

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第4094542号
(P4094542)

(45) 発行日 平成20年6月4日(2008.6.4)

(24) 登録日 平成20年3月14日(2008.3.14)

| | | | | |
|--------------|-----------|--------------|--|---|
| (51) Int.Cl. | | F I | | |
| GO 1 N 19/04 | (2006.01) | GO 1 N 19/04 | | C |
| GO 1 N 19/02 | (2006.01) | GO 1 N 19/02 | | Z |

請求項の数 2 (全 12 頁)

| | | | |
|-----------|-------------------------------|-----------|------------------------|
| (21) 出願番号 | 特願2003-432115 (P2003-432115) | (73) 特許権者 | 000173784 |
| (22) 出願日 | 平成15年12月26日(2003.12.26) | | 財団法人鉄道総合技術研究所 |
| (65) 公開番号 | 特開2005-189144 (P2005-189144A) | | 東京都国分寺市光町2丁目8番地38 |
| (43) 公開日 | 平成17年7月14日(2005.7.14) | (74) 代理人 | 100089635 |
| 審査請求日 | 平成18年3月2日(2006.3.2) | | 弁理士 清水 守 |
| | | (74) 代理人 | 100096426 |
| | | | 弁理士 川合 誠 |
| | | (72) 発明者 | 野中 俊昭 |
| | | | 東京都国分寺市光町二丁目8番地38 財 |
| | | | 団法人 鉄道総合技術研究所内 |
| | | (72) 発明者 | 大山 忠夫 |
| | | | 東京都日野市下田352-43 |
| | | (72) 発明者 | 遠藤 靖典 |
| | | | 茨城県つくば市吾妻4-5-1 203-408 |

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 レール・車輪間の粘着係数の測定方法

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

編成車両全体の重量M、第i軸の慣性モーメント J_i 、第i軸の車輪半径 R_i ($1 \leq i \leq n$)、編成車両の減速度 β 、編成車両のブレーキ開始前の減速度 β_0 を求めて、レール・車輪間の粘着係数の測定部に入力し、下記の理論式に基づいてレール・車輪間の粘着係数を得ることを特徴とするレール・車輪間の粘着係数の測定方法。

【数1】

$$F_{mk} = \left(M + \sum_{i=1}^n \frac{J_i}{R_i^2} \right) \cdot (\beta - \beta_0)$$

$$\hat{F}_{mk} = \left(M + \sum_{i=1}^n \frac{J_i}{R_i^2} \right) \cdot (\beta - \beta_0) - \frac{J_k}{R_k^2} \beta$$

【請求項2】

請求項1のレール・車輪間の粘着係数の測定方法において、複数軸の合計粘着力を下記の理論式に基づいて得ることを特徴とするレール・車輪間の粘着係数の測定方法。

【数 2】

$$\sum_k F_{mk} = \left(M + \sum_{i=1}^n \frac{J_i}{R_i^2} \right) \cdot (\beta - \beta_0)$$

$$\sum_k \hat{F}_{mk} = \left(M + \sum_{i=1}^n \frac{J_i}{R_i^2} \right) \cdot (\beta - \beta_0) - \beta \sum_k \frac{J_k}{R_k^2}$$

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、レール・車輪間の粘着係数の測定方法に関するものである。

10

【背景技術】

【0002】

鉄道車両のブレーキ時の力学的な挙動は、各軸に働くブレーキ力とレール・車輪間の粘着力とが相互に影響し合いながら、編成車両全体の並進運動エネルギーと各軸の回転運動エネルギーとをゼロにする運動とみなすことができる。したがって、鉄道車両のブレーキについて考える場合には、編成車両全体の力学的な挙動を考える必要がある。

【0003】

ところで、鉄道車両は自動車などと異なり、実車試験を容易に行うことができないため、シミュレーションの活用が滑走防止制御（以下、ABS）などの研究開発を効率的に進めるために重要である。

20

【0004】

しかしながらこれまで、鉄道車両のブレーキなどに対しては、1軸で力学モデルを表現している場合がほとんどであり（非特許文献1～6参照）、ABSなどの性能評価に対する編成車両としての定式化およびシミュレーションは、ほとんど行われてこなかった。

【0005】

また、ABSの研究開発には、ABSの制御性能の評価方法を確立する必要があり、そのためには、ABSの主要な目的である「ブレーキ距離の短縮」と「車輪損傷の低減」に対して定量的に評価する方法が必要となる。

【非特許文献1】田中，長谷川，保田，高橋，山口，高速電車の速度と粘着特性に対応した減速度自動制御に関する研究，機論，52-481，C(1986)，2432-2436。

30

【非特許文献2】山崎，鉄道車両のブレーキ時における車輪滑走のシミュレーション，機講論，No.940-57(1994-12)，232-236。

【非特許文献3】塩見，板野，FUZZY制御応用ANTI-SKID制御装置，機講論，No.940-57(1994-12)，237-240。

【非特許文献4】飯田，喜多，熊野，菊地，ファジィ粘着制御方式の開発，電気学会産業応用部門全国大会，(1995-3)，269-272。

【非特許文献5】南京，空気ブレーキによる車両減速度制御に関する研究，鉄道総研報告，Vol.17，No.4(2003-4)，35-38。

【非特許文献6】Oldrich Polach, Winterthur, Rad-Schiene-Modelle in der Simulation der Fahrzeug- und Antriebsdynamik, Elektrische Bahnen, (2001-5), 219-230。

40

【非特許文献7】大山，内田，車輪/レール接触における巨視滑りまでの粘着力の挙動，機論，60-574，C(1994.6)，2096-2102。

【非特許文献8】内田，大山，野村，ブレーキ時の粘着力と滑走制御，鉄道総研報告，Vol.15，No.5(2001.5)，1-6。

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0006】

50

従来は、ABSの制御性能を評価するためのレール・車輪間の粘着係数の測定には、

- (1) 歪みゲージをブレーキ装置に貼付ける、
 - (2) 歪み値に応じたブレーキ力を事前に確認する、
 - (3) 滑走した瞬間にブレーキ力＝レール・車輪間の粘着力となることを利用する、
- という方法を用いているが、

(A) 歪みゲージを貼る場所が不適切だと適切な制輪子摩擦力が測定できないので、結果的に粘着係数も適切に想定できない、

(B) ユニットブレーキなど、ブレーキ装置によっては歪みゲージそのものを貼り付ける適切な場所がない。したがって、そもそも粘着係数を測定できない車両がある、

(C) 歪みゲージの貼付、歪みゲージからの配線、歪み値の校正など、測定に関する作業の手間が多い、

(D) 滑走した瞬間の粘着係数しか測定できない、といった問題点がある。

【0007】

本発明は、上記状況に鑑みて、レール・車輪間の粘着係数を、一般のブレーキ試験と同程度の簡易さで、かつ、動特性として測定することができるレール・車輪間の粘着係数の測定方法を提供することを目的とする。

【課題を解決するための手段】

【0008】

本発明は、上記目的を達成するために、

〔1〕レール・車輪間の粘着係数の測定方法において、編成車両全体の重量M、第i軸の慣性モーメント J_i 、第i軸の車輪半径 R_i ($1 \leq i \leq n$)、編成車両の減速度 β 、編成車両のブレーキ開始前の減速度 β_0 を求めて、レール・車輪間の粘着係数の測定部に入力し、下記の理論式に基づいてレール・車輪間の粘着係数を得ることを特徴とする。

【0009】

【数3】

$$F_{mk} = \left(M + \sum_{i=1}^n \frac{J_i}{R_i^2} \right) \cdot (\beta - \beta_0)$$

$$\hat{F}_{mk} = \left(M + \sum_{i=1}^n \frac{J_i}{R_i^2} \right) \cdot (\beta - \beta_0) - \frac{J_k}{R_k^2} \beta$$

〔2〕上記〔1〕のレール・車輪間の粘着係数の測定方法において、複数軸の合計粘着力を下記の理論式に基づいて得ることを特徴とする。

【0010】

【数4】

$$\sum_k F_{mk} = \left(M + \sum_{i=1}^n \frac{J_i}{R_i^2} \right) \cdot (\beta - \beta_0)$$

$$\sum_k \hat{F}_{mk} = \left(M + \sum_{i=1}^n \frac{J_i}{R_i^2} \right) \cdot (\beta - \beta_0) - \beta \sum_k \frac{J_k}{R_k^2}$$

【発明の効果】

【0011】

本発明によれば、次のような効果を奏することができる。

- (1) 容易にレール・車輪間の粘着係数の測定ができる。
- (2) レール・車輪間の粘着係数を時間の関数として測定することができる。
- (3) レール・車輪間の粘着係数を、一般のブレーキ試験と同程度の簡易さで、かつ、動特性として測定することができる。

【発明を実施するための最良の形態】

【0012】

レール・車輪間の粘着係数の測定方法において、編成車両全体の重量M、第i軸の慣性

10

20

30

40

50

モーメント J_i 、第 i 軸の車輪半径 R_i ($1 \leq i \leq n$)、編成車両の減速度 β 、ブレーキ開始前の減速度 β_0 を求めて、レール・車輪間の粘着係数の測定部に入力し、下記の理論式に基づいてレール・車輪間の粘着係数を得ることを特徴とする。

【0013】

【数5】

$$F_{mk} = \left(M + \sum_{i=1}^n \frac{J_i}{R_i^2} \right) \cdot (\beta - \beta_0)$$

$$\hat{F}_{mk} = \left(M + \sum_{i=1}^n \frac{J_i}{R_i^2} \right) \cdot (\beta - \beta_0) - \frac{J_k}{R_k^2} \beta$$

10

また、上記のレール・車輪間の粘着係数の測定方法において、複数軸の合計粘着力を下記の理論式に基づいて得ることを特徴とする。

【0014】

【数6】

$$\sum_k F_{mk} = \left(M + \sum_{i=1}^n \frac{J_i}{R_i^2} \right) \cdot (\beta - \beta_0)$$

$$\sum_k \hat{F}_{mk} = \left(M + \sum_{i=1}^n \frac{J_i}{R_i^2} \right) \cdot (\beta - \beta_0) - \beta \sum_k \frac{J_k}{R_k^2}$$

よって、レール・車輪間の粘着係数を、一般のブレーキ試験と同程度の簡易さで、かつ編成車両の動特性として測定することができる。

20

【実施例】

【0015】

以下、本発明の実施の形態について詳細に説明する。

【0016】

まず、編成車両のブレーキに対する力学モデルについて説明する。

【0017】

図1は n 軸の編成車両のための動的モデルを示す図であり、表1は変数の定義を示す。

【0018】

【表1】

| | |
|----------------|---|
| M | 編成車両全体の重量 [k g] |
| R_i | 第 i 軸の車輪半径 [m] |
| J_i | 第 i 軸の慣性モーメント [k g · m ²] |
| M_i | 第 i 軸の軸重 [k g] |
| V_0 | 編成車両の初速度 (ブレーキ開始前の速度) [m / s] |
| v | 編成車両の速度 [m / s] |
| β | 編成車両の減速度 [m / s ²] |
| ω_i | 第 i 軸の角速度 [rad / s] |
| F_{bi} | 第 i 軸の制輪子摩擦力 (ブレーキ力) [N] |
| F_{mi} | 第 i 軸の F_{bi} の反力としての粘着力 [N] |
| \hat{F}_{mi} | 第 i 軸の真の粘着力 [N] |
| F | 編成車両の並進運動に対するブレーキ力 [N] |
| F_i | 第 i 軸の回転運動に対するブレーキ力 [N] |
| F_r | 編成車両に対する空気抵抗と勾配抵抗の総和 (車体抵抗) [N] |

30

40

※1 上記はすべてスカラである。

※2 上記は M, M_i, V_0, J_i, R_i を除き、時間 t の関数である。

※3 $v, V_0, \omega_i \leq 0, \beta, F, F_i, F_{bi}, F_{mi}, F_r \geq 0$

図1および表1をもとに、機械ブレーキ時における編成車両の挙動について考える。

【0019】

50

図 1 において、1 はレール、2 は編成車両、3, 4, 5 は車輪、6, 7, 8 は車輪 3, 4, 5 のそれぞれの軸、9, 10, 11 は車輪 3, 4, 5 のそれぞれの制輪子（またはパッド）である。

【0020】

編成車両 2 に働くブレーキ力には、各軸 6, 7, 8 の回転運動に加わるブレーキ力として、各車輪 3, 4, 5 の制輪子（またはパッド）9, 10, 11 の摩擦力（以下、制輪子摩擦力）があり、また、編成車両 2 の並進運動に加わる減速力として、空気抵抗と勾配抵抗（以下、両者の総和を「車体抵抗」と呼ぶ）がある。

【0021】

ところで、制輪子摩擦力を F_{bi} ($i = 1, \dots, n$)、車体抵抗を F_r とすると、制輪子摩擦力 F_{bi} と車体抵抗 F_r は共に、編成車両 2 の並進運動と、各軸 6, 7, 8 の回転運動の双方に影響する。具体的には、制輪子摩擦力 F_{bi} と車体抵抗 F_r によって、編成車両 2 の並進運動に対するブレーキ力 F と、各軸 6, 7, 8 の回転運動に対するブレーキ力 F_i が発生する。つまり、制輪子摩擦力 F_{bi} と車体抵抗 F_r の総和は、編成車両 2 の並進運動に対するブレーキ力 F と各軸 6, 7, 8 の回転を停止させるブレーキ力 F_i の総和に等しくなる。

【0022】

このことは、別の見方をすると、編成車両 2 を停止させるためには、編成車両全体が持つ並進運動エネルギー $Mv^2/2$ と、各軸 6, 7, 8 の回転運動エネルギー $J_i \omega_i^2/2$ とをゼロにする必要があり、制輪子摩擦力 F_{bi} と車体抵抗 F_r は、双方のエネルギーをゼロにするために与えられる力であると考えられることができる。

一方、制輪子摩擦力 F_{bi} 、車体抵抗 F_r によってブレーキ力 F 、 F_i が発生する際、各軸 6, 7, 8 の車輪 3, 4, 5・レール 1 間には粘着力 \hat{F}_{mi} が発生する。なお、ここでの粘着力とは、巨視すべり領域におけるレール・車輪間の接線力も含めた広義の意味での粘着力を指すものとする。このレール・車輪間の粘着力 \hat{F}_{mi} には、輪重と粘着係数の積から決まる上限値が存在する。レール・車輪間の粘着力 \hat{F}_{mi} がこの上限値以下となるように制輪子摩擦力 F_{bi} を与えれば、車輪は滑走せずといわば定常状態（粘着状態、滑走していない状態）を持続し、角減速度は編成の減速度相当、つまり『角減速度と車輪半径の積＝編成の減速度』となる。

【0023】

一方、上限値を超えるように制輪子摩擦力 F_{bi} を与えると、車輪は滑走状態（滑走の割合が増加している状態）となり、『角減速度と車輪半径の積 > 編成の減速度』となる。

さらには、ABS 動作によりブレーキシリンダ圧（以下、BC 圧）が弛むなどして、制輪子摩擦力 F_{bi} が下がり、上限値よりもレール・車輪間の粘着力 \hat{F}_{mi} が低くなると、滑走状態から再粘着過程（滑走状態からの回復過程）となり、『角減速度と車輪半径の積 < 編成の減速度』となる。

【0024】

以上を踏まえて、編成車両の並進運動と各軸の回転運動についての定式化を行う。なお、以下ではすべて、ブレーキ力方向を正とするとともに、編成としての車両は剛体であり、各軸とも固着（車輪の完全停止）に至ることはないものとする。また、制輪子摩擦力 F_{bi} の摩擦係数を一定とするとともに、輪軸に働く軸受抵抗と曲線抵抗は、制輪子摩擦力 F_{bi} に含まれるものとする。

【0025】

編成車両の並進運動に減速度 a を与える力を F とすると、

$$M \cdot a = F \quad (1)$$

また、各軸の回転を停止させるためのブレーキ力を F_i とすると、

【0026】

【数 7】

$$J_i \frac{d\omega_i}{dt} = F_i R_i \quad (\forall i) \quad (2)$$

10

20

30

40

50

F , F_i の総和は , F_{bi} と F_r の総和と等しいので、
【 0 0 2 7 】

【数 8】

$$F + \sum_{i=1}^n F_i = \sum_{i=1}^n F_{bi} + F_r \quad (3)$$

【 0 0 2 8 】

各軸の粘着力 \hat{F}_{mi} は、 F_{bi} と F_i との差なので、

【数 9】

$$\hat{F}_{mi} = F_{bi} - F_i \quad (\forall i) \quad (4)$$

【 0 0 2 9 】

以上の物理モデルは、 \hat{F}_{mi} , F_{bi} , F_r , R_i , J_i , M , V_0 が入力であり、出力は F , F_i , β , $d\omega_i / dt$ である。そこで、式 (1) ~ (4) より \hat{F}_{mi} , F_{bi} , F_r , R_i , J_i , M を用いて F , F_i , β , $d\omega_i / dt$ について解くと、それぞれ以下のようになる。

【数 10】

$$F = \sum_{i=1}^n \hat{F}_{mi} + F_r \quad (5)$$

$$F_i = F_{bi} - \hat{F}_{mi} \quad (\forall i) \quad (6)$$

$$\beta = \frac{\sum_{i=1}^n \hat{F}_{mi} + F_r}{M} \quad (7)$$

$$\frac{d\omega_i}{dt} = \frac{R_i}{J_i} (F_{bi} - \hat{F}_{mi}) \quad (\forall i) \quad (8)$$

【 0 0 3 0 】

式 (5) ~ (8) において、 F_{bi} と \hat{F}_{mi} は完全独立な変数ではない。具体的には、定常状態においては、 $\beta = R_i \cdot d\omega_i / dt$ 、滑走状態では、 $\beta < R_i \cdot d\omega_i / dt$ 、再粘着過程では、 $\beta > R_i \cdot d\omega_i / dt$ となることから、式 (8) より F_{bi} と \hat{F}_{mi} の間には、

【数 11】

$$\text{定常状態： } F_{bi} = \hat{F}_{mi} + \frac{J_i}{R_i^2} \beta \quad (\forall i) \quad (9)$$

$$\text{滑走状態： } F_{bi} > \hat{F}_{mi} + \frac{J_i}{R_i^2} \beta \quad (\forall i) \quad (10)$$

$$\text{再粘着過程： } F_{bi} < \hat{F}_{mi} + \frac{J_i}{R_i^2} \beta \quad (\forall i) \quad (11)$$

という関係が成り立つ。

ここで、式 (9) より、定常状態のとき $F_{bi} = 0$ とすると、 $\hat{F}_{mi} = -J_i \beta / R_i^2$ となり、 \hat{F}_{mi} は負値となる。

【 0 0 3 1 】

これは、編成車両の並進運動が減速度 で減速するとき、制輪子摩擦力 F_{bi} のない軸においても回転運動が角減速度 β / R_i で減速する運動を表現したものである。つまり、式 (5) ~ (11) のモデルは進行方向と同じ向きの、いわゆる負方向の粘着力 $J_i \beta / R_i^2$ によって、制輪子摩擦力 F_{bi} のない軸の回転運動が停止することを含め、編成車両の並進運動と各軸の回転運動との相関性を考慮したものとなっていることがわかる。

【 0 0 3 2 】

一方、このモデルでは、式 (9) ~ (11) が従来 (非特許文献 2 , 7 , 8 参照) の 1 軸モデルにおける関係式と異なり、粘着力が負となる場合もあることから、理解し難いうえ、以後の理論展開が複雑になる。そこで、

10

20

30

40

50

【 0 0 3 3 】

【 数 1 2 】

$$F_{mi} = \hat{F}_{mi} + \frac{J_i}{R_i^2} \beta \quad (\forall i) \quad (12)$$

として変数変換すると、式(5)～(11)は、それぞれ式(13)～(19)のように書き直される。

【 0 0 3 4 】

【 数 1 3 】

$$F = M \cdot \frac{\sum_{i=1}^n F_{mi} + F_r}{M + \sum_{i=1}^n \frac{J_i}{R_i^2}} \quad (13) \quad 10$$

$$F_i = F_{bi} - F_{mi} + \frac{J_i}{R_i^2} \cdot \frac{\sum_{j=1}^n F_{mj} + F_r}{M + \sum_{j=1}^n \frac{J_j}{R_j^2}} \quad (\forall i) \quad (14)$$

$$\beta = \frac{\sum_{i=1}^n F_{mi} + F_r}{M + \sum_{i=1}^n \frac{J_i}{R_i^2}} \quad (15) \quad 20$$

$$\frac{d\omega_i}{dt} = \frac{R_i}{J_i} (F_{bi} - F_{mi}) + \frac{1}{R_i} \cdot \frac{\sum_{j=1}^n F_{mj} + F_r}{M + \sum_{j=1}^n \frac{J_j}{R_j^2}} \quad (\forall i) \quad (16)$$

定常状態 : $F_{bi} = F_{mi} (i) \quad (17)$

滑走状態 : $F_{bi} > F_{mi} (i) \quad (18)$

再粘着過程 : $F_{bi} < F_{mi} (i) \quad (19)$

以上、式(13)～(19)が編成車両のブレーキに対する力学モデルの定式化である。なお、 F_{mi} は、物理的に、定常状態では F_{bi} の反力として発生する粘着力であり、滑走状態、再粘着過程を含め、自軸の回転運動のみを考慮した粘着力を示している。 F_{mi} の力の向きは反進行方向である。 30

また、 \hat{F}_{mi} は、 F_{mi} と、編成車両の並進運動に対するブレーキ力から発生する進行方向の摩擦力(負方向の粘着力) $J_i \beta / R_i^2$ の合力からなる真の粘着力と考えることができる(図1参照)。

【 0 0 3 5 】

ところで、ブレーキ中、各軸の速度が、編成車両の速度を超えることはない。従って、これまでの議論は、初速度 V_0 から完全に停止するまでの間の任意の時刻 T に対して、 40

$$-R_i \omega_i - v$$

すなわち、

【 0 0 3 6 】

【 数 1 4 】

$$-V_0 - \int_0^T R_i \frac{d\omega_i}{dt} dt \leq -V_0 - \int_0^T \beta dt \quad (\forall i) \quad (20)$$

を前提としている。式(15)、(16)を用いて式(20)を整理すると、

【 0 0 3 7 】

【数 15】

$$\int_0^T F_{mi} dt \leq \int_0^T F_{bi} dt \quad (\forall i) \quad (21)$$

式(21)の意味するところは、「固着に至らない限り、時刻 T において、 F_{bi} による運動量は F_{mi} による運動量よりも、滑走状態および再粘着過程では大きくなり、定常状態では等しくなる」ということであり、以下のように表される。

【0038】

【数 16】

定常状態：

$$\int_0^T F_{mi} dt = \int_0^T F_{bi} dt \quad (\forall i) \quad (22)$$

10

滑走状態、再粘着過程：

$$\int_0^T F_{mi} dt < \int_0^T F_{bi} dt \quad (\forall i) \quad (23)$$

なお、以上の議論は、回生ブレーキなどの電気ブレーキに対しても同様に適用することができる。また、符号に注意すれば、力行時についても一般性を失わずに適用することができる。

【0039】

次に、レール・車輪間の粘着係数の測定方法について説明する。

20

【0040】

粘着係数の測定を行う際、測定を行う軸に対してのみ制輪子摩擦力 F_{bi} を与えるが、測定を行う軸は通常 1 軸または少数であり、測定中の走行速度の変動は小さい。また、測定は、トンネルではない直線で、かつ、勾配のない（あるいは勾配が一定の）区間で行われる。したがって、車体抵抗 F_r は、粘着係数の測定を行う際、測定中のすべての時間において一定であると考えて良い。

【0041】

以下、第 k 軸の粘着係数を想定する場合を考える。

【0042】

編成車両のブレーキ開始前では制輪子摩擦力 $F_{bi} = 0$ (i) であり、編成車両全体に与えられるブレーキ力は車体抵抗 F_r だけである。よって、編成車両のブレーキ開始前において、編成車両の減速度は一定となる。そこで、編成車両のブレーキ開始前の減速度を β_0 とする。

30

また、 F_{mi} は制輪子摩擦力 F_{bi} の反力として発生する粘着力であることから、ブレーキ開始時において、 $F_{mi} = 0$ ($\forall i$) であり、真の粘着力は $\hat{F}_{mi} = -J_i \beta_0 / R_i^2$ ($\forall i$) である。

【0043】

以上を踏まえ、まず編成車両のブレーキ開始前について考える。編成車両のブレーキ開始前では、式(1)、(3)は、それぞれ、

【0044】

【数 17】

$$M\beta_0 = F \quad (24)$$

$$F + \sum_{i=1}^n F_i = F_r \quad (25)$$

40

と書き直すことができる。また、編成車両のブレーキ開始前に滑走は発生しない（定常状態である）ことから、

【0045】

【数 18】

$$\beta_0 = R_i \frac{d\omega_i}{dt} \quad (\forall i) \quad (26)$$

50

である。よって、式(2)、(24)～(26)より、

【0046】

【数19】

$$F_r = \left(M + \sum_{i=1}^n \frac{J_i}{R_i^2} \right) \beta_0 \quad (27)$$

となる。車体抵抗 F_r はブレーキ中 ($F_{bk} > 0$) においても一定であるので、式(27)は、測定中のすべての時間において成立する。

【0047】

さて、編成車両のブレーキ開始前およびブレーキ中 ($F_{bk} > 0$) において、式(15)により、

【0048】

【数20】

$$\sum_{i=1}^n F_{mi} = \left(M + \sum_{i=1}^n \frac{J_i}{R_i^2} \right) \beta - F_r \quad (28)$$

である。式(28)に式(27)を代入すると、

【0049】

【数21】

$$\sum_{i=1}^n F_{mi} = \left(M + \sum_{i=1}^n \frac{J_i}{R_i^2} \right) \cdot (\beta - \beta_0) \quad (29) \quad 20$$

ここで、制輪子摩擦力 F_{bi} を与えない軸では、 $F_{mi} = 0$ ($i = k$) である。よって、式(29)は、

【0050】

【数22】

$$F_{mk} = \left(M + \sum_{i=1}^n \frac{J_i}{R_i^2} \right) \cdot (\beta - \beta_0) \quad (30)$$

となる。また、式(30)を式(12)に代入して整理すると、

【0051】

【数23】

$$\hat{F}_{mk} = \left(M + \sum_{i=1}^n \frac{J_i}{R_i^2} \right) \cdot (\beta - \beta_0) - \frac{J_k}{R_k^2} \beta \quad (31)$$

となる。

【0052】

式(30)、(31)において、編成車両の減速度 β 、編成車両のブレーキ開始前の減速度 β_0 は、測定中に制輪子摩擦力 F_{bi} を与えない軸の速度から、容易に測定可能である。また、 M 、 J_i 、 R_i は、設計値または粘着係数の測定とは別に容易に測定可能である。

したがって、 F_{mk} および \hat{F}_{mk} は、式(30)、(31)を用いることで容易に測定可能である。

【0053】

また、第 k 軸の軸重 M_k についても、測定中の軸重移動を無視すれば、容易に測定可能である。したがって、 F_{bk} の反力としての粘着係数(これまでの歪みゲージによる測定方法や1軸モデルで考えてきた粘着係数)および真の粘着係数(他の軸の制輪子摩擦力や車体抵抗を考慮した実際に生じている粘着係数)とともに、式(30)、(31)から時間の関数として容易に算出できる。なお、歪みゲージによる従来の測定方法でも、軸重移動は無視している。

【 0 0 5 4 】

ところで、実際の車両では、1軸のみに制輪子摩擦力を与えることが困難な場合が多い。具体的には、在来線車両の多くは制輪子摩擦力を台車単位で与える構成である。1軸のみに制輪子摩擦力を与えるのが困難な車両において粘着係数を測定する場合は、以下の式(32)、(33)により、複数軸の合計粘着力を測定することで、平均粘着係数を算出することが可能である。

【 0 0 5 5 】

【数 2 4】

$$\sum_k F_{mk} = \left(M + \sum_{i=1}^n \frac{J_i}{R_i^2} \right) \cdot (\beta - \beta_0) \quad (32)$$

10

$$\sum_k \hat{F}_{mk} = \left(M + \sum_{i=1}^n \frac{J_i}{R_i^2} \right) \cdot (\beta - \beta_0) - \beta \sum_k \frac{J_k}{R_k^2} \quad (33)$$

なお、式(32)、(33)は式(30)、(31)より容易に導出できる。

【 0 0 5 6 】

図2は本発明にかかるレール・車輪間の粘着係数の測定システムの構成図である。

【 0 0 5 7 】

この図において、20は入力装置であり、この入力装置20からは編成車両全体の重量M、第i軸の慣性モーメント J_i 、第i軸の車輪半径 R_i ($1 \leq i \leq n$)、編成車両の減速度、編成車両のブレーキ開始前の減速度 β_0 を求めて、インターフェース22を介してレール・車輪間の粘着係数の測定部21に入力する。このレール・車輪間の粘着係数の測定部21では、下記論理式を論理式編集部23で編集し、その編集された論理式を演算処理部24で演算して、出力部25へ出力する。

20

【 0 0 5 8 】

このように、下記の理論式に基づいてレール・車輪間の粘着係数を得ることができる。

【 0 0 5 9 】

【数 2 5】

$$F_{mk} = \left(M + \sum_{i=1}^n \frac{J_i}{R_i^2} \right) \cdot (\beta - \beta_0)$$

30

$$\hat{F}_{mk} = \left(M + \sum_{i=1}^n \frac{J_i}{R_i^2} \right) \cdot (\beta - \beta_0) - \frac{J_k}{R_k^2} \beta$$

また、上記のレール・車輪間の粘着係数の測定方法において、複数軸の合計粘着力を下記の理論式に基づいて得ることができる。

【 0 0 6 0 】

【数 2 6】

$$\sum_k F_{mk} = \left(M + \sum_{i=1}^n \frac{J_i}{R_i^2} \right) \cdot (\beta - \beta_0)$$

40

$$\sum_k \hat{F}_{mk} = \left(M + \sum_{i=1}^n \frac{J_i}{R_i^2} \right) \cdot (\beta - \beta_0) - \beta \sum_k \frac{J_k}{R_k^2}$$

上記理論式に基づいて、複数軸の合計粘着力を得ることができ、レール・車輪間の粘着係数を、一般のブレーキ試験と同程度の簡易さで、かつ、編成車両の動特性として測定することができる。つまり、簡便に、かつ的確にレール・車輪間の粘着係数の測定を行うことができる。

【 0 0 6 1 】

なお、本発明は上記実施例に限定されるものではなく、本発明の趣旨に基づき種々の変形が可能であり、これらを本発明の範囲から排除するものではない。

【産業上の利用可能性】

【 0 0 6 2 】

50

本発明は、レール・車輪間の粘着係数の測定方法として利用することができる。

【図面の簡単な説明】

【0063】

【図1】本発明にかかる機械ブレーキ時における編成車両の挙動を示す図である。

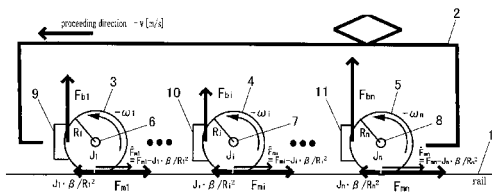
【図2】本発明にかかるレール・車輪間の粘着係数の測定システムの構成図である。

【符号の説明】

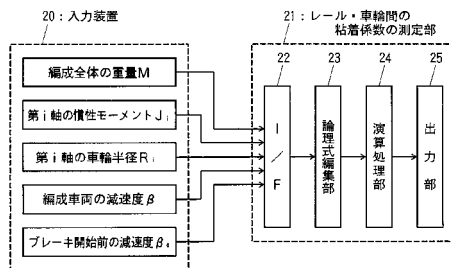
【0064】

- 1 レール
- 2 編成車両
- 3, 4, 5 車輪
- 6, 7, 8 軸
- 9, 10, 11 制輪子(またはパッド)
- 20 入力装置
- 21 レール・車輪間の粘着係数の測定部
- 22 インターフェース
- 23 論理式編集部
- 24 演算処理部
- 25 出力部

【図1】



【図2】



フロントページの続き

審査官 福田 裕司

- (56)参考文献 特開平11-252708(JP,A)
特開昭60-091805(JP,A)
特開昭63-031402(JP,A)
特開平11-252716(JP,A)
特開2005-189143(JP,A)
特開2001-264193(JP,A)
特開2000-233744(JP,A)
特開昭63-031403(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

G01N 19/02~19/04