逆解析を用いたブレーキパッド接触面圧分布の内外面個別同定

INDIVIDUAL IDENTIFICATION OF CONTACT PRESSURE DISTRIBUTION OF INNER AND OUTER BRAKE PAD USING INVERSE ANALYSIS

井上 正則¹⁾, 天谷 賢治²⁾, 大西 有希³⁾, 中川 裕喜⁴⁾, 羽鳥 公一⁵⁾

Masanori INOUE, Kenji AMAYA, Yuki ONISHI, Yuki NAKAGAWA and Koichi HATORI

1) 曙ブレーキ工業(株)	(〒 348-8508	羽生市東 5-4-71,	E-mail: m_inoue@akebono-brake.com)
2) 東京工業大学工学院システム制御系	(〒 152-8550	目黒区大岡山 2-12-1-W8-36,	E-mail: kamaya@a.mei.titech.ac.jp)
3) 東京工業大学工学院システム制御系	(〒 152-8550	目黒区大岡山 2-12-1-W8-36,	E-mail: yonishi@a.mei.titech.ac.jp)
4) 東京工業大学工学院システム制御系	(〒 152-8550	目黒区大岡山 2-12-1-W8-36,	E-mail: ynakagawa@a.mei.titech.ac.jp)
5) 曙ブレーキ工業(株)	(〒 348-8508	羽生市東 5-4-71,	E-mail: k-hatori@akebono-brake.com)

A novel method to identify each inner and outer side of contact pressure distribution between brake pads and the rotor is proposed. The proposed method identifies unknown contact pressure distribution from minute rotor deformation measured with sensors integrated in the rotor. Since the rotor deformation is expected to be minute, a displacement magnifier is developed. In order to identify inner and outer side of contact pressure distribution individually, geometries of the rotor and the displacement magnifier are proposed. Tikhonov regularization is employed in order to overcome ill-posedness. The verification of the proposed method is numerically performed using FEM. Identified contact pressure distribution is well-correlated to exact contact pressure distribution and feasibility of this method is confirmed.

Key Words: Inverse Analysis, Contact Pressure Distribution, Automotive Brake System

1. 緒言

自動車用ディスクブレーキにおいて,制動中のブレーキ パッド-ロータ間の接触面圧分布はブレーキの諸性能に大き く影響する.接触面圧の大小及びその分布は摩擦力,ブレー キパッドの摩耗⁽¹⁾,発熱量やブレーキ鳴き⁽²⁾等に影響する ためである.ブレーキ開発の現場において制動中の接触面 圧分布は重要な情報であり、測定手法の開発が要求されてき た.しかしながら、制動中のブレーキパッドとロータの間に は摩擦が発生しているため,接触界面に触覚センサ⁽³⁾など を挟んで接触面圧分布を直接測定することは困難である.

そこで,ブレーキパッド内部に触覚センサを埋め込み,荷 重に伴う触覚センサの静電容量の変化から制動中の接触面圧 分布を測定する手法⁽⁴⁾が提案されている. Kim らの提案で はブレーキパッドを厚さ方向に2分割し,間に触覚センサを 挟み込む方法で測定装置を構築している. この場合はブレー キパッドとロータとの接触面から離れた位置に触覚センサを 組み込むため, 触覚センサにより得られる測定データは真 の接触面圧分布とは異なる懸念がある.また、ブレーキパッ ドを厚さ方向に2分割するためブレーキパッドの曲げ剛性が

2016年10月2日受付, 2016年11月1日受理

大きく変化し, それに伴って接触面圧分布が変化する懸念が ある.

それに対して、筆者らはロータ内部にセンサを組み込み、 接触面圧に伴うロータの変形から逆解析を用いて接触面圧分 布を同定する手法⁽⁵⁾⁽⁶⁾を提案した.この手法ではブレーキ パッドに特別な加工を施す必要がなくなるため、接触面圧分 布の同定精度向上が期待される.しかしながら、ロータの内 面及び外面に作用する接触面圧分布を個別に同定することは 困難であった.一般的にデイスクブレーキではロータ内外面 に作用する接触面圧分布は異なると考えられるため、それぞ れを個別に同定する手法が必要とされている.

そこで,本研究では逆解析を用いてロータ内外面に作用 する接触面圧分布を個別に同定する手法を提案する. すなわ ち、ロータ及びセンサの構造を工夫しセンサの感度に方向性 を持たせることで, ロータ内外面に作用する接触面圧分布を 精度良く個別に同定する.提案手法の実用化に向けて数値実 験により提案手法の実現可能性を検証する.

2. ブレーキパッド-ロータ間の接触面圧分布の概要 本章では、内外面のブレーキパッド-ロータ間の接触面圧

分布に差異が生じる要因について述べる.一般的な自動車 用ディスクブレーキの概略図とその断面図を Fig.1 に示す. ディスクブレーキは主にロータ,ブレーキパッド,ピストンと キャリパで構成されている.制動の際にはキャリパの作用によ り,ブレーキパッドが回転しているロータに押し付けられる. Fig.1 の断面図に示すように,一般的なディスクブレーキは 1つのピストンと2つのキャリパの爪を用いてブレーキパッ ドをロータに押し付ける.すなわち,ブレーキパッドにかか る力は3点曲げに類似したものとなり,内外面それぞれのブ レーキパッドの接触面圧分布は異なることが推測される.



Fig. 1 Schematics of the general disc brake system for automotives and the cross section of the brake caliper.

3. 接触面圧分布の同定手法

本章では、内外面のブレーキパッド-ロータ間の接触面圧 分布を、逆解析を用いて個別に同定する手法を説明する.提 案手法の流れを Fig.2 に示す. 3.1 節では接触面圧に伴うロー タの微小変形を測定する手法について述べる. 3.2 節ではセ ンサの感度に方向性を付与する手法について述べる. 3.3 節 では観測方程式の構築について述べる.



Fig. 2 Flow diagram of the proposed method.

3.1. ロータ微小変形の測定手法

筆者らは接触面圧に伴うロータの厚さ方向の変形量を測定 データとし、逆解析を用いて未知の接触面圧分布を同定する 手法を提案した⁽⁵⁾⁽⁶⁾.本研究の提案手法を説明する上で提 案されたロータ微小変形の測定手法は重要であるため、本節 にて改めて示す.Fig.3に、ロータ内部に組み込んだセンサ 配置の概略図を示す.制動中はロータが回転しているため、 センサがブレーキパッドの接触面をスキャンすることで接触 面全面の測定データを得ることができる.なお、ロータの回 転角は側面に取り付けた光エンコーダにて測定する.

制動中のロータ変形量は微小であり,通常のひずみゲージ を用いた測定手法では感度が低く S/N 比の高い測定データ が得られない懸念がある.そこで,本研究ではロータの変形 量を約10倍に拡大してひずみゲージに伝達する変位拡大機構を提案する.変位拡大機構の概略図をFig.4に示す.本変 位拡大機構はコンプライアントメカニズム⁽⁸⁾を用いた2組 のテコによりロータ変形量を拡大する.この機構は外骨格 生物の触覚器官である campaniform sensillum⁽⁹⁾を参考にし た.ロータの微小変形を受けた際の変位拡大機構の動作を Fig.5に示す.ロータの微小変形はFig.5に示す第1レバーに 作用し変形量は約2.5倍に拡大される.第1レバーの出力は 第2レバーに伝達され変形量は約4倍に拡大されひずみゲー ジに作用する.すなわち,ロータの微小変形量は約10倍に 拡大されてひずみゲージに伝達される.これによりS/N比 の高い測定データを得ることが可能となる.



Fig. 3 Schematic of sensors location. Sensors measure rotor deformation along z axis.



Fig. 4 Schematics of the displacement magnifier.



Fig. 5 Schematic of the deformed displacement magnifier.

3.2. 感度に方向性を付与したセンサの開発

内外面の接触面圧分布を個別に同定するためには,それ ぞれの面に対応する個別のセンサが必要である.しかしなが ら,筆者らが提案した測定手法⁽⁵⁾⁽⁶⁾ではセンサの感度は内 外面で同一であり,センサ出力から内面及び外面の接触面圧 分布を分離することは困難である.そこで,本研究では既存 の測定手法に工夫を施すことでセンサの感度に方向性を与 え,ロータの内外面それぞれに対応する個別のセンサを構築 する手法を提案する. すなわち,加工によるロータの剛性変 更と変位拡大機構の形状の工夫によりセンサ感度に方向性を 持たせる手法を新たに提案する.

まず,加工によるロータの剛性変更について述べる.Fig.6 に穴加工によるロータの剛性変更の概略図を示す.ロータに はセンサを組み込むための穴と剛性を変更するための穴を 加工する.右側のセンサ組み込み穴にはロータ内面の剛性を 低下させる2つの小さな穴を加工し,センサの内面側の感度 を向上させる.外面側のセンサの感度を向上させる場合は, 左側のセンサ組み込み穴のようにロータの外面に穴を加工す る.穴加工によりロータの剛性が低下するため接触面圧を受 けた際の変形量が増加する.これによりセンサの感度に方向 性を持たせることが可能となる.



Fig. 6 Schematic of the stiffness manipulation to emphasize sensitivity of the specific surface of the rotor.

次に,変位拡大機構の形状の工夫について説明する.Fig.7 に変位拡大機構の形状の概略図を示す.Fig.7(a) にセンサ組 み込み穴と変位拡大機構の接触箇所を示す.接触箇所は二等 辺三角形の頂点に位置する.Fig.7(b) 及びFig.7(c) にそれぞ れロータ外面と内面に点荷重を作用させた際の変形の概略図 を示す.



Fig. 7 Schematic of the modified displacement magnifier to emphasize sensitivity of the specific surface of the rotor.

ロータ外面及び内面に点荷重を作用させた際の変位拡大機構 の変形量を,それぞれ Fig.7(b) に示す dx と Fig.7(c) に示す dy とする.ロータ内面側の接触箇所はロータ変形が比較的 小さい箇所であるため, dy は dx より小さくなる.これによ りセンサの感度に方向性を持たせることが可能となる.

本提案の効果を定量的に確認するために有限要素解析を 実施する.すなわち、ロータの最外周の様々な位置に点荷重 を作用させた際のセンサ出力を計算する.計算結果を Fig.8 及び Fig.9 に示す.有限要素解析の条件に関しては 4.1 節で 述べる. なお, このような点荷重に対するセンサ出力の波形 を以降は点荷重応答関数と呼ぶ. Fig.8 及び Fig.9 はそれぞ れ内面及び外面に点荷重を加えた際の計算結果であり, 赤線 及び青線はそれぞれ内面に感度の方向性を持たせたインナセ ンサと外面に感度の方向性を持たせたアウタセンサの出力で ある. Fig.8 及び Fig.9 から, インナセンサはロータ内面の 感度が高くアウタセンサはロータ外面の感度が高いことがわ かる. すなわち, 提案手法によりセンサの感度に方向性を持 たせることが可能であることが確認できた. なお, アウタセ ンサ及びインナセンサは点荷重応答関数を計算した領域の中 央からそれぞれ-16 度と 8 度位相がずれた箇所に組み込まれ ている.



Fig. 8 An example of point load response functions. Point load is applied on the inner surface.



Fig. 9 An example of point load response functions. Point load is applied on the outer surface.

3.3. 観測方程式の構築

想定されるロータの変形は微小であるため、その変形は弾 性変形でモデル化できる.すなわち、接触面圧とロータ変形 の関係は線形であり、任意の接触面圧分布に対するセンサの 出力は点荷重応答関数の畳み込み積分で表すことができる. 観測方程式を式(1)に示す.

$$\boldsymbol{y} = \boldsymbol{H}\boldsymbol{x} \tag{1}$$

$$\boldsymbol{y} = [\boldsymbol{y}_{oR_1}, ..., \boldsymbol{y}_{oR_{s_o}}, \boldsymbol{y}_{iR_1}, ..., \boldsymbol{y}_{iR_{s_i}}]^{\mathrm{T}}$$
 (2)

$$\boldsymbol{y}_{oR_{j}} = \begin{bmatrix} y_{oR_{j}\theta_{1}}, ..., y_{oR_{j}\theta_{n}} \end{bmatrix}^{\mathrm{T}}$$
$$\boldsymbol{y}_{iR_{k}} = \begin{bmatrix} y_{iR_{k}\theta_{1}}, ..., y_{iR_{k}\theta_{n}} \end{bmatrix}^{\mathrm{T}}$$
$$\boldsymbol{x} = \begin{bmatrix} \boldsymbol{x}_{oR_{1}}, ..., \boldsymbol{x}_{oR_{p_{o}}}, \boldsymbol{x}_{iR_{1}}, ..., \boldsymbol{x}_{iR_{p_{i}}} \end{bmatrix}^{\mathrm{T}}$$
$$\boldsymbol{x}_{oR_{j}} = \begin{bmatrix} x_{oR_{j}\theta_{1}}, ..., x_{oR_{j}\theta_{m_{o}}} \end{bmatrix}^{\mathrm{T}}$$
$$\boldsymbol{x}_{iR_{k}} = \begin{bmatrix} x_{iR_{k}\theta_{1}}, ..., x_{iR_{k}\theta_{m_{i}}} \end{bmatrix}^{\mathrm{T}}$$
$$\boldsymbol{H} = \begin{bmatrix} \boldsymbol{h}_{oo} \quad \boldsymbol{h}_{oi} \\ \boldsymbol{h}_{io} \quad \boldsymbol{h}_{ii} \end{bmatrix}$$
(4)

Fig.10 に示すように, s_o 個のアウタセンサ及び s_i 個のイ ンナセンサがそれぞれロータの R 方向に順に組み込まれて いるとする.ここで,観測量ベクトル y は式 (2) に示すよう にアウタセンサの出力を示すベクトル y_o 及びインナセンサ の出力を示すベクトル y_i を,最内周に組み込んだセンサの 出力 (y_{oR_1} 及び y_{iR_1}) から最外周に組み込んだセンサの出力 ($y_{oR_s_o}$ 及び $y_{iR_s_i}$) まで順に並べたものである.最内周から j番目及び k 番目の位置に組み込んだアウタセンサ及びイン ナセンサの出力ベクトルには,それぞれロータ回転角毎に得 られる出力が n 個含まれる.

接触面圧分布を同定する領域を, Fig.10 に示すように R方向に外面と内面でそれぞれ p_o 個及び p_i 個に, θ 方向に外 面と内面でそれぞれ m_o と m_i 個に離散化する. ここで, 未 知パラメータ x は式 (3) に示すように外面の接触面圧を示す ベクトル x_o と内面の接触面圧を示すベクトル x_i を, 最内 周 (R_1) から最外周 $(R_{p_o}$ 及び $R_{p_i})$ まで順に並べたものであ る.最内周からそれぞれ j 番目及び k 番目に位置する外面及 び内面の接触面圧分布ベクトルは, 離散化された接触面圧分 布を θ 方向に順に並べたものである.



Fig. 10 Schematic of discretized identification areas.

観測行列 H は式 (4) に示すように大きく4つの小行列に 分けることができる. h_{oo} 及び h_{io} は,外面に作用する接触 面圧に対してそれぞれアウタセンサ及びインナセンサの出力 を返す行列である. h_{oi} 及び h_{ii} は内面に作用する接触面圧 に対してそれぞれアウタセンサ及びインナセンサの出力を返 す行列である. H の各列ベクトルは,式(3) に示す x の一 つの要素のみに単位面圧が作用した際に得られるセンサの出 力である. したがって, H は Fig.8 及び Fig.9 に示すような 点荷重応答関数を列ベクトルに持つ Toeplitz 行列となる.

3.4. 逆解析の適切化手法

本問題は悪条件であるので, Tikhonov の正則化⁽⁷⁾を用 いて解の安定化を図る. すなわち Tikhonov 汎関数を式(5) のように設定する. Tikhonov 汎関数の最小解は式(6)のよ うになる.

$$\boldsymbol{J} = |\boldsymbol{H}\boldsymbol{x} - \boldsymbol{y}|^2 + \alpha |\boldsymbol{x} - \bar{\boldsymbol{x}}|^2$$
(5)

$$\hat{\boldsymbol{x}} = \arg\min \boldsymbol{J}(\boldsymbol{x}) = (\boldsymbol{H}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{H} + \alpha \boldsymbol{I})^{-1}(\boldsymbol{H}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{y} + \alpha \bar{\boldsymbol{x}}) \qquad (6)$$

ここでαは正則化パラメータを, **I**は単位行列を示す. *x* は、ブレーキ液圧、ピストン断面積及びブレーキパッド接触 面積から求められる接触面圧の平均値である. なお, 正則化 パラメータ α は L-curve 法 ⁽¹⁰⁾ にて決定する.

4. 数値実験による同定手法の検証

本章では有限要素法を用いた数値実験により提案手法の実 現可能性を検証する.4.1節では有限要素解析の条件につい て示す.4.2節では点荷重応答関数の計算について示す.4.3 節では模擬測定データの計算について示す.4.4節では模擬 測定データを用いて接触面圧分布の同定を行い,提案手法の 検証を行う.

4.1. 有限要素解析の条件

提案手法の検証に用いた有限要素モデルについて示す.本 モデルは自動車用ディスクブレーキのロータを模したもので あり,計算の際の拘束条件は実車と同じくホイール取付面及 びハブ取付面の完全拘束としている.ヤング率は120 GPa, ポアソン比は0.3とし実際のロータの材料である鋳鉄を模擬 している. 形状は Fig.10 に示したものと同一である. 観測 行列を計算する領域は Fig.10 に示す黄色の領域である.領 域は R 方向に 5 分割 ($s_o = s_i = 5$), Fig.10 中の θ 方向に約 1.4 度ステップで 85 分割 (n = 85) とし、ロータの内面及び 外面にそれぞれ設定する. インナセンサ及びアウタセンサ をそれぞれ5個ずつ R 方向に均等に配置する. 接触面圧分 布を同定する領域は Fig.10 に示す赤い領域である.領域は R方向に5分割 ($p_o = p_i = 5$), θ 方向に約 1.4 度ステップ で 34 分割 ($m_o = m_i = 34$)とする. 今回はブレーキパッド の接触位置は既知であり、接触面圧分布を同定する領域はブ レーキパッドの接触位置と同一とする.想定するロータ回転 数は低速 (数 RPM) であるため,計算は線形静的構造解析 (NASTRAN SOL101) にて行う. なお,離散化された領域の 径方向位置には Fig.10 に示すように内周から外周へ R1 から R5と順に識別番号をつける.

4.2. 点荷重応答関数の計算

実機ではブレーキパッドは固定されておりロータは回転し ている.相対的に見れば固定されたロータに接触面圧が回転 しながら作用していることになる.そこで,点荷重応答関数 を計算する際には,離散化した各領域に順番に単位圧力を作 用させセンサの出力を計算する.さらに,実機測定の際に発 生するノイズを模擬した正規乱数を計算結果に加え点荷重応 答関数とする.実機にて真の点荷重を発生させることは困難 であるため,今回は有限の大きさ(10×約3 mm)を持つ離散 化された1領域に単位圧力を作用させ点荷重の代用とした, この時のセンサ出力の単位は m/Paとなる.Fig.11 に正規 乱数を加えた点荷重応答関数の一例を示す.Fig.11 は R 方 向の R5(最外周)の位置に点荷重を作用させた際の各インナ センサの出力波形を模擬したものである.正規乱数の標準偏 差は知見⁽⁵⁾⁽⁶⁾により点荷重応答関数の最大変形量の1%と する.



Fig. 11 Simulated point load response functions of all inner sensors. Point load is applied on inner surface at R5.

4.3. 模擬測定データの計算

Fig.12 に外面及び内面に作用させた既知の接触面圧分布 を示す.既知の接触面圧分布を回転させつつ作用させセンサ の出力を計算する.点荷重応答関数と同様に計算結果に正規 乱数を加えて模擬測定データとする.インナセンサ及びア ウタセンサの出力の模擬測定データをそれぞれ Fig.13 及び Fig.14 に示す.この時のセンサ出力の単位は m である.



Fig. 12 Exact contact pressure distribution applied on outer(a) and inner(b) surface.



Fig. 13 Simulated output of inner sensors.



Fig. 14 Simulated output of outer sensors.

4.4. 同定結果

Fig.15 に L-curve 法の結果を示す. 今回の正則化パラメー タ α は,ほぼ変曲点に位置する値である 5.0 × 10⁻²⁶ m²/Pa² とした. なお,センサ出力の単位,接触面圧の単位及び観測 行列の単位はそれぞれ m, Pa と m/Pa となり,式 (5) から αの単位は m²/Pa² となる.逆解析により同定した R1 から R5の接触面圧分布をそれぞれ Fig.16 から Fig.20 に示す.実 線及び点線はそれぞれ接触面圧分布の正解値と同定結果を示 す.赤線及び青線はそれぞれ内面と外面の接触面圧分布を示 す.Fig.21 に外面及び内面の接触面圧分布の同定結果をコン ター図で示す.同定結果は既知の接触面圧分布と良く一致し ており.提案手法の実現可能性を検証することができた.



Fig. 15 Result of L-curve method.



Fig. 16 Exact and identified contact pressure distribution on R1.



Fig. 17 Exact and identified contact pressure distribution on R2.



Fig. 18 Exact and identified contact pressure distribution on R3.



Fig. 19 Exact and identified contact pressure distribution on R4.



Fig. 20 Exact and identified contact pressure distribution on R5.



Fig. 21 Contour plot of identified contact pressure distribution on outer(a) and inner(b) surface.

5. 結論

本研究では、ブレーキパッドに特別な加工を施すことなく 逆解析を用いてロータの内外面の接触面圧分布を個別に同定 する手法を開発した.本研究の内容は以下にまとめられる.

- ロータの微小変形を測定データとし、ブレーキパッド とロータの間の接触面圧分布を未知パラメータとする 逆問題を設定した。
- 変位拡大機構及びロータ形状を工夫することでセンサの感度に方向性を付与することが可能となった。
- 接触面圧とロータの変形は線形であると仮定し、実験 により得られた点荷重応答関数を観測行列とする観測 方程式を構築した。
- 逆解析の悪条件克服のため、Tikhonovの正則化を適用し解の安定化を図った。
- 数値実験により同定精度を検証し、提案手法の実現可 能性を確認した。

以上の研究成果により提案手法の実現可能性が検証された.提案手法が実用化されればブレーキを開発する上で重要な情報を提供できるため,今後は実機での測定を行い提案手法の有効性を検証する.

参考文献

- Söderberg, A. and Andersson, S. : Simulation of wear and contact pressure distribution at the pad-to-rotor interface in a disc brake using general purpose finite element analysis software, Wear, 267(2009), pp. 2243– 2251.
- (2) Magnier, V., Brunel, J. F. and Dufrénoy, P. : Impact of contact stiffness heterogeneities on friction-induced vibration, International Journal of Solids and Structures, 51(2014), pp. 1662–1669.
- (3) Brimacombe, J. M., Wilson, D. R., Hodgson, A. J., Ho, K. C. T. and Anglin, C. : Effect of calibration method on Tekscan sensor accuracy, Journal of Biomechanical Engineering, **131**(2008), pp. 034501–034501–5.
- (4) Kim, J. Y., Kim, J., Kim, Y. M., Jeong, W. and Cho, H.: An improvement of brake squeal CAE model considering dynamic contact pressure distribution, SAE International Journal of Passenger Cars- Mechanical Systems, 8(2015), pp. 1188–1195.
- (5) 井上正則,天谷賢治,大西有希,鯨井孝典,羽鳥公一: 逆解析を用いた制動中のブレーキパッド-ロータ間接触 面圧分布同定,日本機械学会論文集,(審査中).
- (6) 井上正則,天谷賢治,大西有希,鯨井孝典,羽鳥公一: 逆解析を用いた制動中のブレーキパッド-ロータ間接触 面圧分布同定,第29回計算力学講演会論文集,(2016).
- (7) Tikhonov, A. N., Goncharsky, A. V., Stepanov, V. V. and Yagola, A. G. : Numerical methods for the solution of ill-posed problems, Mathematics and Its Applications, 4(2007), pp. 7–63.
- (8) Jensen, B. D. and Howell, L. L. : Identification of compliant pseudo-rigid-body four-link mechanism configurations resulting in bistable behavior, Journal of Mechanical Design, **125**(2004), pp. 701–708.
- (9) Vincent, J. F. V., Clift, S. E. and Menon, C.:Biomimetics of campaniform sensilla: Measuring Strain from the Deformation of Holes, Journal of Bionic Engineering, 328(1995), pp. 561–580.
- (10) Hansen, P. C. : Analysis of discrete ill-posed problems by means of the L-curve, SIAM Review, **34**(1992), pp. 561–580.