

② 国際海上コンテナセミトレーラの横転に関する コンテナ用緊締装置のガタの影響

自動車安全研究領域

※波多野 忠

児島 亨

廣瀬 敏也(現 国土交通省)

1. はじめに

国際海上コンテナの陸上輸送については、海陸複合輸送が簡便にできることから、盛んに利用され物流の一翼を担っている。しかし、コンテナ内における貨物の積み付け状況や総質量、性状等についての正確な情報がドライバーまで十分に伝達されていないため、トレーラの横転事故の原因として貨物の不適切な積載等が考えられている。

そこで、連結車の中の 40ft 国際海上コンテナセミトレーラ(以下「トレーラ」という)の横転特性について、コンピュータ・シミュレーションを用いコンテナ用緊締装置のガタ(クリアランス)の影響の解析を行った。

40ft 国際海上コンテナ(以下「コンテナ」という)は、トレーラのフレーム上面に直に載せられ、固定方法は、前方ではピンロック方式、後方ではツイストロック方式で固定される。図1にコンテナの固定方法を示す。図2にコンテナすみ金具を示す。トレーラの右後方から見た写真で、青色部分はトレーラで、赤色部分がコンテナである。コンテナすみ金具はコンテナの端の4すみの上下にあり、コンテナを運搬する時にこの穴を用いてフック、ピンを中に挿入して固定する。図3の左側はツイストロックの概観を示したもので、右側はコンテナすみ金具に挿入されている状態を示している。図4の左側はトレーラ前方からのピンロックの概観を示したもので、右側はコンテナすみ金具に挿入されている状態を下側から示したものである。図3と図4を見ると、トレーラにコンテナが搭載されトレーラの緊締装置で固定した場合でも横、前後及び上下方向にガタがあることがわかる。なお、コンテナ底部にはトンネルリセス(細長い窪み)があり、トレーラのグースネック凸部(低床式のためにトラクタと重な

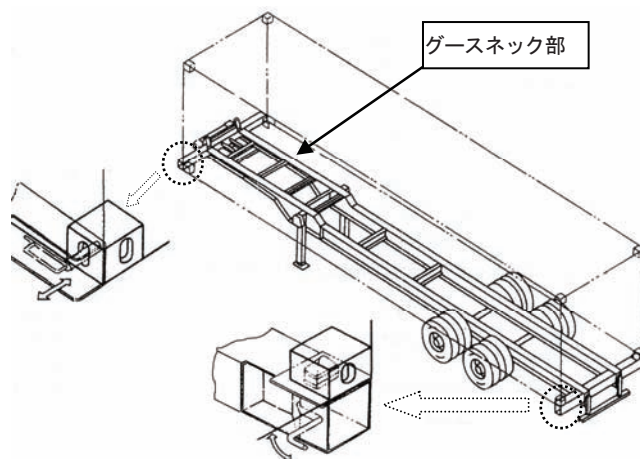


図1 トレーラの緊締装置



図2 コンテナすみ金具



図3 ツイストロック



図4 ピンロック

る部分についてフレームを段付きにしている)を避けるために一部がえぐられている。

現状の固定方法では、コンテナのすみ金具の穴とトレーラの緊締装置間にガタがある場合、コンテナ底面・トレーラメインフレーム上面間(以下「コンテナ・トレーラ間」という)の静止摩擦係数以上の力がコンテナに働くとコンテナが移動しトレーラの緊締装置等に衝突する。この横方向の衝撃力がトレーラのロール運動にどの程度影響を及ぼすか検討した。

2. シミュレーションの概要

使用したシミュレーションソフトは TruckSim と MATLAB/Simulink で、模擬試験車両の諸元は TruckSim のトラクタ 2 軸車、フラットベットトレーラ 2 軸車のデフォルトデータを使用し、トレーラのホイールベース(8+1.5[m])のみ変更した。積載物は、集中荷重とし質量 20000kg、ロール慣性モーメント 20000kg・m²、慣性乗積はすべてゼロとした。

走行模擬試験は、半径 40m 定常円旋回模擬試験、ハンドル操作角 90deg の J ターン模擬試験、レーン幅 3.5m を進入・乗移り・脱出区間 20+20+20[m] のダブルレーンチェンジ模擬試験を実施した。定常円旋回模擬試験とダブルレーンチェンジ模擬試験のドライバモデルはデフォルトシステムを使用し、ドライバ予見時間は定常円旋回模擬試験で 2 秒、ダブルレーンチェンジ模擬試験で 0.8 秒とし、J ターン模擬試験はオープン・ループとした。

車両運動計算は TruckSim で行い、TruckSim から算出した車両運動量を MATLAB/Simulink に入力し横方向の衝撃力とロール回転モーメントを算出し、この値を TruckSim に再度入力した。コンテナすみ金具とトレーラ緊締装置の JIS 規格及び実態調査を参考にして、ガ

タを片側 7.5mm とした。衝撃力については、JIS 規格のトレーラ緊締装置の強度を参考に仮想減速区間を 5mm とし、この区間の平均減速度から衝撃力と時間を算出した。また同様に、上下方向のガタは 10mm とし、仮想減速区間を 5mm とした。

今回の走行模擬試験条件は、コンテナ・トレーラ間の静止摩擦係数の違いの影響を見るために、静止摩擦係数を 0.8~0.25 の範囲とした。また、静止摩擦係数から動摩擦係数を引いた値は常に 0.2 とした。静止摩擦係数が 0.8 の場合では、今回のどの走行条件でもコンテナが相対移動しないため、この条件の走行模擬試験結果を基準に他の条件と比較検討した。

積載条件①(重心位置高)として、コンテナの重心位置が高い場合(1.9m)とした。次に最悪条件として、積載条件②(重心位置高、横方向偏荷重、コンテナロール回転中心・トレーラメインフレーム左右端)は、積載条件①に加えてコンテナ重心位置が横方向に偏荷重(中心から 0.2m)しているとした。左右方向に対する偏荷重の位置は、定常円旋回模擬試験と J ターン模擬試験では操舵のする方向とは逆の位置とし、ダブルレーンチェンジ模擬試験では第 2 操舵した方向と逆の位置とした。

また、衝撃力でコンテナ自身がロール方向に回転運動を起こす場合の回転中心をトレーラメインフレーム左右端(中心から 0.51m)とした。なお、積載条件①のコンテナのロール方向回転中心はトレーラ左右の緊締装置位置(中心から 1.13m)とした。

3. シミュレーション結果

図 5 は、積載条件②での定常円旋回模擬試験のトレーラばね上ロール角の時系列データを示している。静止摩擦係数は 0.35 と 0.8 である。摩擦係数 0.8 の条件では、ガタによる衝撃力は発生しない場合を示している、一般的な車両の特性を表している。通常では時

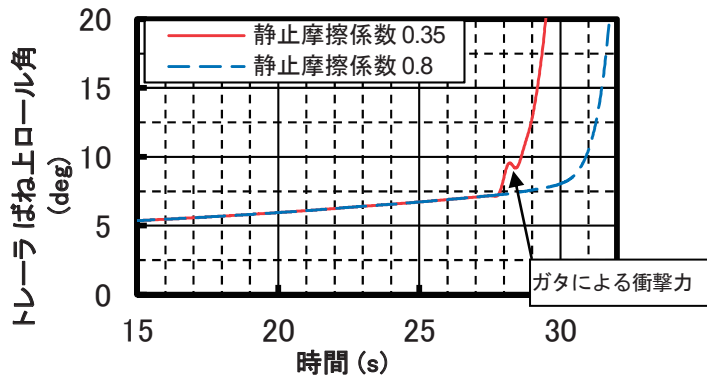


図5 積載条件②の定常円旋回模擬試験結果

間経過に従って模擬試験車両の速度が上昇 ($0.138\text{m/s}^2\{0.5\text{km/h /s}\}$) し、ロール角が徐々に高くなり、最後に横転し始めると急激に上昇進展する。しかし、摩擦係数が 0.35 の場合には、トレーラの床面上で静止摩擦係数以上の横力が発生するとコンテナが移動して緊締装置と衝突し、その時の衝撃力が発生すると、ロール角が2度程度急激に上昇し、その後一旦持ちこたえた後に横転し始めている。また、この衝撃力の発生時期は静止摩擦係数により変化する。一般的な車両のロール角の時系列データに、衝撃力の発生による急激なロール角の変化が追加される形となる。

図6は、積載条件①での定常円旋回模擬試験結果の横転時のトレーラ横加速度のピークをコンテナ・トレーラ間の静止摩擦係数別に示したものである。静止摩擦係数0.8の場合での横転時横加速度は 2.88m/s^2 であり、トレーラの耐横転性としては低い状態である。図は、静止摩擦係数0.8の場合の横加速度を0%として、これを基本に増減をパーセント表示した。

静止摩擦係数 0.45 以上ではトレーラが横転を開始し始めた後に衝突しているため衝突が発生しない静止摩擦係数 0.8 と同値になっている。静止摩擦係数 0.35 以下では衝突による衝撃力の影響により若干低下する傾向を示した。静止摩擦係数 0.4 の値は他と比べて小さい値になっているが、これはトレーラが横転直前で衝突し、この時点の値を採用したためである。

図7は、積載条件①でのJターン模擬試験とダブルレーンチェンジ模擬試験の横転時最低初速度を示したものである。図6と同様に、静止摩擦係数0.8の場合の初速度を0%として正規化して表示している。定常円旋回模擬試験結果と同様に静止摩擦係数0.45を境に初速度が低下している傾向を示し静止摩擦係数が小さいと耐横転性が若干低下することがわかる。また、ダブルレーンチェンジ模擬試験の静止摩擦係数0.5の模擬試験結果は耐横転性が向上している。これは、乗移り後のレーンから元に戻る時の横加速度反転時において、衝突のタイミングが合うと横加速度の反転を助長するように働いたためと考えられる。なお、積載条件①のすべての走行条件において、コンテナの相対移動による衝突時の横方向の衝撃力でコンテナが浮き上がることはなかった。このため、コンテナが浮き上がることを抑えるための緊締装置への衝突による上下方向の衝撃力は発生していない。

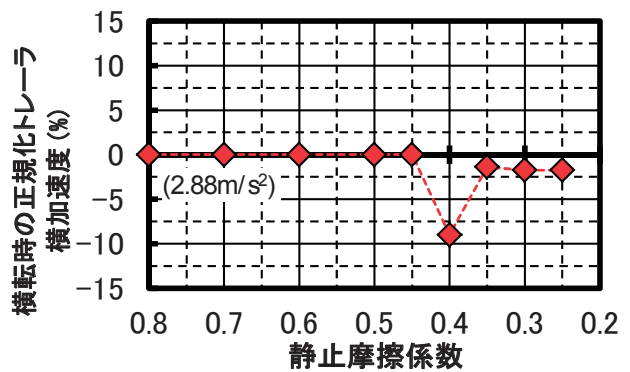


図6 積載条件①の定常円旋回試験結果

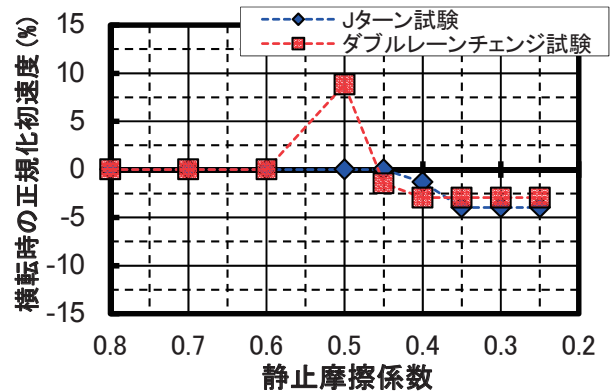


図7 積載条件①の過渡特性試験結果

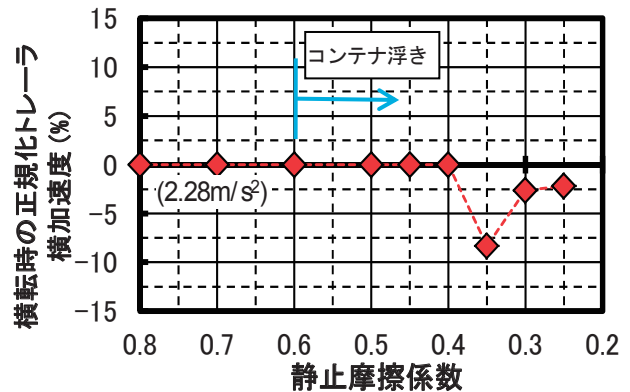


図8 積載条件②の定常円旋回模擬試験結果

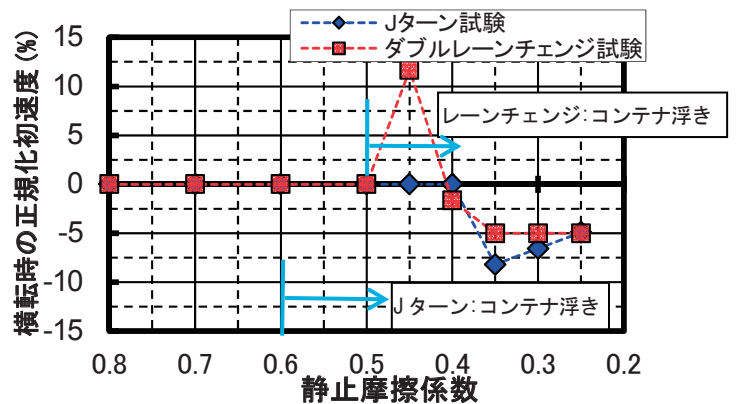


図9 積載条件②の過渡応答模擬試験結果

次に、最悪条件としての積載条件②の走行模擬試験結果を図8と図9に示す。積載条件①の走行模擬試験結果と同様に正規化している。この条件では、一部を

除き衝突による衝撃力によりコンテナは浮き上がった。コンテナの相対移動による衝突時の横方向の衝撃力によって、コンテナの浮き上がりが発生し、再度トレーラの緊締装置の上部に衝突し上下方向に衝撃力が発生する。これにより、トレーラにロールモーメントが作用する。

図8は定常円旋回模擬試験結果である。静止摩擦係数0.8の横転時横加速度は 2.28m/s^2 であり、トレーラの耐横転性としては積載条件①よりさらに低い状態である。定常円旋回模擬試験結果を見ると、図6の積載条件①と同様に静止摩擦係数が小さい範囲で横加速度が低下している。また、図6と同様に極小点があり、摩擦係数0.4から0.35に下がっている。これは、重心位置を横方向に移動したことによりトレーラ全体のロール特性が横転しやすい方向に移ったためと考えられる。静止摩擦係数0.3以下の場合の低下率は、図6の積載条件①より大きい。これは先ほどと同様な原因と考えられ、かつ、コンテナ自身も浮き上がり、これを抑えるための緊締装置への衝突による衝撃力がさらに加わったためと考えられる。

図9の積載条件②の過渡応答模擬試験結果は、図7の積載条件①の過渡応答模擬試験結果と同様な傾向を示した。静止摩擦係数0.4を境にして、耐横転性がある程度低下している。低下率は、図7の積載条件①より大きく、トレーラ全体のロール特性が横転しやすい方向に移り、かつ、コンテナ自身も浮き上がり、これを抑えるための衝突による衝撃力がさらに加わったためと考えられる。特に、Jターン模擬試験の静止摩擦係数0.35の低下率が一番大きかった。

走行模擬試験結果の積載条件①と積載条件②を比較して差が出る原因は、横方向偏荷重とコンテナのロール回転中心の違いである。これにより、トレーラ全体のロール特性が横転しやすい方向に移り、かつ、初めの横方向の衝撃力によるコンテナ自身が浮き上がり、これを抑えるための衝突による衝撃力がさらに加わったため積載条件②の方が耐横転性の低下が大きくなった。

以上により、コンテナ・トレーラ間の静止摩擦係数が小さい範囲では、コンテナ・トレーラ間の接触部分の摩擦係数を上げる処置、衝撃力の発生を抑える等により、コンテナ用緊締装置のガタによる耐横転性の低下をある程度抑えられる可能性があることがわかる。また、積載条件②のような場合は、コンテナのロール

回転中心がトレーラメインフレーム左右端で、コンテナ自身がトレーラに対して相対的にロール回転運動を引き起こし耐横転性を低下させる。このことから、これを抑制するために、コンテナのロール方向の回転中心をメインフレーム左右端に近づけさせない構造にすることで、耐横転性の低下をある程度抑えられる可能性があることがわかる。

4. まとめ

40ft 国際海上コンテナトレーラの横転現象について、コンピュータ・シミュレーションにより解析を行った。その結果、積載条件②のような横方向に偏荷重などがある場合で車両の耐横転特性が低くなるような積載条件の場合には、ガタがあることによって、コンテナ・トレーラ間の静止摩擦係数が小さいとコンテナがトレーラの緊締装置に衝突し、その衝撃力の影響により、耐横転性がさらにある程度低下することがわかった。

今回のシミュレーションにより、これまであまり知られていない現象を定量的に示すことが可能となった。今後は、このシミュレーションの妥当性と高精度を検討していきたい。

最後に、実地調査において、ご協力をいただきました青伸産業運輸(株)に対して感謝の意を表します。

参考文献

・JISハンドブック(62)物流2010 (財)日本規格協会