



Simultaneous Interaction Analysis of Transient Fluid Slosh and Railway Tank Wagon Dynamics using the CFD-MBD Numerical Coupled Model

ARTICLE INFO

Article Type

Original Research

Authors

Rahmati-Alaei A.¹ MSc,
Sharavi M.*¹ PhD,
Samadian Zakaria M.² PhD

How to cite this article

Rahmati-Alaei A, Sharavi M, Samadian Zakaria M. Simultaneous Interaction Analysis of Transient Fluid Slosh and Railway Tank Wagon Dynamics using the CFD-MBD Numerical Coupled Model. Modares Mechanical Engineering. 2020;20(2):403-414.

ABSTRACT

In this paper, the CFD-MBD numerical coupled model has been proposed for an accurate evaluation of the behavior of the partially filled railway tank wagon. The vibration response of the wagon has been obtained by the fourth-order Runge-Kutta method based on the three-dimensional multibody dynamic (MBD) model with 19 degrees of freedom comprising car-body, two bogies, and four wheel-sets. The model of transient fluid sloshing inside the tank has been analyzed using the computational fluid dynamics (CFD) method combined with the volume of fluid (VOF) technique for solving the Navier-Stokes equations and tracing the fluid free surface, respectively. Validation of the numerical results has been carried out using experimental data. Then, the simultaneous interaction of the transient fluid slosh and the wagon dynamics has been considered through the development of the numerical process of coupling CFD and MBD models. The dynamic characteristics of a partially filled tank wagon have been derived in braking conditions using parametric study on the filled-volume, tank cross-section shape, and fluid viscosity. The results indicate that the filled-volume increase decreases the amplitude of the fluid's center of gravity coordinate. The lowest fluid slosh in the different filled-volumes has been related to the modified-oval cross-section. The fluid viscosity has a slight effect on the longitudinal fluid slosh force and the stopping distance of the railway tank wagon.

Keywords Partially-Filled Tank Wagon; Computational Fluid Dynamics (CFD); Multibody Dynamics (MBD); Fourth-Order Runge-Kutta; Coupled Model; Braking

CITATION LINKS

[1] A study on mechanical mechanism of train derailment and preventive measures for derailment [2] Nonlinear modeling of liquid sloshing in a moving rectangular tank [3] Roll plane analysis of articulated tank vehicles during steady turning [4] Cargo load shift and its influence on tank vehicle dynamics under braking and turning [5] Simulation of sloshing in tank trucks [6] Effect of parameters on roll dynamic response of an articulated vehicle carrying liquids [7] Range of applicability of the linear fluid slosh theory for predicting transient lateral slosh and roll stability of tank vehicles [8] Three-dimensional analysis of transient slosh within a partly-filled tank equipped with baffles [9] Lateral sloshing in partially filled elliptical tanker trucks using a trammel pendulum [10] Dynamic analysis of a partially filled tanker train travelling on a curved track [11] A numerical scheme for dynamic liquid sloshing in horizontal cylindrical containers [12] Volume-filling effects on sloshing frequency in simplified and explicit dynamic finite element models of tank wagons during braking and turning [13] Modeling and simulation of vehicles carrying liquid cargo [14] Fluid structure interaction induced by liquid slosh in partly filled road tankers [15] Effect of tank shape on roll dynamic response of an articulated vehicle carrying liquids [16] The influence of track stiffness on track dynamic behaviour [17] Non-linear vibration analysis of a 2-DOF railway vehicle model under random rail excitation [18] Nonlinear analysis of train derailment in severe braking [19] Wheel-rail rolling contact theory [20] Simulation of liquid sloshing in 2D containers using the volume of fluid method [21] Straight-line braking dynamic analysis of a partly filled baffled and unbaffled tank truck [22] Dynamics of railway wagons subjected to braking/traction torque

¹Railway Rolling Stock Engineering Department, Railway Engineering School, Iran University of Science & Technology, Tehran, Iran

²Automotive Engineering Department, Mechanical Faculty, K. N. Toosi University of Technology, Tehran, Iran

*Correspondence

Address: School of Railway Engineering (S.R.E), Iran University of Science and Technology, Narmak, Tehran, Iran
Phone: +98 (21) 77491029
Fax: +98 (21) 77451568
m_shahravi@iust.ac.ir

Article History

Received: April 16, 2019
Accepted: May 23, 2019
ePublished: February 01, 2020

تحلیل اندرکنش همزمان تلاطم گذرا سیال و دینامیک واگن ریلی مخزن‌دار با استفاده از مدل عددی کوپل‌شده CFD-MBD

احمد رحمتی‌علایی MSc

گروه مهندسی ماشین‌های ریلی، دانشکده مهندسی راه‌آهن، دانشگاه علم و صنعت ایران، تهران، ایران

مجید شهری PhD*

گروه مهندسی ماشین‌های ریلی، دانشکده مهندسی راه‌آهن، دانشگاه علم و صنعت ایران، تهران، ایران

مسعود صمدیان‌زکریا PhD

گروه مهندسی خودرو، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه خواجه‌نصیرالدین طوسی، تهران، ایران

چکیده

در این مقاله مدل عددی کوپل‌شده CFD-MBD برای ارزیابی دقیق رفتار واگن ریلی مخزن‌دار حامل سیال معرفی شده است. پاسخ ارتعاشاتی واگن براساس مدل دینامیکی چندجرمی (MBD) سه‌بعدی شامل اجزای بدنه، دو یوژی و چهار مجموعه چرخ و محور با ۱۹ درجه آزادی به روش رانگ‌کوتا مرتبه چهار به دست آمده است. مدل تلاطم گذرا سیال داخل مخزن با استفاده از روش دینامیک سیال محاسباتی (CFD) ترکیب‌شده با تکنیک حجم سیال (VOF) به‌منظور حل معادلات ناویر-استوکس و ردیابی سطح آزاد سیال آنالیزشده است. راستی‌آزمایی نتایج عددی با استفاده از داده‌های آزمایشگاهی انجام شده است. سپس با توسعه فرآیند عددی کوپل‌کردن مدل‌های CFD و MBD، اندرکنش همزمان تلاطم گذرا سیال و دینامیک واگن در نظر گرفته شده است. با مطالعه پارامتری روی حجم پرشوندگی، شکل سطح مقطع مخزن و لزجت سیال مشخصه‌های دینامیکی واگن مخزن‌دار نیمه‌پر در شرایط ترمزگیری استخراج شده است. نتایج نشان می‌دهد افزایش حجم پرشوندگی، دامنه نوسان مرکز مختصات گرانش سیال را کاهش می‌دهد. کمترین دامنه تلاطم سیال در حجم پرشوندگی‌های مختلف مربوط به سطح مقطع بیضی اصلاح‌شده است. لزجت سیال تأثیر ناچیزی بر نیروی تلاطم طولی و مسافت توقف واگن مخزن‌دار نیمه‌پر دارد.

کلیدواژه‌ها: واگن مخزن‌دار نیمه‌پر، دینامیک سیالات محاسباتی، دینامیک چندجرمی، رانگ‌کوتا مرتبه چهار، مدل کوپل‌شده، ترمزگیری

تاریخ دریافت: ۱۳۹۸/۱/۲۷

تاریخ پذیرش: ۱۳۹۸/۳/۲

*نویسنده مسئول: m_shahravi@iust.ac.ir

۱- مقدمه

هر ساله تعداد قابل توجهی خروج از خط برای واگن‌های باری گزارش می‌شود^[1]. این موضوع برای واگن‌های مخزن‌دار نیمه‌پر اهمیت بیشتری پیدا می‌کند؛ چراکه پایداری آنها در مانورهای مختلف مانند ترمزگیری و حرکت در قوس به‌شدت تحت تأثیر حرکت سیال درون مخزن است. مساله اساسی در تلاطم سیال، محاسبه نیروها، گشتاورها و فرکانس‌های طبیعی سطح آزاد سیال است که دینامیک وسیله نقلیه را تحت تأثیر قرار می‌دهد. این موضوع به پارامترهایی مانند خصوصیات سیال، حجم پرشوندگی، هندسه

مخزن، موج‌گیرها و نوع تحریک وابسته است. در مطالعات اخیر، تلاطم سیال در خودروهای دارای مخزن نیمه‌پر با مدل‌های ساده‌شده شامل مدل‌های شبه‌استاتیکی و مکانیکی معادل و مدل‌های پیچیده‌تر همانند مدل کوپل‌شده در مانورهای فرمان‌دهی مختلف بررسی شده‌اند.

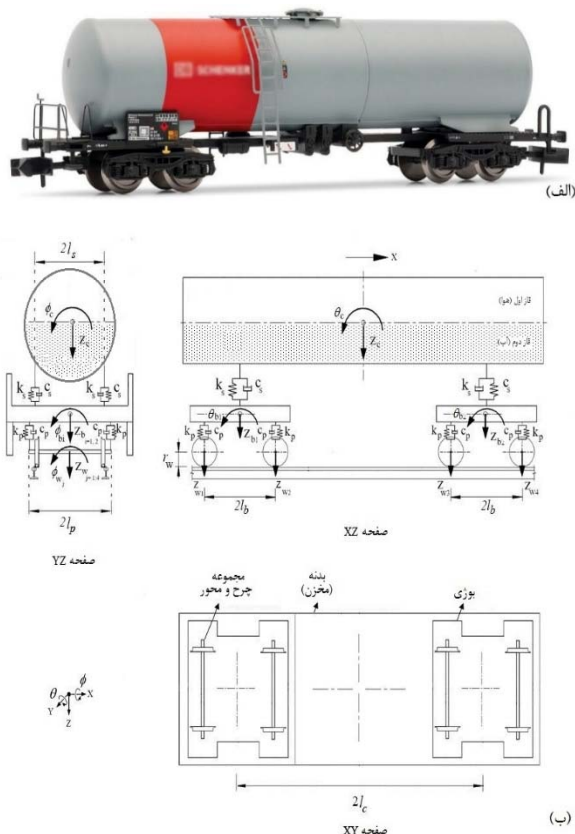
در مدل تلاطم شبه‌استاتیکی، فرض می‌شود سیال به‌صورت جسم صلب حرکت می‌کند^[2, 3]. کاتگ و همکاران^[4] مدل شبه‌استاتیکی مخزن نیمه‌پر را با مدل سه‌بعدی خودرو تحت شتاب‌های همزمان طولی و عرضی ترکیب کردند. نتایج آنها نشان می‌دهد که در مانور ترمز در قوس، خودروی مخزن‌دار بسیار بیشتر تحت ناپایداری عرضی (Rollover) است. روش شبه‌استاتیکی تنها اجازه تحلیل دینامیک خودرو را در حالت پایدار می‌دهد و نمی‌تواند برای بررسی اثرات تلاطم گذرا در وضعیت‌هایی مانند موج‌گیر استفاده شود^[5-7]. مدرسی و همکاران^[8] در مطالعه خود نشان دادند که نیروها و گشتاورهای حالت تلاطم گذرا اساساً بزرگ‌تر از مقادیر حالت پایدار در روش شبه‌استاتیکی است.

روش مکانیکی معادل بر اساس تئوری خطی تلاطم و فرضیاتی شامل سیال غیریویسکوز و جریان غیرچرخشی است. در این روش سیال به‌صورت مجموعه‌ای از جرم-فنر-دمپر یا مجموعه پاندول‌های ساده با فرض حرکت خطی سیال، مدل‌سازی می‌شود^[5]. سختی فنرها و طول پاندول‌ها از فرکانس‌های طبیعی سیال به‌دست می‌آید. سالم و همکاران^[9]، تلاطم عرضی سیال در مخزن نیمه‌پر بیضوی دوبعدی را با پاندول تامل شبیه‌سازی کردند. مدل آنها می‌تواند یک ابزار کاربردی در تحلیل کوپل‌نمودن تلاطم سیال و دینامیک خودرو در تلاطم با دامنه کم در نظر گرفته شود. یونسیان و همکاران^[10] مدل فنر-دمپر معادل تلاطم سیال را با مدل سه‌بعدی واگن مخزن‌دار نیمه‌پر ترکیب کردند. آنها نشان دادند که صرف‌نظرکردن از تلاطم سیال در مخزن نیمه‌پر منجر می‌شود پتانسیل خروج از خط و باربرداری از چرخ‌ها به‌ترتیب ۱۸ و ۲۵٪ کمتر پیش‌بینی شود.

مدل مکانیکی معادل می‌تواند تنها اثرات تلاطم را در دامنه‌های تحریک کم ارزیابی کند و در فرکانس‌های رزونانسی منجر به خطاهای قابل توجهی خواهد شد^[7, 11]. رحمتی و شهری^[12]، مدل‌های مکانیکی معادل و المان محدود دینامیکی صریح سه‌بعدی برای مخزن دایروی نیمه‌پر در مانور حرکت در قوس را مقایسه کردند. آنها نشان دادند که در حجم‌های پرشوندگی کم (۱۵٪ و کمتر) فرکانس و دامنه تلاطم سیال در دو مدل، کمتر از ۵٪ اختلاف دارند؛ بنابراین در حجم‌های پرشوندگی کم می‌توان از مدل ساده‌شده مکانیکی معادل به دلیل صرفه‌جویی در زمان و هزینه محاسبات استفاده نمود.

روش مؤثر و بهینه برای ارزیابی اندرکنش همزمان تلاطم گذرای سیال و دینامیک وسیله نقلیه توسعه مدل کوپل‌شده، دینامیک سیال محاسباتی (Computational Fluid Dynamics; CFD) و دینامیک چند جرمی (Multi-Body Dynamics; MBD) است. آنالیز کوپل‌نمودن همزمان اثرات تلاطم گذرای سیال بر دینامیک

و θ_b برای بوژی‌ها است (شکل ۱-ب). چهار مجموعه چرخ و محور نیز درجات آزادی جابجایی عمودی z_w ، چرخش طولی ϕ_w و چرخش عرضی θ_w دارند. کل اجزای سیستم دینامیکی درجه آزادی جابجایی طولی x یکسان دارد. معادلات دیفرانسیل حرکت با استفاده از روش انرژی استخراج شده‌اند. کلیه پارامترهای مدل MBD در جدول ۱ لیست شده است.



شکل ۱ واگن مخزن‌دار؛ الف) مدل واقعی، ب) مدل دینامیکی چند جرمی (MBD)

جدول ۱ پارامترهای مدل دینامیکی واگن

پارامتر	مقدار	واحد
M_c	۱۸۰۰۰	kg
M_b	۱۷۰۰	kg
M_w	۱۱۲۰	kg
J_{cx}, J_{cy}	۲۵۰۷۷, ۱۵۸۷۸۹	kg.m ²
J_{bx}, J_{by}	۱۶۰۰, ۷۶۰	kg.m ²
J_{wx}, J_{wy}	۴۲۰/۱, ۷۰/۱	kg.m ²
k_p	$۷/۸۸ \times 10^4$	$\frac{N}{m}$
c_p	$۳/۵ \times 10^3$	$\frac{N.s}{m}$
k_s	$۵/۳۲ \times 10^5$	$\frac{N}{m}$
c_s	۷×10^3	$\frac{N.s}{m}$
l_b, l_p	۵/۸, ۰/۸	m
l_c, l_s	۱/۲۵, ۰/۸	m
c_H	۸۷×10^4	$\frac{N}{m^{3/2}}$
T_{bmax}	۲۰۰۰	N.m
r_w	۰/۴۷۵	m

خودرو، به دلیل پیچیدگی‌هایش سبب شده است مطالعات کمتری انجام شود. در این روش مدل‌سازی در دو بخش جداگانه شامل تلاطم سیال و دینامیک وسیله نقلیه انجام می‌شود؛ بدین صورت که این دو مدل به صورت همزمان؛ داده‌های ورودی و خروجی را در گام‌های زمانی از پیش تعیین‌شده تبادل می‌کنند [5, 6, 13].

چلی و همکاران [5] و یان و راجا [14]، پاسخ ترمزگیری مخزن نیمه‌پر را برای کامیون مخزن‌دار با ترکیب مدل‌های تلاطم سیال و دینامیک خودرو بررسی کردند. آزادی و همکاران [15]، مدل تلاطم سیال را با مدل دینامیک خودرو کوپل کردند و اثر شکل مخزن را بر پایداری دینامیکی تریلر مخزن‌دار بررسی نمودند. اگرچه این مطالعات، اثرات حاصل از تلاطم سیال بر مشخصه‌های دینامیکی مخزن‌های جاده‌ای را بررسی نموده‌اند، اما مطالعات بسیار اندکی اثرات آن را بر مخزن‌های ریلی بررسی کرده‌اند. لازم به ذکر است تماس سه‌بعدی چرخ و ریل، اثرات نیروها و گشتاورهای تلاطم سیال بر دینامیک واگن را به مساله‌ای پیچیده تبدیل می‌کند و در تحریک‌های شدید منجر به خروج از خط خواهد شد.

در این مقاله با استفاده از روش انرژی، معادلات دیفرانسیل حرکت برای مدل سه‌بعدی MBD یک واگن ریلی مخزن‌دار نیمه‌پر با ۱۹ درجه آزادی شامل ارتعاشات طولی، عمودی، چرخش طولی و عرضی، استخراج شده است. پاسخ ارتعاشی مدل دینامیک واگن با استفاده از روش رانگ-کوتا (Runge-Kutta) مرتبه ۴ به‌دست آمده است. مدل تلاطم گذرای سیال با استفاده از روش CFD ترکیب‌شده با تکنیک حجم سیال (Volume of Fluid; VOF) برای حل معادلات ناویر-استوکس و ردیابی سطح آزاد سیال، حل شده است. پاسخ‌های عددی با داده‌های آزمایشگاهی به‌دست‌آمده از دستگاه آزمایش تلاطم سیال، راستی‌آزمایی شده است. سپس با معرفی مدل عددی جدید کوپل‌شده CFD-MBD رفتار واگن مخزن‌دار نیمه‌پر در شرایط ترمزگیری خط مستقیم بررسی شده است. مطالعه پارامتری روی حجم پرشوندگی، شکل سطح مقطع مخزن و لزجت سیال برای یافتن مشخصه‌های دینامیکی انجام شده است.

۲- مدل دینامیکی چند جرمی (MBD)

در اینجا مدل دینامیکی چند جرمی (MBD) سه‌بعدی برای واگن ریلی مخزن‌دار نیمه‌پر در نظر گرفته شده است که شامل اجزای بدنه، دو بوژی و چهار مجموعه چرخ و محور است. بوژی‌ها با سیستم تعلیق اولیه به مجموعه چرخ و محورها و با سیستم تعلیق ثانویه به بدنه متصل شده‌اند. سیستم تعلیق اولیه و ثانویه به صورت ترکیب موازی فنرهای خطی و المان‌های دمپر-ویسکوز هستند. صلبیت ریل و بستر خط تقریباً هزار برابر بیشتر از انعطاف‌پذیری اجزای واگن است [16, 17]؛ بنابراین برای ساده‌سازی تحلیل از اثر تغییر شکل آنها صرف‌نظر شده است.

شکل ۱- الف، واگن مخزن‌دار واقعی را نشان می‌دهد. مدل MBD دارای ۱۹ درجه آزادی است که شامل جابجایی عمودی، چرخش طولی و چرخش عرضی به ترتیب z_c ، ϕ_c و θ_c برای بدنه و z_b ، ϕ_b

معادلات حرکت بدنه

جابجایی عمودی:

$$M_c \ddot{z}_c + 4c_s \dot{z}_c + 4k_s z_c - 2c_s \dot{z}_{b1} - 2c_s \dot{z}_{b2} - 2k_s z_{b1} - 2k_s z_{b2} = F_{fx} \quad (۱)$$

چرخش طولی (حول محور X):

$$J_{cx} \ddot{\theta}_c + 4c_s l_s \dot{\theta}_c - 2c_s l_s^2 \ddot{\theta}_{b1} - 2c_s l_s^2 \ddot{\theta}_{b2} + 4k_s l_s^2 \theta_c - 2k_s l_s^2 \theta_{b1} - 2k_s l_s^2 \theta_{b2} = M_{fx} \quad (۲)$$

چرخش عرضی (حول محور Y):

$$J_{cy} \ddot{\theta}_c + 4c_s l_c \dot{\theta}_c - 2c_s l_c \dot{z}_{b1} + 2c_s l_c \dot{z}_{b2} + 4k_s l_c^2 \theta_c - 2k_s l_c z_{b1} + 2k_s l_c z_{b2} = M_{fy} \quad (۳)$$

معادلات حرکت بوژی‌ها

جابجایی عمودی:

$$M_{bi} \ddot{z}_{bi} + 2c_s \dot{z}_{bi} - 2c_s \dot{z}_c + 4c_p \dot{z}_{bi} - 2c_p \dot{z}_{wj} - 2c_p \dot{z}_{w(j+1)} + 2k_s z_{bi} - 2k_s z_c + 4k_p z_{bi} - 2k_p z_{wj} - 2k_p z_{w(j+1)} = 0 \quad (۴)$$

$$i = 1 \quad i = 2$$

$$j = 1 \quad j = 3$$

چرخش طولی (حول محور X):

$$J_{bxi} \ddot{\theta}_{bi} + 4c_p l_p^2 \dot{\theta}_{bi} + 2c_s l_s^2 \dot{\theta}_{bi} - 2c_p l_p^2 \dot{\theta}_{wj} - 2c_p l_p^2 \dot{\theta}_{w(j+1)} - 2c_s l_s^2 \dot{\theta}_c + 4k_p l_p^2 \theta_{bi} + 2k_s l_s^2 \theta_{bi} - 2k_p l_p^2 \theta_{w(j+1)} - 2k_s l_s^2 \theta_c = 0 \quad (۵)$$

$$i = 1$$

$$j = 1$$

$$i = 2$$

$$j = 3$$

چرخش عرضی (حول محور Y):

$$J_{byi} \ddot{\theta}_{bi} + 4c_p l_b^2 \dot{\theta}_{bi} - 2c_p l_b \dot{z}_{wj} + 2c_p l_b \dot{z}_{w(j+1)} + 4k_p l_b^2 \theta_{bi} - 2k_p l_b z_{wj} + 2k_p l_b z_{w(j+1)} = 0 \quad (۶)$$

$$i = 1 \quad i = 2$$

$$j = 1 \quad j = 3$$

معادلات حرکت مجموعه چرخ و محورها

جابجایی عمودی:

$$M_w \ddot{z}_{wj} + 2c_p \dot{z}_{wj} - 2c_p \dot{z}_{bi} + 2c_p l_b \dot{\theta}_{bi} + 2k_p z_{wj} - 2k_p z_{bi} + 2k_p l_b \theta_{bi} + P_{wrj} = 0 \quad (۷)$$

$$i = 1 \quad i = 2$$

$$j = 1, 2 \quad j = 3, 4$$

چرخش طولی (حول محور X):

$$J_{wxj} \ddot{\theta}_{wj} + 2c_p l_p^2 \dot{\theta}_{wj} - 2c_p l_p^2 \dot{\theta}_{bi} + 2k_p l_p^2 \theta_{wj} - 2k_p l_p^2 \theta_{bi} + M_{wrj} = 0 \quad (۸)$$

$$i = 1 \quad i = 2$$

$$j = 1, 2 \quad j = 3, 4$$

چرخش عرضی (حول محور Y):

$$J_{wyi} \ddot{\theta}_{wi} + 2F_{WR} r_w + 2T_b = 0 \quad i = 1, \dots, 4 \quad (۹)$$

معادله حرکت طولی

$$\left(\frac{M_c}{4} + \frac{M_b}{2} + M_w \right) \ddot{x} - 2F_{WR} = \frac{F_{fx}}{4} \quad (۱۰)$$

اثر تلاطم گذرای سیال در معادلات ۱ تا ۳ و معادله ۱۰ به ترتیب به صورت عبارات‌های ارتعاشات اجباری شامل نیروی تلاطم عمودی (F_{fz})، گشتاور تلاطم طولی (M_{fx})، گشتاور تلاطم عرضی (M_{fy}) و نیروی تلاطم طولی (F_{fx}) در نظر گرفته شده است. T_b در معادله

۹، گشتاور ترمزگیری است که به مجموعه چرخ و محور مطابق معادله ۱۱ اعمال می‌شود [18].

$$T_b = T_{bmax}(1 - e^{-t}) \quad (۱۱)$$

که T_{bmax} و t به ترتیب ماکزیمم گشتاور ترمزگیری و زمان تاخیر ترمزگیری مربوط به فاصله بین لکوموتیو و واگن مخزن‌دار است. مدل تماس چرخ و ریل در شکل ۲ نشان داده شده است. تماس بین چرخ و ریل بر اساس تئوری غیرخطی هرتز (Nonlinear Hertizian) و تئوری کالکر (Kalker theory) مدل‌سازی شده است. در معادله ۱۰، F_{WR} نیروی تماس طولی چرخ و ریل است و بر اساس تئوری کالکر (معادله ۱۲) حاصل ضرب ضریب خزش (f_{33}) و خزش طولی (ζ_x) است. f_{33} توسط کالکر [19] تعریف شده است و ζ_x از معادله ۱۷ محاسبه می‌شود.

$$F_{WR} = -f_{33} \zeta_x \quad (۱۲)$$

$$\zeta_x = \frac{|\dot{x}_w| - |\dot{r}_w \dot{\theta}_w|}{\dot{x}_w} \quad (۱۳)$$

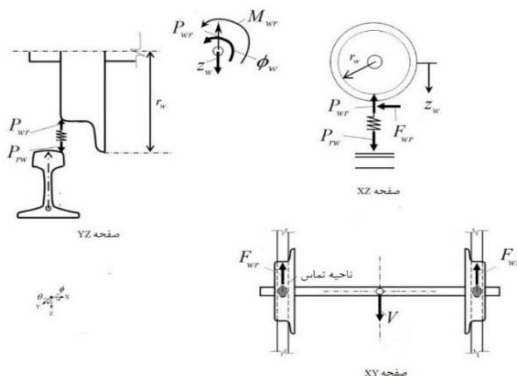
بر اساس تئوری غیرخطی هرتز، تماس عمودی به ترتیب به صورت عبارات‌های نیرو و گشتاور محل تماس، P_{WR} و M_{WR} مطابق معادلات ۱۴ تا ۱۷ محاسبه می‌شود.

$$P_{WRLj} = \begin{cases} c_H [z_{wj}(t) - l_p \theta_{wj}(t)]^{\frac{3}{2}} & z_{wj}(t) - l_p \theta_{wj}(t) > 0 \\ 0 & z_{wj}(t) - l_p \theta_{wj}(t) \leq 0 \end{cases} \quad (۱۴)$$

$$P_{WRRj} = \begin{cases} c_H [z_{wj}(t) + l_p \theta_{wj}(t)]^{\frac{3}{2}} & z_{wj}(t) + l_p \theta_{wj}(t) > 0 \\ 0 & z_{wj}(t) + l_p \theta_{wj}(t) \leq 0 \end{cases} \quad (۱۵)$$

$$P_{WRj}(t) = P_{WRLj} + P_{WRRj} \quad (۱۶)$$

$$M_{WRj}(t) = [P_{WRLj} - P_{WRRj}] l_p \quad (۱۷)$$



شکل ۲) مدل تماس چرخ و ریل

۳- مدل تلاطم گذرای سیال

حرکت سیال غیرقابل تراکم در مخزن نیمه‌پر با حل همزمان معادلات پیوستگی و ناویر-استوکس تعیین می‌شود.

$$\nabla \cdot V = 0 \quad (۱۸)$$

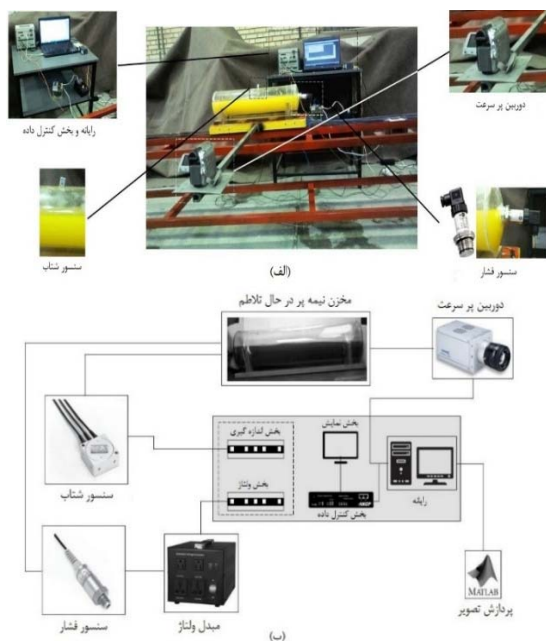
$$\frac{\partial V}{\partial t} + \nabla \cdot (\nabla V) = -\frac{1}{\rho} \nabla p + \frac{1}{\rho} \nabla \cdot (\mu (\nabla V + (\nabla V)^T)) + F_f \quad (۱۹)$$

که ∇ عملگر گرادیان است و ρ ، μ و V به ترتیب بردار سرعت، فشار، چگالی و لزجت دینامیکی سیال است. در معادله ۱۹، F_f

بخش کنترل داده است. شتاب‌سنج به‌کارگرفته‌شده از نوع سه‌جهته دقت بالا ARF-100A-T Low Capacity دارای وزن ۸۵ گرم، محدوده پاسخ فرکانسی ۱۸۰ هرتز، ولتاژ مجاز ۵ ولت و بیشینه ظرفیت اندازه‌گیری ۱۰g بوده است. همچنین بخش کنترل داده از نوع سرعت بالا Data Logger TDS-630 ۱۰۰۰ کاناله در ۱/۱۰ ثانیه انتخاب شده است.

مطابق شکل ۳-ب، شکل سطح آزاد سیال، فشار تلاطم سیال و شتاب وارد بر مخزن به‌ترتیب توسط دوربین سرعت بالا، سنسور فشار دیافراگمی و شتاب‌سنج، اندازه‌گیری شده است. شبیه‌سازی و آزمایش تلاطم سیال برای وضعیت ۳۰٪ پرشوندگی بررسی شده است. اجزای مخزن مونتاژشده شامل کلگی و نشیمنگاه ثابت‌کننده در شکل ۴-الف و ابعاد مخزن و گسسته‌سازی دامنه سیال در مدل CFD در شکل ۴-ب نشان داده می‌شود. شبکه‌بندی مدل از نوع ساختاریافته منظم با صفحات تقارن و کیفیت مش بهبودیافته است.

شتاب‌های حرکت مخزن متحرک که توسط شتاب‌سنج سه‌جهته ثبت شده است در نمودار ۱ نشان داده شده‌اند. همان‌طور که مشاهده می‌شود در هر سه راستای دامنه و فرکانس، نوسانات قابل توجهی دارد. مطابق نمودارهای ۱-الف و ب نوسانات شتاب‌های طولی و عمودی به‌ترتیب ناشی از تحریک طولی جسم آویزان متصل به مخزن و نامنظمی‌های ریل است. همچنین نوسان شتاب عمودی مخزن در نمودار ۱-ج مربوط به لقی بین چرخ و ریل مطابق شکل ۵ است. نتایج به‌دست‌آمده برای موج سطح آزاد سیال برای دو وضعیت آزمایشگاهی و شبیه‌سازی عددی در شکل ۶ مقایسه شده‌اند. همان‌طور که مشاهده می‌شود در زمان‌های ۰/۴۵ تا ۳/۴۱۵ وضعیت قرارگیری موج سیال و همچنین ارتفاع برآمدگی سیال در مدل آزمایش تلاطم و مدل CFD مشابه هم هستند.



شکل ۳) آزمایش تلاطم سیال: الف) اجزای دستگاه، ب) فرآیند عملکرد

نیروی جمعی (بر واحد حجم) وارد بر سیال ناشی از گرانش و شتاب‌های خارجی است.

$$F_f = g - \frac{du}{dt} - \frac{d\Omega}{dt} \times r - 2\Omega \times \frac{dr}{dt} - \Omega \times (\Omega \times r) \quad (20)$$

که U و Ω به‌ترتیب بردارهای موقعیت ذره سیال، سرعت‌های خطی و زاویه‌ای است.

تلاطم سیال در مخزن از نوع مسائل دو فاز مایع و گاز است. تکنیک حجم سیال برای ردیابی سطح آزاد سیال در حال تلاطم درون مخازن متحرک استفاده می‌شود [2, 14, 20]. این تکنیک برای مدل‌سازی دو سیال غیرقابل ترکیب، بر اساس حل دو مجموعه معادلات مومنوم و تابع تفکیک حجمی f ترکیب‌شده با سرعت V است.

$$\frac{\partial f}{\partial t} + \nabla \cdot (\nabla f) = 0 \quad (21)$$

$$\rho = f_2 \rho_2 + (1 - f_2) \rho_1 \quad (22)$$

$$\mu = f_2 \mu_2 + (1 - f_2) \mu_1 \quad (23)$$

تابع f مقادیر بین ۰ و ۱ دارد که صفر بیانگر سلول پر از گاز و یک، سلول پر از مایع است. در اینجا فاز اول هوا و فاز دوم آب است. در اینجا جریان سیال می‌تواند آرام فرض شود؛ چراکه تلاطم سیال در مانورهای متداول طولی در سرعت‌های پایین رخ می‌دهد [21]. در این مقاله از کد تجاری ANSYS FLUENT برای حل معادلات تلاطم سیال استفاده شده است. در هر گام زمانی نیروی تلاطم سیال $F_f(t)$ با انتگرال‌گیری از فشار روی دیواره مخزن مربوط و گشتاور تلاطم سیال $M_f(t)$ با ضرب خارجی بردار موقعیت $\bar{r}_i$ و بردار نیرو F_i روی سطح سلول خیس‌شده، محاسبه می‌شود.

$$F(t) = \sum_Q P_i A_i \quad (24)$$

$$M(t) = \sum_Q \bar{r}_i \times F_i \quad (25)$$

که P_i فشار و A_i بردار مساحت i امین سلول دیواره است. Q نشان‌دهنده سطح خیس‌شده دیواره مخزن و $\bar{r}_i$ بردار موقعیت سلول دیواره نسبت به سیستم مختصات مرکز مخزن است. همان‌اینرسی جرمی سیال در حال تلاطم در مرکز هندسی مخزن برای هر گام زمانی به‌صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$I_{fx} = \iiint_V (y^2 + z^2) \rho dv \quad (26)$$

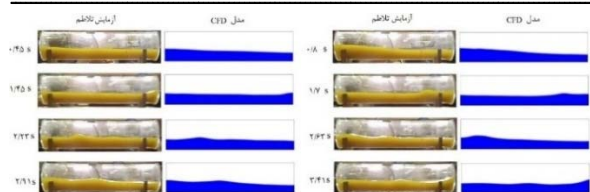
$$I_{fy} = \iiint_V (x^2 + z^2) \rho dv \quad (27)$$

$$I_{fz} = \iiint_V (x^2 + y^2) \rho dv \quad (28)$$

که V حجم دامنه سیال و x ، y و z به‌ترتیب مختصات طولی، عرضی و عمودی نسبت به مرکز هندسی مخزن است.

۳-۱- اعتبارسنجی و دستگاه آزمایش تلاطم

در این بخش راستی‌آزمایی مدل CFD به‌صورت آزمایشگاهی انجام شده است. شکل ۳-الف، اجزای دستگاه آزمایش تلاطم سیال را نشان می‌دهد. مخزن ساخته‌شده با مقیاس ۴۸٪ نسبت به نمونه واقعی از جنس پلکسی‌گلس (Plexiglas) است که وضوح کافی برای ردیابی سطح آزاد سیال را داشته باشد. شبیه‌سازی ترمزگیری خط مستقیم روی ریل به طول ۳ متر انجام شده است. اجزای دستگاه شامل شتاب‌سنج، سنسور فشار، دوربین سرعت بالا، رایانه و

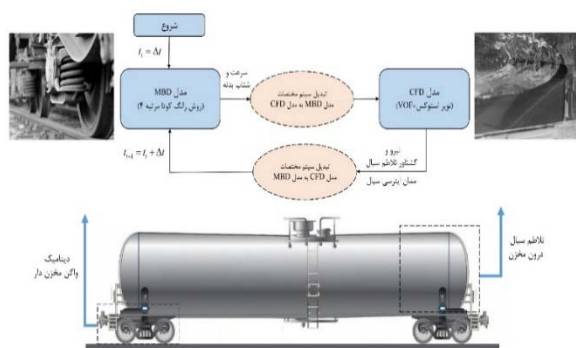


شکل ۶) مقایسه آزمایش تلاطم سیال و مدل CFD

۴- فرآیند کوپل مدل‌های MBD و CFD

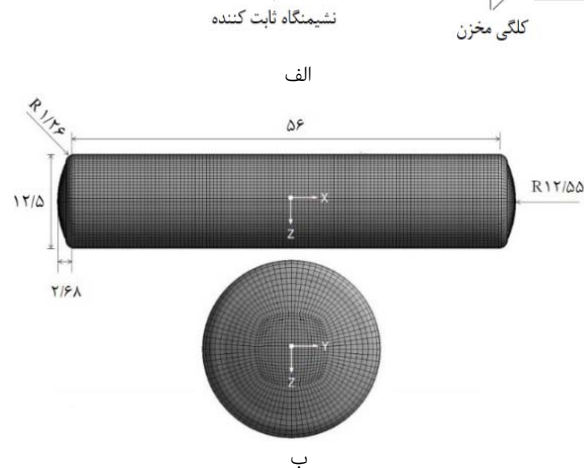
در اینجا محاسبات در دو بخش جداگانه شامل مدل‌های MBD و CFD انجام می‌شود. معادلات ۱ تا ۳ برای مدل MBD و معادلات ۱۹ و ۲۰ برای مدل CFD به صورت مستقیم برای فرآیند کوپل درگیر می‌شوند. در مدل MBD سرعت (خطی و زاویه‌ای) و شتاب (خطی و زاویه‌ای) بدنه مطابق معادلات ۱ تا ۳ تعیین می‌شود. سپس مدل CFD با جایگذاری مقادیر قبل در معادلات ۱۹ و ۲۰ نیرو، گشتاور و ممان اینرسی تلاطم سیال را محاسبه می‌کند. با جایگذاری مقادیر قبل در معادلات ۱ تا ۳ از مدل MBD، حلقه تکرار فرآیند کوپل تا پایان زمان حل ادامه می‌یابد.

شکل ۷، فرآیند محاسباتی در مدل کوپل شده CFD-MBD را نشان می‌دهد. در ابتدا مطابق گام زمانی از پیش تعیین شده در $t_i = \Delta t$ ، مدل MBD پارامترهای ارتعاشاتی بدنه شامل شتاب خطی طولی $(\ddot{x})$ ، شتاب خطی عمودی $(\ddot{z}_c)$ ، سرعت زاویه‌ای حول محور x $(\dot{\theta}_c)$ ، سرعت زاویه‌ای حول محور y $(\dot{\theta}_c)$ ، شتاب زاویه‌ای حول محور x $(\ddot{\theta}_c)$ و شتاب زاویه‌ای حول محور y $(\ddot{\theta}_c)$ را محاسبه می‌کند.

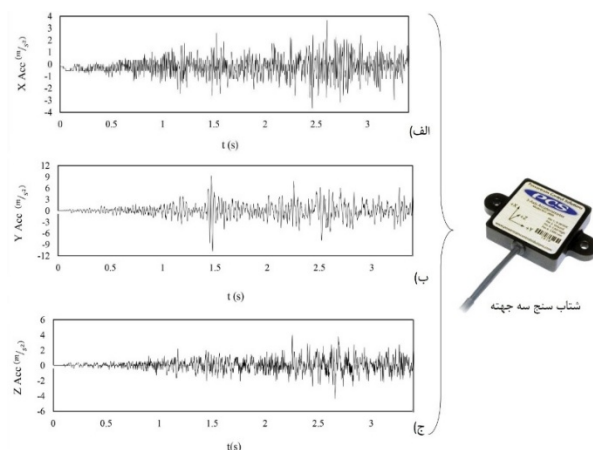


شکل ۷) فرآیند محاسباتی در مدل کوپل CFD-MBD

راستای سیستم‌های مختصات در مدل‌های MBD و CFD با هم متفاوت است. مطابق شکل ۸، مختصات (x_s, y_s, z_s) و (x_f, y_f, z_f) به ترتیب مربوط به مدل‌های MBD و CFD است. بنابراین در زمان تبادل داده‌های ورودی و خروجی بایستی انتقال دستگاه مختصات با توجه به زوایای چرخش انجام شود. انتقال دستگاه‌های مختصات با استفاده از ماتریس تبدیل چرخشی A_r صورت می‌پذیرد. مختصه شتاب $\ddot{X}_s$ مربوط مدل MBD با معادله ۳۰ به مختصه شتاب $\ddot{X}_f$ در مدل CFD انتقال می‌یابد. چون مختصات مرکز مخزن نسبت به سیستم مختصات مدل CFD ثابت شده است، بنابراین عبارتهای $\ddot{X}_f$ و $\ddot{X}_s$ برابر صفر هستند.



شکل ۴) مخزن متحرک؛ الف) اجزای مخزن مونتاژ شده، ب) هندسه مخزن و گسسته‌سازی دامنه سیال در مدل CFD (ابعاد بر حسب سانتی‌متر است)



نمودار ۱) داده‌های شتاب سنسور سه‌جهته روی مخزن: الف) راستای طولی، ب) راستای عرضی، ج) راستای عمودی



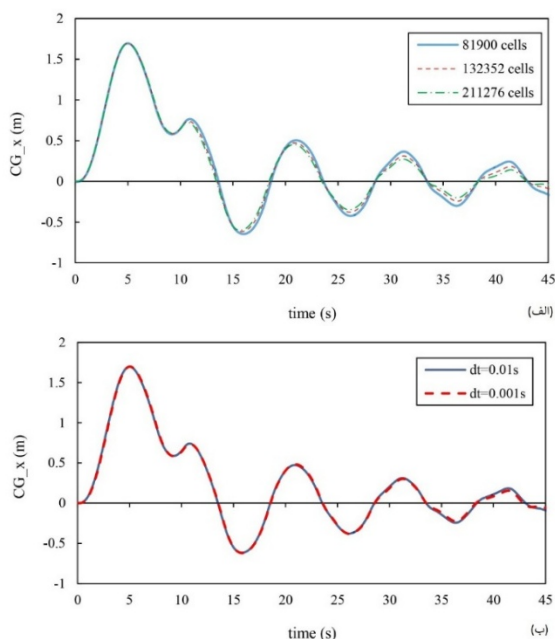
شکل ۵) لقی بین چرخ و ریل و نامنظمی‌های ریل

۲- نرم‌افزار FLUENT به‌صورت پیش‌فرض، امکان فراخوانی مقادیر عددی از مرجع ثانویه را ندارد. بدین منظور با استفاده از ماکرو DEFINE_ADJUST مقادیری که نرم‌افزار MATLAB در هر گام زمانی برای خروجی‌های سرعت (خطی و زاویه‌ای) و شتاب (خطی و زاویه‌ای) محاسبه می‌کند از فایل متنی فراخوانی می‌کند و در ادامه در حافظه موقت خود به‌صورت ماکرو C_UDMI ذخیره می‌نماید.

۳- در نرم‌افزار FLUENT، معادله ۲۰ با استفاده از ماکرو DEFINE_SOURCE به‌صورت چشمه مومنتوم در سه راستای X، Y و Z معرفی شده است. لازم به ذکر است در این بخش از UDF از ماکروهای C_UDMI مرحله قبل استفاده می‌شود.

۴- در بخش پایانی UDF می‌بایست به نرم‌افزار FLUENT توقف و ادامه حل مساله برای تنظیم همزمانی سرعت حل مساله با نرم‌افزار MATLAB را تفهیم نمود. به عبارت دیگر، باید معین کرد تا زمانی که داده‌های جدیدی در فایل‌های متنی خروجی MATLAB ثبت نشده است، حل مدل CFD متوقف بماند و بلافاصله بعد از ثبت شدن داده‌های جدید، حل مساله مجدداً آغاز شود. بدین منظور از ماکرو DEFINE_EXECUTE_AT_END و حلقه WHILE استفاده شده است.

تحلیل حساسیت مربوط به گام زمانی و تعداد سلول‌ها در مدل کوپل CFD-MBD در نمودار ۲ نشان داده شده است. مدل CFD برای ۸۱۹۰۰، ۱۳۲۳۵۲ و ۲۱۱۲۷۶ سلول آنالیز شده است. سپس اثر گام‌های زمانی ۰/۰۱ و ۰/۰۱۵ بر جابجایی مرکز گرانش طولی سیال CG_x بررسی شده است. همان‌طور که در نمودار ۲ مشاهده می‌شود، نتایج به‌دست آمده برای سه سایز مختلف سلول و گام‌های زمانی تطابق بسیار نزدیک به هم هستند؛ بنابراین به‌منظور صرفه‌جویی در زمان و هزینه محاسبات عددی، مدل ۱۳۲۳۵۲ سلول با گام زمانی $\Delta t = 0.01s$ برای تحلیل همگرایی نتایج کافی است.



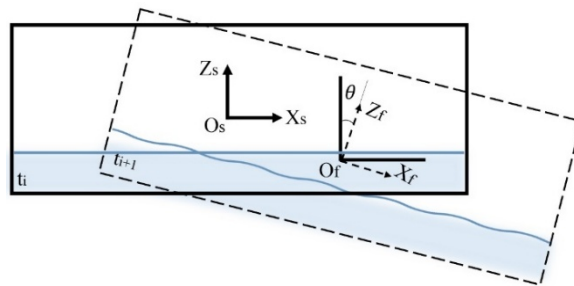
نمودار ۲) تحلیل همگرایی؛ الف) اثر تعداد سلول شبکه‌بندی، ب) اثر گام زمانی

$$A_r = \begin{bmatrix} \cos(\theta) & \sin(\theta) \\ -\sin(\theta) & \cos(\theta) \end{bmatrix} \quad (29)$$

$$\ddot{X}_f = \ddot{X}_s + [\ddot{A}_r]X_f + 2[\dot{A}_r]\dot{X}_f + [A_r]\ddot{X}_s \quad (30)$$

همچنین نیروهای تلاطم سیال در مدل CFD می‌بایست پس از تبدیل دستگاه مختصات به مدل MBD مطابق معادله ۳۱ انتقال یابد.

$$\begin{bmatrix} F_{fx} \\ F_{fz} \end{bmatrix}_s = [A_r] \begin{bmatrix} F_{fx} \\ F_{fz} \end{bmatrix}_f \quad (31)$$



شکل ۸) دستگاه‌های مختصات در مدل‌های CFD و MBD

مدل CFD با جایگذاری مقادیر سرعت و شتاب انتقال یافته در معادله ۲۰، نیروی خارجی را به سیال اعمال می‌کند. علامت منفی در عبارت‌های معادله ۲۰ نشانگر این است که شتاب دامنه سیال در خلاف جهت حرکت سیستم دینامیکی واگن است.

خروجی‌های مدل CFD شامل نیروی طولی تلاطم (F_{fx})، نیروی عمودی تلاطم (F_{fz})، گشتاور طولی تلاطم (M_{fx})، و گشتاور عرضی تلاطم (M_{fy}) است. ممات‌های اینرسی سیال در حال تلاطم سیال $[I_{fx}, I_{fy}, I_{fz}]$ نیز محاسبه می‌شود. این خروجی‌ها پس از انتقال دستگاه مختصات از مدل CFD به مدل MBD در $t_{i+1} = t_i + \Delta t$ به‌صورت عبارت‌های ارتعاش اجباری در معادلات ۱ تا ۳ و معادله ۱۰ جایگذاری می‌شوند. مطابق شکل ۷، حلقه رفت و برگشت داده‌ها تا پایان زمان حل ادامه می‌یابد. مدل MBD به روش رانگ-کوتا مرتبه چهار حل شده است. در آنالیز مدل CFD از روش گسسته‌سازی مرتبه اول در دامنه فضا و زمان استفاده شده است. لازم به ذکر است که داده‌های ورودی و خروجی با استفاده از قابلیت تابع کاربر-تعریف (User-Defined Function; UDF) نرم‌افزارهای ANSYS FLUENT و MATLAB تبادل می‌شوند. برای برقراری فرآیند کوپل بین مدل‌های CFD و MBD می‌بایست داده‌های فوق در هر گام زمانی برای دو نرم‌افزار FLUENT و MATLAB در قالب فایل‌های متنی نوشته و فراخوانی شوند.

به ترتیب کدهای نوشته شده در UDF شامل موارد زیر است:

۱- نرم‌افزار FLUENT به‌صورت پیش‌فرض امکان محاسبه و ثبت مقادیر نیروها و ممات‌های تلاطم سیال را در هر گام زمانی محاسباتی در قالب یک فایل متنی ندارد. لذا در بخش ابتدایی با استفاده از ماکرو DEFINE_EXECUTE_AT_END مقادیر نیرو و ممات محاسبه می‌شود و سپس با دستور fprintf در قالب فایل‌های متنی در هر گام زمانی ثبت می‌شود.

۵- بحث و بررسی نتایج

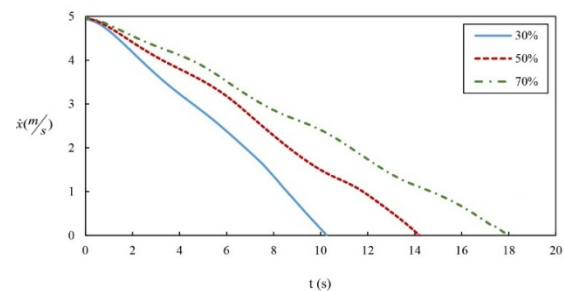
مدل‌سازی کوپل دینامیک واگن و تلاطم گذرای سیال برای واگن مخزن‌دار حاوی آب انجام شده است. شتاب عادی ترمزگیری واگن‌های مخزن‌دار کمتر از $0.8g$ است [22]. مانور ترمزگیری عادی با سرعت اولیه $5 \frac{m}{s}$ اعمال گشتاور ترمزی به مجموعه چرخ و محور مطابق معادله ۱۱ اعمال شده است. برای همگرایی نتایج بایستی اثر گام زمانی و گسسته‌سازی دامنه سیال بررسی شود.

۱-۵- اثر حجم پرشوندگی سیال

در این بخش اثر حجم پرشوندگی سیال بر پارامترهای مختلف تلاطم سیال و پاسخ مدل دینامیکی واگن بررسی شده است. به دلیل زمان محاسباتی زیاد در مدل کوپل‌شده، نتایج تا $t=80s$ استخراج شده است. همان‌طور که پیش‌بینی می‌شود با افزایش حجم پرشوندگی زمان توقف کامل واگن نیز افزایش می‌یابد. کمترین شتاب ترمزگیری و در نتیجه بیشترین مسافت توقف مربوط به وضعیت ۷۰٪ پرشوندگی است (جدول ۲؛ نمودار ۳). زمان توقف واگن برای حجم‌های پرشوندگی ۳۰، ۵۰ و ۷۰٪ به ترتیب ۱۴/۲، ۱۰/۴ و ۱۸/۵ است.

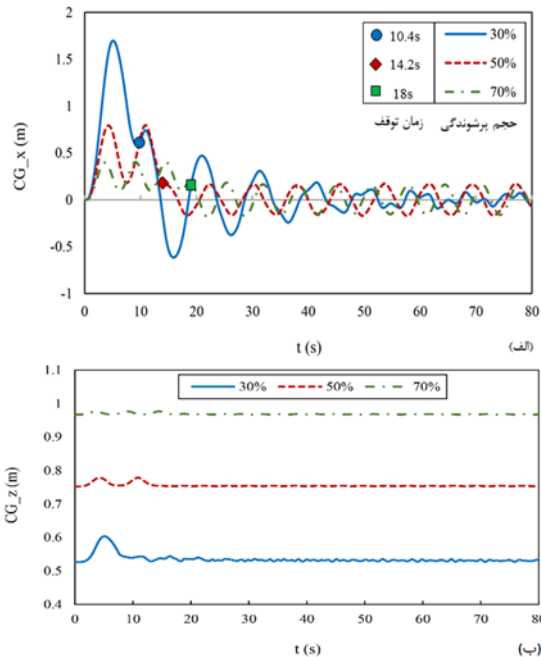
جدول ۲) ماکزیمم شتاب ترمزگیری و مسافت توقف

پارامتر مدل کوپل‌شده	مدل اول	مدل دوم	مدل سوم
مسافت توقف (m)	۲۷/۵	۳۷/۴	۴۷
ماکزیمم شتاب ترمزگیری (m/s^2)	۰/۶۴	۰/۴۹	۰/۳۷
جرم سیال (kg)	۱۹۴۸۱	۳۲۴۱۶	۴۵۳۵۱
حجم پرشوندگی (%)	۳۰	۵۰	۷۰

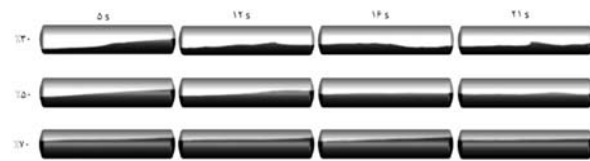


نمودار ۳) سرعت طولی واگن مخزن‌دار در حجم‌های پرشوندگی مختلف

سطح آزاد سیال در حجم‌های پرشوندگی ۳۰، ۵۰ و ۷۰٪ در زمان‌های مختلف در شکل ۹ نشان داده شد. در $t=21s$ برای وضعیت ۵۰ و ۷۰٪ نوسان سیال به شدت کاهش می‌یابد اما در وضعیت ۳۰٪ همچنان نوسان وجود دارد. موج رفت و برگشت سیال ادامه پیدا می‌کند تا به حالت پایدار خود برسد. با توجه به طول زیاد مخزن ($12/5m$) مدت زمان زیادی صرف خواهد شد تا سیال بعد از توقف کامل واگن به حالت سکون برسد.



نمودار ۴) مختصات مرکز گرانش سیال: (الف) راستای طولی، (ب) راستای عمودی



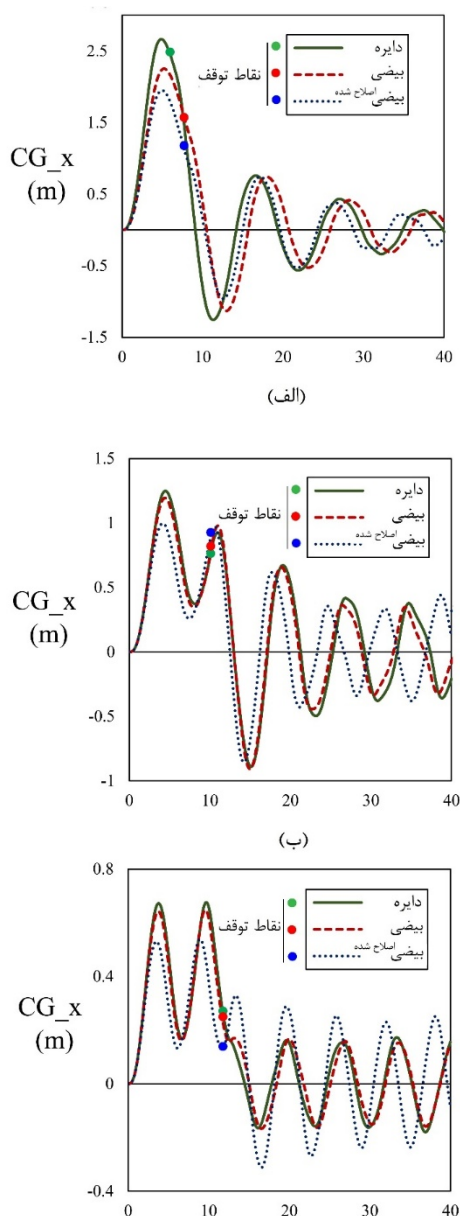
شکل ۹) سطح آزاد سیال در حجم‌های پرشوندگی مختلف

واضح است هرچه حجم پرشوندگی افزایش یابد، رفتار سیال به وضعیت بارگذاری صلب نزدیک می‌شود؛ بنابراین دامنه ارتعاشات بدنه کاهش خواهد یافت (نمودارهای ۵-الف و ب). کمترین دامنه ارتعاشات عمودی بدنه (Z_c) و زاویه چرخش حول محور عرضی (θ_c) مربوط به وضعیت ۷۰٪ پرشوندگی است. از آنجایی که مانور حرکتی اعمال‌شده بر سیستم دینامیکی از نوع ترمزگیری خط مستقیم بوده است، تلاطم سیال تاثیر بسیار کمی (از مرتبه 10^{-5} رادیان) بر درجه آزادی چرخش حول محور طولی دارد (نمودار ۵-ج). بنابراین می‌توان از درجه آزادی θ_c در معادله ۲ برای کاهش زمان محاسبات مدل کوپل‌شده صرف‌نظر نمود. لازم به ذکر است واگن انتخاب‌شده از نوع باری سنگین با مشخصات سیستم تعلیق اولیه و ثانویه قوی است؛ بنابراین تلاطم سیال تاثیر نسبتاً کمی بر ارتعاشات سایر اجزای واگن شامل بوژی‌ها و مجموعه چرخ و محورها دارد.

مختصات مرکز گرانش سیال در راستاهای طولی (CG_x) و عمودی (CG_z) برای حجم‌های پرشوندگی ۳۰، ۵۰ و ۷۰٪ در نمودار ۴ نشان داده می‌شود. همان‌طور که مشاهده می‌شود، افزایش حجم پرشوندگی، جابجایی مرکز گرانش سیال را در هر دو جهت کاهش می‌دهد. دامنه و فرکانس تلاطم CG_x بیشتر از CG_z است؛ زیرا مانور ترمزگیری در راستای طولی، تحریک بسیار بیشتری بر مخزن اعمال می‌کند.

نقاط (زمان‌های) توقف کامل واگن مخزن‌دار روی نمودار ۴-الف، مشخص شده است. از این زمان‌ها به بعد، شتاب خطی طولی واگن صفر شده است. به عبارت دیگر در معادله ۲، عبارت دوم حذف می‌شود؛ بنابراین واضح است دامنه نوسان مختصات مرکز گرانش سیال در راستاهای طولی و عمودی پس از زمان‌های توقف مشخص‌شده با نرخ سریع‌تری رو به کاهش است.

سیال در حجم پرشوندگی‌های مختلف مربوط به سطح مقطع بیضی اصلاح شده است؛ بنابراین در این وضعیت مطابق معادلات ۱ تا ۳، عبارت‌های ارتعاش اجباری مربوط به نیروها و ممان‌های تلاطم سیال، مقادیر کمتری دارند و لذا دامنه پاسخ ارتعاشاتی اجزای واگن به مراتب کمتر از سطح مقطع‌های دایره‌ای و بیضی خواهد بود. به عبارت دیگر، می‌توان گفت واگن مخزن‌دار نیمه‌پر با سطح مقطع بیضی اصلاح شده در مانور ترمزگیری خط مستقیم عملکرد بهتری در پایداری از خود نشان می‌دهد.



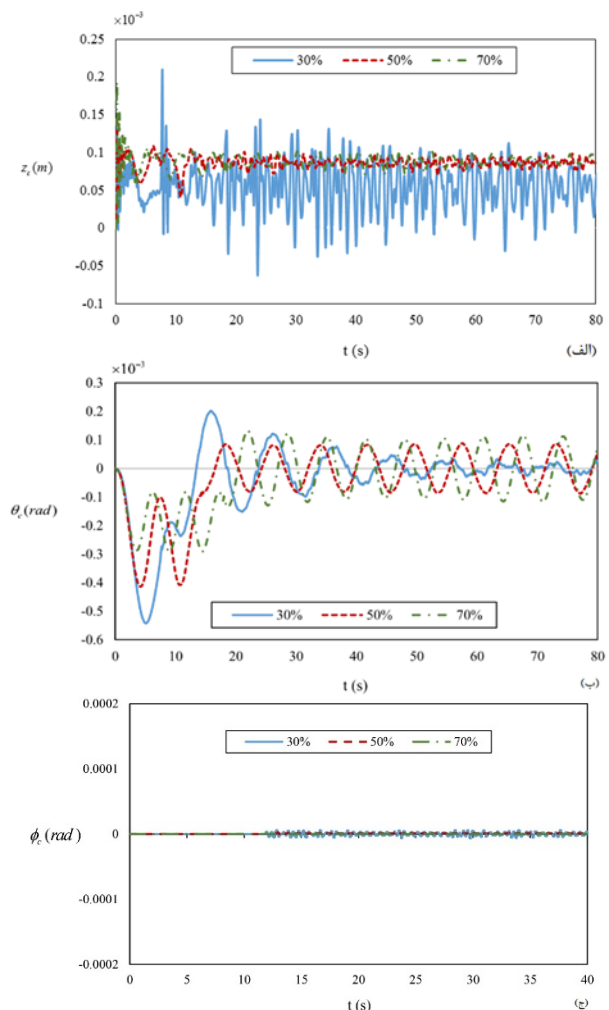
نمودار ۶) مختصات مرکز گرانش طولی سیال در سطح مقطع‌ها و درصد‌های پرشوندگی مختلف: الف) ۳۰، ب) ۵۰ و ج) ۷۰٪

۳-۵ اثر لزجت سیال

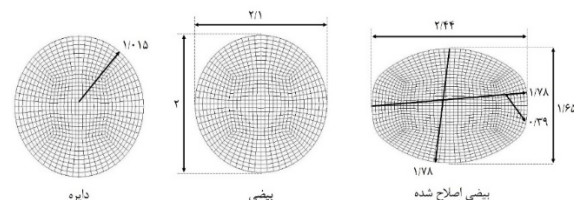
در این بخش اثر لزجت سیال روی پاسخ مدل کوپل شده در حجم‌های پرشوندگی مختلف بررسی شده است. برای مطالعه تاثیر خالص

۲-۵ اثر سطح مقطع مخزن

در اینجا اثر سطح مقطع بر پاسخ مدل کوپل شده بررسی شده است. ابعاد مخزن و گسسته‌سازی دامنه سیال برای سطح مقطع‌های دایره، بیضی و بیضی اصلاح شده در شکل ۱۰ نشان داده شده است. این مخازن با عمق ۱۱/۷m دارای حجم یکسان ۲۳/۶m³ است. جابجایی طولی مرکز گرانش سیال (CG_x) برای سطح مقطع‌های مختلف در درصد‌های پرشوندگی ۳۰، ۵۰ و ۷۰٪ مقایسه شده‌اند.



نمودار ۵) پاسخ مدل دینامیکی بدنه: الف) جابجایی عمودی، ب) چرخش حول محور عرضی، ج) چرخش حول محور طولی



شکل ۱۰) نمایی از سطح مقطع‌های مخزن

هرچه درصد پرشوندگی افزایش یابد (مشابه وضعیت ۵۰ و ۷۰٪ حجم پرشوندگی)، سطح مقطع‌های دایروی و بیضی رفتار یکسانی از خود نشان می‌دهند (نمودارهای ۶- ب و ج). کمترین دامنه تلاطم

وضعیت ترمزگیری خط مستقیم معرفی شده است. مدل MBD با استفاده از روش رانگ-کوتا مرتبه ۴ برای تحلیل ارتعاشات سیستم دینامیکی واگن با ۱۹ درجه آزادی شامل درجات آزادی جابجایی طولی، جابجایی عمودی، چرخش طولی و چرخش عرضی، حل شده است. تلاطم گذرای سیال با استفاده از مدل CFD ترکیب شده با تکنیک VOF برای حل معادلات ناویر-استوکس و دریایی سطح آزاد سیال آنالیز شده است. راستی‌آزمایی نتایج عددی با داده‌های آزمایشگاهی انجام شده است. در فرآیند محاسباتی مدل کوپل شده اثر تلاطم گذرای سیال در مدل CFD به صورت عبارت‌های ارتعاش اجباری در مدل MBD شامل نیروها و گشتاورهای تلاطم سیال در نظر گرفته شده است. نتایج نشان می‌دهد افزایش حجم پرشوندگی منجر به کاهش دامنه و فرکانس جابجایی مرکز مختصات گرانس سیال در هر دو راستای طولی (CG_x) و عمودی (CG_z) می‌شود. مسافت توقف و شتاب ترمزگیری ($\ddot{x}$) به ترتیب با افزایش حجم پرشوندگی افزایش و کاهش یافته است. مطالعه پارامتری روی شکل مخزن نشان می‌دهد که کمترین دامنه تلاطم سیال مربوط به سطح مقطع بیضی اصلاح شده است و بنابراین نسبت به دیگر سطح مقطع‌ها، مشخصه‌های پایداری واگن را بهتر بهبود می‌دهد. لزجت سیال تاثیر ناچیزی بر نیروی تلاطم طولی (F_{fx}) و مسافت توقف واگن مخزن‌دار نیمه‌پر دارد.

تشکر و قدردانی: موردی توسط نویسندگان گزارش نشده است.

تاییدیه اخلاقی: موردی توسط نویسندگان گزارش نشده است.

تعارض منافع: موردی توسط نویسندگان گزارش نشده است.

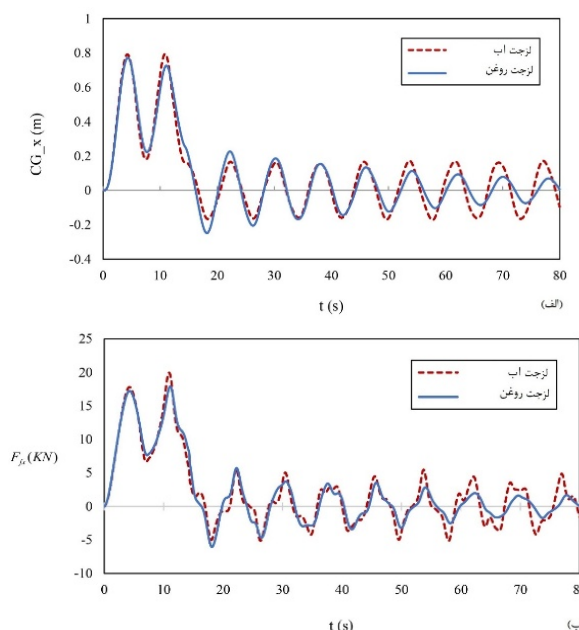
سهم نویسندگان: احمد رحمتی‌علایی (نویسنده اول)، پژوهشگر اصلی (۵۰٪)؛ مجید شهری (نویسنده دوم)، پژوهشگر کمکی (۲۵٪)؛ مسعود صمدیان‌زکریا (نویسنده سوم)، پژوهشگر کمکی (۲۵٪)

منابع مالی: موردی توسط نویسندگان گزارش نشده است.

فهرست علائم و نشانه‌ها:

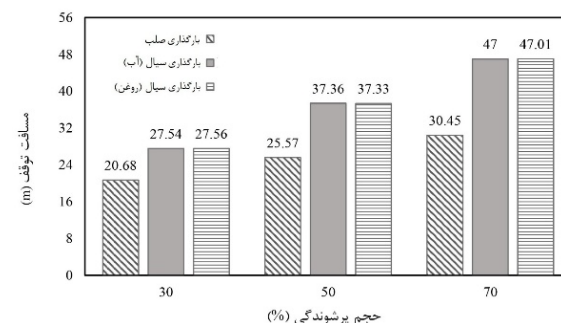
A_i	بردار مساحت دیواره i امین سلول i دیواره
A_r	ماتریس تبدیل چرخشی
CG_x	مختصات طولی مرکز گرانس سیال
CG_z	مختصات عمودی مرکز گرانس سیال
c_H	ثابت فنر هرتر
c_p	دمپینگ سیستم تعلیق اولیه
c_s	دمپینگ سیستم تعلیق ثانویه
f	حجم تفکیکی فاز سیال برای سلول
f_1	حجم تفکیکی هوا
f_2	حجم تفکیکی آب
f_{33}	ضریب خزش
F_f	نیروی خارجی در مدل تلاطم سیال
F_i	بردار نیرو i امین سلول دیواره
F_{fx}	نیروی طولی تلاطم سیال
F_{fz}	نیروی عمودی تلاطم سیال

لزجت، سیال معادل با مشخصات آب اما با لزجت روغن $1 \frac{kg}{m.s}$ (تقریباً هزار برابر لزجت آب) استفاده شده است. مختصات مرکز گرانس طولی (CG_x) و نیروی طولی تلاطم (F_{fx}) در وضعیت ۵۰٪ پرشوندگی برای سیال با لزجت آب و روغن نشان می‌دهد که رفتار نوسانی سیال در وضعیت لزجت کمتر (آب) از زمان $t \approx 5s$ به بعد زودتر میرا می‌شود. میانگین اختلاف دامنه نوسان سیال برای دو وضعیت لزجت آب و روغن کمتر از ۱/۳٪ است. بنابراین می‌توان گفت در صورت افزایش لزجت سیال رفتار تلاطم سیال تغییر چندانی نخواهد داشت.



نمودار ۷ اثر لزجت؛ الف) مختصات مرکز گرانس طولی، ب) نیروی تلاطم طولی

لزجت سیال تاثیر بسیار اندکی (مرتبه 10^{-4}) بر مسافت توقف واگن دارد (نمودار ۸). نتایج برای بارگذاری صلب در حجم پرشوندگی‌های مختلف در نمودار ۸ مقایسه شده است. مسافت توقف در این وضعیت در حجم‌های پرشوندگی ۳۰، ۵۰ و ۷۰٪ به مراتب کمتر از بار سیال است؛ زیرا در بارگذاری صلب نیروی تحریک خارجی (F_{fx}) در معادله (۱) صفر است.



نمودار ۸ مسافت توقف در بارگذاری‌های مختلف

۶- نتیجه‌گیری

در این مقاله، مدل عددی کوپل شده CFD-MBD برای واگن ریلی مخزن‌دار حامل سیال به منظور بررسی مشخصه‌های دینامیکی در

گام زمانی	Δt
چگالی سیال	ρ
چگالی هوا	ρ_1
چگالی آب	ρ_2
لزجت سیال	μ
لزجت هوا	μ_1
لزجت آب	μ_2
بردار سرعت زاویه‌ای	Ω

منابع

- 1- Jun X, Qingyuan Z. A study on mechanical mechanism of train derailment and preventive measures for derailment. *International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility*. 2005;43(2):121-147.
- 2- Celebi MS, Akyildiz H. Nonlinear modeling of liquid sloshing in a moving rectangular tank. *Ocean Engineering*. 2002;29(12):1527-1553.
- 3- Rakheja S, Sankar S, Ranganathan R. Roll plane analysis of articulated tank vehicles during steady turning. *Vehicle System Dynamics, International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility*. 1988;17(1-2):81-104.
- 4- Kang X, Rakheja S, Stiharu I. Cargo load shift and its influence on tank vehicle dynamics under braking and turning. *International Journal of Heavy Vehicle Systems*. 2002;9(3):173-203.
- 5- Cheli F, D'Alessandro V, Premoli A, Sabbioni E. Simulation of sloshing in tank trucks. *International Journal of Heavy Vehicle Systems*. 2013;20(1):1-18.
- 6- Azadi S, Jafari A, Samadian M. Effect of parameters on roll dynamic response of an articulated vehicle carrying liquids. *Journal of Mechanical Science and Technology*. 2014;28(3):837-848.
- 7- Kolaei A, Rakheja S, Richard MJ. Range of applicability of the linear fluid slosh theory for predicting transient lateral slosh and roll stability of tank vehicles. *Journal of Sound and Vibration*. 2014;333(1):263-82.
- 8- Modaressi-Tehrani K, Rakheja S, Stiharu I. Three-dimensional analysis of transient slosh within a partly-filled tank equipped with baffles. *Vehicle System Dynamics, International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility*. 2007;45(6):525-48.
- 9- Salem MI, Mucino VH, Saunders E, Gautam M, Lozano-Guzman A. Lateral sloshing in partially filled elliptical tanker trucks using a trammel pendulum. *International Journal of Heavy Vehicle Systems*. 2009;16(1-2):207-24.
- 10- Younesian D, Abedi M, Hazrati Ashtiani I. Dynamic analysis of a partially filled tanker train travelling on a curved track. *International Journal of Heavy Vehicle Systems*. 2010;17(3-4):331-358.
- 11- Dai L, Xu L. A numerical scheme for dynamic liquid sloshing in horizontal cylindrical containers. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*. 2006;220(7):901-918.
- 12- Rahmati A, Sharavi M. Volume-filling effects on sloshing frequency in simplified and explicit dynamic finite element models of tank wagons during braking and turning. *International Journal of Railway Research*. 2016;3(1):29-36.
- 13- Rumold W. Modeling and simulation of vehicles carrying liquid cargo. *Multibody System Dynamics*. 2001;5(4):351-374.
- 14- Yan G, Rakheja S. Fluid structure interaction induced by liquid slosh in partly filled road tankers. *International Journal of Mechanical and Mechatronics Engineering*.

نیروی تماس طولی چرخ و ریل	F_{WR}
برآیند نیروی تلاطم سیال	$F(t)$
شتاب گرانش	g
ممان اینرسی بوژی حول محور X	J_{bx}
ممان اینرسی بوژی حول محور Y	J_{by}
ممان اینرسی بدنه حول محور X	J_{cx}
ممان اینرسی بدنه حول محور Y	J_{cy}
ممان اینرسی مجموعه چرخ و محور حول محور X	J_{wx}
ممان اینرسی مجموعه چرخ و محور حول محور Y	J_{wy}
سفتی فنر سیستم تعلیق اولیه	k_p
سفتی فنر سیستم تعلیق ثانویه	k_s
نصف فاصله طولی بین بوژی و چرخ	l_b
نصف فاصله طولی بین بوژی‌ها	l_c
نصف فاصله عرضی بین سیستم‌های تعلیق اولیه	l_p
نصف فاصله عرضی بین سیستم‌های تعلیق ثانویه	l_s
جرم بوژی	M_b
جرم بدنه	M_c
گشتاور تلاطم سیال حول محور X	M_{fx}
گشتاور تلاطم سیال حول محور Y	M_{fy}
جرم مجموعه چرخ و محور	M_w
گشتاور تماس چرخ و ریل	M_{WR}
گشتاور برآیند تلاطم سیال	$M(t)$
فشار	p
فشار آمین سلول دیواره	P_i
نیروی برآیند تماس هرتر بین چرخ و ریل	P_{WR}
نیروی عمودی تماس بین چرخ و ریل (مجموعه سمت راست)	P_{WRr}
نیروی عمودی تماس بین چرخ و ریل (مجموعه سمت چپ)	P_{Wrl}
سطح خیس‌شده دیواره مخزن	Q
بردار سرعت خطی	U
بردار موقعیت ذره سیال	r
شعاع چرخ	r_w
بردار موقعیت سلول دیواره از مرکز هندسی مخزن	$\bar{r}_i$
گشتاور ترمزگیری	T_b
ماکزیمم گشتاور ترمزگیری	T_{bmax}
گام زمانی اولیه	t_i
گام زمانی مرحله بعد	t_{i+1}
مؤلفه مختصات مدل CFD	X_f
مؤلفه مختصات مدل MBD	X_s
مختصات جابجایی طولی سیستم دینامیکی واگن	x
مختصات جابجایی عمودی بوژی‌ها	z_b
مختصات جابجایی عمودی بدنه	z_c
مختصات جابجایی عمودی مجموعه چرخ و محورها	z_w
خزش طولی	ζ_x
مختصات زاویه چرخش حول محور عرضی بوژی‌ها	θ_b
مختصات زاویه چرخش حول محور عرضی بدنه	θ_c
مختصات زاویه چرخش حول محور عرضی مجموعه چرخ و محورها	θ_w
مختصات زاویه چرخش حول محور طولی بوژی‌ها	ϕ_b
مختصات زاویه چرخش حول محور طولی بدنه	ϕ_c
مختصات زاویه چرخش حول محور طولی مجموعه چرخ و محورها	ϕ_w
اپراتور گرادیان	∇

- Systems, Measurement, and Control. 2003;125(1):48-53.
- 19- Kalker JJ. Wheel-rail rolling contact theory. *Wear*. 1991;144(1-2):243-261.
- 20- Elahi R, Passandideh-Fard M, Javanshir A. Simulation of liquid sloshing in 2D containers using the volume of fluid method. *Ocean Engineering*. 2015;96:226-244.
- 21- Yan G, Rakheja S. Straight-line braking dynamic analysis of a partly filled baffled and unbaffled tank truck. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*. 2009;223(1):11-26.
- 22- Zhang Z, Dhanasekar M. Dynamics of railway wagons subjected to braking/traction torque. *International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility*. 2009;47(3):285-307.
- 2010;46(10):803-808.
- 15- Azadi S, Jafari A, Samadian M. Effect of tank shape on roll dynamic response of an articulated vehicle carrying liquids. *International Journal of Heavy Vehicle Systems*. 2014;21(3):221-240.
- 16- Ishida M, Miura S, Kono A. The influence of track stiffness on track dynamic behaviour. *Railway Technical Research Institute, Quarterly Reports*. 1997;38(3).
- 17- Masoomi M, Jalili MM. Non-linear vibration analysis of a 2-DOF railway vehicle model under random rail excitation. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics*. 2017;231(4):591-607.
- 18- Durali M, Shadmehri B. Nonlinear analysis of train derailment in severe braking. *Journal of Dynamic*