

吹込みノズルによる遠心圧縮機のサージング の制御：ノズル周方向開口幅の影響

YAMASE, Hideyuki / 山瀬, 英之

(出版者 / Publisher)

法政大学大学院理工学・工学研究科

(雑誌名 / Journal or Publication Title)

法政大学大学院紀要. 理工学・工学研究科編 / 法政大学大学院紀要. 理工学・工学研究科編

(巻 / Volume)

57

(開始ページ / Start Page)

1

(終了ページ / End Page)

7

(発行年 / Year)

2016-03-24

(URL)

<https://doi.org/10.15002/00013003>

吹込みノズルによる遠心圧縮機のサージングの制御 -ノズル周方向開口幅の影響-

CONTROL OF SURGE IN CENTRIFUGAL COMPRESSOR BY USING NOZZLE INJECTION SYSTEM -INFLUENCE OF NOZZLE OPENING WIDTH IN CIRCUMFERENTIAL DIRECTION-

山瀬英之

Hideyuki YAMASE

指導教員 辻田星歩 教授

法政大学大学院理工学研究科機械工学専攻修士課程

In the present study, in order to examine the effect of nozzle opening width in circumferential direction of impeller on the extension of the stable operating range of centrifugal compressor with the nozzle injection system, the cross-section of injection nozzle was modified from a circular shape to a semi-doughnut one, in which the shape of cross-section was specified by the arc length in the circumferential direction of the inner wall of the suction pipe and the height in the radial direction measured from the inner wall. The performance tests for the centrifugal compressor with the nozzle injection system were carried out by using the four types of injection nozzles with the semi-doughnut cross-section which were different in the arc length in the circumferential direction but had the same cross-sectional area as that of the nozzle with the circular cross-section. The present experimental results showed that the expansion of nozzle opening width in circumferential direction with the fixed cross-sectional area moved the flow rate at surge inception to the higher flow rate.

Key Words : Centrifugal Compressor, Nozzle Injection, Surge

1. 緒論

自動車の排出ガスは、地球温暖化や大気汚染などの環境問題の原因の一つと考えられているため、各国で自動車の排出ガス規制が定められ、年々その規制は厳しくなっている。自動車業界ではその対策として、エンジンをダウンサイジングし排気量を小さくする方法がとられている。ダウンサイジングは出力の低下を招くが、この低下を補う方法として過給機の搭載が有効である。

過給機の構成要素の一つである遠心圧縮機は、最高圧力比付近よりも低流量域で作動すると、旋回失速やサージングなどの不安定現象が発生する。これらの不安定現象を抑制する方法の一つに、吹込みシステム[1]がある。吹込みシステムとは、遠心圧縮機により圧縮された空気の一部をスクロール出口付近から再循環させ、吸込み管 Shroud 側に設置されたノズルにより羽根車前縁へ吹込む方法である。この方法を用いることで不安定現象を抑制し、サージング発生点を低流量側へ移動させることができる。また、抑制効果が最も大きい吹込み位置は、普遍的にスクロール舌部から最も離れた周方向位置に存在することが過去の研究[2]において明らかになっている。これらの研究で用いられた吹込みノズルの断面形状は円形

であり、その径の変化がサージング発生点の低流量化に与える影響についても調査[3]が行われている。しかし、Shroud 側内壁上に円形断面ノズルを設置する方法を用いた場合、吹込み位置での吹込み領域の周方向幅はノズル直径程度の幅に限られ、さらに吹込み方向もほぼ吸込み管の軸方向に限られてしまう。したがって、周方向の吹込み領域の拡大や周方向の吹込み角度の変化が、サージング発生点の低流量化へ与える影響を調べるためには、ノズル断面形状を円形以外のものに変更する必要がある。

本研究では、円形断面の吹込みノズルを基準ノズルとし、吸込み管壁周方向円弧長と吸込み管半径方向高さを規定パラメータとする半ドーナツ形断面のノズルを提案した。さらに、その規定パラメータをノズル開口面積が基準ノズルと同一となる条件下で変化させた 4 種類のノズルを対象に試験を行うことにより、周方向の吹込み領域の拡大がサージング発生点の低流量化に与える影響を調査した。

2. 実験装置

図 1 に実験装置の概要図を示す。遠心圧縮機により圧縮された空気は、スクロール出口付近から一部がパイパ

ス管へ流入し、吹込みノズルを経て羽根車入口へ再循環され、残りは吐出し管を通過し絞り弁を経て大気へ開放される。本研究では吹込みを行う場合を **Injection**、行わない場合を **Normal** と呼ぶ。

図 2 に回転軸周りの周方向座標 **TT** を示す。本研究ではスクロール舌部を基準位置 **TT(0)** とし、羽根車回転方向に a° 移動した位置を **TT(+a)**、逆方向に b° 移動した位置を **TT(-b)** と定義した。

本研究で使用した吹込み装置の概要図を図 3 に示す。吸込み管は入口側の回転部と、固定部からなり、吹込み装置はノズルを回転部側と一体成形することにより、周方向への移動が可能な構造となっている。吹込みノズルは吸込み管内壁面上に設置されており、その開口端の軸方向位置は、**Injection** の全ての実験条件において羽根車翼前縁から軸方向上流 5mm の位置に設定した。

吹込みノズルの断面形状を図 4 に示す。本研究においては、図 4(a)に示す内径 4mm の円形断面の吹込みノズルを基準ノズルとした。また、周方向の吹込み領域の拡大がサージング発生点の低流量化へ与える影響を調べるために、図 4(b)に示す吸込み管壁周方向円弧長 ($R_1\theta$) と吸込み管半径方向高さ (R_1-R_2) で規定される半ドーナツ形断面のノズル (**Type1**～**Type4**) を対象に実験を行った。**Type1** では半径方向高さを円形ノズルの内径と同じ 4mm とし、基準ノズルと同一の開口面積になるように θ を決定した。**Type2**～**Type4** では順に開口幅角度 θ を 20° , 30° , 40° に設定し、基準ノズルと同一の開口面積になるように半径方向高さを決定した。表 1 には **Type1**～**Type4** の半ドーナツ形断面の主な寸法を示す。

ディフューザ壁面 (**Hub** 側) の圧力測定位置を図 5 に示す。ディフューザ内の非定常圧力変動を測定するために、2 つの超小型圧力センサ (**CH1** および **CH2**) をディフューザの入口側 (半径比 1.25) の **Hub** 壁面上に 45° ずらして設置した。また、ディフューザ内の壁面静圧分布の定常データを取得するために、ディフューザの入口側 (半径比 1.25) および出口側 (半径比 1.75) の **Hub** 壁面上に静圧孔を基準位置 **TT(0)** から周方向に 45° 刻みでそれぞれ 8 点設けた。

3. 実験方法

羽根車回転数は修正回転数を用いて 50,000rpm および 60,000rpm に設定して実験を行った。圧縮機の流量は吐出し管下流に設置された絞り弁で調節し、実験は絞り弁を全開から閉じていき、流量を低下させる方法でサージングが発生するまで行った。本研究ではサージングが発生した絞り弁の開度から最小分解能分 ($1/32$ 回転) ひとつ手前の弁開度における流量をサージング発生限界流量 Q_{smin} と定義した。**Injection** の実験は、吹込みノズルを基準位置 **TT(0)** および過去の実験[2]において確認された最適周方向吹込み位置 **TT(180)** のいずれかに設置して行った。以後、これらの状態を **Injection TT(0)** および **Injection**

TT(180) と呼ぶ。周方向のディフューザ壁面静圧の測定には圧力センサを用い、時間平均静圧を算出した。ディフューザ壁面の非定常圧力変動は **FFT** アナライザを用いて測定した。なお、サンプリング周波数は 102.4kHz とした。また、ディフューザにおける非定常圧力変動には 1kHz のローパスフィルタを用いた。

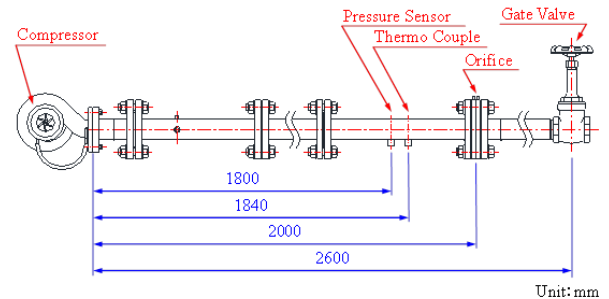


図 1 実験装置概要図

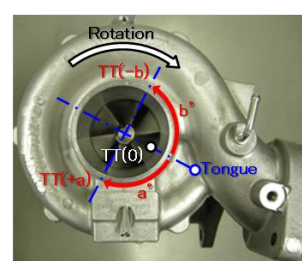


図 2 周方向座標

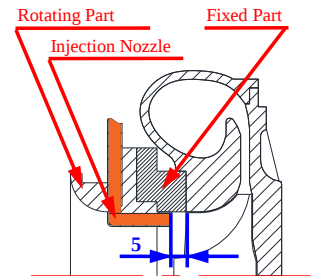
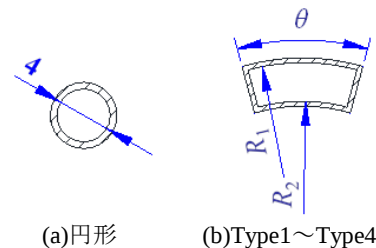


図 3 吹込み装置



(a)円形 (b)**Type1**～**Type4**

図 4 吹込みノズル断面図

表 1 吹込みノズル寸法

	R_1 (mm)	R_2 (mm)	θ (deg.)
Type1	21.47	17.47	9.24
Type2	21.47	19.72	20
Type3	21.47	20.32	30
Type4	21.47	20.61	40

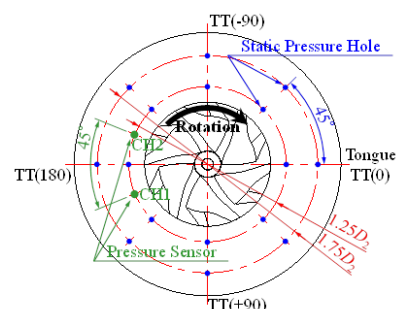


図 5 ディフューザ壁面 (**Hub** 側) の圧力測定位置

4. 実験結果および考察

(1) 性能特性

$N=50,000\text{rpm}$ および $60,000\text{rpm}$ における Normal, Injection TT(0) および Injection TT(180) の円形ノズルと各 Type の性能特性の低流量域を拡大した図を図 6～図 10 にそれぞれ示す。図の縦軸は圧力比 π_t 、横軸は修正質量 Q であり、次式を用いてそれぞれ算出した。

$$\pi_t = \frac{P_t}{P_a} \quad [-] \quad (1)$$

$$Q = Q_0 \frac{P_{a0}}{P_a} \sqrt{\frac{T_1}{T_0}} \quad [\text{kg/s}] \quad (2)$$

ここで、 P_t は圧縮機出口全圧、 P_a は大気圧、 Q_0 は質量流量、 P_{a0} は標準大気圧、 T_1 は大気温度、 T_0 は標準大気温度である。なお、各性能特性曲線における最小の流量はサージング発生限界流量 Q_{smin} を示している。図 6～図 10 より、両回転数の円形ノズルと全ての Type において、吹込みによる圧力比への影響は、ほとんど見られない。また Injection は Normal に比べて、 Q_{smin} が低流量側へ移動していることが確認できる。さらに、Injection TT(180) は Injection TT(0) よりも Q_{smin} が低流量側へ移動していることがわかる。

次に、図 6～図 10 に示されている $N=50,000\text{rpm}$ および $60,000\text{rpm}$ における円形ノズルと Type1～Type4 の Q_{smin} のみを抽出し、円形ノズルを基準に各 Type を比較した図を図 11～図 14 にそれぞれ示す。

$N=50,000\text{rpm}$ における Q_{smin} は、Injection TT(0) では円形ノズルと比べて Type1 と Type2 は差がないが (図 11, 12)、Type3 と Type4 は高流量側へ移動し、その移動量は Type4 の方がわずかに大きくなっている (図 13, 14)。また、Injection TT(180) においても Injection TT(0) の場合と同様の傾向が確認できる (図 11～図 14)。また、 $N=60,000\text{rpm}$ における Q_{smin} は、Injection TT(0) では Type1 は高流量側へ移動しているが (図 11)、Type2～Type4 においては円形ノズルと差が見られない (図 12～図 14)。一方、Injection TT(180) では、円形ノズルと比べて Type1～Type4 の全てにおいて高流量側へ移動しており、その移動幅は開口幅の拡大に伴い大きくなっている (図 11～図 14)。この原因を調査するために、ディフューザ壁面上の時間平均静圧分布と非定常圧力変動を調査した。

(2) ディフューザ圧力回復係数

$N=50,000\text{rpm}$ および $60,000\text{rpm}$ における Type1～Type4 の Q_{smin} でのディフューザ Hub 壁面上の圧力回復係数 C_{pr} を、円形ノズルと比較した分布を図 15～図 18 にそれぞれ示す。図の半径軸は圧力回復係数 C_{pr} 、円周軸は周方向の測定位置である。また、各図に Normal の Q_{smin} における C_{pr} を破線で示す。なお、 C_{pr} は次式を用いて算出した。

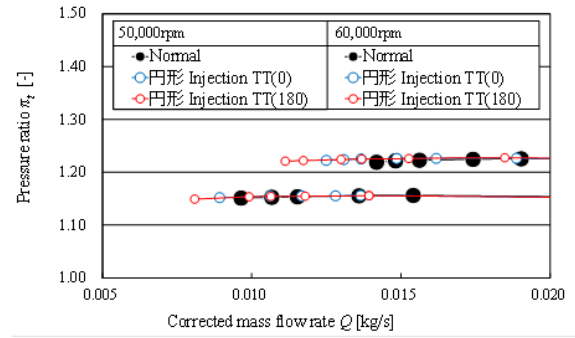


図 6 性能特性 (円形)

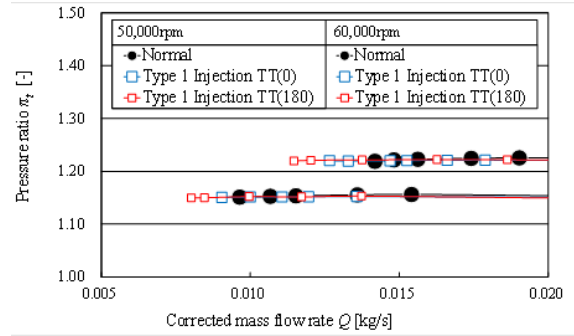


図 7 性能特性 (Type1)

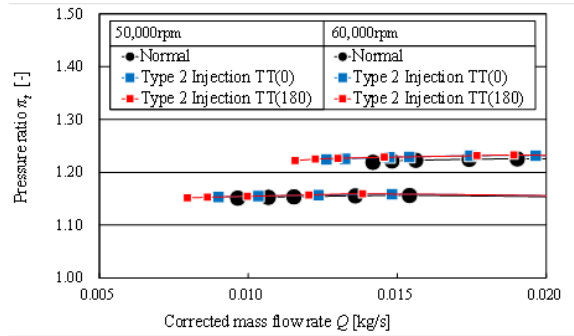


図 8 性能特性 (Type2)

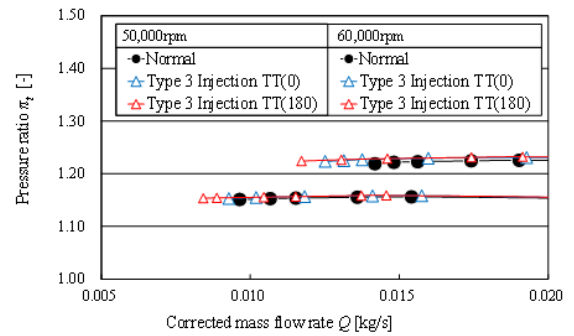


図 9 性能特性 (Type3)

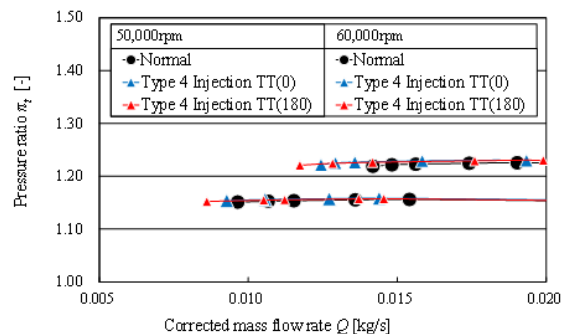


図 10 性能特性 (Type4)

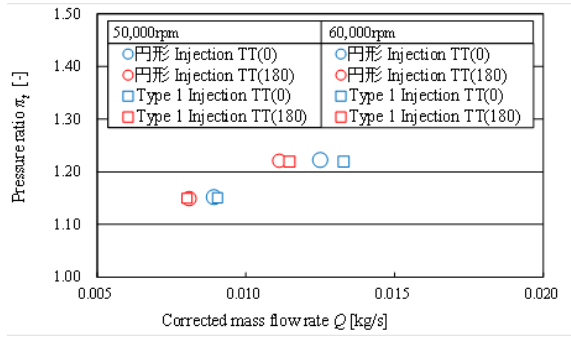


図 11 サージング発生限界流量（円形- Type1）

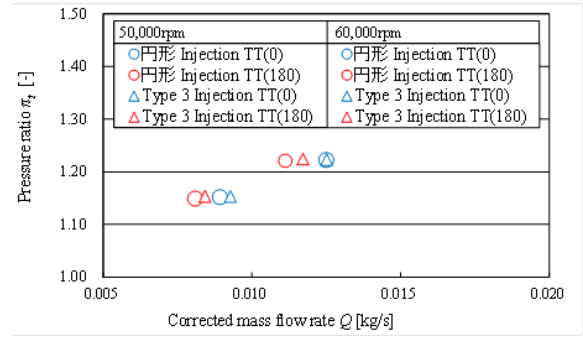


図 13 サージング発生限界流量（円形- Type3）

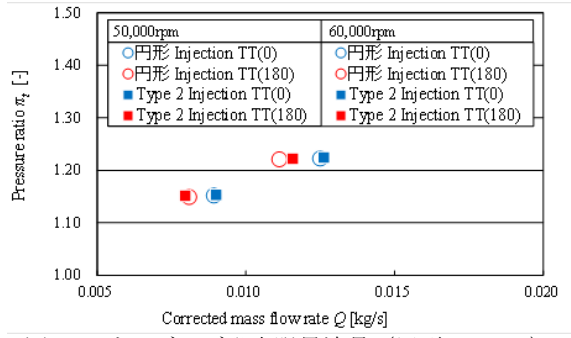


図 12 サージング発生限界流量（円形- Type2）

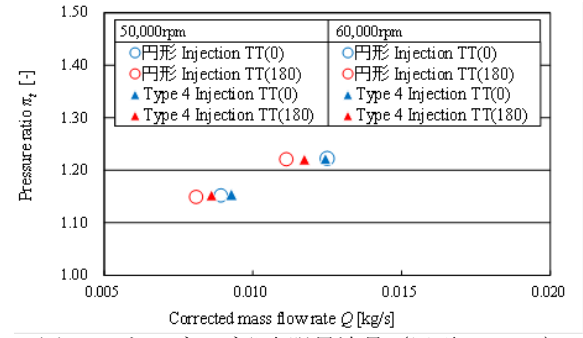


図 14 サージング発生限界流量（円形- Type4）

$$C_{pr} = \frac{P_{s4} - P_{s3}}{\rho(u_2^2/2)} \quad [-] \quad (3)$$

ここで、 P_{s3} と P_{s4} はディフューザ入口および出口における壁面静圧、 ρ は圧縮機出口空気密度、 u_2 は羽根車出口周速である。

過去の研究[4]において、円形ノズルの Injection TT(0)および Injection TT(180)がサージング発生限界流量 Q_{smin} を Normal よりも低流量化させた要因として、それぞれの吹込み位置付近は Normal において圧力回復係数 C_{pr} が低い領域であり、円形ノズルはその領域の C_{pr} を上昇させたためであることが示唆されている。

$N=50,000\text{rpm}$ における Injection TT(0)と Injection TT(180)の Type2(図 16(a))、および $N=60,000\text{rpm}$ における Injection TT(0)の Type2, 3, 4 (図 16(b), 17(b), 18(b)) では、円形ノズルと比較して Q_{smin} の差が見られなかったが、これらの C_{pr} の分布についても円形ノズルと同様であることがわかる。これらの結果においては、先に述べた Q_{smin} と C_{pr} の因果関係から、吹込み位置の C_{pr} に変化が無い場合 Q_{smin} に変化が起こらなかったと考えられる。

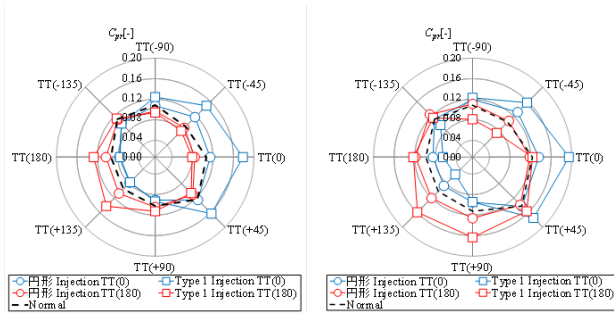
$N=50,000\text{rpm}$ における Injection TT(0)と Injection TT(180)の Type3, 4 (図 17(a), 18(a))、および $N=60,000\text{rpm}$ における Injection TT(180)の Type2, 3, 4 (図 16(b), 17(b), 18(b)) では、円形ノズルと比較して Q_{smin} が高流量側へ移動し、その移動量は半ドーナツ形断面のノズルの開口幅の拡大に伴い増加している。これらの C_{pr} の分布においては、各吹込み位置での C_{pr} が円形ノズルより低下しており、さらに開口幅の拡大に伴いその低下量は増している。したがって、これらの結果においても、先に述べた Q_{smin} と C_{pr}

の因果関係から、開口幅の拡大と共に吹込み位置の C_{pr} の低下量が増したため、 Q_{smin} が高流量側への移動量が増加したと考えられる。

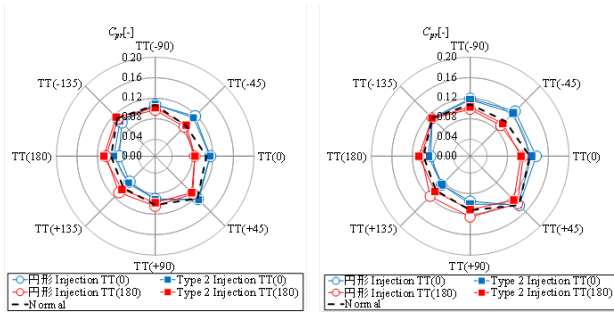
一方、 $N=50,000\text{rpm}$ における Injection TT(0)と Injection TT(180)の Type1 (図 15(a)) では、円形ノズルと比較して Q_{smin} の差が見られなかったが、各吹込み位置での C_{pr} が円形ノズルより顕著に増加している。また、 $N=60,000\text{rpm}$ における Injection TT(0)と Injection TT(180)の Type1 (図 15(b)) では、円形ノズルと比較して Q_{smin} が高流量側へ移動したが、各吹込み位置での C_{pr} が円形ノズルより顕著に増加しており、先に述べた Q_{smin} と C_{pr} の因果関係に反した現象を示している。これらの結果に共通する特徴として、 $N=50,000\text{rpm}$ の Injection TT(0)と Injection TT(180)の Type1 の各吹込み位置での C_{pr} の円形ノズルからの増加量と、 $N=60,000\text{rpm}$ の Injection TT(0)と Injection TT(180)の Type1 の同増加量は共に著しく、その結果 C_{pr} の周方向分布の一様性が低下している。さらに、後者の Type1 では、各吹込み位置と羽根車回転軸に対して反対側の周方向位置の C_{pr} が著しく減少しており、その結果 C_{pr} の周方向分布の一様性が前者の Type1 よりもさらに低下している。したがって、この C_{pr} の周方向分布の一様性の低下が、各吹込み位置での C_{pr} が円形ノズルよりも顕著に増加したにもかかわらず、 Q_{smin} の低流量化を引き起こさなかった原因と考えられる。これは、 C_{pr} の周方向分布の一様性の低下も不安定現象を起こす要因であることを示唆しているものと考えられる。

(3) ディフューザ内の非定常圧力変動

$N=50,000\text{rpm}$ および $60,000\text{rpm}$ のディフューザ Hub 壁面



(a)50,000rpm (b)60,000rpm
図 15 圧力回復係数分布 (円形- Type1)

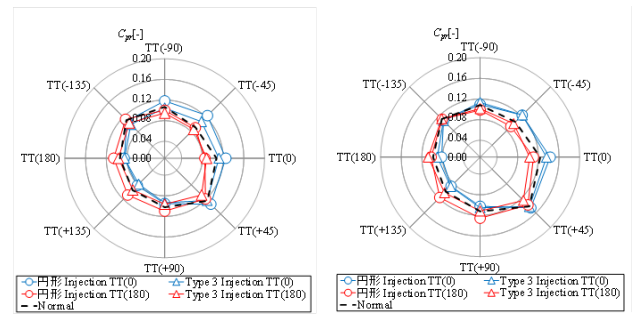


(a)50,000rpm (b)60,000rpm
図 16 圧力回復係数分布 (円形- Type2)

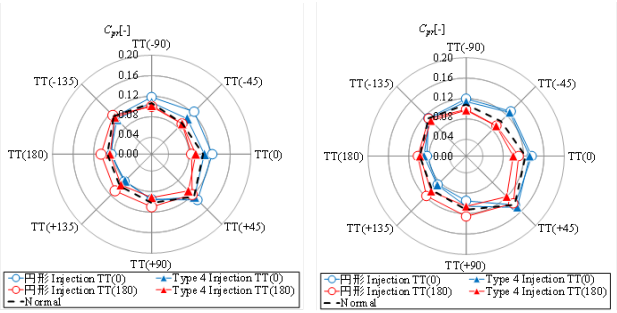
上における Normal と円形ノズル, Type1~Type4 の Injection TT(0)および Injection TT(180)の非定常圧力変動の周波数特性を図 19~図 40 にそれぞれ示す. 図の縦軸は圧力変動の周波数スペクトル, 横軸は周波数である. 各図において左側に最高圧力比付近の流量, 右に行くに従い流量が低下し, 右側にはサージング発生限界流量 Q_{smin} における結果を示している.

過去の研究[5]において, ディフューザ内の非定常圧力変動の周波数特性においては, 最高圧力比付近から流量を低下させていくとサージング周波数のスペクトルが現れ, 円形ノズルの吹込みにより Q_{smin} を低流量側へ移動することで, Q_{smin} におけるサージング周波数のスペクトルは低下することが示された. また, Injection TT(0)と Injection TT(180)間でサージング周波数のスペクトルの大きさを比較すると Injection TT(180)の方が低くなることが示されている. したがって, Q_{smin} が低流量側へ移動した場合, Q_{smin} でのサージング周波数のスペクトルは低下するといえる.

円形ノズルと比較して Q_{smin} および C_{pr} の分布に変化が見られなかった $N=50,000\text{rpm}$ における Injection TT(0)と Injection TT(180)の Type2 (図 24, 25), および $N=60,000\text{rpm}$ における Injection TT(0)の Type2, 3, 4 (図 35, 37, 39) では, 全ての周波数特性に旋回失速の周波数のスペクトルが現れており, その大きさに円形ノズルと差は見られない. また, Q_{smin} における 25Hz 付近のサージング周波数のスペクトルについても, その大きさは円形ノズルと差がないことがわかる. これらの結果においては, 先に述べた Q_{smin} の低流量化と Q_{smin} でのサージング周波数のスペクトルの低下の因果関係から, Q_{smin} が円形ノズルと差が無かったため, 周波数特性にも変化が表れなかったと考



(a)50,000rpm (b)60,000rpm
図 17 圧力回復係数分布 (円形- Type3)



(a)50,000rpm (b)60,000rpm
図 18 圧力回復係数分布 (円形- Type4)

えられる.

円形ノズルと比較して Q_{smin} が高流量側へ移動し, その移動量が半ドーナツ形断面のノズルの開口幅の拡大に伴い増加し, 各吹込み位置での C_{pr} が円形ノズルより低下し, さらに開口幅の拡大に伴いその低下量が増した $N=50,000\text{rpm}$ における Injection TT(0)と Injection TT(180)の Type3, 4 (図 26, 27, 28, 29), および $N=60,000\text{rpm}$ における Injection TT(180)の Type2, 3, 4 (図 36, 38, 40) では, 全ての周波数特性に旋回失速の周波数のスペクトルが現れており, その大きさに円形ノズルとの差は見られない. また, Q_{smin} における 25Hz 付近のサージング周波数のスペクトルについても, その大きさは円形ノズルと差がないことがわかる. これらの結果は, 半ドーナツ形断面のノズルの開口幅の拡大による Q_{smin} の高流量側への移動は, Q_{smin} におけるサージング周波数のスペクトルの大きさに影響を与えないことを示している.

一方, 円形ノズルと比較して Q_{smin} に差はないが, 各吹込み位置での C_{pr} が顕著に増加した $N=50,000\text{rpm}$ における Injection TT(0)と Injection TT(180)の Type1 (図 22, 23) および, 円形ノズルと比較して Q_{smin} が高流量側へ移動したが, 各吹込み位置での C_{pr} が顕著に増加した $N=60,000\text{rpm}$ における Injection TT(0)と Injection TT(180)の Type1 では (図 33, 34), 全ての周波数特性において旋回失速の周波数のスペクトルが現れており, その大きさは円形ノズルに比べ小さくなっている. また, Q_{smin} における 25Hz 付近のサージング周波数のスペクトルについても, その大きさは円形ノズルより小さくなっている. これらの結果は, Q_{smin} の低流量化が伴わなくても, 吹込み位置での C_{pr} が増加すると Q_{smin} でのサージング周波数のスペクトルの大きさは小さくなることを示している.

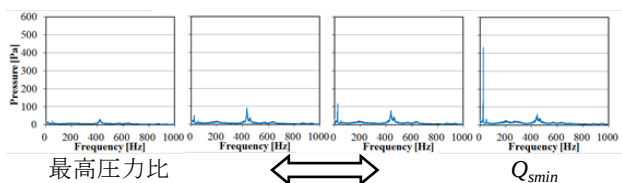


図 19 ディフューザ壁面における非定常圧力変動の周波数特性 (50,000rpm, Normal)

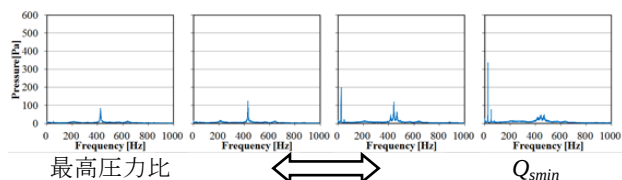


図 20 ディフューザ壁面における非定常圧力変動の周波数特性 (50,000rpm, 円形, Injection TT(0))

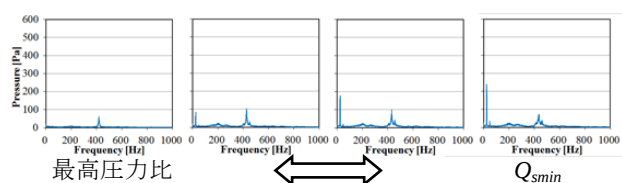


図 21 ディフューザ壁面における非定常圧力変動の周波数特性 (50,000rpm, 円形, Injection TT(180))

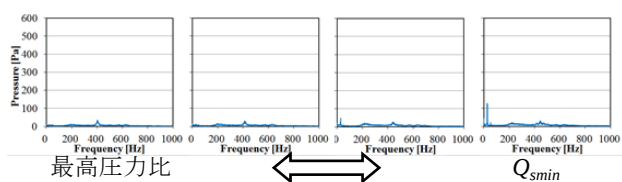


図 22 ディフューザ壁面における非定常圧力変動の周波数特性 (50,000rpm, Type1, Injection TT(0))

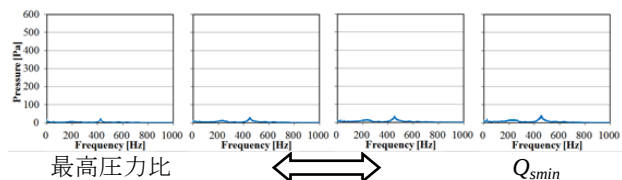


図 23 ディフューザ壁面における非定常圧力変動の周波数特性 (50,000rpm, Type1, Injection TT(180))

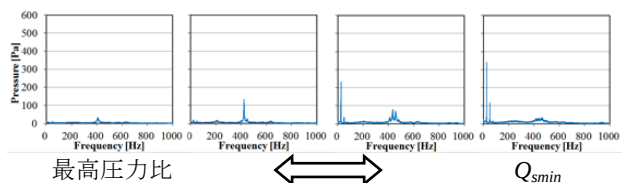


図 24 ディフューザ壁面における非定常圧力変動の周波数特性 (50,000rpm, Type2, Injection TT(0))

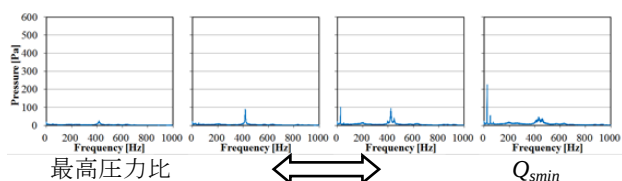


図 25 ディフューザ壁面における非定常圧力変動の周波数特性 (50,000rpm, Type2, Injection TT(180))

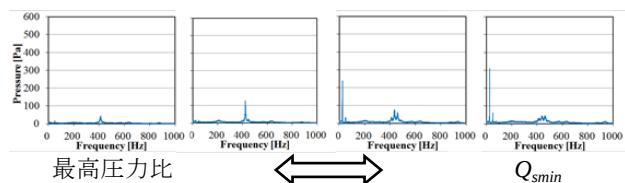


図 26 ディフューザ壁面における非定常圧力変動の周波数特性 (50,000rpm, Type3, Injection TT(0))

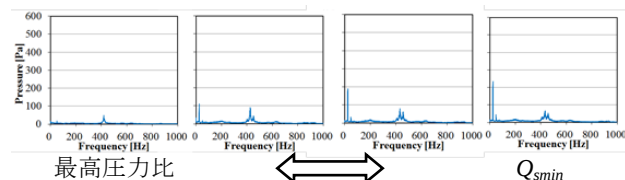


図 27 ディフューザ壁面における非定常圧力変動の周波数特性 (50,000rpm, Type3, Injection TT(180))

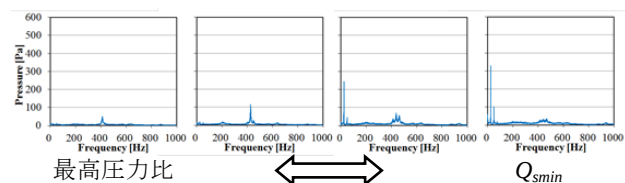


図 28 ディフューザ壁面における非定常圧力変動の周波数特性 (50,000rpm, Type4, Injection TT(0))

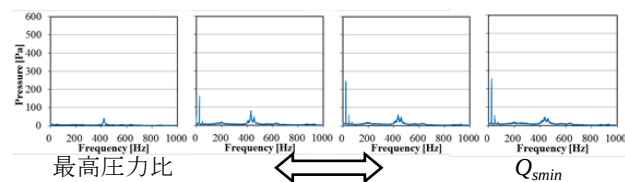


図 29 ディフューザ壁面における非定常圧力変動の周波数特性 (50,000rpm, Type4, Injection TT(180))

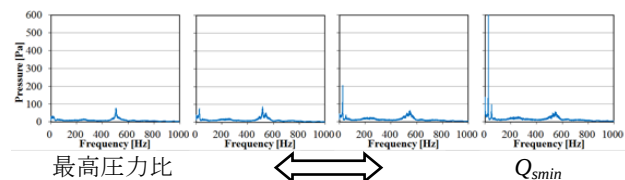


図 30 ディフューザ壁面における非定常圧力変動の周波数特性 (60,000rpm, Normal)

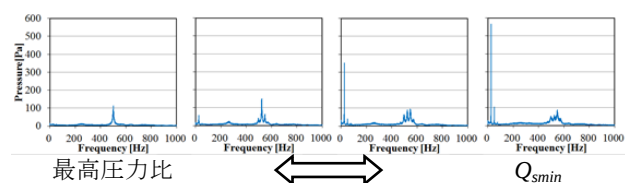


図 31 ディフューザ壁面における非定常圧力変動の周波数特性 (60,000rpm, 円形, Injection TT(0))

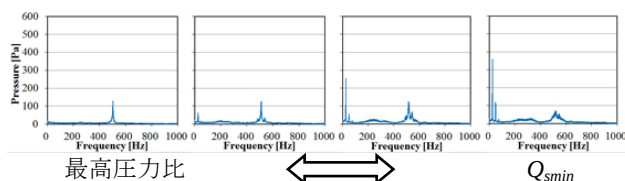


図 32 ディフューザ壁面における非定常圧力変動の周波数特性 (60,000rpm, 円形, Injection TT(180))

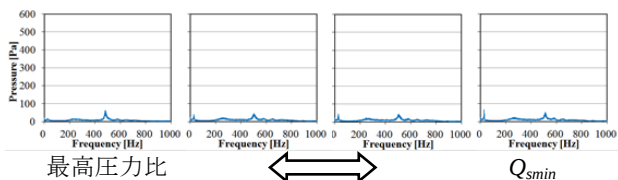


図 33 ディフューザ壁面における非定常圧力変動の周波数特性 (60,000rpm, Type1, Injection TT(0))

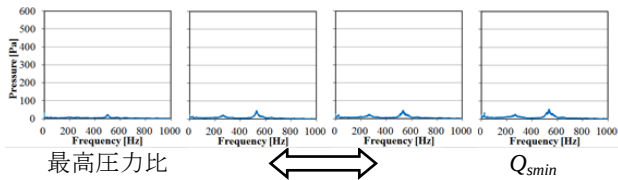


図 34 ディフューザ壁面における非定常圧力変動の周波数特性 (60,000rpm, Type1, Injection TT(180))

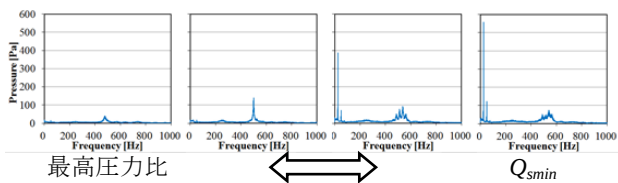


図 35 ディフューザ壁面における非定常圧力変動の周波数特性 (60,000rpm, Type2, Injection TT(0))

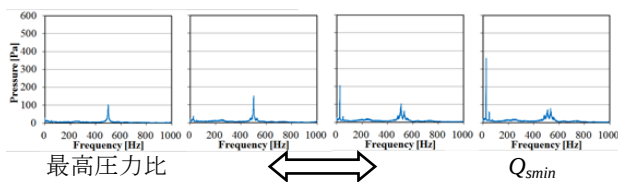


図 36 ディフューザ壁面における非定常圧力変動の周波数特性 (60,000rpm, Type2, Injection TT(180))

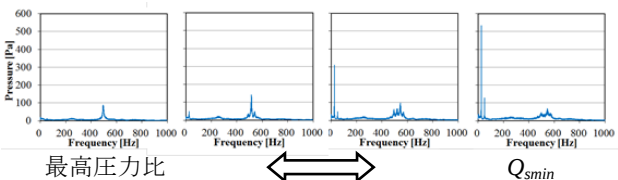


図 37 ディフューザ壁面における非定常圧力変動の周波数特性 (60,000rpm, Type3, Injection TT(0))

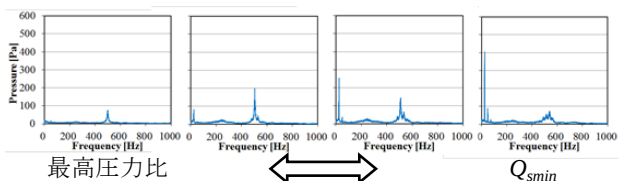


図 38 ディフューザ壁面における非定常圧力変動の周波数特性 (60,000rpm, Type3, Injection TT(180))

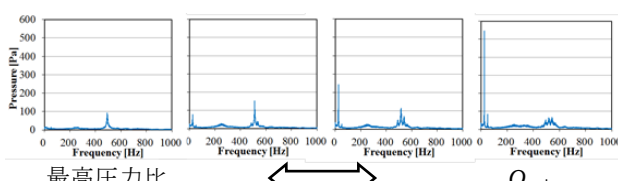


図 39 ディフューザ壁面における非定常圧力変動の周波数特性 (60,000rpm, Type4, Injection TT(0))

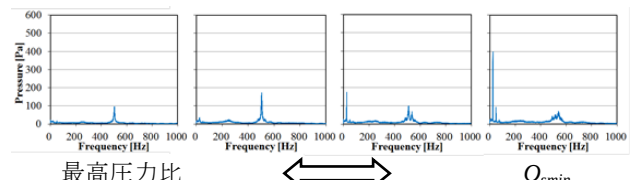


図 40 ディフューザ壁面における非定常圧力変動の周波数特性 (60,000rpm, Type4, Injection TT(180))

5 結論

本研究により以下の結論を得た。

1. 断面積一定の条件下での半ドーナツ形断面のノズルの開口幅の拡大は、吹込み位置でのディフューザ圧力回復率を低下させることにより、サージ発生限界流量を高流量側へ移動させる。
2. 断面積一定の条件下で半ドーナツ形断面のノズルの開口幅の拡大は、循環流量を低下させる可能性がある。
3. ノズル吹込み位置でのディフューザ圧力回復率の増加に加えて、その周方向分布の一様性が、サージ発生限界流量の低流量化に影響を与える可能性がある。
4. 断面積一定の条件下での半ドーナツ形断面のノズルの開口幅の拡大によるサージ発生限界流量の高流量化は、サージ発生限界流量におけるサージ周波数のスペクトルの大きさに影響を与えない。
5. 吹込み位置でのディフューザ圧力回復率が増加すると、サージ発生限界流量の低流量化を伴わなくても、サージ発生限界流量でのサージ周波数のスペクトルは小さくなる。

参考文献

- 1) R. Gu, et al., “Surge Control of Centrifugal Compressor by Inducer Tip Injection”, IGTC2007 Tokyo, TS-030, 2007.
- 2) T. Hirano, et al., “Control of Surge in Centrifugal Compressor by Using a Nozzle Injection System”, International Journal of Rotating Machinery, Volume 2012, 2012.
- 3) 宮正明, 他, 吹込みノズル形状が遠心圧縮機の性能へ及ぼす影響, ターボ機械, Vol.41, No.2(2013), pp.72-77.
- 4) 宮正明, 他, 吹込みによる遠心圧縮機のサージ制御(ディフューザ内部の流れの挙動), ターボ機械協会第 70 回講演会, 2013, 2-2.
- 5) 宮正明, 吹込みによる遠心圧縮機のサージの制御-不安定現象抑制メカニズムの解明-, 法政大学修士論文集, 2013.