

鉄道車両用ブレーキ摩擦材と車輪踏面の 摩耗低減に関する研究

指導 小林邦夫 教授 榎徹雄 教授
山崎大生 准教授 塚英男 講師
0511089 古川雄亮

1. 緒言

現在の電気鉄道車両は機械ブレーキと電気ブレーキを併用して減速から停車に至るまでのブレーキ力を得ている。鉄道車両は重量が重く、高速で移動するため非常に大きなエネルギーが制輪子に働き、制輪子や車輪の摩耗につながる。さらに、機械ブレーキにはヒステリシスなどの非線形性が存在する。また、電気ブレーキは消耗品がなく経済的であること、車両の保守量が大幅に軽減されるといった利点はあるが、電制失効によってブレーキ力が得られないなどの問題がある。

そこで本研究では、機械ブレーキ、電気ブレーキそれぞれのブレーキ装置が吸収するエネルギーを定量的に把握し、制輪子が吸収するエネルギーの計算を行い、つくばエクスプレスで問題となっている制輪子や車輪の摩耗量に及ぼす影響を考察することを目的とする。

2. 理論

2.1 主な記号

d : ブレーキシリンダ直径[m] E_b : ブレーキ倍率
 $F_d(v)$: 回生ブレーキ力[kN] F_f : 機械ブレーキ力[kN]
 f : 制輪子の摩擦係数 g : 重力加速度
 K_r : 乗車率[%] k_1 : 比例定数 (パワー一定領域)
 k_2 : 比例定数 (特性領域) k_e : 慣性係数
 M_0 : 車両重量[t] M : 乗客を乗せた時の総重量[t]
 m_h : 乗客の重量[t] m_{hl} : 乗客一人当たりの重量[kg]
 N : 1 車両のブレーキシリンダ数 n : 比熱比
 n_n : 乗車定員[人] P_H : 高压側の圧力[Pa]
 P_S : 大気圧[Pa] p : ブレーキシリンダ圧[Pa]
 S_A : 圧力制御弁のポート断面積[m²]
 u : 圧力制御弁の入力
 V : ブレーキシリンダ容積[m³] v : 車両速度[km/h]
 v_0 : 初速度 (ブレーキ開始時の速度) [km/h]
 γ_s : 空気密度
 η : 機械効率

2.2 運動方程式

本研究のシミュレーションで検討した車両モデルを図1に示す。速度 v で走行中の車両 (車両重量 M) に、回生ブレーキ力 $F_d(v)$ と機械ブレーキ力 F_f を制動させたときの運動方程式は以下のとおりである。

$$M \dot{v} = -(F_d(v) + F_f) \quad (1)$$

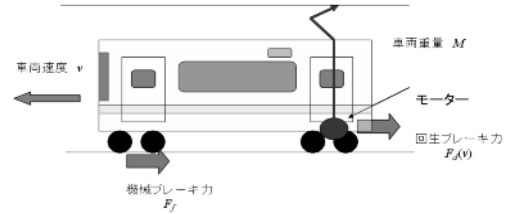


図1 車両モデル

2.3 回生ブレーキブレーキ力特性

モーター1個当たりの速度-回生ブレーキ力特性を以下に示す。

最大回生ブレーキ力: 93.87[kN]

① トルク一定領域 : 0~66 [km/h]

$$F_d = 93.87 \quad (2)$$

② パワー一定領域 : 66~77 [km/h]

$$F_d = \frac{k_1}{v} \quad (3)$$

③ 特性領域 : 77~130 [km/h]

$$F_d = \frac{k_2}{v^2} \quad (4)$$

次に、回生ブレーキ力特性の解析を行う。

(1) (2) (3) 式より k_1 , k_2 は以下のようになる。

$$k_1 = 6.20 \times 10^3$$

$$k_2 = 4.77 \times 10^5$$

以上の検討から速度に対する回生ブレーキ力特性は図2のようになる。

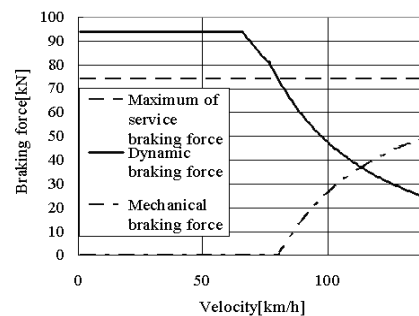


図2 回生ブレーキ力の速度特性

2.4 圧力システムのモデル化¹⁾

機械ブレーキ力を表す式は以下のとおりである。

$$F_f = p \times \frac{\pi d^2}{4} \times \eta \times E_b \times N \times f \quad (5)$$

圧力制御系については式 (6) ~ (10) に示される非線形微分方程式で表される。

①ブレーキシリンダに圧縮空気を供給するとき、つまり $u \geq 1$ のとき

$$P_H > 1.893p$$

$$\frac{dp}{dt} = \frac{1}{2} \frac{nP_s}{\gamma_s V} \sqrt{2g\gamma_s \frac{1}{P_s} P_H s_A} u \quad (6)$$

$$P_H \leq 1.893p$$

$$\frac{dp}{dt} = \frac{nP_s}{\gamma_s V} \sqrt{2g\gamma_s \frac{1}{P_s} \sqrt{p(P_H - p)} s_A} u \quad (7)$$

②ブレーキシリンダの圧力を保持するとき、つまり $u = 0$ のとき

$$\frac{dp}{dt} = 0 \quad (8)$$

③ブレーキシリンダ内の圧縮空気を排気するとき、つまり $u \leq -1$ のとき

$$P_H > 1.893p$$

$$\frac{dp}{dt} = \frac{1}{2} \frac{nP_s}{\gamma_s V} \sqrt{2g\gamma_s \frac{1}{P_s} p s_A} u \quad (9)$$

$$P_H \leq 1.893p$$

$$\frac{dp}{dt} = \frac{nP_s}{\gamma_s V} \sqrt{2g\gamma_s \frac{1}{P_s} \sqrt{P_s(p - P_s)} s_A} u \quad (10)$$

2. 5 制輪子・車輪間の摩擦力¹⁾

制輪子の摩擦係数は速度特性のみに注目し、式 (11) を用いて検討した。

$$f = 0.00003(v \times 3.6)^2 - 0.0064(v \times 3.6) + 0.5412 \quad (11)$$

3. シミュレーション

3. 1 シミュレーション条件

シミュレーションにおける計算条件を表 1 に示す。

表 1 計算条件

パラメータ	記号	数値
車両重量[t]	M_0	34.5
乗客一人当たりの重量[kg]	m_{hl}	55.0
乗車定員[人]	n_n	155
乗車率[%]	K_r	239
乗客の重量[kg]	m_h	20.4
車両、乗客の重量の合計[t]	M	54.8
慣性係数[%]	k_e	5.00
ブレーキシリンダ直径[m]	d	0.180
ブレーキ倍率	E_b	3.50
ブレーキ効率	η	0.85
ブレーキシリンダ数	N	8
圧力制御弁のポート断面積[m ²]	s_A	1.05×10^{-4}

3. 2 シミュレーション結果及び考察

初速度 130[km/h]から常用最大ブレーキ力を制動させた時の時系列応答を図 3 に示す。

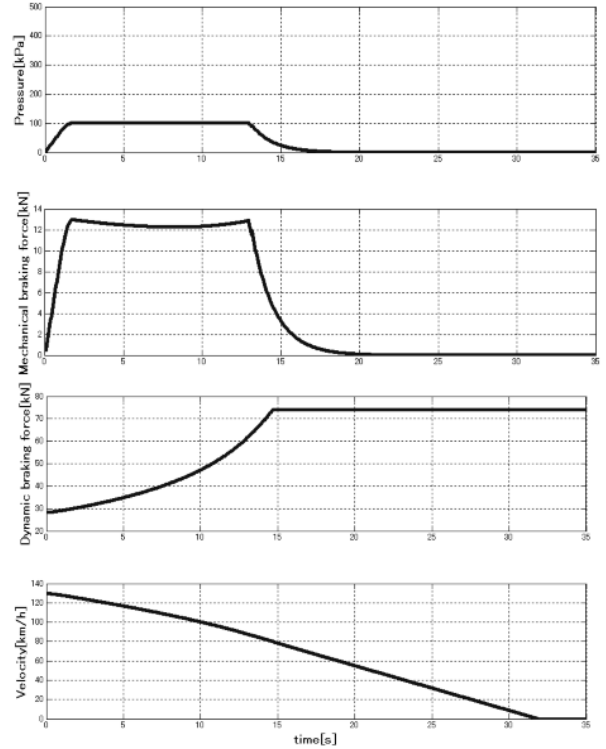


図 3 常用最大ブレーキ時の時系列応答 (初速度 130 [km/h])

図 2 の回生ブレーキ力の速度特性と式 (5) から (10) に示した空気ブレーキの動特性が確認できたと考えられる。時定数は 0.9 秒であった。

図 3 より、ブレーキ開始後 2 秒から約 13 秒の間で 100[kPa]の空気ブレーキが作用している。本研究において機械ブレーキが吸収したエネルギーは 5.14[MJ]であった。文献[2], [3]の知見から図 3 のように 130[km/h]から常用最大ブレーキを扱うと焼結合金制輪子の場合 1.77×10^{-4} [mm]、レジン系の制輪子の場合 7.14×10^{-5} [mm]車輪が摩耗すると推察される。

4. 結言

本研究の結果から制輪子、車輪踏面にかかるエネルギーを算出することが出来た。さらに、累積エネルギーが及ぼす車輪への影響を考察できた。

参考文献

- 山崎大生：非線形ロバスト制御理論による鉄道車両の滑走制御に関する研究，東京農工大学大学院博士学位論文，pp46-50,pp87-88，(2005)
- 半田和行他：車輪踏面熱亀裂の生成に影響する因子の検討，鉄道技術連合シンポジウム，pp347-350，(2005)
- 齊藤憲司他：新系列車両の車輪踏面摩耗特性，日本機械学会第 13 回鉄道技術連合シンポジウム講演論文集，pp215-216，(2006)