

# بررسی پایداری طولی خودروهای لولائی حامل سیال

ابراهیم اسماعیل زاده  
استاد

حمیدرضا بهرامپوری  
کارشناس ارشد

دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شریف

دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه علم و صنعت ایران

نوید نیک صفت

کارشناس ارشد

دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی اصفهان

## چکیده

امروزه مدلسازی و یافتن و شبیه سازی کامپیوتری (Simulation) در زمینه مهندسی خودرو گسترش روزافزونی یافته است. خودروهای لولایی (Articulated Vehicles) به ویژه حامل سیال (Fluid Bulk) به علت وظیفه مهمی که در حمل مواد شیمیایی خطرناک و سوختی به عهده دارند، از اهمیت خاصی برخوردارند. از آنجا که ایمنی رانندگی چنین خودروهایی به علت وجود مسائلی چون ناپایداری عرضی (Roll Unstability) و واژگونی (Rollover) و نیز پایداری های طولی نظیر قیچی کردن (Jack Knifing) و رقص ماری (Yaw Swing) در خطر است، مطالعه روش های جلوگیری از این مشکلات مورد توجه بسیاری از محققین قرار گرفته است. در تحقیقات گذشته همین مؤلفین، نصب صفحات عرضی (Baffles) در مخزن خودروهای لولایی حامل سیال به عنوان یک راه حل جدید و مفید برای افزایش آستانه واژگونی آنها مطالعه شد. در این پژوهش سعی بر این است تا ناپایداری های طولی خودرو که آمار رخداد آن بیشتر است، بررسی گردد. ناپایداری عرضی به طور عمده معلول سرعت زیاد در سربع (Turning) و رانندگی ابتدایی و مانورهای تغییر مسیر و سبقت گیری (Lane Change) نامناسب بوده و حال آن که چه بسیار رانندگان، ناخودآگاه وسیله نقلیه خود را قیچی می کنند. بدینسان ابتدا سیال متحرک در مخزن مطالعه و با استفاده از معادلات دینامیکی خودروهای صلب و توسعه طرح های بررسی شده توسط EL-Gindy, Mallikarjunarao، طرح خودروهای لولایی حاصل سیال استخراج گردیده اند. سپس معادلات دیفرانسیل کوبله حرکت تحلیل و نتایج به صورت نمودارهای قابل مقایسه، ارائه شده است.

## *Directional Stability Analysis of Articulated Tank Vehicles*

E. Esmailzadeh  
Professor

Mechanical Engineering Sharif  
University of Technology

H.R. Bahrapouri  
Graduate Student

Mechanical Engineering Department  
Iran University of science and Technology

N. Niksefat  
Graduate Student

Mechanical Engineering Department  
Isfahan University of Technology

### Abstract

*Mathematical modelling and computer simulations have been frequently used in the dynamic and stability analysis of road vehicles to assess their ride*

and handling performances. Articulated liquid cargo vehicles transporting inflammable fuels and dangerous chemical products require special consideration when they are travelling on urban roads or cruising on highways. The handling and road safety of these vehicles may adversely effected when negotiating sharp turns ans when travelling on slippery roads. The result may be lateral instabilities or even the complete roll - over of the tanker vehicles. Moreover , directional instabilities of these vehicles may also introduce an excessive yaw swing or may initiate jack - knifing of the articulated tanker trucks. To overcome instabilities of these tanker vehicles, installation of lateral baffles in the form of separating walls in the tanker have been suggested by the authors in previous articles. It has been shown that these design initiatives have improved the roll - over threshold, however, further lateral instabilies may occur when the vehicles are travelling round a bend at high speed or performing an evasive lane change maneuver. In this study, initially the sloshing problem of fluids inside the container is investigated and the govening coupled differential equations of motion for the dynamics of both the articulated vehicle and the liquid cargo are derived. Using various conventional design configurations adopted by other investigators, an improved model for these special articulated vehicles is presented.

## ۱- مقدمه

مخزن می تواند آستانه واژگونی خودرو را به مقدار چشمگیری کاهش دهد [۵]. در مطالعات صورت پذیرفته ، بررسی های چندانی بر روی اثرات حرکت طولی سیال و همچنین اثر آن بر روی سیستم خودرو انجام نگرفته ، که در این مطالعه به آن پرداخته شده است .

در خودروهای لولایی سنگین (Articulated Vehicles)، ناپایداری های طولی عبارتند از:

۱- رقص ماری (Yaw Swing) واحد حمل بار که ناشی از قفل کردن چرخ های تریلر به هنگام ترمزگیری و یک مانور کوچک است .

۲- قیچی کردن واحد کشنده (Jack Knifing) که هنگام ترمزگیری شدید سرپیچ اتفاق می افتد . این پدیده بسیار خطرناک و شایع بوده و اغلب اوقات منجر به بریدن بین اتصالی کشنده و تریلر در چرخ پنجم (Fifth Wheel) می شود . بدیهی است این امر نه تنها می تواند برای خودرو حادثه آفرین باشد، بلکه با خروج تریلر از مسیر خود و وارد شدن به مسیر مقابل می تواند برای سایر خودروها نیز خطرآفرین باشد . در خودروهای حمل سیال ، در صورتی که راننده از تجربه کافی برخوردار نباشد، بروز چنین حوادثی اجتناب ناپذیر است .

در ایران باتوجه به وضعیت جغرافیای آن و وجود راه های نه چندان هموار که خودروهای حامل سیال ناچار به عبور از چنین راههایی می باشند، مدنظر داشتن پایداری طولی خودروهای حامل سیال از اهمیت خاصی

حمل مواد مایع در مخازن حمل، همراه با مشکلات متعددی روبرو بوده است . جابجایی و تلاطم سیال در مخزن و ایجاد نیروهای دینامیکی و استاتیکی ناشی از آن، وسیله حمل آن را تحت تأثیر قرار داده و می تواند حتی موجب ناپایداری آن گردد. این موضوع به خصوص در خودروهایی که مواد سوختی یا شیمیایی خطرناکی را حمل می کنند، دارای اهمیت خاصی می باشد .

هنگامی که مخزن حمل کاملاً پر نمی باشد، مایع درون مخزن قادر به جابجایی و تلاطم بوده، و چنانچه تعداد موانع حرکتی مانند صفحات مشبک یا پیوسته در مخزن کمتر باشد مایع دارای آزادی بیشتری بوده و می تواند ممانها و نیروهای شدیدتری بر مخزن و خودرو تحمیل نماید . ایجاد ممانها و نیروهای عرضی ناشی از تلاطم سیال می تواند موجب واژگونی عرضی خودرو گردد. از طرف دیگر، ایجاد ممانها و نیروهای طولی در مخزن عامل ایجاد ناپایداری طولی شده و همچنین مؤثر در عملکرد سیستم ترمز و هدایت خودرو می باشد .

تاکنون مطالعات گوناگونی در زمینه پایداری عرضی خودروهای حامل سیال انجام پذیرفته است [۵-۱]. Strandberg تأثیر نصب صفحات طولی در مخزن، بر روی پایداری عرضی خودرو، با در نظر گرفتن نیروهای دینامیکی ناشی از سیال بر روی دینامیک خودرو را مورد مطالعه قرار داد [۶]. همچنین Sankar و همکاران رفتار خودروهای حامل سیال را با آزمایش های تجربی بررسی نمودند، و نشان دادند که جابجایی سیال در

برخوردار است. در سرعت های بالا امکان بروز ناپایداری عرضی یا واژگونی خودرو به مقدار زیادی تشدید می گردد. در حالی که ناپایداری صفحه ای می تواند در سرعت های پایین در شرایطی همچون لغزنده بودن سطح جاده به آسانی بروز نماید که ناهمواری جاده حتی می تواند موجب تشدید آن گردد. مقاوم نمودن خودروهای حامل سیال در برابر ناپایداری صفحه ای یا طولی می تواند خسارات ناشی از چنین حوادثی را به حداقل ممکن رساند.

جهت بهبود پایداری اینگونه خودروها، صفحات عرضی و طولی می تواند برای نصب در داخل مخزن پیشنهاد گردد. استفاده از صفحات عرضی مشبک و غیر مشبک در داخل مخزن، در خودروهای امروزی کاربرد داشته، ولی استفاده از صفحات طولی به علت وجود مشکلات فنی، از سوی سازندگان مورد قبول نمی باشد. صفحات عرضی در مخزن می توانند تلاطم و نوسان سیال در مخزن را کاهش داده و از جابجایی طولی سیال به مقدار زیادی بکاهند، در حالی که اثر چندانی بر روی جابجایی عرضی سیال در مخزن ندارند. از طرف دیگر به علت اینکه مخازن جاده ای حمل سوخت و سیال دارای نسبت طول به قطر بزرگی هستند، نیروهای دینامیکی ایجاد شده به علت ارتعاش طولی سیال به مراتب از نیروهای ایجاد شده عرضی بیشتر بوده که این موارد نیاز به مطالعه بر روی اثر صفحات عرضی بر روی جابجایی طولی و همچنین بر روی پایداری صفحه ای خودرو را روشن می نماید، که تحلیل آن، هدف این تحقیق و بررسی می باشد.

در این مطالعه با مدلسازی ریاضی دینامیک خودرو و جابجایی سیال در مخزن، رفتار طولی یا صفحه ای اینگونه خودروها شبیه سازی گردیده و اثرات صفحات عرضی بر روی پایداری طولی خودرو مورد بحث قرار گرفته است.

## ۲- مدل دینامیکی جابجایی سیال

جهت بررسی رفتار خودروی حامل سیال باید اثرات جابجایی و نیروهای ناشی از سیال مدلسازی گردد. نیروها و ممانهای ناشی از تلاطم سیال در مخزن به طور مستقیم در تعیین رفتار خودرو مؤثر می باشد. محاسبه این نیروها و ممانها در حالت کلی از حل معادلات ناویر-استوکس (N) (Navier-Stokes) حاصل می گردد. این روش به ویژه در حالت سه بعدی، بسیار پیچیده و

مستلزم صرف هزینه های محاسباتی زیادی می باشد. برای پرهیز از این امر، در اینجا از یک مدل دینامیکی حرکتی سیال استفاده شده است که در این مدل فرض گردیده، سطح آزاد سیال در هر لحظه از گرادینان شتاب اعمالی پیروی می نماید.

هنگام حرکت خودرو در یک پیچ، در صورتی که ابعاد مخزن نسبت به شعاع پیچ کوچک باشد، می توان شتاب اعمالی به تمام مایع را یکسان فرض نمود [۷]. در آن فرض شده که شتاب اعمالی به خودرو تحت عبور از یک پیچ همراه با عمل ترمز به طور یکنواخت و پیوسته تغییر نموده و با صرف نظر از لزجت سیال فرض شده که سطح آزاد سیال در هر لحظه هموار بوده و از گرادینان شتاب اعمالی تبعیت می نماید. همچنین از تلاطم و نوسانات سطحی سیال در مقایسه با حجم کلی سیال چشم پوشی می شود. با توجه به فرضیات انجام شده برای سطح آزاد سیال می توان نوشت:

$$\bar{a}_i^k = -\nabla\psi^k(x, y, z) = -\nabla(ax + by + cz + d) \quad (1)$$

با فرضیات انجام شده جابجایی و حرکت سیال در مخزن بستگی به شتاب اعمالی به بدنه مخزن و نیز به شکل و ابعاد مخزن خواهد داشت.

با صرف نظر نمودن از حرکات (Roll, Pitch) در محمل مخزن در مقایسه با حرکت زاویه ای yaw، برای شتاب سیال خواهیم داشت:

$$\bar{a}_i^k = \bar{a}_s + \bar{a}_{1/s} \quad (2)$$

$$+ (-\omega_z^k Y_{eg}^k + X_{ig}^k + \ddot{Y}_{ig}^k + 2\omega_s X_{ig}^k) \bar{j} + \ddot{Z}_{ig}^k \bar{k}$$

$$\bar{a}_i^k = (-\omega_z^k X_{ig}^k - \omega_s Y_{ig}^k - 2\omega_s \dot{Y}_{ig}^k + \ddot{X}_{ig}^k) \bar{i} \quad (3)$$

بر اساس معادلات (۱) تا (۳) و معادله محدودیت هندسی زیر موقعیت مرکز جرم سیال در هر لحظه قابل محاسبه می باشد:

$$V_i^k = \int_{Z=\tau(x,y)}^{Z=-\frac{a}{c}x - \frac{b}{c}y - \frac{d}{c}} \int_{y=-A}^{y=A} \int_{x=0}^{x=L^k} dx dy dz \quad (4)$$

که در معادله فوق  $\tau$  بیان کننده سطح هندسی مخزن می باشد. در نتیجه نیروها و ممانهای ناشی از حرکت سیال به قرار زیر خواهد بود:

$$\bar{F}_I = \sum_{k=1}^n \bar{a}_I^k \cdot \bar{m} \quad (5)$$

$$M_I(x) = \sum_{k=1}^n m^k [Z_{I_g}^k a_I^k \cdot \bar{J} + Y_{I_g}^k a_I^k \cdot \bar{k}] \quad (6)$$

$$M_I(x) = \sum_{k=1}^n m^k [X_{I_g}^k a_I^k \cdot \bar{i} + Y_{I_g}^k a_I^k \cdot \bar{J}] \quad (7)$$

جرم های تریلر و کشنده استفاده شده است (شکل ۲).  
از آنجایی که تریلر و کشنده در چرخ پنجم به هم متصل هستند، می توان معادلات در مختصات متصل به تریلر را بر اساس مختصات بر روی کشنده بیان نمود. همچنین در این مدل سازی فرض گردیده که سیستم تعلیق خودرو به مقدار کافی صلب بوده تا نیروهای اعمالی از طریق سطح جاده به چرخها، به طور مستقیم به جرم های فنربندی شده کشنده و تریلر منتقل شوند.

بر اساس فرضیات صورت گرفته و باتوجه به شکل (۲) معادلات حرکت عبارتند از:

۱ - معادلات نیرو برای واحد کشنده و تریلر

$$m_a \bar{i} + m_{a_s} \bar{i} + \sum_{n=1}^k m^k \bar{a}^k \bar{i} = \sum_{j=1}^2 [-F_{mj} \cos(\delta) - F_{y1j} \sin(\delta) - F_{x2j} - \sum_{i=3}^4 F_{ij} \cos(T)] \quad (8)$$

$$m_a \bar{J} + m_{a_s} \bar{J} + \sum_{n=1}^k m^k \bar{a}^k \bar{J} = \sum_{j=1}^2 [-F_{x1j} \sin(\delta) + F_{y2j} + \sum_{i=3}^4 F_{ij} \sin(T)] \quad (9)$$

۲ - معادلات ممان برای واحد کشنده و تریلر

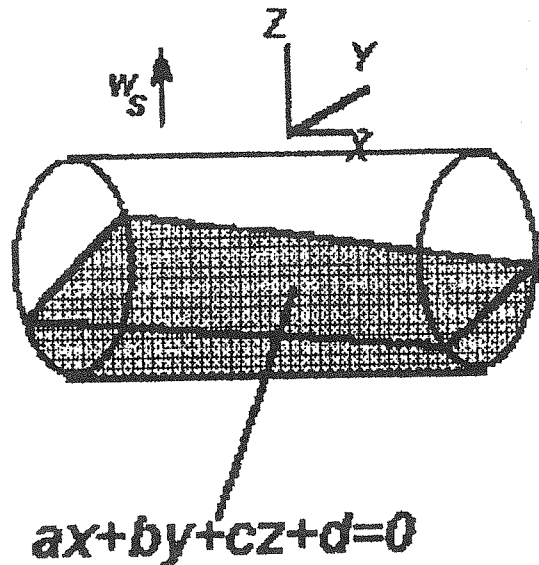
$$I_a \omega_1 + x_a m_a \bar{a} = \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^2 [-F_{x1j} (b_1 + x_a) \sin(\delta) + F_{y1j} (b_1 + x_a) \cos(\delta) + F_{y2j} (x_a - b_2) - (F_{y11} - F_{y12}) d_1 \sin(\delta) - (F_{x11} - F_{x12}) d_1 \cos(\delta) - (F_{x21} - F_{x22}) d_2] \quad (10)$$

$$(I_a + \sum_{n=1}^k I_n) \omega_s - \sum_{n=1}^k [m^k x_{cg}^k \bar{a}^k \bar{j} - m^k Y_{I_g}^k a_I^k \bar{i}] + m_a x_s a \bar{i} \cdot \sin(T) + m_a x_s a \bar{j} \cdot \cos(T) = \sum_{i=3}^4 (F_{x1i} - F_{x12}) d_3 + \sum_{j=1}^2 [-F_{y3j} b_3 - F_{y4} b_4 + x_s \sin(T) - F_{y1j} \sin(\delta) - F_{x1j} \cos(\delta) - F_{x2j} + x_s \cos(T) (F_{y1j} \cos(\delta) - F_{x1j} \sin(\delta) + F_{y2j})] \quad (11)$$

که مقادیر  $T$ ,  $a_b$ ,  $a_s$ ,  $a_c$  در معادلات فوق برابرند با:

$$T = T_0 + \int_0^t (\omega_s - \omega_t) dt \quad (12)$$

البته باید گفت ارتفاع سطح مایع (Fill Level) از پارامترهای مهم و تعیین کننده در اندازه گیری ممان های واژگونی و نیروهای منتقلی به مخزن بوده و با افزایش ارتفاع سطح مایع تا حدود ۷/۱۰، مینیمم ممان واژگونی کاهش محسوسی می یابد. به همین دلیل بایستی ارتفاع تراز مایع برای هر شکل مخزن بهینه شود.



شکل (۱) دستگاه مختصات روی مخزن خودروی لولایی

### ۳ - مدل ریاضی خودروی حامل سیال

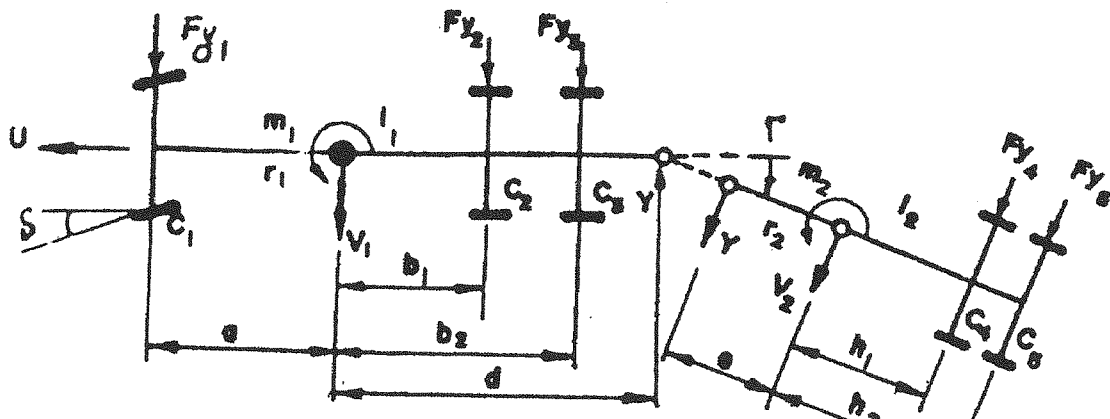
معادلات حرکت خودرو بر اساس تعمیم و توسعه مدل های موجود [۸-۹]، برای یک خودروی لولایی حامل سیال استخراج گردیده اند. در این مدل خودرو در صفحه جاده تحلیل شده و از اثرات مستقیم تعلیق صرف نظر شده و خودرو صلب فرض گردیده و معادلات برای شبیه سازی رفتار یک خودروی لولایی حامل سیال در عبور از پیچ همراه با عمل ترمزگیری نوشته شده است. برای نوشتن معادلات از دو محور مختصات بر روی مرکز

برای در نظر گرفتن انتقال بار دینامیکی در خودرو (شکل ۳) به علت شتاب طولی و عرضی خودرو و همچنین انتقال سیال داخل مخزن، از یک دسته معادلات نیمه استاتیکی (Semi-Static) برای خودرو استفاده گردیده است. این معادلات نیمه استاتیکی به همراه معادلات ۸ تا ۱۱ و معادلات حاکم بر جابجایی سیال، معادلات کلی برای سیستم را تشکیل می دهند.

$$\bar{a}_t = (\dot{u} - \omega_t v) \bar{i} + (\dot{v} + \omega_t u) \bar{j} \quad (13)$$

$$a_s = a_t + a_{s/t} \quad (14)$$

$$a_l = a_s + a_{l/s} \quad (15)$$



شکل (۲) مدل صفحه یا خودروی لولایی

## ۴- روش حل معادلات و بررسی نتایج

شکل (۴) دیاگرام نیروی پدال ترمز را با زمان نشان می دهد. ملاحظه می شود به علت در نظر گرفتن یک فاصله زمانی کوچک برای اعمال نیرو، در ابتدا به صورت تابع Ramp و پس از مدت کمی تابع، پله ای می شود.

شکل (۵) خروجی حاصل از شبیه سازی را برای سرعت پیشروی خودروی لولایی تحت نیروی ترمزی مذکور و سرعت ۴۵ کیلومتر بر ساعت را نشان می دهد. برای این کار فرض شده که واحد کشنده و تریلر در حالت دائمی (Steady State) در مسیر دایره ای به شعاع ۵۰ متر حرکت و سپس با اعمال نیروی ترمزی رفتار خودرو مورد نظر است. لازم به ذکر است انتقال بار دینامیکی به علت ترمزگیری در جهت طولی در معادلات حرکت اعمال شده است.

شکل (۶) نمودار تغییرات زاویه لولا (Articulation Angle) که از خروجی های بسیار مهم برنامه را نشان داده که بر اساس تغییرات شتاب کاهشی ترمز (Deceleration) ارائه

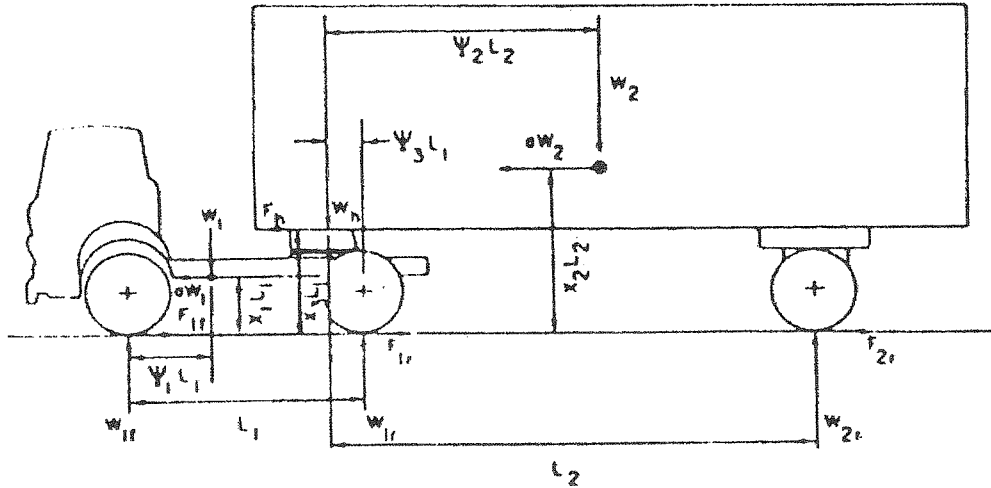
برای حل دستگاه معادلات کوپله مذکور، پارامترهای مشخصه خودرو به عنوان ورودی قرار گرفته و سپس با اعمال شرایط اولیه برای خودرو و استفاده از مدل آن، معادلات تحلیل می شوند. نیروهای تایرهای خودرو (نیروی اصطکاک، نیروی جانبی و نیروی عمودی) به علت تغییر پارامترهای دینامیکی سیستم، میبایست تصحیح شده که سبب تحلیل مجدد معادلات و محاسبه نیروها می گردد.

پس از صدق در شرایط پایداری جواب بهینه حاصل می گردد. برای انجام مراحل فوق الگوریتم کامپیوتری نوشته شده و به وسیله نرم افزارهای موجود ریاضی نظیر MATLAB, MAPLE، پاسخ سیستم ارائه شده است.

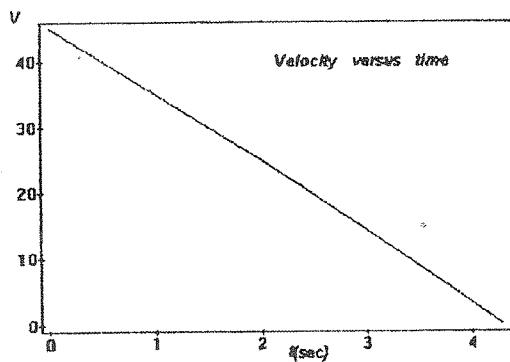
مطابق شکل های ۴ تا ۶ نتایج شبیه سازی کامپیوتری برای یک خودروی لولایی طویل مشاهده می شود. پارامترهای لازم برای شبیه سازی (Simulation) از مدل منابع [۱-۴] استخراج، و با نمودارهای حاصل از آنها مقایسه گردیده اند.

می بایست: اولاً از قفل کردن چرخ ها جلوگیری کرد، ثانیاً به تقسیم صحیح نیروی ترمزی توجه داشت. این منظور حاصل نمی شود مگر با داشتن سیستم های ضدقفل ترمزی و تعدیل گر فشار هیدرولیکی ترمز، که بررسی آن توسط همین مؤلفین در حال انجام است.

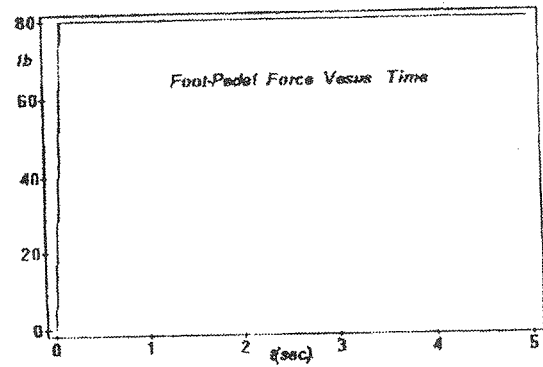
شده است. مشاهده می شود در شتاب خطی خاصی، خودرو لولایی شروع به قیچی کردن کرده، که بایستی تقسیم نیروی ترمزی جهت جلوگیری از این حادثه صورت پذیرد. بدین ترتیب می توان گفت جهت داشتن بهترین حالت ترمزی و جلوگیری از خطر قیچی کردن و رقص ماری



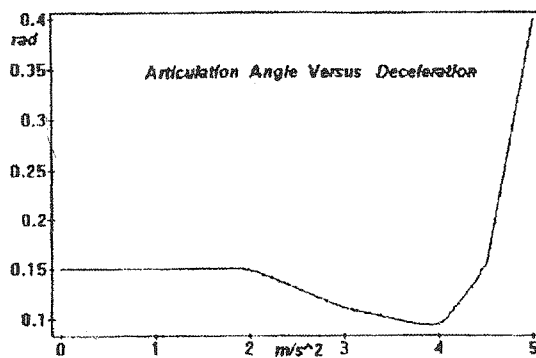
شکل (۳) خودروی لولایی در صفحه قائم



شکل (۵) سرعت پیشروی خودروی لولایی نسبت به زمان



شکل (۴) دیاگرام نیروی پدال ترمز با زمان



شکل (۶) تغییرات زاویه لولا با زمان

## مراجع

- [۱] اسماعیل زاده - ابراهیم، وطن آبادی - ک، «دینامیک حرکت خودروهای لولایی حامل مخازن سیال»، دومین کنفرانس سالانه انجمن مهندسان مکانیک ایران، ص - م ۸۱ - ۹۰، ۱۳۷۳.
- [۲] اسماعیل زاده ابراهیم، نیک صفت - ن، بهرامپوری - ح، «بررسی پایداری و پاسخ دینامیکی خودروهای لولایی حامل سیال»، پایان نامه کارشناسی، دانشکده مکانیک، دانشگاه صنعتی شریف، ص - پ ۸۳ - ۱۳۸، ۱۳۷۴.
- [۳] اسماعیل زاده - ابراهیم، نیک صفت - ن، بهرامپوری - ح، «بررسی پاسخ دینامیکی و پایداری خودروهای لولایی حامل سیال با صفحات عرضی»، کارنامه پژوهشی، دانشگاه صنعتی شریف، ۱۳۷۳.
- [۴] اسماعیل زاده - ابراهیم، نیک صفت - ن، بهرامپوری - ح، «بررسی واژگونی خودروهای حامل سیال با صفحات عرضی در مخزن»، سومین کنفرانس سالانه انجمن مهندسان مکانیک ایران، ص - م ۱۲۳۱ - ۱۲۲۳، ۱۳۷۴.
- [5] Rakheja, S., et al, "Field Teting and Validation of Directional Dynamics Model of a Tank Truck", Int.J. of Vehicle Design. Vol.13, No. 39 pp, 251-257, 1992.
- [6] Strandberg, L., et al, "Safety Problem in Commercial Vehicle Handling", symp. on comm. veh. Braking and handling, Michigan, 1976.
- [7] Popov, G., et al "Liguid Sloshing in Rectangular Roal Containers", Computers Fluids, Vol. 21, No. 4, pp. 551-569, 1992.
- [8] Mallilarjunarao, G. and Fancher, P., "Analysis of the Directional Response Characteristics at Double Tankers", S.A.E., 1978.
- [9] EI- Gindy, M., "Directional Response at Tractor Towing a Semitrailer", Int J. of Vehicle Design, Vol. 10, No. 2, pp. 270-226, 1989.