タイヤ式門形クレーンの動特性*

(第4報, 外乱の直進走行性能に及ぼす影響)

竹原 亨^{*1}, 市村 欣也^{*1}
阿部 雅二朗^{*2}, 伊藤 廣^{*2}

Dynamic Behavior of Rubber Tire-Mounted Gantry Cranes

(4th Report, Affection of Disturbance on Straight Travelling Performance)

Toru TAKEHARA^{*3}, Kinya ICHIMURA,
Masajiro ABE and Hiroshi ITO

^{*3} Mitsui Engineering & Shipbuilding Co., Ltd., Tamano works
Tama 3-1-1, Tamano-shi, Okayama-ken, 706-8651 Japan

Rubber Tire-mounted Gantry (RTG) cranes are running on the runways, which are sloped in the transverse direction and waved caused by the bearing of the frequent heavy tire loads. RTG structure has a wide projection area against wind during travelling. The runway unevenness and wind load becomes a disturbance to divert the straight travelling trajectory. And the angular offset of tire supporting plane to the RTG body also becomes a significant factor to affect the straight travelling performance. Herein this paper, the modeling of runway surface and wind load are introduced, and the relation of straight travelling trajectory of RTG with affections of runway unevenness, wind load, and angular offset of tire are studied by analysis with FEM.

Key Words: Materials Handling Equipment, Machinery, Maneuverability, Dynamic Behavior, Rubber Tire-mounted Gantry Crane, Travelling Simulation, Road Surface, Wind Load, Machinery Setting Error, Straight Travelling Performance, Tire Model, Motor Control, Travelling Trajectory, Unevenness Runway

1. 緒 言

タイヤ式門形クレーン(RTG: Rubber Tire-mounted Gantry Crane)は、無軌道で走行可能であり、作業場所替えが容易であるため、機動性に優れ、コンテナヤードでの段積み用クレーンとして数多く使用されている。通常、ヤード表面は1/100程度の水はけこう配が、走行路に対し直角の方向につけられている。また、ほとんどのヤードは岸壁に造成されているため、地盤沈下や、長年にわたるRTGのタイヤ負荷により、走行路面には路面傾斜ができる。また、RTG機体は受圧面積が大きく、走行時には風荷重を受けやすい。これら路面傾斜および風荷重などの環境外乱は、RTGの直進走行性能に大きく影響を及ぼすと考えられる。さらに、RTGなどの大形機械は、機体の構造部分の製作誤差、機械部品の取付寸法誤差および経年変化による誤差などの因子が集積し、走行駆動力の作用方向を定め、走行方向の規定に重要な役割を果たす駆動タイヤが、機体に対し取付角度誤差をもつ場

合がある。この取付角度誤差もRTGの直進走行性能に大きく影響を及ぼすことが予想される。

本研究は、RTGの機体状態、機体特性、駆動系特性および走行路面や風荷重などの環境による外乱等が、走行性能に及ぼす影響を動的解析により解明することを主目的としている。

第1報⁽¹⁾では、RTGの走行シミュレーションの方法を示し、本方法により求めた走行軌道の理論値を、実機実験値と比較して検証し、構築した方法の妥当性を確認した。

第2報⁽²⁾においては、機体挙動と走行性能の関係について述べた。機体の固有振動モード解析を行い、走行シミュレーション結果と、実機実験で得られた機体振動の周波数分析結果から、機体挙動の特徴を明らかにした。

第3報⁽³⁾においては、駆動系の特性と直進走行性能の関係について述べた。タイヤおよび電動機等により構成される駆動系の特性が、走行性能に及ぼす影響について理論解析し考察した。これをもとに直進性に優れたタイヤ式門形クレーンの駆動系を提案した。

これら第1報⁽¹⁾、第2報⁽²⁾および第3報⁽³⁾の結果から、本研究にて構築されたシミュレーション方法により、RTG実機の走行時における各種の動特性を、高

* 原稿受付 1999年11月17日。

^{*1} 正員、三井造船株式会社 (☎706-8651 玉野市玉3-1-1)。

^{*2} 正員、長岡技術科学大学工学部 (☎940-2188 長岡市上富岡町1603-1)。

E-mail: totakehara@aol.com

精度に解析できることを示してきた。

本論文では、まず、環境外乱となりうる路面および風荷重のモデル化について述べる。つづいて、路面傾斜が直進走行性能に及ぼす影響を、路面傾斜の方向を変化させた場合における直進走行軌道変化のシミュレーション解析結果により解析する。風荷重の及ぼす影響については、特に、走行軌道への影響の度合いを明らかにするため、走行方向と直角方向から、さまざまな風速の風がふく場合の走行軌道変化をシミュレーションにより調べる。タイヤ取付角度誤差の及ぼす影響については、右前脚駆動タイヤおよび左後駆動タイヤの取付角度を変化させ、シミュレーション解析する。これらの解析結果を考察し、外乱と直進走行性能の関係を明らかにする。

2. 理論解析

2・1 概要 図1に、研究対象とするRTGの機体外観を示す。RTGは、つり具、左右に横行可能なトロリ、トロリを支える門型構造体、およびタイヤを含む走行装置により構成される。本RTGは8輪形式で、走行タイヤは、各コーナに2輪ずつ装備され、それぞれ車輪負荷を等分配させるイコライザビームに固定されている。走行は、電動機により駆動され、駆動タイヤは2輪で、対角位置(右前および左後)に配置されている。

本論文では、本研究の第1報¹⁾に示した機体モデルを用い、有限要素法に基づく動的シミュレーションを行う。運動方程式をNewmark β 法⁴⁾により解き、機体各部材の時刻歴応答を求める。走行軌道は、機体の動きとタイヤの変形を区別するため、タイヤ部材上端点の水平面移動座標で表す。走行電動機モデルには、供試機より得てモデル化した走行速度指令を入力し、

Fig. 1 General view of RTG (8 wheels, Model-C)

電動機出力トルクを算出する。これを換算して得られるタイヤの駆動力や、タイヤと路面間に作用する力を接地部の節点に外力として加える。また、路面は、傾斜路面と水平路面を対象とする。

2・2 機体およびパワーラインモデル 第1報¹⁾に示した機体モデルおよびパワーラインモデルを用いる。機体モデルは、トロリが、図1に示すように機体中央に配置され、機体の重量配分偏心のない状態のモデル(以降モデルCと呼ぶ)とする。これは、通常、RTGはトロリを x 方向に対し右側端に配置したモデルRの機体状態にて走行するが、ここでは、機体偏心の影響を除くためモデルCを用いる。走行装置は、駆動タイヤ部、従動タイヤ部からなる。駆動タイヤ部すなわちパワーラインは、走行電動機、カップリング、減速機、チェーンおよびスプロケット、駆動タイヤにより構成される。

走行加減速度や外乱などにより、電動機への負荷が変動する場合、その電機子回路の過渡特性が問題になる。これには、第1報¹⁾に示したように、電機子回路のインダクタンスを考慮し、電機子電流を求めることにより対応する。得られた電機子電流より電動機出力トルクを算出し、タイヤの回転面方向駆動力 F_x に換算して、タイヤ接地部の節点に x 方向外力として加える。

2・3 タイヤと路面間の相互作用力 図2に、タイヤと路面間に水平方向に作用する相互作用力である駆動力(駆動輪のみに作用)、転がり抵抗、横力、セルフアライニングトルク、キャンバラストの作用状態を示す。これらの値は、Fialaの理論⁵⁾に基づき酒井により定式化された計算式⁶⁾により求める。この際、第1報¹⁾に示したように、スリップ角 α の変動に対する横力 F_y の応答特性、すなわちコーナリングの動特性⁶⁾を考慮する。

また、路面からの垂直抗力 R の鉛直方向成分 R_v は、2・4節に述べる路面形状モデルにより、強制変位

Fig. 2 Interactive forces between tire and road

の形で考慮する。 R の水平方向成分 R_s は、接地部節点に外力として加える。 R_s は、以下のように計算する。

まず、図3に示すように、対象接地点を中心に全体座標系 X, Y 軸方向各々に ± 0.5 m 離れた地点 X_a, Y_a, X_b, Y_b の4箇所における Z 方向の路面高さを、2・4節に示す路面形状モデルにより求め、それぞれ $Z_{xa}, Z_{ya}, Z_{xb}, Z_{yb}$ とする。これらの値を用いて、図4より次式によって、対象としている接地点近傍の全体座標系 X, Y 軸方向の路面傾斜角 θ_{sx}, θ_{sy} を求める。

$$\theta_{si} = \tan^{-1} \frac{Z_{ib} - Z_{ia}}{1} \quad (i = X, Y) \quad (1)$$

ただし、全体座標系 X, Y 軸方向に向かって下りの路面傾斜角を正值とする。

次に、路面垂直抗力の水平方向成分 R_s の全体座標系 X, Y 軸方向成分 R_{sx}, R_{sy} を、次式により計算する。

$$R_{si} = F_z \tan \theta_{si} \quad (i = X, Y) \quad (2)$$

ここで、 F_z は対象接地部節点の鉛直方向 (Z 方向) 節点荷重である。

2・4 路面モデル 路面は剛体として扱うが、その形状は、運動する機体モデル接地点の全体座標系 Z 軸方向に、路面形状モデルに応じた強制変位、速度お

Fig. 3 Runway surface data sampling

Fig. 4 Runway slope angle θ_{sx} in the X direction

よび加速度を与えることにより、運動方程式に導入する。本報では、水平な平坦路面形状モデルと、傾斜を有する平坦路面形状モデルを用いる。これは、設定する外乱因子のみの影響を解析するためである。

2・5 風荷重モデル 風荷重の計算には「クレーン構造規格」⁽⁷⁾で規定されている。次に示す風荷重 H_w kgf の計算式を用いる。

$$H_w = p C_j A_j \quad (3)$$

ここで、

p : 風圧 kgf/m²

C_j : 風力係数

A_j : 受圧面の投影面積 m²

である。

上式における風圧、風力係数、受圧面の投影面積は次のように求める。

風圧 p kgf/m² は、

$$p = \frac{1}{2} \rho V_0^2 \left(\frac{h_w}{h_0} \right)^{2m} \quad (4)$$

により求まる⁽⁷⁾。ここで、

ρ : 空気密度

h_0 : 基準高さ (=10 m とする)

h_w : 風力中心の高さ m

V_0 : 高さ h_0 における風速 m/s

m : 係数 (=0.10)

である。

風力係数 C_j は、「クレーン構造規格」⁽⁷⁾により、本研究対象機のように部材が箱形構造よりなる場合には、受風面の縦横比により、 $C_j = 1.2 \sim 1.6$ と規定されている。

受圧面の投影面積 A_j は、風を受ける面を風の方向に直交する面に投影した面の面積である。面が二つ以上重なる場合、第2面の受圧面積は、第1面と重ならない部分については100%考慮する。第1面と重なる部分の受圧面積は、「クレーン構造規格」にて規定された受圧面積低減率 η_w を乗じた値とする。走行シミュレーションでは、有限要素モデルの各部材ごとに、式(3)をもとに風荷重を計算し、得られた荷重を部材端節点に集中荷重として均等に配分し、外力として与える。

2・6 タイヤ取付角度誤差モデル RTGにおいては、車軸の芯出し加工誤差、タイヤ旋回機構の部品組立誤差や経年変化によりタイヤ取付角度に差が生じる。なお、RTGは、配置替え時に走行路と直角に走行運転するため、タイヤが90°旋回可能であり、旋回端にてピンを挿入し固定させる機構を有している。これらの誤差因子が重なると、タイヤ取付角度の誤差は

$\pm 0.269^\circ$ 以内となる。

シミュレーションではこの誤差を、機体モデルのタイヤ要素におけるZ軸まわりのねじり変位に付加することで与える。

3. 理論解析結果および考察

3・1 概要 RTGの直進走行性能に影響を及ぼす外乱として、路面傾斜、風荷重のほか、製作誤差や経年変化による駆動タイヤ取付角度誤差を取上げる。走行シミュレーション解析により、これらの影響度を定量的に求める。これをもとに、走行軌道ずれの要因を明らかにする。さらに、これら環境外乱に対するRTGの管理運用指針を示す。

3・2 理論解析条件

3・2・1 路面傾斜の影響解析 RTGの走行路には、造成時にRTG走行路と直角方向に1/100程度の水はけこう配が形成されている。図5に、その断面を示す⁽⁸⁾ 走行路は、路床上に碎石やスラグによる路盤を形成し、その上にコンクリートを敷設した構造や、路盤上にクッション材をはさみプレキャスト板を設置したものが一般的である。コンテナターミナルの多くは、軟弱地盤上に埋め立て造成されている場合が多い。このため、RTGのタイヤ負荷や路床以下の不同沈下に対しては、コンクリート舗装の場合は路面上部の変形や破壊、プレキャスト板構造の場合は路面の上下の動きが生じ、RTGの走行に支障をきたす。

以上に述べたような要因により発生する路面傾斜の影響が直進走行性能に及ぼす影響については、一様なX方向傾斜およびY方向傾斜について調べる。ここで機体モデルは、設定する外乱因子のみの影響を解析するため、機体の重量配分偏心をなくしたモデルCとする。また、走行速度は1.5 m/sとする。

実機実験を行った走行路面のX方向傾斜は、平均0.2/30.0の下りで、Y方向の傾斜は、機体左側から右側に平均0.1/23.47の下りであった。X方向の走行路面モデルは、この平均X方向傾斜と同じ0.2/30.0と、その2倍の0.4/30.0の傾斜を有するものとする。図6に、例として、一様なX方向傾斜0.4/30.0を有

Fig. 5 Section of RTG runway⁽⁸⁾ (unit ; mm)

する路面形状モデルを示す。

また、Y方向の走行路面モデルは、RTGのスペンが23.47 mであり、Y方向に1/100の水はけこう配を有することから、実機実験路面の平均Y方向傾斜と同じ0.1/23.47と、その2倍の0.2/23.47を有するものとする。図7には、Y方向に0.2/23.47の一様な右下がり傾斜を有する路面形状モデルを示す。

3・2・2 風荷重の影響解析 風荷重の影響に関しては、走行速度1.5 m/sにて、モデルC、水平路面モデルを用いて、風速の異なる風荷重を作用させ、走行シミュレーションを行い考察する。風速条件は、地上高さ10 mにて、気象庁風力階数の0(0 m/s), 2(1.6 m/s), 4(5.5 m/s), 6(10.8 m/s), 8(17.2 m/s), 10(24.5 m/s)の風が、進行方向に直角に左から右(Y方向)へ一様かつ定常的にふく場合とする⁽⁹⁾。

3・2・3 タイヤ取付誤差の影響解析 図8に、右前駆動タイヤの取付角度の誤差が $+0.269^\circ$ 、左後駆動タイヤのそれが -0.269° である場合における機体状態の平面図を示す。このようなタイヤ取付角度誤差の影響解析に関しては、モデルCが水平な平坦路面モデル上を走行速度1.5 m/sにて走行する場合について行う。図8の場合以外にも、右前駆動タイヤの誤差が

Fig. 6 Runway model (0.4/30.0 slope in the X direction)

Fig. 7 Runway model (0.2/23.47 slope in the Y direction)

Fig. 8 Angular error of driven tire assemblies

Fig. 9 Simulated travelling trajectory with different runway slope in the X direction

Fig. 10 Simulated travelling trajectory with different runway slope in the Y direction

+0.269°で、左後駆動タイヤの誤差を0°, +0.269°とした機体モデル、さらに、右前駆動タイヤの誤差が0°, -0.269°で、左後駆動タイヤを0°とした機体モデルについて走行シミュレーションし考察する。

3.3 直進走行性能に及ぼす影響

3.3.1 路面傾斜 図9に、路面が一様なX方向傾斜0.2/30.0と、その2倍のX方向傾斜0.4/30.0をもつ場合における、走行速度1.5 m/sでの右前脚走行軌道を示す。ここで右前脚走行軌道は、機体右前脚

Fig. 11 Simulated travelling trajectory with different wind velocity in Y direction

部材の中心軸と路面の交点位置の、走行基準線(X軸)からのY方向偏差量 Y_d で表す。

図10より、約23 m走行後において、X方向傾斜0.2/30.0の場合は0.017 m右に、X方向傾斜0.4/30.0の場合には0.033 m右に軌道ずれが生じている。走行方向に下りこう配があると、機体は前傾姿勢となり、機体前側の接地荷重が増える。これにより、右前駆動輪において、転がり抵抗が増すとともに、有効転がり半径も小さくなる。このため、右前駆動輪の並進走行速度が遅くなり、右側へ走行軌道がずれる。また、図9の場合、X方向傾斜の大きさにほぼ比例して、直進走行性能が悪化している。

図10に、路面が一様なY方向傾斜0.1/23.47と、その2倍のY方向傾斜0.2/23.47をもつ場合における走行速度1.5 m/sでの右前脚走行軌道を示す。約23 m走行後において、Y方向傾斜0.1/23.47の場合は0.074 m、Y方向傾斜0.2/23.47の場合は0.14 m右に軌道ずれが生じている。これは、機体が右下がり姿勢になることにより接地荷重が増し、前述のX方向傾斜がある場合と同様に、右前駆動輪の転がり抵抗および有効転がり半径の効果により走行軌道ずれが生じる。さらに、重力の路面傾斜方向成分により、斜面下り方向である右側への軌道ずれが相乗される。また、X方向傾斜がある場合と同様に、Y方向傾斜の大きさにほぼ比例して直進走行性能が悪化することがわかる。

3.3.2 風荷重 図11に、走行速度1.5 m/s、モデルCにおいて、Y方向の風荷重を作用させた場合の右前脚走行軌道の走行シミュレーション結果を示す。風荷重は、風速の異なる風が進行方向に直角に左から右へ一様かつ定常的にふく場合の値を作用させた。

3・3・3 駆動タイヤの取付角度誤差 図12に、3・2・3項に示した条件で走行シミュレーションを行い、得られた右前駆動タイヤの走行軌道を示す。この図より、加速時(X_d が0.0 mから4.0 mの範囲)は、走行開始直後に進行方向が決まり、その方向へ定常速度時(X_d が4.0 mから17.2 mの範囲)にかけて走行し、減速時(X_d が17.2 m以降の範囲)は、それまでの軌道より右へ曲がる現象が見られる。また、右前駆動タイ

走行開始時は、速度が遅くタイヤ横滑り角が非常に小さいので、RTGは、幾何学的に決まる機体旋回中心 C を中心に旋回しようとする。図 13 に、横滑り角を無視した場合、右前および左後駆動タイヤの取付角度誤差が、それぞれ δ_{er} , δ_{el} における C の位置を示す。 δ_{er} が正の方向に角度を有し、かつ δ_{el} が零の場合、 C は前タイヤ取付面に直交する直線と、左後タイヤのそれとが交差する点であり、左後駆動タイヤの y 方向延長線上 C_0 の位置にある。 δ_{el} が負の角度をもつ場合、 C は C_0 よりも機体に近づき C_1 の位置にある。逆に δ_{el} が正の角度をもつ場合、 C は C_0 よりも機体より遠ざかり、 $\delta_{el} = \delta_{er}$ となったとき C は無限遠の C_2 となる。さらに δ_{el} が大きくなり、 $\delta_{er} < \delta_{el}$ となると、 C はそれまでと反対側の C_3 の位置に現れる。このことより、右前駆動タイヤが正の取付角度誤差を有する場合、左後駆動タイヤの誤差が負の角度、あるいは正の角度になっても、右前駆動タイヤのそれより小さい角度ならば、機体が旋回しようとする中心は進行方向の左側となり、右前駆動タイヤの向いている左へ曲がる軌道をとる。同様に、右前駆動タイヤが負の取付角度誤差を有する場合は、右前駆動タイヤの向く右へ曲がる軌道をとる。このような理由により、図 12 に示す右前駆動タイヤの走行軌道において、右前駆動タイヤ取付角度誤差が走行軌道に及ぼす影響が大き

NII-Electronic Library Service

く、左後駆動タイヤのそれは軽微となる。

図12に見られる減速時に、それまでの軌道より右へ曲がる現象は、加減速度のRTG門形構造物の変形に起因している。これまでの著者らの研究^{(1)~(3)}より、RTGは、加減速度の慣性力による重心移動に起因して機体変形が生じ、走行軌道に影響を及ぼすことがわかっている。機体変形の影響が最もわかりやすい、右前、左後駆動タイヤとも取付誤差のない場合について、加速時も含め説明すると次のようになる。

加速時の慣性力は機体重心を後方へずらすため、後タイヤのスペンが前タイヤのスペンより広くなる。この結果、RTG門形構造物の下部フレームであるシルビームは、加速時、進行方向に閉じたハの字となる。減速時は、逆に進行方向に開いたハの字となる。タイヤ軸はイコライザビームを介してシルビームに固定されており、操舵のための回転機構はもたないで、構造物の変形はタイヤ回転面の方向を変化させる。よって、加速時には右前駆動タイヤに正の角度が、左後駆動タイヤに負の角度が生じ、進行方向左側に施回中心が現れ、左へ曲がる走行軌道となる。逆に、減速時は右へ曲がる軌道となる。このため、図12の④に示す、タイヤ取付角度誤差のない場合の走行軌道においても、加速時から定常速度時にかけては左にずれ、減速時は右にずれを戻す傾向が見られる。

以上のように、製作精度等によってタイヤ取付角度誤差を生じる機体構造においては、駆動輪回転面方向と機体構造物基準線との角度誤差が $\pm 0.269^\circ$ 以内であっても、直進走行性能に大きく影響することがわかる。

3.4 環境外乱を考慮したRTGの管理、運用

通常、自動直進走行システムを装着したRTGは、平坦走行路面において ± 0.05 m以内の直進走行性能を有する。さらに、路面、風などの外乱により ± 0.15 mを越える過度の軌道ずれが生じたときには走行自動停止させる機能をもつ。また、供試機のRTGでは、約23 m走行する間、左右駆動輪速度差による軌道修正能力は約0.2~0.3 mである。

3.3節の考察結果より、駆動タイヤ取付角度誤差による機体固有の誤差に、環境外乱の内、特に顕著な影響が見られるY方向傾斜(Y方向傾斜 $0.2/23.47$ の場合)、Y方向風(風速10 mを越える場合)が組合されると、機体の軌道ずれ量は0.34 mとなり、上記の軌道修正能力の上限を越え直進走行運転が困難になる。風力係数の小さい構造形式の採用により、風荷重を低減させることも考えられるが、クレーン製造方法の見地から実用的でない。このため、実機において調

整可能であるタイヤ取付角度誤差などの機体固有の誤差管理や、RTG走行路面のY方向傾斜の補修管理が、RTGの直進走行性能を向上させるために重要となる。

また、3.3.2項にて、「クレーン等安全規則」に定められた強風時における作業の中止の事項について述べた。これの当該作業は、風によるつり荷の振れ、または回転により予想される危険な状態に関するものである。しかしながら、RTGでは、本節にて指摘したように、強度による過度な走行軌道ずれが想定される。これに対応するため、強度時には走行速度を制限するなどの対応が必要である。

4. 結 言

機体を取巻く環境や、機体の製作誤差または経年変化に起因するタイヤ取付角度誤差といった外乱の影響が、RTGの直進走行性能に及ぼす影響をシミュレーションにより解析した。得られたおもな結論は以下のとおりである。

(1) 走行方向に一樣な傾斜、および走行方向に直角な方向に一樣な傾斜をなす走行路をRTGが走行する場合、傾斜角の増加するほど軌道ずれが大きくなる。

(2) 地上10 mにおける風速が10 m/sを越える場合、風荷重の直進走行性能に及ぼす影響が大きくなる。通常、荷役現場では風速10 m/sを超える場合でも荷役を行っている。このような場合には、走行軌道ずれに及ぼす影響が大きいため、走行運転には注意が必要である。

(3) 製作時の構造物の製造や機械部品の取付角度誤差や、経年変化や事故により生じる駆動タイヤの取付角度誤差は、 $\pm 0.269^\circ$ 程度のわずかでも、直進走行性能に影響する。

(4) 駆動タイヤ取付角度誤差による機体固有の誤差に、Y方向傾斜、Y方向風が組合されると、機体の軌道ずれ量はRTGの軌道修正能力を超える場合もあり、直進走行運転が困難になる。このため、機体や走行路面の整備、管理が必要である。また、強風時には走行速度の制限を設けるのが望ましい。

文 献

- (1) 竹原亨・市村欣也・阿部雅二郎・伊藤廣・横田浩一、タイヤ式門形クレーンの動特性(第1報:走行シミュレーション), 機論, 65-637, C, (1999), 237-244.
- (2) 竹原亨・市村欣也・阿部雅二郎・伊藤廣, タイヤ式門形クレーンの動特性(第2報:機体挙動と走行性能), 機論, 65-637, C, (1999), 245-252.

- (3) 竹原亨・市村欣也・阿部雅二郎・伊藤廣, タイヤ式門型クレーンの動特性(第3報: 駆動系の特性と直進走行性能), 機論, 65-637, C, (1999), 253-259.
 - (4) 例えば, 戸川隼人, 有限要素法による振動解析, (1975), 41, サイエンス社.
 - (5) Fiala, E. Seitenkräfte am Rollenden Luftreifen, Z. VDI, Bd. 96, Nr. 29 (1954).
 - (6) 酒井秀夫, タイヤ工学(入門から応用まで), (1990), 190-218, 234-247, グランプリ出版.
 - (7) 労働省労働基準局, クレーン構造規格, (1976), 15-18, 日本クレーン協会.
 - (8) 吉原生治, コンテナターミナルの土木設備, 港湾荷役, 39-1 (1994), 142-147.
 - (9) 伊藤廣, 移動式クレーンの知識, (1994), 118-122, 鹿島出版社.
 - (10) 労働省労働基準局, クレーン等安全規則, (1976), 104-105, 日本クレーン協会.
-