

車両単位でのブレーキ力推定手法

土方 大輔* 西村 敏治**

Braking Force Estimation of Each Car

Daisuke HIJIKATA Toshiharu NISHIMURA

Generally braking performance of train sets is evaluated by stopping distance or deceleration. However, stopping distance and deceleration are performance index established for a whole train set, and do not represent performance of each car individually. To analyze more in detail braking performance, it is useful to grasp braking force of each car. In this study, we devised a method to estimate braking force of each car based on the acceleration and coupler force by using coupling devices as a force sensor. From the results of the running test with a 18-car freight train by applying the devised method, it was found that it was possible to estimate braking performance of each car and that the estimated value was close to the theoretical value.

キーワード：ブレーキ性能，停止距離，減速度，ブレーキ力，自連力

1. はじめに

ブレーキは列車を減速・停止させる機能を担う極めて重要な装置であり，その性能を十分に把握しておく必要がある。ブレーキ性能は列車の停止距離や減速度によって評価されることが多く，特に在来線では，営業最高速度からの非常ブレーキ扱いの停止距離を評価することが一般的である¹⁾。この手法は，車輪・レール間の滑走や走行区間の勾配等の影響を含んだ評価となるため，営業時の実性能を示すことができる。さらに，列車内のある一軸の軸速度を計測すればよく，比較的作業負担が少ない。これらの点で実用的であり，最も基本的な評価手法である。

一方で，停止距離や減速度が示しているのは編成全体のブレーキ性能であり，編成内各車両のブレーキ性能を切り分けて把握することはできない。例えば，編成内各車両のブレーキ性能が均等に低下した場合と，ある車両のブレーキ性能のみが極端に低下した場合とを比較したとき，両者で停止距離が等しければその違いを検出することはできない。編成内では，異なる車両形式や基礎ブレーキ装置の混在，空気ブレーキと電気ブレーキの協調等，性質の異なる装置や動作が複合している。多様なブレーキ使用状況が想定されるなかで，実際に各車両が発揮しているブレーキ性能を把握することは，ブレーキシステムの機能や信頼性をさらに高めていくうえで重要である。

このような取り組みとして，基礎ブレーキ装置の制輪子吊りに加わる力を計測し，一輪もしくは一軸あたりのブレーキ力を求める手法^{2) 3)}や，車体と台車を接続する一本リンクに加わる力に着目し，台車あたりのブレーキ力を求める手法⁴⁾が試みられている。

本研究では，車両間の連結器を力センサとして利用し，そこに働く力（以後，自連力と呼ぶ）と車両の加速度を用いて，編成内における任意の車両のブレーキ力を推定する手法を考案した。まず編成内各車両に働くブレーキ力の力学モデルを示し，自連力と加速度からブレーキ力を推定する手法について説明する。次に貨物列車を用いた現車走行試験に考案手法を適用した結果について述べる。

2. 編成内の各車両に働くブレーキ力

n 両で組成された列車において，前後方向の運動のみを考慮した場合の，減速中の各車両に働く力の模式図を図1(a)に，各記号の意味を表1に示す。ばねおよびダンパ要素で接続された多自由度系の運動方程式は式

表1 各記号の意味

記号	意味
m, M	車両質量
x	変位
k	ばね定数
c	減衰係数
f, F	ブレーキ力
R	自連力
a	加速度

* 車両制御技術研究部 ブレーキ制御研究室

** 車両制御技術研究部 ブレーキ制御研究室（現 日本貨物鉄道株式会社）

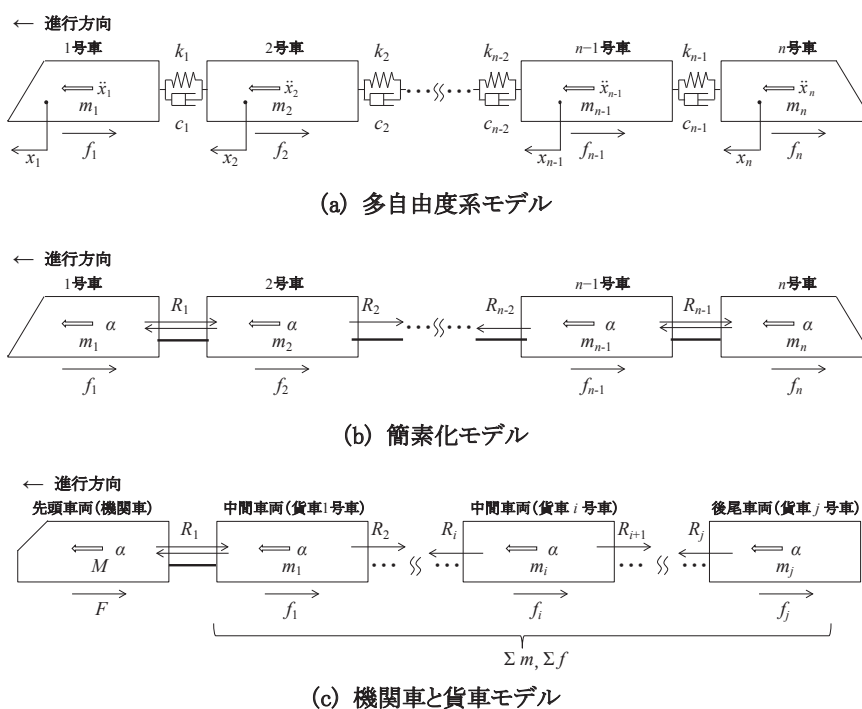


図1 各車両に働く力の模式図

(1) で表される。

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{x}} + \mathbf{K}\mathbf{x} = \mathbf{f} \quad (1)$$

ここで、 \mathbf{M} は各車両に対応した質量行列、 \mathbf{C} はダンパ要素の減衰行列、 \mathbf{K} はばね要素の剛性行列であり、 $\ddot{\mathbf{x}}$ 、 $\dot{\mathbf{x}}$ 、 \mathbf{x} はそれぞれ各車両の加速度、速度、変位ベクトルである。 \mathbf{f} は外力ベクトルであり、ここでは各車両のブレーキ力である。

減速中、編成内の各車両は個々にブレーキ力を発揮し、自車を減速させる働きをするとともに、緩衝器と接続された連結器を介して隣接する車両と力を伝達し合う。このとき、広く用いられているゴム緩衝器の緩衝ゴムではばねおよびダンパ要素が作用するが、特にばねは変位とともに剛性が漸増する非線形性を有している。したがって、各車両のブレーキ力を多自由度系の力学モデルで扱うには、それを記述する詳細なモデルと数値解析による検討が必要になる。

このような現象を扱う研究として文献^{5)~8)}が報告されており、ばねの非線形性や付随する特有の現象を精緻に考慮したうえで輪軸、台車、車体の並進および回転運動を扱うモデルを示している。これらの研究では座屈現象の解析や最大自連力の低減等を目的とし、所定のブレーキ力（あるいは加速力）を入力とした際の自連力応答をシミュレーションと実測値で比較することで多くの知見を得ている。しかしながら、運動方程式の外力項を入力として系の運動を解析する順問題に対して、本研究のように何らかの実測値から入力を推定する逆問題では、解を導くために必要なパラメータおよび運動を既知

とする必要があるうえ、実測値の結果次第では問題の適切性（解の存在性、解の一意性、解の連続性あるいは安定性の3要件がすべて満足されること⁹⁾）が損なわれる。このようなアプローチによって各車両のブレーキ力を推定することは容易ではなく、実用性と推定精度を両立可能な手法が望ましい。

そこで、次のような前提に基づき、図1 (b) のようなモデルの簡素化を考える。もし各車両に働くブレーキ力が定常値をもつなら（このとき各車両の定常値には差があってもよい）、一定時間が経過すると各車両の相対運動が収束しそれぞれの加速度は等しくなるはずである。このとき、編成全体の加速度を α と置き、さらに式(1)における減衰行列と剛性行列の項の和を自連力 R と置くと、各車両のブレーキ力は式(2)で表すことができる。

$$f_k = \begin{cases} -m_k\alpha - R_k & (k=1) \\ -m_k\alpha + R_{k-1} - R_k & (1 < k < n) \\ -m_k\alpha + R_{k-1} & (k=n) \end{cases} \quad (2)$$

ここで、添字 k と添字 n は $1 \leq k \leq n$ を満たす自然数であり、式(2)は上から順に先頭車両、中間車両、後尾車両を意味している。なお、加速度 α には減速度として負の値が入る。勾配区間を走行する場合には、水平区間相当に勾配補正した値を α に用いればよく、走行抵抗を考慮する場合には対応する車両の走行抵抗分を式(2)の右辺から減算すればよい。

ここで、図1 (c) のように先頭車を機関車、後続を貨車 j 両とする貨物列車を考える。機関車と貨車の記号を区別するため、機関車の質量とブレーキ力をそれぞれ

M, F と改めると式 (3), (4) のように表せる。

$$F = -M\alpha - R_1 \quad (3)$$

$$f_i = \begin{cases} -m_i\alpha + R_i - R_{i+1} & (1 \leq i < j) \\ -m_i\alpha + R_i & (i = j) \end{cases} \quad (4)$$

また、すべての貨車の式について総和をとり、 Σf を貨車の合計ブレーキ力、 Σm を貨車の合計質量とすると式 (5) を得る。

$$\sum_{i=1}^j f_i = -\left(\sum_{i=1}^j m_i\right)\alpha + R_1 \quad (5)$$

以上より、機関車のブレーキ力は、その質量と加速度、隣接する一つの自連力によって求まり、貨車の合計ブレーキ力も同様である。また、中間車両のブレーキ力は、その車両の質量と加速度および隣接する前後の自連力から求まることがわかる。

3. 現車試験による検証

3.1 試験方法

機関車を DF200 形式、貨車をコキ 104 形式および 106 形式とする試験列車 (図 2) を用いて現車走行試験を行った。試験列車の概要を図 3 に示す。まず、機関車 + 貨車 5 両で組成される 6 両編成の列車を用いて、考案手法の妥当性を検証した。次に、機関車 + 貨車 17 両で組成される 18 両編成の列車を用いて、考案手法によるブレーキ力の推定値と理論値の比較、および任意の車両 1 両を対象としたブレーキ力の推定について検証した。各貨車の質量は、デッドウェイトを積載することで積車状態となるように調整した。自連力の測定には、あらか

じめ連結器にひずみゲージを貼付して荷重較正したものを使用し、引張力を正の値、圧縮力を負の値とした。速度は機関車の車輪回転数から算出した。加速度は機関車および貨車 1 号車 (編成内 2 号車) に加速度センサを設置して測定し、機関車のブレーキ力推定には機関車の、貨車のブレーキ力推定には貨車 1 号車の加速度を適用した。

3.2 機関車 + 貨車 5 両での試験

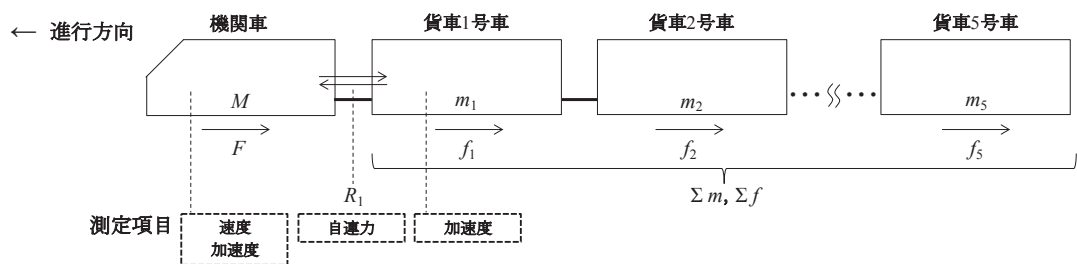
3.2.1 機関車のみブレーキをかけた場合

ブレーキ初速度 25km/h から時刻 0s にて単弁 2 ノッチ扱いをした際の速度、加速度、自連力および推定ブレーキ力の結果を図 4 に示す。なお、単弁とは機関車のみブレーキをかける操作である。

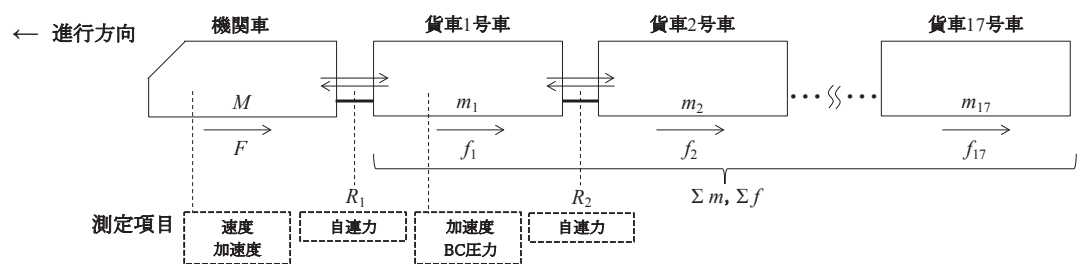
この操作では、機関車のみが減速しようとする中で、後続の貨車群が機関車を押す働きをする。したがって、機関車・貨車間の連結器には圧縮力が働く。実測された自連力はその傾向を示しており、ブレーキ開始直後に圧縮力が衝撃的に働き、その後一定の時間をかけて振動が



図 2 試験列車



(a) 機関車 + 貨車 5 両



(b) 機関車 + 貨車 17 両

図 3 試験列車の概要

特集：車両技術

減衰し安定した。この自連力が安定した状態においては、機関車と貨車の加速度がほぼ一致しており、車両間の相対運動が収束したことを示している。

推定ブレーキ力は、機関車において立ち上がりから立ち下がりまで安定した値を示し、貨車合計においてブレーキ開始直後に振動的な値をとるものの、一定時間経過後にはほぼ0kNで推移した。この結果は機関車だけにブレーキをかけたことに符合する。また、機関車の推定ブレーキ力は、自連力が過渡応答領域であっても自車の加速度の応答と相殺されるため安定した値を示したが、貨車合計の推定ブレーキ力は貨車5両の重心運動を貨車1両の加速度で代表しているため、相対運動の収束前では誤差が生じ、収束後に妥当な値を示したものと考えられる。

3.2.2 機関車と貨車の両方にブレーキをかけた場合

ブレーキ初速度25km/hから時刻0sにて自弁3ノツ

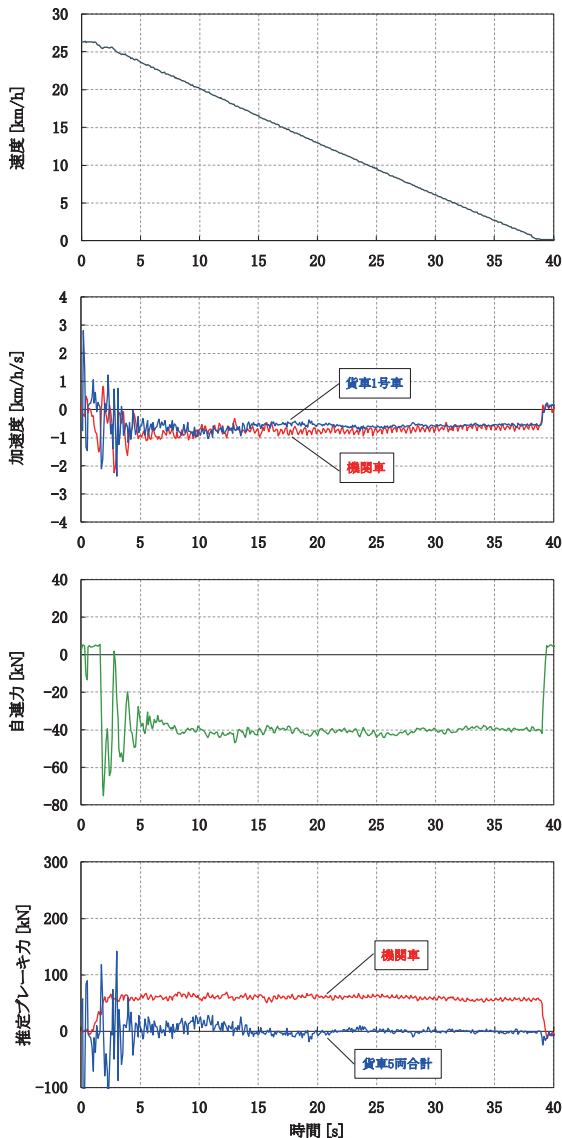


図4 試験結果（単弁2ノツチ）

チ扱いをした際の速度、加速度、自連力および推定ブレーキ力の結果を図5に示す。なお、自弁とは機関車と貨車の両方にブレーキをかける、駅間走行時に通常使用するブレーキ操作である。

この操作では、減速時の車両間の衝撃を小さくするため、機関車と貨車の減速度が概ね同等となるよう設定されている。式(3)、(5)から加速度 a を消去し、 R_1 について整理すると式(6)を得る。

$$R_1 = \frac{M \sum_{i=1}^j f_i - (\sum_{i=1}^j m_i) F}{M + \sum_{i=1}^j m_i} \quad (6)$$

式(6)より、機関車と貨車の質量およびブレーキ力が適当な配分で調整されれば右辺分子が0に近づく、すなわち連結器に大きな力が働かないことがわかる。実測され

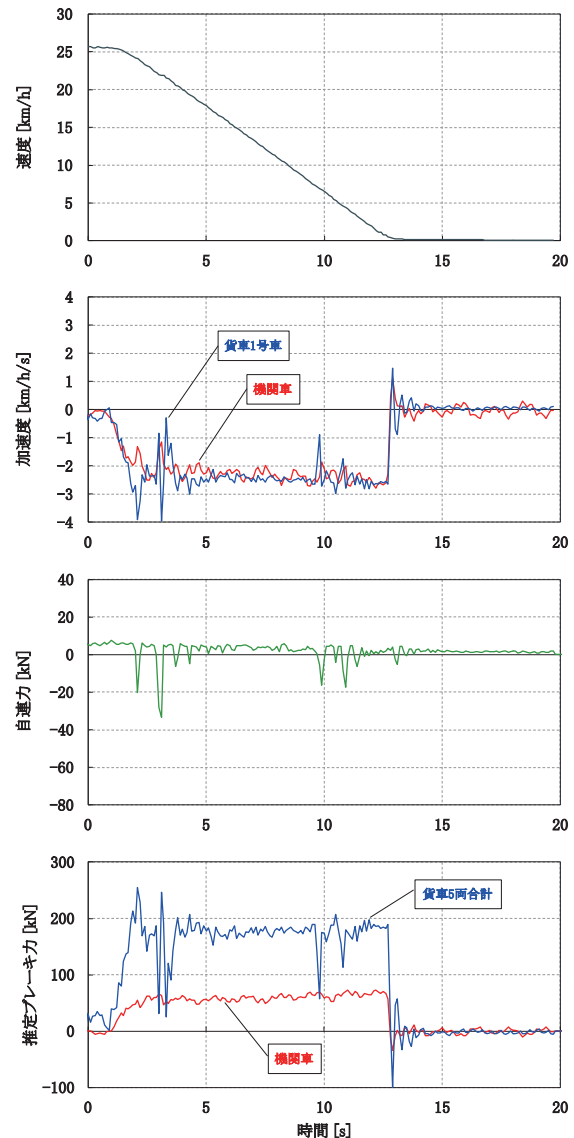


図5 試験結果（自弁3ノツチ）

た自連力はその傾向を示しており、瞬間的な圧縮力が数回働いた他はほぼ力のかからない状態で推移した。このときのスパイク状の応答は機関車と貨車の加速度に一定の差が生じている時、特に逆方向のピークを同時に持つ時に比較的大きく生じており、相対運動による衝撃力を検出したものと考えられる。

機関車の推定ブレーキ力は単弁扱い時と同様に安定した値が得られた。単弁2ノッチと自弁3ノッチは機関車のブレーキシリンダ圧力（以後、BC圧力と呼ぶ）がほぼ同等に設定されている。両者の推定ブレーキ力は60kN程度でほぼ同等であったことから、貨車のブレーキ動作の有無に関わらず、機関車のブレーキ力を切り分けて検出できていることがわかる。

一方、貨車合計ブレーキ力もブレーキ扱い直後を除けば概ね一定の値を示すものの、比較的大きな変動をともなった。このブレーキ力の変動は自連力がスパイク状に応答するタイミングと一致しており、単弁扱い時と同様に相対運動に起因する誤差であると考えられる。単弁扱い時の貨車は自連力のみが作用する比較的安定した系であるのに対し、自弁扱い時にはブレーキ力が各車両個別に作用する。さらに、発生する各車両のブレーキ力はブレーキ指令の伝達遅れや車輪・制輪子間の摩擦現象のばらつきをともなう。これらの要因により、自弁扱いは車両間の相対運動が生じやすく、推定ブレーキ力への影響が現れやすいと考えられる。

3.2.3 貨車ブレーキ状態を意図的に変化させた場合

速度25km/hからの自弁3ノッチ扱いにおいて、貨車のブレーキ状態を意図的に変化させた際の推定ブレーキ力の推移を確認した。貨車のブレーキ状態は台車単位でブレーキコックを切り切りすることで変化させた。試験条件を表2に、結果を図6に示す。なお、3.2.1節より自弁扱いの貨車推定ブレーキ力には振動的な値の変動がともないやすいと想定されたため、各条件での推定ブレーキ力にはブレーキむだ時間およびBC圧力の過渡応答特性を考慮し、貨車のBC圧力が定常値の63.2%に達してから停止するまでの区間で時間平均値をとり、さらに同条件の試験毎に回数平均値を算出した。

算出された値はブレーキ有効両数に比例する傾向を示した。各プロットが直線で近似可能な高い線形性を示しており、考案手法によって推定されるブレーキ力が少なくとも自弁3ノッチ扱いにおける1台車分程度の分解能を持つことがわかる。

3.3 機関車+貨車17両での試験

3.3.1 推定値と理論値の比較

ブレーキ初速度75km/hから時刻0sにて非常ブレーキ扱いをした際の貨車17両合計の推定ブレーキ力と理論値を図7(a)に示す。ここで理論値とは設計上想定

表2 貨車ブレーキ状態

ブレーキ有効両数	貨車ブレーキ状態
5	全貨車ブレーキ入り
4	貨車1両ブレーキ切り
3	貨車2両ブレーキ切り
2.5	全貨車片台車のみブレーキ入り

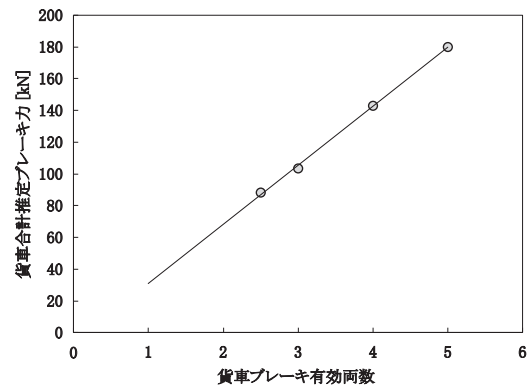


図6 ブレーキ有効両数と貨車合計推定ブレーキ力の関係

されるブレーキ力を表したものであり、貨車1両については式(7)、全貨車合計については式(8)で算出される。

$$\hat{f}_i = \tau \cdot \kappa \cdot \eta \cdot S \cdot P \cdot \mu \quad (7)$$

$$\sum_{i=1}^j \hat{f}_i = j \cdot \tau \cdot \kappa \cdot \eta \cdot S \cdot P \cdot \mu \quad (8)$$

ここで、 τ は1両あたりのブレーキシリンダ個数、 κ はテコ比、 η は機械効率、 S はブレーキシリンダ面積、 P はBC圧力、 μ は車輪・制輪子間の摩擦係数である。 τ 、 κ 、 S は車両諸元による定数であり、 η は事前の調査結果から求めた近似値である。 P は貨車1号車で計測した実測値であり、全貨車にこの値を適用した。車輪・制輪子間の摩擦係数は一般に速度、押付力、温度、乾湿条件等に依存する特性を持つため、ここでは速度の関数として近似して与えた。

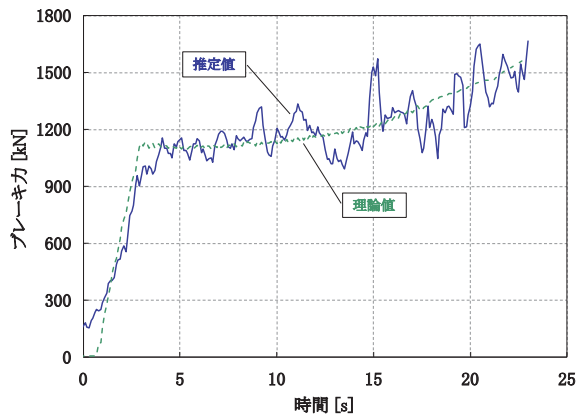
結果より、理論値はブレーキ時間の経過にともなって上昇した。貨車合計の推定ブレーキ力は振動的な挙動を示すものの、平均的には理論値に沿って推移する良好な結果を得た。振幅が3.2.2節に比較して大きいのは、車両数の増加と非常ブレーキ扱いによるブレーキ力の増大によるものと考えられる。

3.3.2 任意の車両のブレーキ力

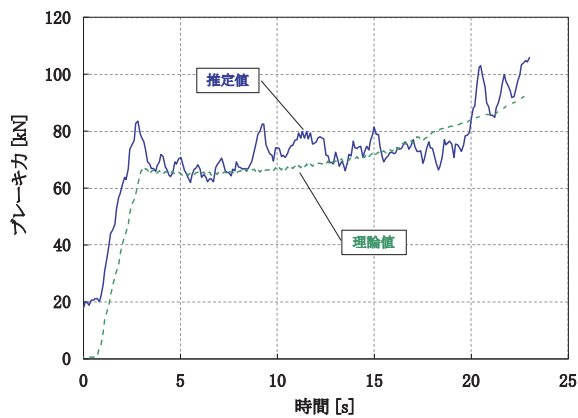
考案手法において対象車両は任意に選定できる。ここで、例として貨車1号車を対象とすると、式(4)より、

$$f_1 = -m_1 \alpha + R_1 - R_2 \quad (9)$$

であり、対象車両の加速度と隣接する2つの自連力を取ればこの車両のブレーキ力を推定できる。図7(a)



(a) 貨車17両合計



(b) 貨車1号車単体

図7 推定値と理論値の比較

と同一の試験において、貨車1号車を対象車両とした推定ブレーキ力と理論値を図7(b)に示す。

図7(a)の結果と同様に、推定ブレーキ力は振動的な挙動を示しながらも理論値に沿った値で得られることが確認された。したがって、対象車両が編成内の任意の1両であっても考案手法を適用することができ、編成内の車両単位でブレーキ力を推定できることを確認した。

4. まとめ

本研究では、車両間の相対運動が収束した状態を前提とすることで、編成内の各車両に働くブレーキ力を自連力と加速度によって推定する手法を考案した。貨物列車

を用いた現車試験に考案手法を適用した結果、編成内における任意の車両のブレーキ力を妥当な精度で評価することが可能であり、推定したブレーキ力は変動成分を除くと理論値に沿った傾向を示すことを確認した。また、車両の相対運動が大きければそれに起因する誤差が生じるが、その対策として対象車両の加速度を個別に計測することや、結果の平均処理等が考えられた。

今後は、計測作業の省力化や推定精度の向上等の課題に取り組み、より実用的な手法となるよう検討していきたい。

謝辞

本研究にご協力頂いた日本貨物鉄道株式会社の関係各位に心より感謝の意を表す。

文献

- 1) 運輸省鉄道局監修，鉄道総合技術研究所編：在来鉄道運転速度向上試験マニュアル・解説，研友社，pp.38-40，1993
- 2) 内田清五，小原孝則：粘着力有効利用による新幹線高速化のためのブレーキ制御，鉄道総研報告，Vol.7，No.3，pp.41-48，1993
- 3) 長谷川泉，茅島勝敏：在来線140km/h化のためのブレーキ技術—すべり率滑走制御方法の改良—，鉄道総研報告，Vol.13，No.10，pp.35-40，1999
- 4) 嵯峨信一，宮部実，川村淳也，杉田裕伸，竹間克俊：一本リンク牽引力を用いたブレーキ性能評価手法，鉄道総研報告，Vol.29，No.2，pp.23-28，2015
- 5) 松井哲：ブレーキ時の列車前後波動による連結器力—連続体の衝撃数値解析例—，日本機械学会誌，Vol.74，No.629，pp.704-710，1971
- 6) 早勢剛，長南征二：列車座屈に関する数値解析，日本機械学会論文集（C編），Vol.66，No.646，pp.1943-1951，2000
- 7) 早勢剛，長南征二，深澤香敏：鉄道車両連結器用緩衝装置の高機能化に関する研究，日本機械学会論文集（C編），Vol.67，No.654，pp.491-498，2001
- 8) 早勢剛，深澤香敏：列車座屈に関する数値解析手法の開発，鉄道総研報告，Vol.15，No.5，pp.29-34，2001
- 9) 久保司郎：計算力学とCAEシリーズ10 逆問題，培風館，pp.8-11，1992