大型車のロール特性を考慮した車両運動特性の実験的検討*

高野 修一^{*1}, 鈴木 真弘^{*1}, 永井 正夫^{*2}
谷口 哲夫^{*3}, 波多野 忠^{*3}Experimental Analysis of Dynamic Characteristics of a Large Vehicle
Considering Its Roll CharacteristicsShuichi TAKANÓ^{*4}, Masahiro SUZUKI, Masao NAGAI,
Tetsuo TANIGUCHI and Tadashi HATANO^{*4} Division of Mechanical Systems Engineering, The Graduate School of Technology,
Tokyo University of Agriculture and Technology,
2-24-16 Naka-cho, Koganei-shi, Tokyo, 184-8588 Japan

Accidents involving of large vehicles such as buses and trucks are often caused by rollovers. Roll motions affects dynamics of large vehicles more than that of passenger cars because of their high center-of-gravity heights. In this paper, a 4-ton truck is used as an experiment vehicle in order to determine its plane and roll motion characteristics. Every experiment is conducted for two different load conditions in order to simulate the realistic operating condition of a truck, and the effects of the vehicle's load on its motions are determined. The results from both static and dynamic experiments are compared to see if the vehicle's reaction in actual driving differs from that of a static vehicle. Also, simple mathematical models are used to determine the relationship between the plane and roll motions of the vehicle.

Key Words: Automobile, Maneuverability, Transient Response, Vehicle Dynamics, Truck, Commercial Vehicle, Roll

1. 緒 言

近年, 高速道路の整備改善に伴いトラック・バスなどが高速で走行する機会が増加している。これら大型車の操縦の難しさの原因として, 積載量に応じて車両の挙動が大きく変化することが挙げられる^{(1),(2)}。特にトラックは多量の積荷を積載することにより重心位置が高くなり, ロール運動が乗用車に比べて^{(3),(4)}過多となる傾向にある。しかし過去に大型車の静的なロール運動の分析^{(5),(6)}は行われているが, 実際の使用状況を考慮した車両運動の動的解析はあまり行われていない。だがこれらの車両の走行時における挙動を理解するこ

とは, 運用・安全面において大変重要である。そこで本研究では, 実車を用いてロール運動を始めとする走行中のトラックの挙動, また積載量により変化する重心高がそれらにおよぼす影響を検討する。また, ロールを含めた車両運動モデルを用い, これらの要素を論理的に説明する。

2. 実験車両

実験車両として, 図1の平ボデー, 後軸ダブルタイ

Fig. 1 Experiment vehicle

* 原稿受付 2003年9月11日.

^{*1} 正員, 東京農工大学大学院工学研究科(〒184-8588 小金井市中町2-24-16).^{*2} 東京農工大学工学部.^{*3} (独)交通安全環境研究所(〒182-0012 調布市深大寺東町7-42-27).

E-mail: y1833201@gc.tuat.ac.jp

Table 1 Vehicle parameters

DEFINITION	SYMBOL	UNIT	VALUE	
			W/O LOAD	W/LOAD
Vehicle mass	m	kg	4660	7660
Sprung mass	m_s	kg	4660	7660
Wheelbase	l	m	3.73	3.73
Gravitational acceleration	g	m/s^2	9.81	9.81
Roll moment arm	h_r	m	0.4813	0.9499
Yaw moment of inertia	I	$kg\ m^2$	16001	26364
Roll moment of inertia	I_ϕ	$kg\ m^2$	5333	12854
Distance from front axle to c.g.	l_f	m	1.716	2.056
Distance from rear axle to c.g.	l_r	m	2.014	1.674
Linear cornering stiffness per front tire	k_f	N/rad	26530	30200
Linear cornering stiffness per rear tire	k_r	N/rad	39500	60000
Total roll stiffness	K_ϕ	N m/rad	409675	333356
Roll damping coefficient	C_ϕ	N m s/rad	20000	20000
Lateral force per front (rear) tire	$Y_f (Y_r)$	N	-	-
Vehicle velocity	V	m/s	-	-
Front steer angle	δ	deg	-	-
Side-slip angle	β	deg	-	-
Yaw rate	r	deg/s	-	-
Roll angle	ϕ	deg	-	-
Lateral acceleration	a_{acc}	m/s^2	-	-

ヤの4トン積みトラックを用いる。実際の使用状況における積載条件による重心高の変化を想定し、実験車両の荷台の床上台座を設置し、台座上に3000 kgの重りを固定した状態を「積載時」、台座のみの状態を「非積載時」と定義して各実験を行う。実験車両および使用したタイヤの各積載条件における諸元を表1に示す。

3. 実験

3-1 傾斜台および定常円旋回実験 定常状態での横向き加速度に対する車体ロール角を求めるために、傾斜台実験および定常円旋回実験を行う。両実験の概要をそれぞれ図2、3に示す。傾斜台実験では実

Fig. 2 Simulating lateral acceleration on tilting platform

Fig. 3 Truck traveling at constant velocity and turning radius

験車両を傾斜台上に置き、傾斜角 θ を段階的に増加させることにより車体に加わる横向き加速度 a_{acc} を模擬し、その際のロール角を測定する。 a_{acc} は $g \sin \theta$ で求める。定常円旋回実験では一定の旋回半径で実験車両を走行させ、速度を段階的に増加させることにより横向き加速度を得る。二つの実験の目的は同一であるが、傾斜台実験ではドライバに危険がおよばないため、より大きな横向き加速度を再現可能である。

3-2 レーンチェンジ実験 積載状態が動的な車両状態量へ与える影響の解析のために、実際の交通環境下に近いクローズドループ実験として、定速走行でのレーンチェンジ実験を行う。図4のように50 m進む間に3.6 m側方に車線変更するときのハンドル操舵角、重心位置のヨー角、ヨーレイト、ロール角、横向き加速度を測定する。また、走行速度と横速度を測定し車体横滑り角を算出する。走行速度は非積載時で60, 80, 100 km/h、積載時で60, 80, 90 km/hとし、左右のレーンチェンジを同一条件につき3回行う。図5はレーンチェンジ実験における時系列応答の例である。本研究では、レーンチェンジ時の入力舵角

Fig. 4 Lane-change course

Fig. 5 Example of lane change maneuver data

Fig. 6 Definitions of the peaks

と各出力変数の関係をより明確にするため、図6に示すように時系列応答のハンドル切り込み時のピークをピークA、切り戻し時をピークBと定義し、各変数におけるピークA、Bの大小に注目する。

3.3 ランダム操舵入力実験 図5において、ハンドルへの入力周波数は0.5 Hz前後である。つまり、レーンチェンジ実験では特定の入力周波数においてのみ車両運動の解析が可能である。そこで車両応答の周波数特性を求めるためランダム操舵入力実験を行う。80, 100, 120 km/hで定速走行中にドライバが図7のようなランダム操舵入力を加え、その際の入力舵角、重心位置のヨーレイト、ロールレイト、横向き加速度

Fig. 7 Example of random steering input

を同条件で3～4回測定する。その結果からフーリエ解析によりハンドル操舵角に対する各変数の周波数応答のグラフを求める。また、大型車ではフレームのねじり剛性が比較的低いため、車両の前後でロール角が異なり、危険な状態になるまで運転者が車体のロール運動を把握できない場合がある。そこで、ロールレイトのみ車体重心位置に加え前後車軸上で測定し、測定位置によるロール運動の差を検討する。

4. 実験結果

4.1 静的および動的解析によるロール角 図8に傾斜台、定常円旋回、レーンチェンジ実験における実験車両の各平面運動に対するロール角の測定値のグラフを示す。横軸は図8(a)が横滑り角、(b)がヨーレイト、(c)が横向き加速度、縦軸は全てロール角である。レーンチェンジ実験による測定値は図6で定義したピークA、Bの値を用いる。これらのグラフより、ロール角の測定値は各平面運動の出力値と共に増加しているが、特にヨーレイトと横向き加速度に対して明確に線形関係を示していることがわかる。一方、ロール角と横滑り角の関係に関しては計測値のばらつきが大きく、両者の関係はそれほど明確でない。また、ロール角の測定値を見ると積載時の方が非積載時に比較し大きく増大している。さらに図8(b)、(c)では非積載時の測定値は実験方法にかかわらずほぼ同一線上に並んでいるが、積載時においては傾斜台、定常円旋回実験のような定常状態での実験によるロール角よりも、レーンチェンジ実験のように非定常状態で測定した

Fig. 8 Roll angle of experiment vehicle for given plane motion

Fig. 9 Peak value of various output with respect to steering wheel angle

ロール角の方が大きくなっている。つまり、積載時にレーンチェンジのように急激な危険回避を行った場合、ロール角は定常値よりも大きな値を示す場合があることを意味する。

4.2 各出力のピーク値 図9(a)～(d)にレーンチェンジ実験における、入力舵角のピーク値に対する各出力のピーク値を示す。グラフの横軸は全てハンドル操舵角、縦軸は図9(a)が横滑り角、(b)がヨーレート、(c)が横向き加速度、(d)がロール角である。横滑り角は測定値のばらつきが大きく、他の出力に比較し操舵入力との関係が明確でないことがわかる。また、ヨーレートは積載状態にかかわらず入力舵角に対してほぼ同様の線形関係を持っている。横向き加速度も同様の特性を見せるが、速度による測定値のばらつきが特に積載時のピークBで顕著である。ロール角は積載時においてピーク値がかなり増大しているが、基本的に入力舵角に対して比例関係を示している。

4.3 各出力の位相遅れ 図10に入力舵角と各出力より描いたリサージュ曲線の例を示す。横軸は全てハンドル操舵角、縦軸は上よりヨーレート、横向き加速度、ロール角である。積載状態がヨーレートの入力舵角に対する位相遅れに与える影響は小さいが、横向き加速度、ロール角の場合積載時に両者の位相遅れが大幅に増加している。また、走行速度の増加も両者の位相遅れを増大させる傾向にある。つまり積載時に高速でレーンチェンジを行うと、ハンドル操舵に対してロール角、横向き加速度のピーク値は大きく遅れて

Fig. 10 Lissajous figures of various variables with respect to steering wheel angle

発生する。

4.4 周波数応答 ランダム操舵実験より求めたハンドル操舵角に対するヨーレート、横向き加速度、

ロールレイトの周波数応答をそれぞれ図11～13に示す。積載状態が変化してもヨーレイトの周波数応答には大きな影響は見られない。一方、ロールレイトは積載量が増加すると広い周波数域で大幅にゲインが増大

Fig. 11 Frequency response of yaw rate with respect to steering wheel angle (averaged)

Fig. 12 Frequency response of lateral acceleration with respect to steering wheel angle (averaged)

Fig. 13 Frequency response of roll rate with respect to steering wheel angle (averaged)

し、位相遅れも増えることがわかる。また、横向き加速度は積載時にゲインが減少し、位相遅れは高周波数域で増加している。

4-5 車体前後部におけるロール運動の差 図14に前車軸上、車体重心位置、後車軸上で測定したロールレイトのハンドル操舵角に対する周波数応答を示す。

Fig. 14 Frequency response of roll rate at various locations of vehicle with respect to steering wheel angle (V=100km/h; averaged)

測定位置によるロール運動にはほとんど差が見られない、つまり実験車両では、運転席と車体後部におけるロール運動の差は小さいことがわかる。

5. 車両運動モデル

ここでは、ロール運動が実験車両の平面運動に与える影響をより明確にするため、実験車両と同一の諸元を持ち平面運動のみで構成される車両モデルと、ロール運動も含めたモデルでレーンチェンジのシミュレーションを行い、レーンチェンジ実験の結果と比較する。平面運動のみのモデルとして、車両横滑り角とヨーレイトを自由度とする等価二輪モデルを用いる。ロール運動の自由度を含めたモデルには、等価二輪モデルにロール角を追加した三自由度モデルを用いる。なお、実験車両のシャシのねじり剛性によっては前後部で異なるロール角を持つ四自由度モデルの使用も考えられるが、前章で車体前後部におけるロール運動の差は小さいことがわかっているため、本研究では三自由度モデルを用いる。各モデルの概要を図15に、運動方程式を式(1)～(5)に示す。

等価二輪モデル

[横方向の運動方程式]

$$mV(\dot{\beta} + r) = 2Y_f + 2Y_r \quad (1)$$

Fig. 15 Vehicle models

最低および最高速度での結果を表示する。等価二輪モデルの場合、非積載時かつ低速走行時は実車の平面運動をよく再現できているが、走行速度の増加と共にモデルによる横向き加速度と実験値の間に差異が生じる。また、積載時では車速にかかわらず実験値との差がかなり大きい。三自由度モデルの場合、積載時に実験値との差異がわずかに増加するが、等価二輪モデルに比較し平面運動を正確に再現できている。だがロール角は実験値と振幅、位相が異なり、ロール運動のモデル

Fig. 16 Evaluating dynamic models using experiment data for lane change maneuver

[ヨー方向の運動方程式]

$$\dot{r} = 2l_f Y_f - 2l_r Y_r \quad (2)$$

三自由度モデル

[横方向の運動方程式]

$$mV(\dot{\beta} + r) - m_s h_s \ddot{\phi} = 2Y_f + 2Y_r \quad (3)$$

[ヨー方向の運動方程式]

$$\dot{r} = 2l_f Y_f - 2l_r Y_r \quad (4)$$

[ロール方向の運動方程式]

$$I_\phi \ddot{\phi} - m_s h_s V(\dot{\beta} + r) = (-K_\phi + m_s g h_s) \phi - C_\phi \dot{\phi} \quad (5)$$

各記号の定義を表1に記す。両モデルにおけるタイヤモデルは、式(6)、(7)の線形タイヤモデルを使用する。

[線形タイヤモデル]

$$Y_f = -k_f(\beta + l_f r / V - \delta) \quad (6)$$

$$Y_r = -k_r(\beta - l_r r / V) \quad (7)$$

図16にレーンチェンジ時における時系列応答の、実験値とモデルによる計算値の比較例を示す。レーンチェンジ実験は三通りの走行速度で行ったが、その内

ング方法に検討が必要である。

6. 車両運動モデルの理論的解析

ここではトラックのロール運動と平面運動の連成に関して、前章の車両運動モデルを用いて理論的考察を行う。図17は今回使用した車両モデルの概要を示す

Fig. 17 Block diagram of dynamic models

ブロック線図である。この図より、等価二輪モデルでは平面運動に関するパラメータのみにより車両運動が決定するが、三自由度モデルでは横向き加速度 a_{acc} がロール角 ϕ に影響を与え、さらにロール角加速度 $\dot{\phi}$ が横滑り角 β にフィードバックされる。そしてこの連成は車両速度 V 、ばね上重量 m_s およびロールモーメントアーム長 h_s の増加と共に顕著となることがわかる。よって積載時に車両ロール角が大幅に増大し、また等価二輪モデルが高速走行および積載時において実車の平面運動を再現できない傾向が説明できる。さらに、横向き加速度 a_{acc} は $V(\beta + r)$ としても表されるので、常に β が小さいと仮定すると第四章でロール角 ϕ がヨーレート r と横向き加速度 a_{acc} に対してほぼ同様な線形関係を示すことも説明できる。なお実際の車両では、ロール運動と平面運動は図17の要素の他にもロールステアやキャンパスラスト、ばね上の慣性乗積、タイヤの非線形性などを介して連成しているが、それらを考慮しなくても実験車両の平面運動をある程度再現することができた。

7. 結 言

使用状況において変化するトラックの積載状態が、車両の運動特性に与える影響を解析するため、今回二通りの積載状態の実験車両を用い、静的および動的実験を行った。その結果、実験車両のロールと平面運動の特性およびそれらの連成について次の点が明らかになった。

- ・ 平面運動は積載状態の影響をそれほど受けないが、ロール運動はゲイン、位相遅れ共に積載時に大きく増加する。
- ・ 車両ロール角は、ヨーレートおよび横向き加速度に強く影響を受ける。
- ・ 積載時の車両は、レーンチェンジのような動的状態において、定常時より大きいロール角を生じる場合がある。
- ・ ロール角と横向き加速度は、積載時および高速走行時に操舵入力に対する遅れが大きい。
- ・ ロール角は車両速度、ばね上重量、ロールモーメントアーム長の影響を強く受ける。

文 献

- (1) 西田外志男・寺崎良和・中林孝夫, トラックの操縦性安定性に及ぼす路面の影響について, 自動車技術, 46-3 (1992), 35-41.
- (2) 波多野忠・谷口哲夫・山元克毅・柳沢治茂, 貨物自動車の積載位置による走行安定性への影響, 交通安全公害研究所研究発表会講演概要, Vol. 30, (2000-11), 69-72.
- (3) 中川邦夫・西田恒明・大崎正喜, 操安性に及ぼすロール特性の影響, 自動車技術, 43-3 (1989), 68-73.
- (4) 樋口実・種子田和宏・芝端康二・皆川正明, ばね上挙動が車両運動性能に与える影響—第1報: 動的なロール挙動と操舵応答特性—, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.107-01, (2001-10), 15-18.
- (5) Ervin, R.D., The Influence of Size and Weight Variables on the Roll Stability of Heavy Duty Trucks, SAE Paper, 831163 (1983).
- (6) Winkler, C.B., Karamihas, S.M. and Bogard, S.E., Roll-Stability Performance of Heavy-Vehicle Suspensions, SAE Paper, 922426 (1992).
- (7) Takano, S. and Masao, N., Dynamics Control of Large Vehicles for Rollover Prevention, Proc. IEEE Int'l Vehicle Electronics Conf. 2001 (2001-9), 85-89.