

214 ブレーキドラムにおけるヒートクラックの発生原因

A cause of heat crack in a brake drum

○橋本 喜暁 (室蘭工大) フェロー 臺丸谷 政志 (室蘭工大) 正 藤木 裕行 (室蘭工大) 塩崎 修 (室蘭工大)
Yoshiaki HASHIMOTO, Masashi DAIMARUYA, Hiroyuki FUJIKI and Osamu SHIOZAKI
Muroran Institute of Technology, Mizumotocho27-1, Muroran, Hokkaido

1. 緒言

自動車のフットブレーキは摩擦により運動エネルギーを熱エネルギーに変換し、減速する装置である。そこで発生する摩擦熱によりブレーキ装置は高温にさらされる。高温によるブレーキ材の強度低下や熱疲労はブレーキのヒートクラックの発生原因となる。また、主に大型トラック等に装備されるドラムブレーキにおいて、ヒートクラックは摩擦摺動面上のドラム回転軸方向に生じることが知られている。

本研究では、このヒートクラックの発生機構について数値解析により熱変形および熱応力の観点から調べることを目的とし、実搭載ブレーキドラムをモデル化し、FEMコードMARCを用いて解析を行った。

2. ドラムブレーキと解析モデル

Fig.1にドラムブレーキの概略を示す。ドラムブレーキはドラムの内側からライニングを押し付け制動する装置であり、車体側に固定されているライニングに対し、車軸と共にドラムが回転する構造である。ドラムはライニングとの接触時には加熱、非接触時には大気による冷却を受ける。ドラムは開口変形を抑制するためにドラム外面の円周方向にフープを持つ。

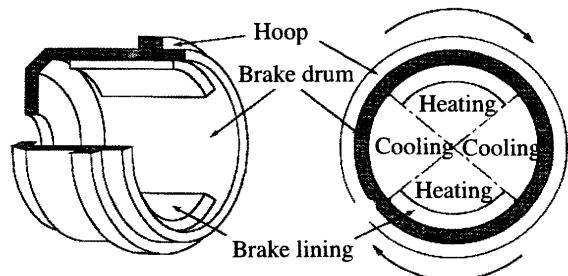


Fig.1 Schematic diagram of brake drum and lining

本解析に使用したメッシュモデルは三次元モデルであり、外径442mm、内径410mm、厚さ16mm、軸方向長さ250mm、摺動面幅180mmで、20節点アイソパラメトリック要素により構成し、総要素数4176、総節点数23112とした。その断面図をFig.2に示す。

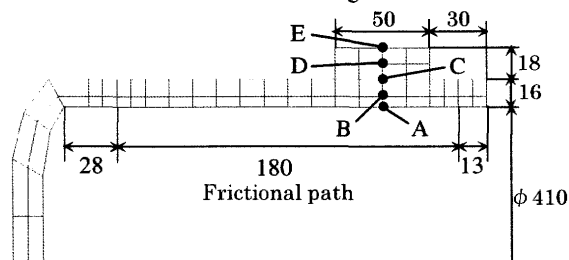


Fig.2 Mesh model for FEM analysis

3. 解析条件

解析対象のブレーキドラム材は普通铸铁である。このドラム材の温度依存性について、室温から773Kの温

度範囲で行われたドラム材の試験結果¹⁾より、温度上昇による圧縮降伏応力の低下は以下の近似式を用いた。

$$\sigma_y = 350 - 6.65 \times 10^{-4} (T - 25)^2 \quad [\text{MPa}]$$

降伏応力のみ温度依存性を考慮し、また境界条件として、外気温度は30℃、ドラムと大気間の熱伝達率は53.0[J/m²·s·K]と仮定した。

本解析では、総車輪数が6輪の大型トラックで、車輪総重量235.4kN(24ton)、ホイールロード39.2kN(4ton)の場合と車輪総重量353.0kN(36ton)、ホイールロード58.8kN(6ton)の場合を想定した。制動条件はトラックが一定の減速度0.6Gで100km/hから40km/hまで急激に減速する場合を想定し、運動エネルギーの減少分を熱流束としてドラムに与え、その際の面圧や摩擦力についても考慮した。この時の制動時間は2.83秒となる。

本解析ではリーディング・トレーリング式のドラムブレーキを想定し、Fig.3に示すドラムブレーキ特有のサーボ効果(自己倍力効果)を考慮した。ホイールロード6ton、減速度0.6Gの条件でライニングを押し広げる外力は約34kNで、各ライニングの最大面圧は、リーディング側は約3MPa、トレーリング側はその3割程度の約0.9MPaとなる。

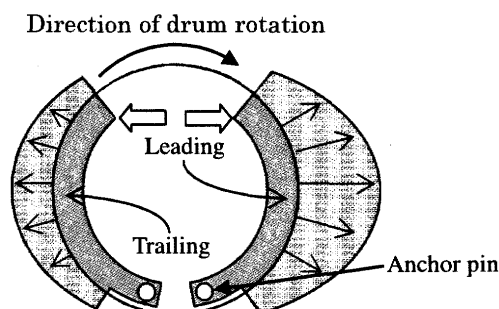


Fig.3 Contact pressure distribution on leading-trailing shoe by servomechanism

4. 解析結果

ヒートクラックは経験的に摩擦摺動面上の回転軸方向に発生することから、ドラム円周方向に引張応力が生じていると考えられるため、応力については円周方向のみを考察する。また、制動終了後の残留引張応力が最も大きい値となったのがフープ位置であったため、この位置での温度と応力についての考察を行う。

4.1 温度分布 Fig.4にFig.2におけるNode A,B,C,D,Eでの温度履歴を示す。摩擦摺動面上のNode Aからドラム外面のNode Eに向かい徐々に温度が低くなっており、ドラム厚さ方向の特に摩擦摺動面近傍に急激な温度勾配が形成されていることがわかる。温度変化が最も激しいのは摩擦摺動面上に位置するNode Aである。また、Node Aは細かな上下の変動と共に上昇しているが、その上下動は大と小が交互に繰り返されている。これはサーボ効果により強い制動力が発生するリーディングシューと、サーボ効果の無いトレーリングシューとの接触が交互に繰り返されるためである。

制動開始から約 70 秒でフープ上の各 Node の温度が一致し、その後等しく低下し、外気温に近づく。

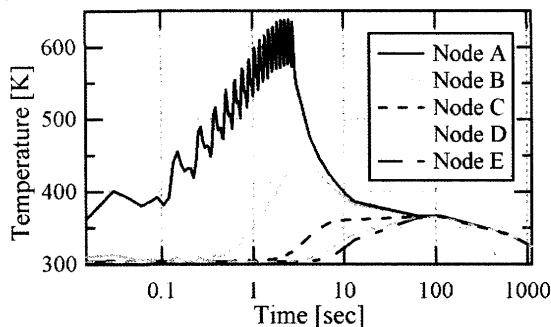


Fig.4 Temperature histories of Node A,B,C,D and E

Fig.5 に摩擦摺動面上フープ位置における温度の円周方向分布の展開図を示す。これらすべての時間において円周方向位置の 1.10m から 1.29m(=0.00m)を挟んで 0.15m までの範囲はリーディングシューが、0.50m から 0.85m の範囲にはトレーリングシューが接触している。二枚のシュー・ライニングそれぞれとの接触面で温度上昇が見られるが、より強い制動力を発生するリーディングシュー側での温度上昇が大きくなっている。円周方向温度分布は各シューとの接触により不均一な分布となっており、約 70K 程度の範囲で変動している。

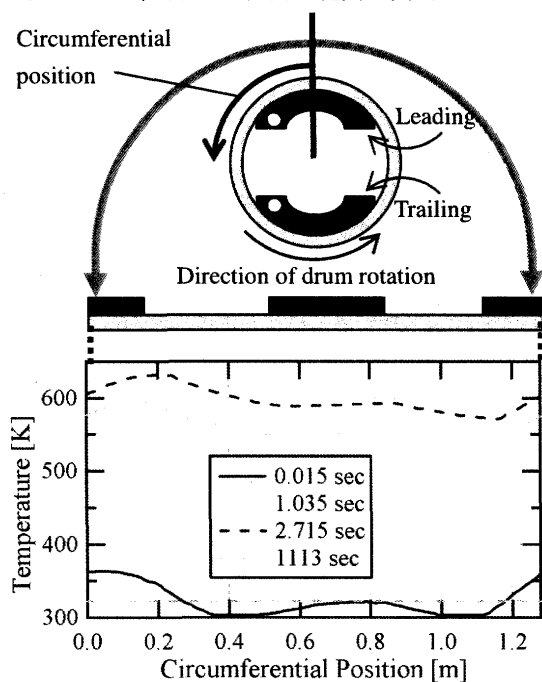


Fig.5 Temperature distributions on the inner surface at hoop

4.2 応力分布 Fig.6 に Fig.2 における Node A,B,E での円周方向応力履歴を示す。Node A において制動中に高い圧縮応力が発生し、降伏している。本解析では圧縮降伏応力の温度依存性を考慮しており制動中は降伏応力が低下しているが、これを考慮しなくても降伏するほどの高い圧縮応力が発生している。制動中の圧縮応力は摩擦摺動面側からドラム外面に向かい低くなっており、ドラム外面の Node E では逆に引張り応力が発生している。これらの応力は、以前に行った二次元軸対象モデルでの解析結果よりも大きな値となっている。これは三次元における二枚のシューによるドラムの押し広げの効果であり、その結果として熱応力以外に曲げモーメントなどが作用しているためであると考

えられる。各 Node の温度が等しくなる約 70 秒から、応力が収束する。

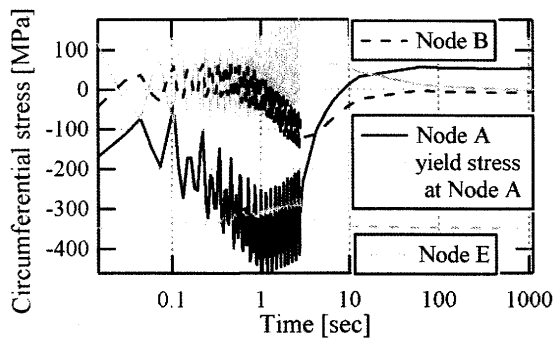


Fig.6 Circumferential stress histories of Node A,B and E

Fig.7 に摩擦摺動面上フープ位置における応力の円周方向分布を示す。ここでも Fig.5 の温度分布と同様の位置にブレーキシューが接触している。しかし応力の分布は温度分布と違いがある。Fig.5 ではライニングとの接触範囲での位置が右に行くにつれて温度が上昇し続けるのに対し、Fig.7 では接触範囲での位置が右に行くにつれて圧縮応力が上昇した後若干低下している。これも純粋な熱応力だけではなく、二枚のライニングによるドラムの押し広げの効果であると考えられる。制動開始直後の 0.015 秒では、ライニングからの熱流束を受ける以前の範囲では引張応力が発生しており、応力のばらつきが最も大きい。また、1113 秒では一様に残留引張応力が発生していることが確認できる。

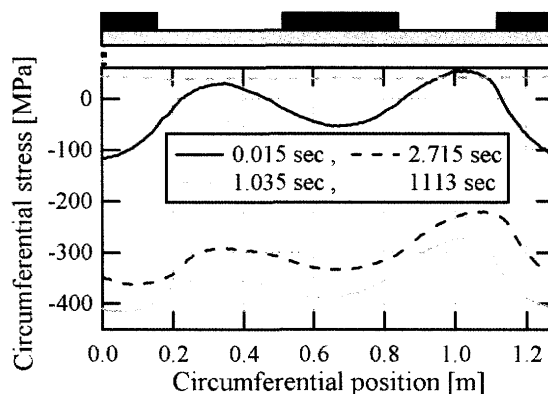


Fig.7 Circumferential stress distributions on the inner surface of hoop

5. 結言

ブレーキドラムにおけるヒートクラックの発生について有限要素法による解析を行い、次の結果を得た。

- 制動中は摺動面上で高温かつ高圧縮応力が発生し、制動終了後、ドラム内側に残留引張応力が発生する。
- サーボ効果により温度・応力の円周方向分布の偏りがおこる。

6. 参考文献

1) M. Daimaruya, H. Kobayashi, T. Oota and Khairul Fuad
Thermal stresses and distortions in car brake drum with temperature dependence of material properties
Third International Condress on Thermal Stresses
THERMAL STRESSES '99
June 13-17, 1999, Cracow, Poland