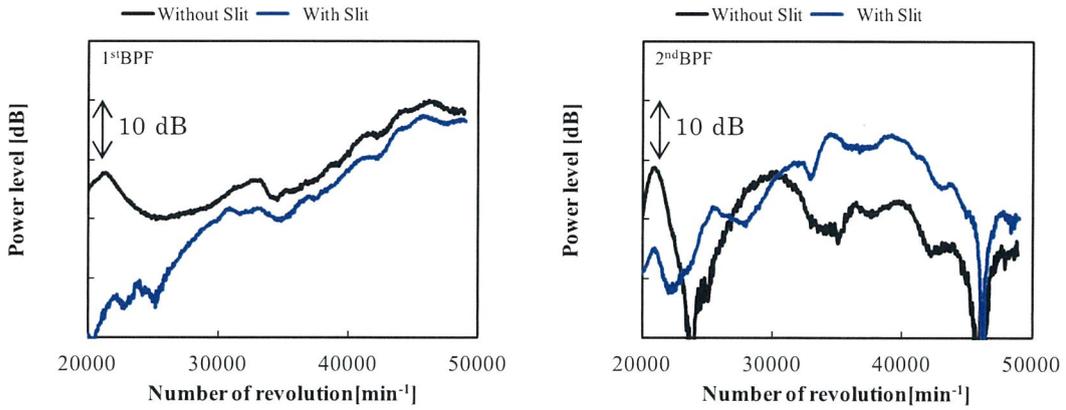
(b) Point B



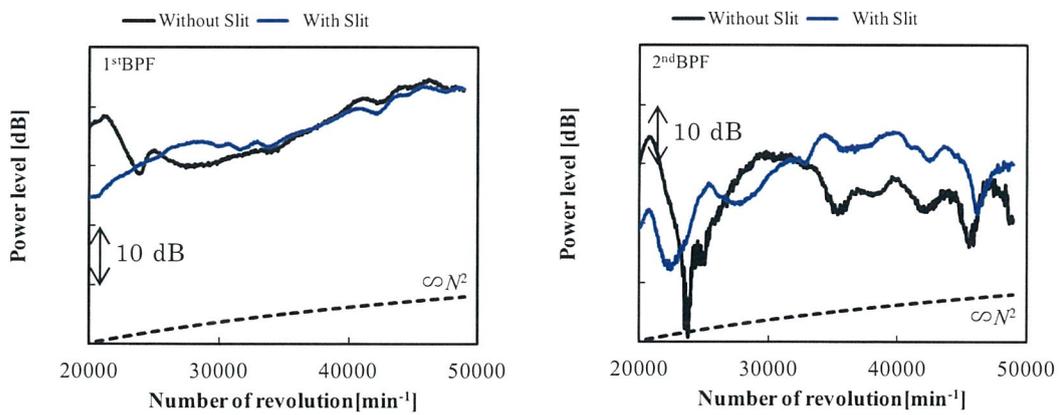
(c) Point C



(d) Point D



(e) Point E



(f) Over all of overlapped region

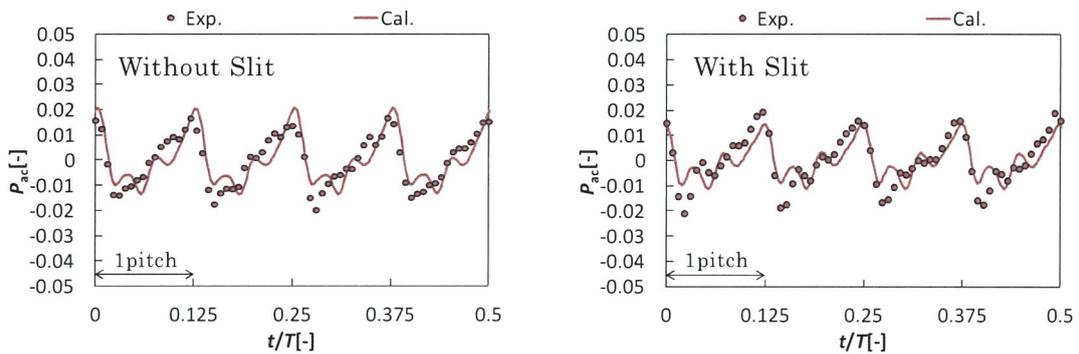
図 6.13 ディフューザ内部圧力変動の回転数トラッキング分析結果

(2) 設計運転条件におけるディフューザ内部圧力変動の計測および解析結果の比較

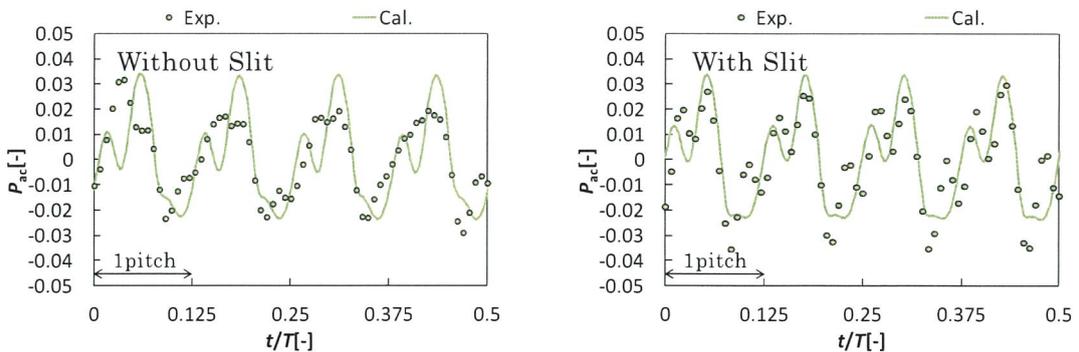
設計回転数の各計測点におけるスリット構造の有無による、圧力変動の計測結果（点）と解析結果（線）の比較を図 6.14 に示す。なお、図 6.14 の横軸は図 2.4 に示したインペラ後縁とディフューザ前縁が一致する位相角度を 0 deg とした位相角度 θ である。

まず、計測結果に注目すると、スリット有りの計測点 A、B はスリット無しに比べて圧力変動振幅の差異が小さいが、計測点 C～E においては圧力変動振幅の低減が図られている。また、計測点 C～E のスリット無しは正弦波に近い波形を示していたが、スリット有りは高次成分が増加し、振幅が低減している。

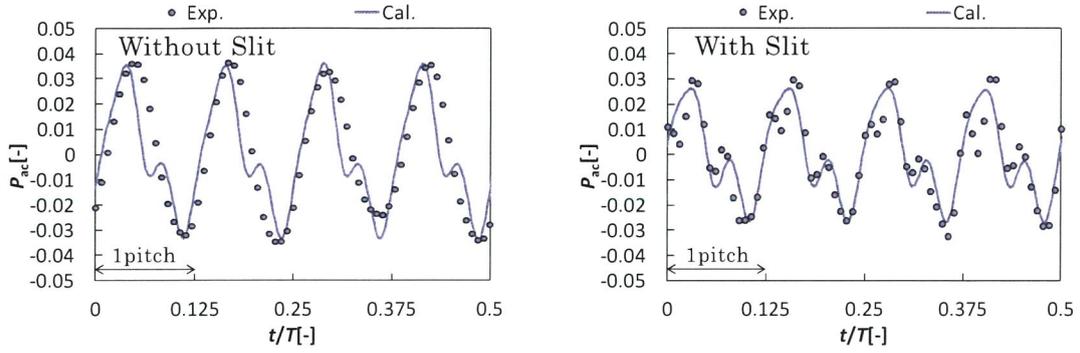
次に、解析結果に注目すると、各ディフューザともに計測点の位相変化や振幅を概ね再現できており、特にスリット有りは、計測点 A、B ではスリット無しに比べて圧力変動振幅の差が小さいこと、流れ方向の圧力変動変化として、計測点 C～E においては圧力変動振幅が小さく特徴を予測できている。



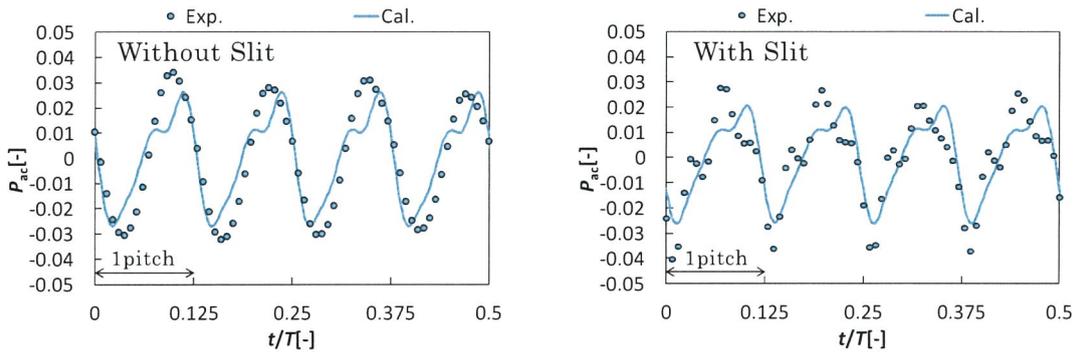
(a) Point A



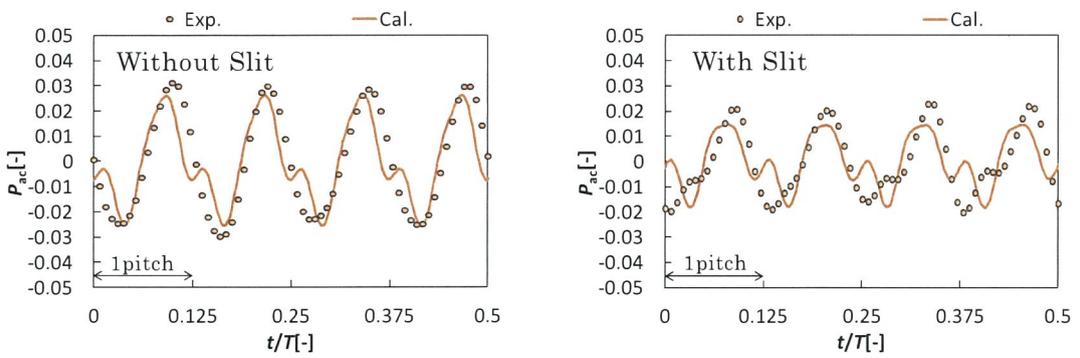
(b) Point B



(c) Point C



(d) Point D



(e) Point E

図 6.14 設計点におけるディフューザ内部圧力変動の計測と解析結果

(3) ディフューザ内部圧力場の可視化結果

図 6.14 に示した非定常流体解析結果はディフューザ内部の流れ方向圧力変動の計測結果の流れ方向変化を再現できていることから、スリット構造有無による非定常解析結果を用いてディフューザハブ面の圧力変動の可視化を行った。圧力変動の可視化は、式(3.3)に示した圧力の RMS 値を用いた。式(3.3)の圧力の RMS 値を用いて設計点の圧力変動を可視化した結果を図 6.15 に示す。なお、図 6.15(a)はスリット無し、図 6.15(b)はスリット有りの結果である。

図 6.15 (b)のスリット有りは、スリット無しに比べて、重なり流路の出口下流と、重なり流路の中央付近の圧力変動 (RMS 値) が低減されている。なお、重なり部の RMS が小さい場所 (節) は略同じである。このことから、スリット有りでは重なり部の定在波の応答値 (伝達関数) を小さくする効果があると考えられる。これは、隣接翼間を連結するスリット構造により、隣接翼間で圧力変動の位相が干渉すること、重なり部の体積は連結孔に比べて大きいことからヘルムホルツ型共鳴器による消音の効果が期待できると考える。

6.2.5 スリットディフューザの低騒音化効果のまとめ

遠心ブロウの高効率化と低騒音化の両立を目的に、第 6.1 節のディフューザと異なるディフューザ形状に、ディフューザの翼の圧力面と負圧面を連結するスリット構造を適用したスリットディフューザ (スリット付) を開発し、スリット構造の有無による内部圧力変動と騒音の影響を検討し、以下の結論を得た。

- (1) 本スリットディフューザはスリット無しに比べて、設計回転数において 1stBPF 騒音を 5 dB 低減できる。また、音響共鳴の可能性を持つ回転数の 1stBPF 騒音の低減効果が高く、広い運転範囲での低騒音化が可能である。但し、2ndBPF 騒音は増加する可能性があり、1stBPF 騒音より 2ndBPF 騒音が大きい場合は注意が必要である。
- (2) スリットディフューザはスリット無しに比べて、ディフューザ入口の圧力変動差は小さいが、重なり流路内の後半にかけて圧力変動振幅を低減できる。特に定在波の腹の位置に近い場所ではスリット無しでは正弦波に近い圧力波形で振幅も大きいですが、スリットディフューザは圧力振幅を低減できる。一方で、スリットディフューザは重なり部後半において、高次成分の圧力変動が顕著になる。この高次

成分の圧力波形の増加が 2ndBPF 騒音の増加に関連すると考える。

スリット有りディフューザは、スリット無しに比べ音響共鳴の可能性を持つ回転数の 1stBPF 騒音の低減効果が高く、広い運転範囲での低騒音化が可能である。

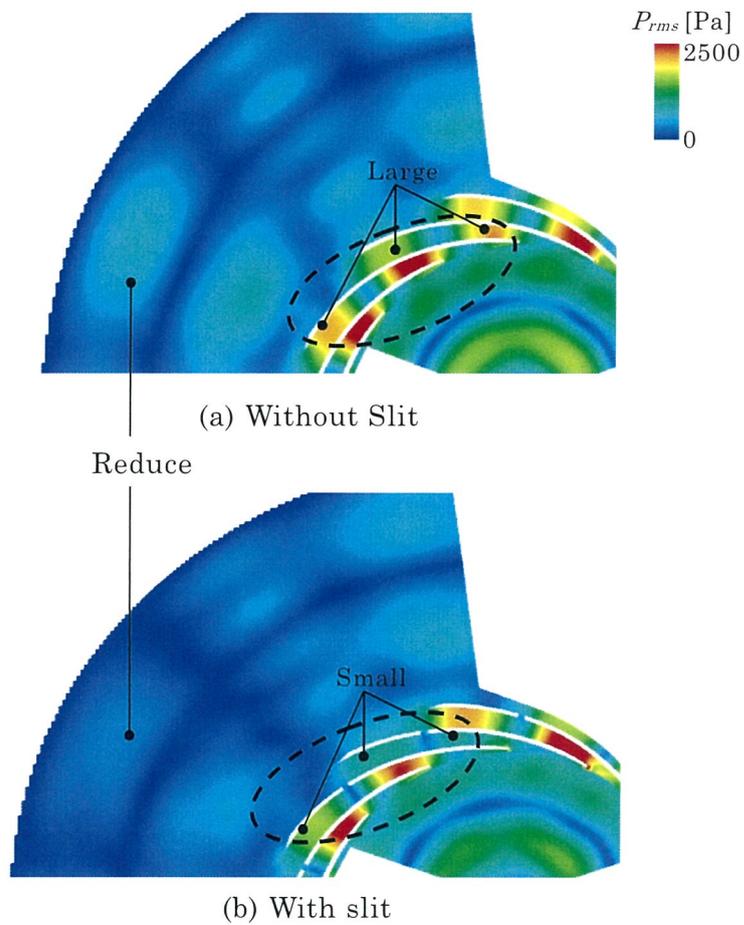


図 6.15 スリット構造有無による圧力変動の RMS 分布の比較

6.3 低騒音化構造の提案と検証結果

6.3.1 ヘルムホルツ共鳴器を搭載したディフューザ

前章で述べたが、本研究の対象ディフューザはディフューザ重なり部の定在波により圧力変動が増加することが得られている。そこで、ディフューザ内部の圧力変動低減を目的にディフューザハブ面にヘルムホルツ型共鳴器を搭載したディフューザを開発した。図 6.16 にヘルムホルツ型共鳴器を搭載したディフューザ（以下、HR ディフューザ）の外観図を示す。なお、ヘルムホルツ型共鳴器は、共鳴器内の空気がバネとして働き、周辺の騒音を低減するものである。また、ヘルムホルツ型共鳴器の形状は、式(6.2)に示した共鳴周波数を調整し決定した⁽⁴²⁾。本検討ではディフューザの重なり部のハブ面に、23 個のヘルムホルツ型共鳴器を配置した。試作形状はディフューザのハブ面にヘルムホルツ型共鳴器の開口を設け、別の板で空気が漏れないように接着することで共鳴器を構成した。

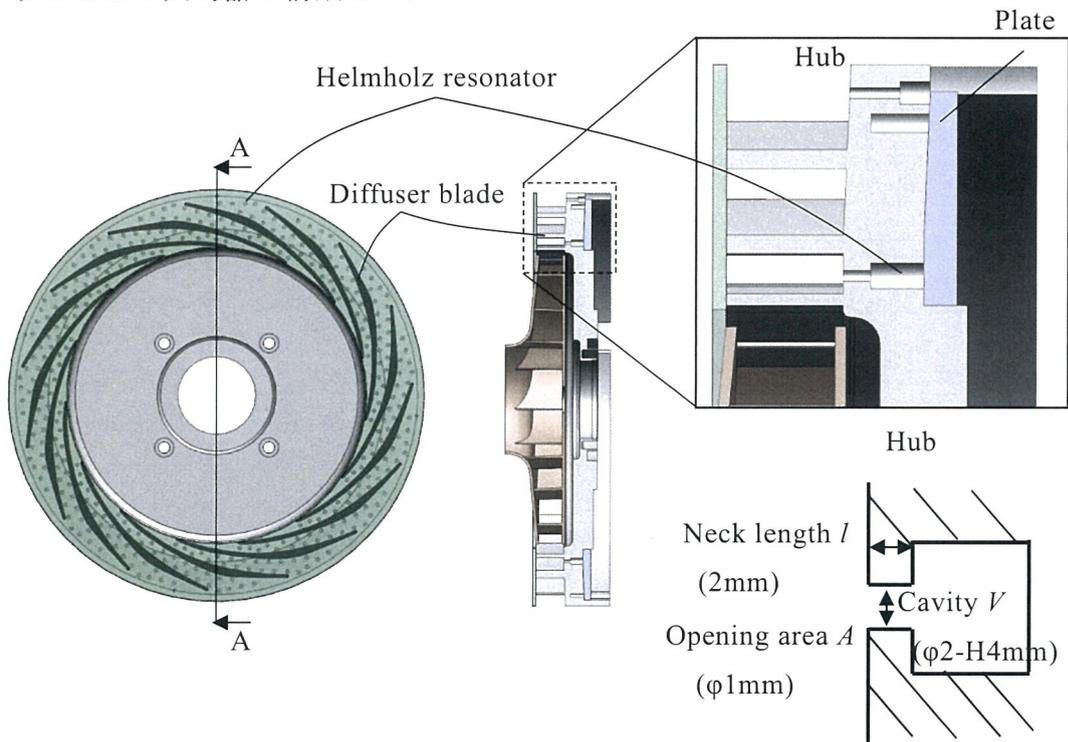


図 6.16 ヘルムホルツ共鳴器搭載ディフューザの概略図

$$\text{ヘルムホルツ共鳴周波数 (Hz)} : f_0 = \frac{a}{2\pi} \sqrt{\left(\frac{A}{lV}\right)} \quad (6.2)$$

ここで、 a : 音速 (340 m/s), A : 開口断面積 m^2 , l : 首の長さ m, V : 空間体積 m^3 である.

6.3.2 インペラ周辺隙間に音響管を用いたディフューザ

動静翼干渉場で発生する騒音、および重なり部で発生した騒音を低減する目的で、動静翼干渉場に2つの開口を持つ音響管を設置したディフューザについて検討した。音響管はインペラハブ板とディフューザ仕切板の軸方向の隙間部に15個周方向に設置した。図6.17に音響管を搭載したディフューザ（以下、ATディフューザ）の外観図を示す。なお、今回の音響管は、両端に開口を持っており、一方の開口部から入り込んだ音波は、反対の開口から放出される際には逆位相となる特徴を用いて、騒音低減を狙ったものである。なお、本検討の音響管は、動静翼干渉場に開口部を持ちU字形のダクトで構成した。音響管の長さは32.9 mmで、翼通過周波数の1次成分の騒音低減を狙ったものである。また、インペラの回転方向に傾斜させることで、インペラの回転方向の流れを阻害ないように設置した。

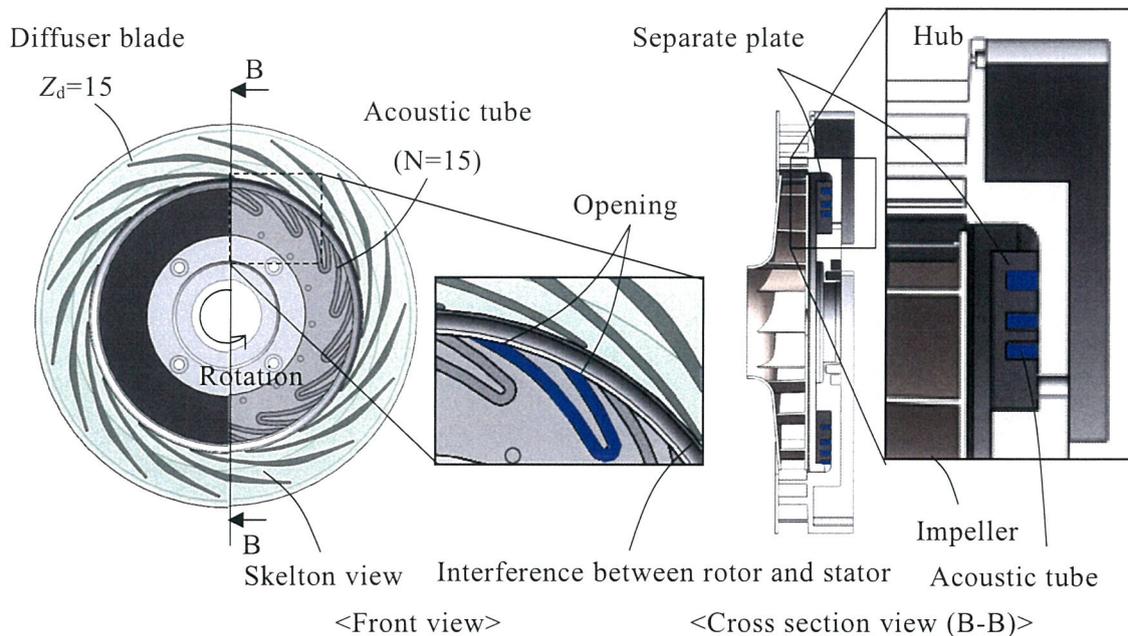


図 6.17 音響管を搭載したディフューザの概略図

6.3.3 ヘルムホルツ共鳴器および音響管を搭載したディフューザの検討結果

図 6.18 に各低騒音化構造を搭載したディフューザと、基準（低騒音化構造なし）ディフューザの設計点における騒音測定結果（1/3 オクターブ分析結果）を示す。

図 6.18 から HR ディフューザは、基準ディフューザに比べて 1stBPF を 5 dB 低減でき、ヘルムホルツ共鳴周波数の基本成分である 8.5~9 kHz での騒音低減が可能である。また、AT ディフューザは基準ディフューザに比べて、音響管の管路長の基本波長である 1stBPF を 8 dB 低減できるが、音響管の管路長の 2 倍振動となる 2ndBPF は、基準ディフューザに比べて 2 dB 高くなり、適用時の課題を持つことがわかる。

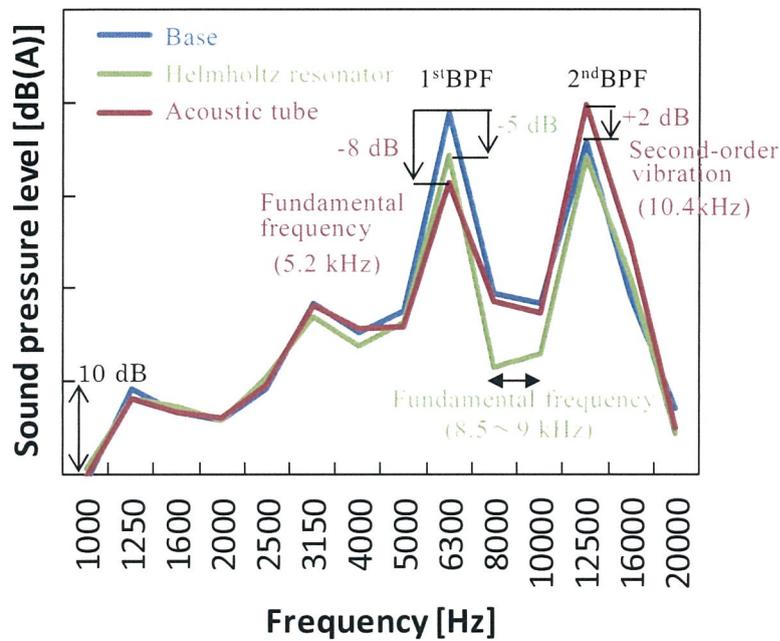


図 6.18 低騒音化構造の騒音試験結果（1/3 オクターブ分析結果）

次に、図 6.19 に各低騒音化構造を搭載したディフューザと、基準（低騒音化構造なし）ディフューザの騒音の回転数変化を示す。図 6.19 の横軸は回転数を、縦軸はオーバーオール値（図 6.19 (a)）、1stBPF（図 6.19 (b)）、2ndBPF（図 6.19 (c)）の騒音を示す。

まず、図 6.19(a)のオーバーオール値について述べる。HR ディフューザのオーバー

オール値は、基準ディフューザに対し、回転数約 27,000~35,000 min^{-1} 、約 40,000~47,000 min^{-1} の騒音が低減できており、幅広い回転数範囲での低騒音化に効果があることがわかる。次に、AT ディフューザは、基準ディフューザに対し、回転数約 31,000~35,000 min^{-1} 、約 43,000~47,000 min^{-1} の間で騒音が低減できており、HR ディフューザより範囲は狭いが、広い回転数範囲で騒音低減が可能であることがわかる。

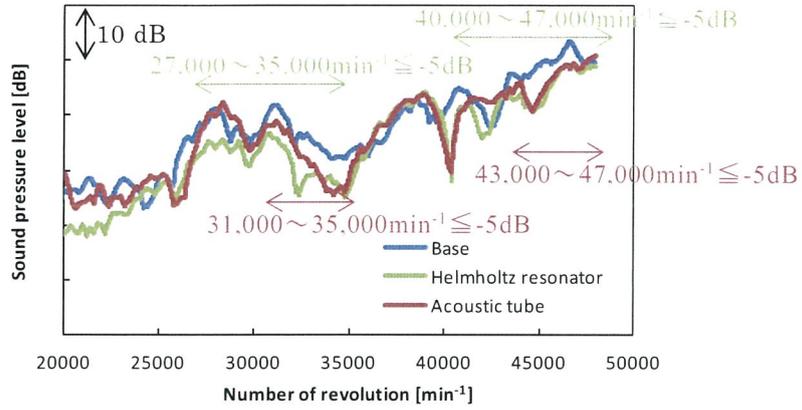
次に、図 6.19 (b)の 1stBPF、図 6.19 (c)の 2ndBPF の騒音を比較しながら説明する。まず、HR ディフューザと AT ディフューザ共に、1stBPF の騒音は、回転数約 40,000~45,000 min^{-1} の騒音が低減できていることがわかる。さらに、Fig. 10(c)に示した 2ndBPF の騒音は、1stBPF に比べ、広い回転数範囲で騒音が低減できていることがわかる。

まず、HR ディフューザの 2ndBPF は、基準ディフューザに対し、回転数約 27,000~35,000 min^{-1} 、約 40,000~47,000 min^{-1} の間で騒音が低減している。特に、回転数約 27,000~35,000 min^{-1} の低減量は大きく、最大で約 15 dB の低減効果があることがわかる。なお、HR ディフューザのヘルムホルツ共鳴器は 8.5 k~9 kHz に共鳴周波数を持っている。HR ディフューザで最も低減効果が大きかった回転数範囲の周波数は 7.2 k~9.3 kHz であり、ヘルムホルツ共鳴器の共鳴周波数と概ね一致する。すなわち、ディフューザの重なり部にヘルムホルツ共鳴器を設置することで、幅広い運転範囲で低騒音化でき、最も騒音低減可能な周波数はヘルムホルツ共鳴器の諸元形状である。

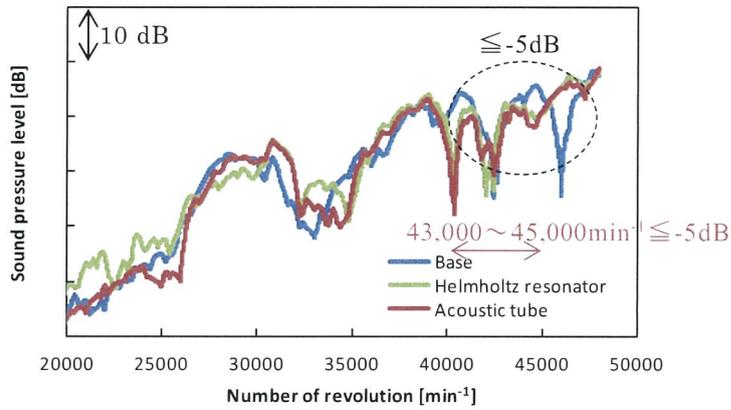
次に、AT ディフューザの 2ndBPF について述べる。AT ディフューザの 2ndBPF は、基準ディフューザに対し、回転数約 31,000~35,000 min^{-1} 、約 43,000~47,000 min^{-1} の騒音が低減できていることがわかる。しかし、回転数約 37,000~43,000 min^{-1} 間の騒音は最大で約 5 dB 増加することがわかった。なお、AT ディフューザの音響管は約 5.2 k、10.4 kHz に定在波が発生する共鳴周波数を持っている。AT ディフューザは、1stBPF の騒音が回転数約 40,000~45,000 min^{-1} (周波数 5.3 k~6 kHz) で騒音低減していること、2ndBPF の騒音が回転数約 37,000~43,000 min^{-1} (周波数 9.9~11.5 kHz) 間で騒音が増加していることから、音響管内で発生する基本振動モードの定在波 (5.2 kHz) は、騒音低減に効果があるが、2 倍振動モードの定在波 (10.4 kHz) は音響管内で 1 波長以上の定在波が発生し音響管内で音圧が大きくなること、2 倍振動モードでは 2 つの開口が同位相となるため、騒音が増加した可能性がある。本結果から、AT ディフューザは、HR ディフューザに比べて狭いものの、広い回転数範囲で騒音を低減できること、2ndBPF の騒音が増加する可能性があり、運転回転数範囲を見極めて使う必要があることを得た。

以上、ディフューザ周辺に低騒音構造を適用した2種類のディフューザを考案し、試作により騒音低減の効果を確認した。ヘルムホルツ共鳴器を搭載したディフューザは、設計動作点において、基準ディフューザに対して、静圧上昇を維持したまま、1stBPF騒音を5 dB低減でき、幅広い回転数範囲で低騒音化が可能であることを得た。また、騒音が低減する周波数は、ヘルムホルツ型共鳴器の共鳴周波数と一致し、所定の周波数を狙い騒音を低減できることを確認した。

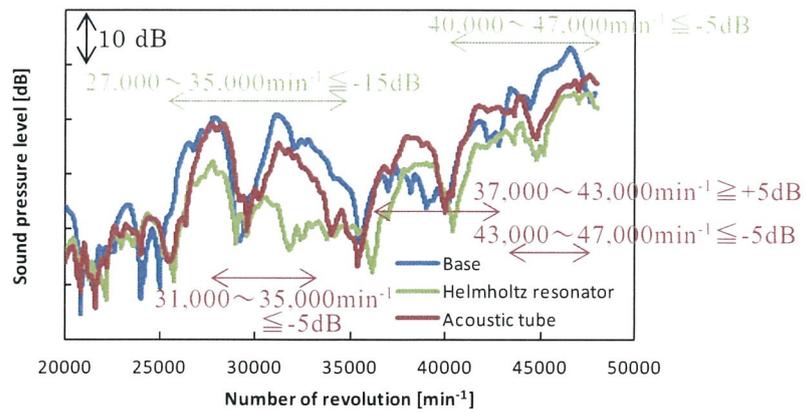
さらに、インペラハブ板とディフューザの仕切板との間に動静翼干渉場に開口を持つ音響管を設置したATディフューザは、設計動作点において、基準ディフューザに対して、静圧上昇を維持したまま、1stBPFの騒音を8 dB低減できる。また、HRディフューザに比べて狭いが、幅広い回転数範囲で低騒音化が図れることを確認した。



(a) Over all



(b) 1stBPF



(c) 2ndBPF

図 6.19 低騒音化構造搭載ディフューザの騒音の回転数トラッキング分析結果

6.4 第6章のまとめ

遠心ブロワの高効率化と低騒音化の両立を目的に、ディフューザの翼の圧力面と負圧面を連結するスリット構造を適用したスリットディフューザ（スリット付）、ディフューザ重なり部にヘルムホルツ型共鳴器や動静翼干渉場に開口を持つ音響管を搭載したディフューザを開発し、性能評価した結果、以下の結論を得た。

- (1) スリットディフューザはスリット無しに比べて、設計回転数において1stBPF騒音を5 dB低減できる。また、音響共鳴の可能性を持つ回転数の1stBPF騒音の低減効果が高く、広い運転範囲での低騒音化と高効率化の両立が可能であることを確認した。
- (2) ディフューザ重なり部にヘルムホルツ共鳴器を搭載したディフューザは、設計動作点において、基準ディフューザに対して、1stBPFの騒音を5 dB低減でき、幅広い回転数範囲で低騒音化が可能であることを得た。また、騒音が低減する周波数は、ヘルムホルツ型共鳴器の共鳴周波数と一致し、狙いの周波数の騒音を低減できることを確認した。
- (3) インペラハブ板とディフューザの仕切板との間に、動静翼干渉場に開口を持つ音響管を設置したディフューザは、設計動作点において、基準ディフューザに対して、静圧上昇を維持したまま、1stBPF騒音を8 dB低減できることを確認した。
- (4) 上記報告した低騒音化構造は、動静翼干渉場およびディフューザ内部の騒音源を低減可能な手法である。

第7章 結論

本研究は遠心ブロワの小型かつ高効率・低騒音化の両立に必要な設計指針を得ることを目的として、小型化と高効率化の両立の手段として羽根付きディフューザの翼間曲率半径の影響、ディフューザ内で生じる圧力変動の定在波との影響、ディフューザ羽根枚数による内部圧力変動や騒音に及ぼす影響の要因分析による騒音発生メカニズムの解明に取り組んだものである。また、高効率化と低騒音化の両立の手段として隣接翼間の圧力差を用いたスリットディフューザに関する効果とその要因分析、ディフューザ周辺での低騒音化構造の研究事例についてまとめたものである。以下に本研究の結論として、各章毎のまとめと共に、本研究の成果適用および今後の課題を述べる。

(1) 第1章のまとめ

本研究では家庭用電気掃除機の高性能化に関するもので、掃除機に搭載される遠心ブロワを対象としている。家庭用電気掃除機に搭載される小型遠心ブロワは、高効率化と運転範囲内における翼通過周波数（Blade Passing Frequency (BPF)）騒音を含む騒音の低減が求められている。遠心ブロワは回転するインペラと、インペラから出た流れを効率良く減速させるディフューザの両者の高効率化が必要であり、高効率化のためにはディフューザ部に羽根付きディフューザを採用する機会が多い。本研究対象の遠心ブロワは、設計点における高効率化が重要であることから羽根付きディフューザの中でも、弦節比の大きい羽根付きディフューザ（通路型）を設置している。本研究対象の羽根付きディフューザは小型であり、翼通過周波数の波長と流路長さが近く流路内で音響共鳴が生じやすい特徴を持つ。対象の遠心ブロワは、電気掃除機の運転モードや、掃除機のごみの蓄積量により運転回転数が変化し、運転回転数範囲が広い。そのため、運転範囲内で音響共鳴発生による騒音レベルの増加や音質劣化の可能性があり、音響共鳴の回避が重要な課題である。

この課題に対応するためには、ディフューザ内部の圧力変動を詳細に把握することが有効である。そこで、本研究ではディフューザ羽根枚数の異なる遠心ブロワに対して、ディフューザ内部圧力変動および騒音の変化を分析し、騒音発生のメカニズムの解明を図る。

本研究にかかわる従来の研究として、遠心ブロワの騒音現象把握、ディフューザ内

部流れ場の把握と小型・高効率化の両立，ディフューザ羽根枚数の内部圧力変動と騒音の影響，ディフューザ周辺での低騒音化構造，騒音分析・予測の観点で文献調査することで本研究の位置づけを明確化し，以下について取り組んだ．

- ① 遠心ブロワの高効率化については，遠心ブロワの小型化と高効率化の両立を図る上で，ディフューザ翼間曲率半径による流れ場および性能への影響の影響を調査し，更なる高効率化への指針を得る．本研究はディフューザ翼間曲率半径による流れ場の詳細把握を行い，小型化と高効率化の両立の設計指針を明らかにする事例となる．
- ② 遠心ブロワの低騒音化については，遠心ブロワの騒音現象把握に向けディフューザ内部圧力変動の把握と騒音増加の要因分析を行う．その後，ディフューザ羽根枚数の異なる遠心ブロワに対して，羽根枚数による遠心ブロワの騒音への影響について要因検討する．なお，本研究は羽根枚数による遠心ブロワの騒音変化の理由と騒音発生メカニズム解明を行う有益な事例となる．
- ③ ディフューザを有する遠心ブロワの低騒音化については，ディフューザ周辺に低騒音化構造を適用した新しい遠心ブロワの提案およびその効果を示す初めての事例となる．

(2) 第2章のまとめ

本研究で用いた計測手法および圧縮性流体解析手法について述べた．計測はブロワ性能および騒音特性の把握に加え，ディフューザ性能，ディフューザ内部圧力変動の把握のために，ディフューザ流れ方向の定常静圧および非定常圧力測定を実施した．また，ディフューザ内部流れの把握は，粒子画像流速測定法と圧縮性流体解析を用いた．

(3) 第3章のまとめ

翼通過周波数の波長とディフューザ流路長さが近く，運転回転数範囲の広い小型遠心ブロワの低騒音化指針の抽出を目的に，羽根付きディフューザ内部で生じる圧力変動の把握を，非定常圧力計測と圧縮性非定常流体解析を用いて行い，以下の知見を得た．

- ① 本研究のディフューザの最大圧力変動位置は，ディフューザ内の定在波モードの影響を受け，運転回転数範囲によって流れ方向に変化する．
- ② 共鳴回転数のディフューザ内部圧力変動は，重なり流路出口下流に圧力変動の節

が存在し、回転数に応じて、重なり流路入口側で形成される圧力変動の節の流れ方向位置と、圧力変動の振幅が変化する。

- ③ 流体解析結果で得た圧力変動の RMS 分布は、動静翼干渉場を自由端、ディフューザ重なり流路長さを開放端補正した長さ L の開放端（重なり部の出口側）を固定端とした場合の定在波の 3 倍振動モードと関連していることを示した。
- ④ ディフューザ内部の圧力変動は、定在波のモードが支配的であり、定在波の影響を受けディフューザ流れ方向の圧力変動の大小関係が決められる。
- ⑤ 重なり部で生じる定在波の 3 倍振動モードの加振力は、1 翼間に 1 度の周期的な圧力変動を持つことから、インペラの回転に伴うポテンシャル干渉である。

上記の検討結果から、定在波の 3 倍振動モードの抑制、定在波の加振力であるディフューザ入口における圧力変動の低減が必要であることを得た。

(4) 第 4 章のまとめ

小型遠心ブロワの高効率化を目的に、重なり流路の曲率半径が異なる 2 種類の羽根付きディフューザを試作し、曲率半径が及ぼすディフューザ内部流れ、ディフューザ圧力回復係数に関する影響を検討し、以下の結論を得た。

- ① 曲率半径が小さいディフューザ Type-1 は、ハブおよびシュラウド面で生じる 2 次流れが翼面上に到達して集積した後、はく離が生じることを確認し、ディフューザ重なり流路高さの中央部（50%span）において発生した低速域がディフューザ重なり流路の後半の圧力回復量を低下させていることを明らかにした。
- ② 曲率半径を大きくしたディフューザ Type-2 は、重なり流路の圧力面と負圧面の圧力差を小さくできることで、2 次流れが緩和でき、流路に沿った流れが形成されやすくなり、羽根圧力面の羽根高さ方向の中央部で圧力が低下する圧力分布を抑制できる。また、羽根圧力面の羽根高さ方向の中央部圧力低下の抑制により、曲率半径の小さいディフューザ Type-1 で生じていた低速域の改善が可能となると共に、重なり流路の流れ方向の損失発生位置が下流に移動でき、重なり流路の静圧上昇および、ブロワの高効率化が可能であることを確認した。
- ③ 重なり部の 2 次流れ抑制にはディフューザ重なり部の曲率半径を大きくすることが有効である。

(5) 第5章のまとめ

翼通過周波数の波長とディフューザ流路長さが近く、運転回転数範囲の広い小型遠心ブロワの低騒音化を目的に、羽根付きディフューザの羽根枚数が及ぼす性能と騒音およびディフューザ内部圧力変動を、非定常圧力計測と非定常流体解析を用いて把握した。そして、羽根枚数 Z_{a13} と Z_{a17} の騒音およびディフューザ内部圧力変動を比較した結果、以下の知見を得た。

- ① 流体解析結果で得たディフューザ内部圧力変動の RMS 分布から、両ディフューザのディフューザ内部圧力変動は、共に動静翼干渉場を自由端、ディフューザ重なり流路長さを開放端補正した長さ L の開放端（重なり部の出口側）を固定端とした場合の定在波の3倍振動モードと関連し、動翼のポテンシャル干渉により加振され、圧力変動が増加する。
- ② ディフューザ入口の加振力としては、動翼のポテンシャル干渉の他に、インペラとケーシング隙間で生じる回転圧力場が存在し、加振力低減のためには回転圧力場の空間次数を高くすることが有効である。
- ③ 羽根枚数 Z_{a17} は、インペラとケーシング隙間で生じる回転圧力場のモードが回転方向に9個と、羽根枚数 Z_{a13} に比べて空間次数が高次であること、およびディフューザ出口における隣接翼間の圧力変動の位相差が、羽根枚数 Z_{a13} の 136 deg に対して 183 deg と逆位相の圧力場となっていることで、定在波が発生する環境下においても圧力変動が抑制され、騒音の低減が可能で騒音低減効果が大きい。
- ④ ディフューザ羽根枚数および動静翼枚数比の選定は、ディフューザ入口の加振力としてポテンシャル干渉の他に、回転圧力モードの空間次数を高めることを考慮する必要がある。
- ⑤ 回転機械の加振力評価を行う際には、回転圧力場の影響を考慮するため、インペラ周辺隙間を解析モデルに盛り込む必要がある。
- ⑥ 重なり部の共鳴抑制が低騒音化に重要であること、圧力変動の RMS 分布を比較することで低騒音化の有無について議論可能であることを得た。

(6) 第6章のまとめ

遠心ブロワの高効率化と低騒音化の両立を目的に、ディフューザの翼の圧力面と負圧面を連結するスリット構造を適用したスリットディフューザ（スリット付）、ディフューザ重なり部にヘルムホルツ型共鳴器や動静翼干渉場に開口を持つ音響管を搭載し

たディフューザを開発し、性能評価した結果、以下の結論を得た。

- ① スリットディフューザはスリット無しに比べて、設計回転数において 1stBPF 騒音を 5~8 dB 低減できる。また、音響共鳴の可能性を持つ回転数の 1stBPF 騒音の低減効果が高く、広い運転範囲での低騒音化と高効率化の両立が可能であることを確認した。
- ② ディフューザ重なり部にヘルムホルツ共鳴器を搭載したディフューザは、設計動作点において、基準ディフューザに対して、静圧上昇を維持したまま、1stBPF 騒音を 5 dB 低減でき、幅広い回転数範囲で低騒音化が可能であることを得た。
- ③ インペラハブ板とディフューザの仕切板との間に、動静翼干渉場に開口を持つ音響管を設置したディフューザは、設計動作点において、基準ディフューザに対して、静圧上昇を維持したまま、1stBPF の騒音を 8 dB 低減できることを確認した。
- ④ 上記報告した低騒音化構造は、動静翼干渉場およびディフューザ内部の騒音源を低減可能な手法である。

(7) 本研究の成果適用

本研究で得られた成果は筆者が所属する（株）日立製作所と、製品化する日立アプラインス（株）において、家庭用電気掃除機に搭載する遠心ブロワ・ファンの開発に適用されている。具体的には第 2 章で述べた騒音支配現象の把握は製品の低騒音化の課題を抽出し、第 6 章の研究の礎となっている。なお、第 6 章で述べた羽根枚数の影響を基にした設計指針は、遠心ブロワのディフューザ開発に適用し、従来の掃除機に比べて翼通過周波数騒音が小さいサイクロン式電気掃除機の製品化に貢献し、製品の静音化を実現している。第 6 章で述べたディフューザ周辺での低騒音化構造の研究事例に関しては、研究段階のものもあるが、スリットディフューザについては、電気掃除機の遠心ブロワに適用され、製品採用されている。第 3 章～第 6 章で述べた内部流れおよび騒音発生メカニズムは、遠心ブロワの小型化と高効率化および低騒音化を実現できる構造案創出に役立つものであると考える。

(8) 今後の課題

本研究は遠心ブロワの小型かつ高効率・低騒音の両立に向けた設計指針を得ることを目的として、主にディフューザ内で生じる圧力変動の定在波との影響、ディフューザ羽根枚数による内部圧力変動や騒音に及ぼす影響の要因分析による騒音発生メカニズムについて考察した。本研究では騒音発生の加振力としてポテンシャル干渉の他に、

動静翼の羽根枚数の関係で生じる回転圧力場があることと、その空間次数成分が高いことが低騒音化に貢献できることを示した。

一方で、回転圧力場の発生成分のうち、支配的な加振力モードの同定については、更なる研究が必要と考える。また、乱流騒音の予測精度向上には、細かい渦の挙動を再現する空間解像度の向上と、LES や DES の適用が必要と考える。また、羽根枚数 Z_d17 の 1stBPF 騒音の予測精度向上については、流体解析結果で得た重なり部出口の圧力変動の予測結果が良好であるのに対して、騒音を大きく予測していることから、音響解析の際にディフューザ内部の定在波による騒音増加を過大評価、隣接翼間の位相差の影響を過小評価している可能性があるため、今後の研究で継続検討する必要がある。

また、本研究では高効率・低騒音化に焦点を当てて取り組み、本論文で報告したディフューザ周辺における低騒音化構造の有効性を確認した。一方で、製品開発では製造しやすさを含めた低コスト化が必要であるため、今後の研究においては低騒音構造を低コストで実現することが課題であると考えられる。

謝辞

本研究の推進および本論文を纏めるにあたりご指導賜りました岩手大学 船崎健一教授に心より感謝いたします。また、本論文を仕上げるにあたりご指導および審査を頂きました岩手大学 柳岡英樹教授、上野和之教授に深く感謝いたします。

本研究の遠心ブロワの現象把握に向け、数値解析や可視化手法にご協力頂いた、岩手大学 加藤大雅様（当時）、徳山雄己様（当時）、佐々木聡凜様（当時）に心より感謝いたします。

遠心ブロワのディフューザ内部流れの計測手法およびスリットディフューザの高効率低騒音化に関する研究に関してご助言、ご支援頂きました、九州大学 速水洋名誉教授、西日本工業大学 荒巻森一朗准教授に心より感謝いたします。

遠心ブロワの研究に関して、研究全般にわたりご指導、ご助言を頂くとともに、本研究内容の製品適用を共同で遂行頂いた日立アプライアンス（株）第二設計部、モータファン開発センタの方々に深く御礼申し上げます。

遠心ブロワのディフューザ内部の現象把握に関して、ご助言、ご討論頂きました（株）日立製作所 研究開発グループ 坂上誠二様、杉村和之様、林正二様、京谷浩平様に深く御礼申し上げます。

学位取得に向けたご助言や学位論文および原著論文の提出にあたりご指導とご助言、ご支援頂きました（株）日立製作所 佐々木直哉様、海保真行様、西岡卓宏様、西嶋規世様、石井英二様に深く御礼申し上げます。また、本研究の遂行に関して、多くのご支援頂きました（株）日立製作所 研究開発グループ 機械イノベーションセンタ 高度設計シミュレーション研究部 機械 A2 ユニットおよび熱流体研究システム研究部 機械 F3 ユニットの皆様に深く御礼申し上げます。

最後に、これまで支えてくれた家族に心より深く感謝いたします。

参考文献

- (1) 後藤 彰, 足原浩介, Zangeneh Mehrdad, "3次元逆解法によるターボ機械翼の最適設計 ー第4報, 最適化アルゴリズムと逆解法のハイブリッド化", エバラ時報, No.198(2003), pp.3-11.
- (2) Ashihara, K., Goto, A., "Turbomachinery blade design using 3-D inverse design method, CFD and optimization algorithm", *ASME paper*, 2001-GT-0358.
- (3) 杉村和之, "遠心送風機の空力形状最適設計と知識マイニング", ターボ機械, Vol.34, No.6(2006), pp.357-365.
- (4) 杉村和之, "ターボ機械の最適化と設計知識マイニング", 東北大学学位論文(2009).
- (5) 中村一幸, 黒澤貞男, "遺伝的アルゴリズムによる高比速度フランシス水車の最適設計", ターボ機械, Vol.35, No.8(2007), pp.474-479.
- (6) Kim, K. Y., Seo, S. J., "Shape Optimization of Forward-Curved-Blade Centrifugal Fan with Navier-Stokes Analysis", *Journal of Fluids Engineering*, Vol.126, No.5 (2004), pp.735-742.
- (7) Fukano, T., Kodama, Y., Takamatsu, Y., "Noise Generated by Low Pressure Axial Flow Fans, 3: Effects of Rotational Frequency, Blade Thickness and Outer Blade Profile", *Journal of Sound and Vibration*, Vol.56, No.2 (1978), pp.261-277.
- (8) 藤田 肇, "空調用プロペラファンの騒音特性", ターボ機械, Vol.21, No.5(1993), pp.277-280.
- (9) Ohtsuta, K., Akishita, S., "Noise Reduction of Short Ducted Fan by Using Forward Swept and Inclined Blade", *AIAA 13th Aeroacoustic Conference*, AIAA-90-3986, Tallahassee, FL, USA (1990).
- (10) 辻本良信, 田中広, Doerfler, P., 米澤宏一, 鈴木隆起, 牧川佳祐, 遠心送風機における位相共鳴に対する音響共鳴およびポリュート形状の影響, ターボ機械, Vol.40, No.12 (2012), pp.725-734.
- (11) 小林博美, 西田秀夫, 三浦治雄, 吉海寛人, 遠心圧縮機の騒音に関する研究: 第1報, ディフューザの案内羽根の影響, 日本機械学会論文集 B 編, Vol. 62, No. 598 (1996), pp. 2303-2309.

- (12) 杉村和之, 渡辺昌俊, 遠心型送風機における動静翼干渉に起因する音響的共鳴現象の発生原理と抑制法: 現象のモデル化と抑制手法の提案, 日本機械学会論文集 B 編, Vol. 66, No. 650 (2000), pp. 2606-2612.
- (13) 妹尾泰利, 河野政典, 速水洋, “小弦節比円形翼列ディフューザ”, 日本機械学会論文集 B 編, Vol. 45, No. 396 (1979), pp. 1099-1107.
- (14) 速水洋, 妹尾泰利, 宇都宮浩司, 長谷川治, 河口宣勝, 遷音速遠心圧縮機の小弦節比円形翼列ディフューザ, 日本機械学会論文集 B 編, Vol.55, No.511 (1989), pp.758-763.
- (15) Hayami, H., Hojo, M., Hirata, N. and Aramaki, S., Flow with shock waves in a transonic centrifugal compressor with a low-solidity cascade diffuser using PIV, ASME Turbo Expo 2004, GT2004-53268 (2004).
- (16) Ibaraki, S., Matsuo, T. and Yokoyama, T., Investigation of unsteady flow field in vaned diffuser of a transonic centrifugal compressor, ASME Turbo Expo 2006, GT2006-90268 (2006).
- (17) 後藤尚志, 太田有, 大田英輔, “ディフューザ案内羽根前縁形状が遠心圧縮機性能・騒音特性に与える影響”, 日本機械学会論文集 B 編, Vol. 77, No. 777 (2011), pp. 1229-1238.
- (18) 鈴木昭次, “軸流送風機の騒音低減に関する実験的研究 (第 1 報, 動翼翼素の各パラメータの影響)”, 日本機械学会論文集 (第 2 部), Vol.44, No.380(昭 53), pp.1301-1310.
- (19) 松尾 孝, “ルームエアコン室外機用 2 枚翼斜流ファンの開発”, ターボ機械, Vol.31, No.9(2003), pp.520-524.
- (20) 岩瀬 拓, 船橋茂久, 佐藤良次, 岸谷哲志, 長井 誠, “ビル用マルチエアコン室外機用 2 枚翼プロペラファン「インバーネスファン」の開発”, 第 38 回空気調和・冷凍連合講演会講演論文集, 36(2004), pp.139-142.
- (21) 山本一臣, 堀口泰生, 榎本俊治, 野崎 理, 大石 勉, “UPACS を用いたファン動静翼干渉による騒音の発生・伝搬の数値解析”, 第 33 回ガスタービン定期講演会, (2005), pp.71-76.
- (22) Liu, Z., Hill, L. D., “Centrifugal compressor noise reduction by using Helmholtz resonator arrays”, 30th Turbomachinery Symposium (2001), pp.89-94.
- (23) 深野 徹, “低圧の軸流及び斜流ファンの騒音”, ターボ機械, Vol.13, No.12 (1985), pp.730-738.
- (24) Tian, J., Ouyang, H., Wu, Y., “Experimental and numerical study on aerodynamic noise of outdoor unit of room air conditioner with different grilles”, *International Journal of Refrigeration*, Vol.32, Issue.5 (2009), pp.1112-1122.

- (25)渡辺昌俊, 高田芳廣, 佐藤良次, 大田黒俊夫, “送風機流体騒音の予測”, 日本機械学会論文集B編, Vol.66, No.642(2000), pp.453-459.
- (26)Lighthill, M. J., “On sound generated aerodynamically 1. General Theory”, *Proceedings of the Royal Society, Series A*, Vol.221 (1952), pp.564-587.
- (27)Lighthill, M. J., “On sound generated aerodynamically 2. Turbulence as a source of sound”, *Proceedings of the Royal Society, Series A*, Vol.222 (1954), pp.1-32.
- (28)Ffowcs Williams, J. E., Hawkings, D. L., “Sound generated by turbulence and surfaces in arbitrary motion”, *Proceedings of the Royal Society, Series A*, Vol.264, No.1151 (1969), pp.321-342.
- (29)Algermissen, G., Siegert, R., Spindler, T., “NUMERICAL SIMULATION OF AEROACOUSTIC SOUND GENERATED BY FANS UNDER INSTRATION CONDITIONS”, *AIAA paper 2001-2174*, pp.403-412.
- (30)加藤千幸, 宍戸進一郎, 藤井亮輔, 伊藤博幸, 坪田晴弘, “プロペラファン内部流れの LES 解析と空力騒音源の可視化”, 可視化情報, Vol.23, No.91 (2003), pp.192-198.
- (31)Yamade, Y., Kato, C., Shimizu, H., Nishioka, T., “LARGE EDDY SIMULATION AND ACOUSTICAL ANALYSIS FOR PREDICTION OF AEROACOUSTICS NOISE RADIATED FROM AN AXIAL-FLOW FAN”, *Proceedings of ASME Joint U. S. – European Fluids Engineering Summer Meeting, FEDSM2006-98303*, Miami, FL, USA (2006).
- (32)Curle, N., “The influence of solid boundaries upon aerodynamic sound”, *Proceedings of the Royal Society, Series A*, Vol.231 (1955), pp.504-514.
- (33)Hamada, S., Nakashima, S., Kato, C., Yamade, Y., “AERODYNAMIC NOISE SIMULATION OF PROPELLER FAN BY LARGE EDDY SIMULATKON”, *Proceedings of 5th Joint ASME/JSME Fluids Engineering Conference, FEDSM2007-37145*, San Diego, California, USA (2007).
- (34)Kusano, K., Jeong, J. H., Yamada, K., Furukawa, M., “DETACHED EDDY SIMULATION OF UNSTEADY FLOW FIELD AND PREDICTION OF AERODYNAMIC SOUND IN A HALF-DUCTED PROPELLER FAN”, *Proceedings of ASME-JSME-KSME Joint Fluids Engineering Conference 2011*, Hamamatsu, Shizuoka, Japan (2011).

-
- (35) Khelladi, S., Kouidri, S., Bakir, F. and Rey, R., Predicting tonal noise from a high rotational speed centrifugal fan, *Journal of Sound and Vibration*, Vol.313 (2008), pp.113-133.
- (36) 可視化情報学会編, PIV ハンドブック, 森北出版 (2002), p.37.
- (37) 可視化情報学会編, PIV ハンドブック, 森北出版 (2002), p.53.
- (38) 可視化情報学会編, PIV ハンドブック, 森北出版 (2002), p.60.
- (39) 前川純一, 森本政之, 阪上公博, 建築・環境音響学, 共立出版(1990), p. 85.
- (40) Tyler, J.M. and Sofrin, T.G., Axial flow compressor noise studies, *SAE Transactions*, Vol.70 (1962), pp.209-332.
- (41) Actran ver14.0 User's Guide, Volume 1 Installation, Operations, Theory and Utilities ; Free Field Technologies SA, p.376 (2013-8)
- (42) 騒音制御工学ハンドブック, 日本騒音制御工学会, 技報堂出版(2001), p.126.