ベントホール内流れ解析によるブレーキロータ冷却能力の向上*

志満津 孝^{*1}, 片桐 晴郎^{*1}, 坂本 繁^{*2}
志水 英敏^{*2}, 篠田 徹^{*3}Cooling Performance Improvement of Brake Rotors
by Analysis of Flow Phenomena in Vent HoleTakashi SHIMAZU, Haruo KATAGIRI, Shigeru SAKAMOTO,
Hidetoshi SHIMIZU and Tooru SHINODA

Improving a cooling capacity is the most important technique to develop highly efficient automotive brake rotors. We have developed new methods of analyzing flow phenomena in vent holes of brake rotors. Using these analysis methods, we have realized new brake rotors with a higher cooling performance than those of conventional brake rotors, by 18%.

Key Words: Flow Visualization, Velocity Distribution, Digital Image Processing, Blower, Heat Transfer Enhancement

1. は じ め に

近年, 車両の高性能化・動力性能向上とともに, 高速安定性および制動能力向上への要求が高まり, ディスクブレーキには安定した制動性能が望まれている。特に高速走行からの制動頻度が増えるにつれ制御エネルギーによるロータへの熱負荷が急増し, 制動能力低下等の原因となるロータの高温化が注目されてきた。

一方, 最近のロータの大形化に伴うばね下荷重増加は, 操縦安定性能と低燃費化の妨げとなり, ロータ軽量化も重要な因子となってきた。そこで, ロータ軽量化と冷却能力向上を両立する技術開発が必要となってきた。

従来, ロータの熱問題に関する研究として熱伝導解析を用いた温度分布・熱応力予測等の報告がなされている⁽¹⁾⁽²⁾。しかし, 熱応力・熱変形解析に必要なロー

タ温度分布の推測を目的としており, 具体的なロータ冷却能力改良に対する検討は行われていない。一般に, 冷却能力の改良は, 試作ロータを用いた温度評価実験によるものがほとんどであり, ロータ周辺の流れ, 熱現象に注目した冷却改善に関する報告例は少ない。そこで, 著者らは冷却への寄与が大きいベントホール部(図1)に注目し, 回転中のベントホール内流れ現象の解析手法を開発するとともに, 現象把握により高冷却形ブレーキロータ開発への知見を得ることを目的とする。本論では, ロータフィン形状を低コスト化に有

Fig. 1 A schematic of conventional straight fin rotor

* 原稿受付 1998年6月8日。

^{*1} 正員, (株)豊田中央研究所機械1部 (☎ 480-1192 愛知県愛知郡長久手町)。^{*2} トヨタ自動車(株)第2車両技術部 (☎ 410-1107 福野市御宿1200)。^{*3} アイシン高丘(株)第2開発部 (☎ 473-8501 豊田市高丘新町天王1)。

E-mail: eo879@mosk.tytlabs.co.jp

効なストレートフィンに限定した。一般にブレーキロータは、砂型作製、鋳造、砂抜き、機械加工(しゅう動面など)の手順により製作される。この中で、ベントホール部分の鋳造、砂抜きはフィン形状により作業性が大きく異なり、複雑形状ではコスト増の大きな要因となる。ストレートフィン、鋳造、砂抜きが比較的容易であることから世界的に一般ロータ形状とされている。

2. ベントホール部の流れ解析手法の開発

回転中の流れ現象を解析する手法として、風向・風速計測技術(局所)と可視化・流速分布計測技術(二次元)の二本立ての開発を行った。計測対象として風向・風速計測には実機ロータを、可視化・PIV計測には外部から可視化可能な評価モデルを使用した。ブレーキロータベントホール内流れの基本特性を明確にするため、風速計測および可視化・PIV計測は、外部強制流(車速に対応した強制風等)のない条件において実施した。36枚の放射状ストレートフィンをもつ量産タイプロータ(15 inch サイズ)を対象に解析を行い、ベントホール内流れの特徴、冷却性に関する問題点および影響因子の抽出を行った。

2.1 実機ロータを用いた風向・風速計測技術

回転する実機ロータの作動状態(空気中)におけるベ

Fig. 2 A principle of measurement

Fig. 3 Air velocity and direction sensor

ントホール内流れを定量的に計測するため、著者らは自社開発の熱電式風速センサの原理⁽³⁾(図2)を応用した風向・風速センサ(図3)および小形風速分布センサ(図4)を試作した。計測原理は、一定電流で加熱された熱細線(a)(線径50 μm)の温度を気流温度を冷接点(c)とした熱電対(A), (C)(線径25 μmおよび30 μm)により直接計測し、その冷却状態の違いから風速を算出するものである。計測は、あらかじめ用意した検出電圧と風速の検定式により算出した。実機車載状態における本解析対象のようにブレーキングによる発熱や気流の温度変化を伴う環境での計測に有効なセンサである。なお、今回開発したセンサの使用温度限界は、基板、接着材の耐熱性から約100℃である。

開発センサを回転する実機ロータに埋め込み、ベントホール入口での風向・風速と出口近傍での風速分布(4点)を計測した。各センサの取付方法を図5に示す。両センサともヒータ電流(直流200 mA)を直列に配列し、水銀スリップリングを介して回転場と静止場間で入出力のやりとりを行った。

風向・風速センサは2本の独立したセンサを直角に配置し、両センサの出力値から計測位置での風向と風

Fig. 4 Air velocity distribution sensor

Fig. 5 A schematic of straight fin rotor with air velocity and direction sensors

速を計測する。計測は、あらかじめ用意した2本のセンサの関係式により算出した。風向・風速センサの計測誤差は、風向 $\pm 2^\circ$ 以内、風速 $\pm 4\%$ 以内である。また狭いペントホールの内周側への取付けが可能なよう小形・軽量にした。

風速分布センサは、流れに対する抵抗、乱れを最小限にするため取付部であるペントホール外周側断面と同一形状のフレーム内に十分細い4本の独立したセンサを軸方向中心部に配置し、各センサの出力から各位置での風速分布を計測した。風速分布センサにおける計測誤差は、 $\pm 4\%$ 以内である。

2.2 流れの可視化・流速分布計測 回転するペントホール内流れを可視化・PIV計測するため実機ロータを可視化可能な評価モデルに代替した。評価モデルは、ペントホール内の流れを外部より直接観察するため実機と同形状・同サイズの透明アクリル製とした。また形状パラメータの影響検討を考慮し、組立式モデルとした。

実機ブレーキロータの作動域が、空気中において最大約2500 rpm [280 km/h] であることから空気流計測では適切なシード粒子を選択することが難しい。また高速・高回転な現象であり撮影・観察時に撮影速度等の制約と多くのノウハウが必要となる。そこで著者らは、計測対象を水流れに置換え可視化・計測を行った。回転レイノルズ数による空気流れと水流れのアナロジーは、代表的な計測条件での風速計測結果とPIV計測結果の対比により確認した。水中置換後の実験条件は、空気中回転数の約16分の1に設定した。

可視化・計測に使用したシステムの概略を図6に示す。使用する水槽は、ロータ周りの流れ現象を乱さないため内壁・底との距離を考慮し十分大きなものとし

Fig. 6 Outline of visualization methods

た。可視化手法として、油膜法と粒子トレーサ法による観察、流速分布計測としてPIV計測を行った。

油膜法は壁面に均一に塗布した油膜の変化から面近傍での流れパターンを観察する手法である。よどみ領域の境界やはく離現象の有無等を推定する場合に有効となる。壁面近傍の流れ現象は、熱伝達現象に最も影響するものとして注目した。油膜法は、以下の手順で行った。

- (1) あらかじめ均一に油膜を塗布し評価装置に取付ける。
- (2) 直流モータにより一定時間駆動する。
- (3) 静止場に取り出し観察を行う。

粒子トレーサ法は、対象流体を流れに追従する粒子により懸濁し、その流れパターンから流れ現象を解析する手法であり、特に主流観察に適する。本計測では、油膜法により回転するペントホール内流れを準二次元流れとみなせることをあらかじめ確認したうえで軸と直交する断面での二次元流速分布計測を行った。トレーサ粒子として直径0.1~0.5 mmのスチレン粒子(比重1.03)を使用した。トレーサ法は、以下の手順で行った。

- (1) ロータモデルを直流モータにより駆動する。
- (2) ロータモデルと平行にスリット光線を入射する。
- (3) ロータ正面より観察を行う。

PIV計測は、トレーサ法より得られた時間的に連続する可視化画像を用い、画像処理により流速分布を計測する手法である。本計測では最近傍法による粒子対応付けを行い、粒子の軌跡から速度情報を求めた(図7)。

粒子間移動量を粒子密度に対して十分小さく、粒子の画像ブレを抑える目的から高速ビデオカメラを用いて1000コマ/s、シャッタースピード200 μ sで高速に撮影した。回転中のペントホール内流れを計測する目的

Fig. 7 PIV algorithm

から、PIV 計測は以下の手順で行った。

- (1) 各時間ごとの粒子座標を抽出する。
- (2) 各時間ごとのベントホールフィン座標を抽出する。
- (3) 画像間における粒子の対応付けを行い、絶対座標系における速度ベクトル V_i を算出する。
- (4) 画像間におけるベントホールフィンの対応付けを行い、フィン移動量を検出し、ロータ回転に起因する速度ベクトル V_f を算出する。
- (5) 上記 V_i , V_f を用い、ベントホール基準位置に対する相対座標に変換し、ホール内における流れ情報 V を算出する。

得られた速度ベクトルを水と空気のアナロジーを用い変換し、空気中での流速分布を推定する。さらに風速計測結果との対比から、PIV 計測の妥当性(粒子追従性, 処理方法, 計測条件等)を確認した。

3. ストレートフィンロータのベントホール内流れ

3.1 風向・風速計測結果 ベントホール内周側入口(中心)における風向・風速計測結果を図8に示す。流れは入射角 $40 \sim 45^\circ$ で流入し、回転数に対しほぼ一定の値を示した。風速は回転数に対し直線的に増加している。

ベントホール外周側出口(断面)における風速分布計

Fig. 8 Inlet air velocity and direction angle in vent hole of a straight fin rotor

測結果を図9に示す。各センサ位置における風速は回転数に対し、直線的に増加している。しかし、同一回転数における各位置での風速にはかなりの分布が存在し、ベントホール内流れは不均一な流れになっていることがわかる。さらに内周位置で実測した相対風速および周速度の速度三角形より入口風向値を求めたところ計測結果とよく対応した。これは内周における風向が、ベントホール内周での周方向速度ベクトルと絶対風速ベクトルの合成角度によって決められていることを示している。

3.2 可視化結果 油膜法により得られたベントホール壁面近傍での流れパターンを図10に、PIV 計測により得られたベントホール主流の速度分布を図11に示す。前述の同一回転条件における内周・外周計測位置での風向・風速計測結果と比較したところ、風向・風速ともにより一致を示した。これは、本解析における水流と空気流のアナロジーが成立することを

Fig. 9 Outlet air velocity distribution in vent hole of a straight fin rotor

Fig. 10 Oil-film pattern in vent hole of a straight fin rotor

Fig. 11 Velocity distribution in vent hole of a straight fin rotor

意味する。また粒子トレーサ法と PIV 計測の組合せにより、二次元定量化データを簡易的に得られることを確認した。このデータは、冷却能力に大きな影響を与える熱伝達率分布推定に有効となる。

可視化結果よりストレートフィンタイプのベントホール内流れでは図 12 に示すように、

- (1) 入口部において入射角 $40\sim 45^\circ$ で流入
- (2) 負圧側フィン入口端ではく離が発生
- (3) 広いよどみ領域が存在
- (4) 主流領域は非常に狭い
- (5) 負圧側出口部に外部流れとの干渉による流入が発生

等の特徴が明らかになった。

4. 高冷却形ブレーキロータ

4.1 ストレートフィンロータの改良点 流れ解析結果から大きく二つの課題が判明した。

(1) ベントホール入口部におけるはく離現象に起因し、流入通路抵抗が増加、冷却風量が減少する。

(2) 主流の偏り、広いよどみ域の存在に起因し、伝熱面積の利用効率が低く、冷却能力が低下する。

そこで、改良点としてベントホール入口部におけるはく離の抑制、流れの均一化に注目し、高冷却形ブレーキロータ形状探索を実施した。

4.2 ロータの開発 ストレートフィンロータにおける流れ解析結果より得られた知見をもとに、2種類のロータ形状を提案した。提案したロータベントホール形状(TYPE-A, TYPE-B)および諸元を図 13, 表 1 に示す。また各ベントホール形状の設計コンセプトを以下にまとめる。

(1) TYPE-A TYPE-A は、ベントホール内における流れの均一化に注目し、よどみ域の大幅な削減を目的とする。形状は、よどみ域への流れの注入をねらい、ストレートフィンロータをベースにフィン中間部に圧力回復孔を設置した。回復孔のねらいは、可視化結果からもわかるようにフィン圧力側と負圧側の

流速レベルが大きく異なることを利用し、両者間の圧力差によりフィン間での流れを発生させることにあたる。また発生した流れはフィン負圧面側におけるよどみ域の低圧状態を改善し、流れの再付着促進も期待できる。回復孔は、よどみ減少効果を最大限に生かせるよう入口付近に配し、孔幅は鋳造可能な最小幅とした。

本検討ロータは従来形状をベースにしておりロータ取付位置の左右を問わず、低コストでの冷却性能改良が期待できる。

Table 1 A specification of new brake rotors with improved cooling capacity

Shape	Number	Diameter		Pressure Recovery Hole	
		Inner mm	Outer mm	Center Diameter mm	Width mm
Straight	36	$\phi 165$	$\phi 275$		
TYPE-A	36	$\phi 165$	$\phi 275$	$\phi 200$	6
TYPE-B	36	$\phi 165$	$\phi 275$	$\phi 200$	6

Fig. 13 A Schematic of new brake rotors with improved cooling capacity

Fig. 12 Flow pattern in vent hole of a straight fin rotor

(2) TYPE-B TYPE-Bは、ベントホール入口部における流入抵抗低減に注目し、はく離現象の抑制を目的とする。形状は、計測・可視化結果を考慮し、TYPE-Aロータをベースにベントホールフィンを導入する流れ方向に沿わせて配置した。それにより入口フィンと流れの相対角度を小さくし、入口部でははく離抑制が期待できる。一方、流れとフィンの相対角度が小さい場合、圧力回復孔による効果が低下することが予想される。そこで圧力回復孔による流れ均一化効果を促進する目的から内周フィンに対し外周フィン取付角度を回転方向前方へ傾斜させ、圧力差の増加を図った。

4・3 可視化による効果確認 提案ブレイキロータに対し、油膜法による可視化、トレーサ粒子法によるPIV計測を実施した。可視化・計測結果を図14に示し、流れの特徴を以下にまとめる。

(1) TYPE-A ベントホールフィン圧力側、負圧側間の圧力差によりよどみ域への流れを形成した。また発生した流れによりよどみ域内の圧力が上昇し、入口部における再付着を促進している。その結果、よどみ領域を約50%減少することができた。その一方で、圧力回復孔より外周側に新たなはく離現象が発生し、よどみ域が残っている。

Fig. 14 Result (Experiment)

(2) TYPE-B ベントホール入口フィンに沿った流れを形成し、入口部におけるはく離現象をほぼ抑えることができた。また圧力回復孔の均一化効果によりベントホール外周への断面積拡大によるよどみの発生を最小限に抑えることに成功した。その結果、流入抵抗低減と伝熱面積利用効率向上の両立が期待できる。

4・4 ロータ冷却能力試験 提案した2種類のベントホールフィン形状についてロータ冷却能力試験により冷却能力の優劣を判断した。一般に使用されているブレイキロータでは、ビオ数 Bi は約0.13となる[材質：鋳鉄：熱伝導率約 $50 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$ 、代表寸法約 135 mm 、熱伝達率約 $50 \text{ W/(m}^2\cdot\text{K)}$]。そこで準定常現象として扱うこととする。しゅう動面・ベントホールからなるロータしゅう動部のみを内部温度分布の存在しない質点として扱い、その温度変化から求めた冷却能力 αA により比較を行った。このときの代表温度 T はロータしゅう動部中央における測定温度を使用した。以下に使用した計算式を示す。

$$\frac{T - T_{\text{air}}}{T_1 - T_{\text{air}}} = e^{-\frac{\alpha A}{WC}t}$$

T : ロータ温度変化 $^{\circ}\text{C}$

T_1 : 冷却開始温度 $^{\circ}\text{C}$

T_{air} : 周囲空気温度 $^{\circ}\text{C}$

α : 熱伝達率 $\text{W/m}^2\cdot\text{K}$

C : 比熱 $\text{J/kg}\cdot\text{K}$

A : しゅう動部全伝熱表面積 m^2

W : 重量 kg

t : 経過時間 s

冷却能力評価は十分に周囲空気温度およびロータ固定軸温度が安定した後に昇温・冷却を数回行う。本評

Fig. 15 Comparison of rotor cooling capacity (Experiment)

価における冷却能力のばらつきは、5%以下であった。

図 15 は、提案したブレーキロータ (TYPE-A, TYPE-B) の冷却能力を従来からよく用いられている 36 枚のストレートフィン (従来品) と比較したものである。

高冷却ブレーキロータは、冷却能力が重要な高速走行条件 (1 275 rpm) において従来タイプのストレートフィンロータに比べ、TYPE-A で 14%、TYPE-B では 18% の冷却能力向上を確認した。これは、TYPE-A では流れの均一化による伝熱面積利用効率向上のため、また TYPE-B では伝熱面積利用効率向上と入口流入抵抗低減による送風能力向上 (流量増加) によるためと考えられる。

5. ま と め

- (1) 回転するベントホール内の流れ現象を定量的

に把握・解析する手法を新たに開発した。

- (2) ベントホール内流れ現象より熱現象を推測し、ブレーキロータ冷却能力向上の改良指針を得た。

- (i) 入口はく離の抑制による流量増加

- (ii) よどみ域縮小による冷却面積利用効率の向上

- (3) 高冷却形ブレーキロータを開発・設計し、冷却能力向上およびベントホール内流れの改良を確認するとともに本解析手法の有用性を明らかにした。

文 献

- (1) Fukano, A. and Matsui, H., Development of Disc Brake Design Method Using Computer Simulation of Heat Phenomena, *SAE Paper*, No. 860634 (1986).
- (2) Sheridan, D. C., Approaches to the Thermal Modeling of Disc Brakes, *SAE Paper*, No. 880256 (1988).
- (3) 片桐晴郎, 熱電式風速・風温センサ, 自動車技術会中部支部報, No. 33 (1984), 55-60.