



محاسبه میزان مقاومت غلطشی تایر با استفاده از نتایج تحلیل برهم کنش استاتیکی آن با جاده

حسین گلبخشی^۱، مسلم نامجو^{۲*}

* نویسنده مسئول: m.namjoo@ujiroft.ac.ir

چکیده

واژه‌های کلیدی

روش اجزای محدود، مقاومت غلطشی،
افت هیستریتیک، تحلیل عددی.

طبق بررسی های صورت گرفته از میان پدیده های مختلفی چون اصطکاک، مقاومت آیرودینامیکی هوا و سایر افت های مکانیکی، مقاومت غلطشی ناشی از خاصیت ویسکوالاستیسیته لاستیک، عامل مهمی است که ۳۳-۱۰ درصد کل اتلاف انرژی در وسایل نقلیه را به خود اختصاص می دهد. بدین جهت تحلیل و شناخت اثرات مربوط به این افت نقش بسزایی در کاهش مقاومت در برابر حرکت وسیله نقلیه و در نتیجه کاهش مصرف انرژی دارد. بیشتر مراجع و مقالات منتشر شده در این زمینه مقاومت غلطشی را کسری از انرژی کرنشی ذخیره شده در تایر می دانند که به علت پدیده هیستریتیس در هر دور گردش تایر به هدر می رود. در تحلیل حاضر، با استفاده از نتایج تحلیل سه بعدی برهم کنش استاتیکی تایر و سطح صلب جاده، نخست نحوه تغییرات زمانی تنش-کرنش در مقاطع مختلف تایر مشخص گردیده است و سپس با استفاده از یک برنامه کامپیوتری در محیط نرم افزار متلب مقادیر تنشها و کرنشهای اصلی حاصل از شش مولفه تانسورهای تنش و کرنش جهت محاسبه افت هیستریتیک و در نتیجه مقاومت غلطشی تایر به کار می روند. نتایج حاصل از تحلیل حاضر در مقایسه با مطالعات عددی و تجربی صورت گرفته در این زمینه دقت قابل توجهی نشان می دهند.

۱- مربی، گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه جیرفت، کرمان، ایران.

۲- مربی، گروه مهندسی مکانیک بیوسیستم، دانشگاه جیرفت، کرمان، ایران.

۱- مقدمه

چرخه تغییرات کرنش ها با استفاده از سری فوریه تقریب زده شده است [۵، ۶]. در کارهای جدیدتر با استفاده از تحلیل دینامیک گذرا نتایج دقیقتری برای تغییرات زمانی کرنش و افت هیستریتیک بدست آمده است [۷-۱۰]. در نظر گرفتن اثرات چرخشی تایر زمان محاسبات را بسیار بالا می برد و نتایج حاصل از تحلیل در اطراف آج تایر نوسانات قابل توجهی پیدا می کنند که بر دقت تحلیل اثرات نامطلوبی بر جا می گذارد.

در تحلیل حاضر با بهره گیری از یک روش نوآورانه، نتایج حاصل از تحلیل استاتیکی تایر و جاده جهت تخمین تغییرات زمانی تنش ها و کرنش های بوجود آمده درون تایر غلتان، به کار می روند که سبب کاهش چشمگیر حجم محاسبات و پیچیدگی های مسئله می شوند. در مقایسه با تحلیل هایی که از تحلیل دینامیک گذرا بهره برده اند، نتایج حاصله دقت و سازگاری قابل توجهی نشان می دهند.

۲- ساختمان تایر

تایر به عنوان تنها عضوی از خودرو که هنگام حرکت در تماس مستقیم با جاده است، نقش بسزایی در شتابگیری، ترمز و هدایت خودرو دارد. ساختار کامپوزیتی و مرکب تایر از لایه های مختلفی تشکیل شده است که بیرونی ترین لایه، آج و لایه های داخلی بت نامیده می شوند. لایه آج ضمن داشتن مقاومت سایشی بالا، به بهبود تراکنش تایر و جاده کمک زیادی می کند که در این بین نقش الگوی بلوکهای آج ایجاد شده قابل ملاحظه است. نمای برش خورده ای از تایر که در آن لایه های مختلف ساختار تایر به خوبی مشخص هستند در شکل (۱) نمایش داده شده است.

طی سالهای اخیر کاهش مصرف انرژی در وسایل نقلیه به موضوعی چالشی برای دولت ها و صنایع خودروسازی مبدل شده است. عمده تلاشهای صورت گرفته در این زمینه بر دو محور متمرکز بوده است: جایگزین کردن سیستمهای هیبرید برقی به جای موتورهای احتراقی و کاهش میزان افت انرژی مکانیکی خودرو. علیرغم وجود نیروی مقاومت آیرودینامیکی و افت های ایجاد شده در سیستم مولد قدرت و سامانه انتقال توان خودرو، مقاومت غلطشی ناشی از برهم کنش تایر و جاده % ۳۳-۱۰ از توان خودرو را به هدر می دهد. بنابراین، بررسی این پدیده علاوه بر اثرات مهمی که بر رفتار مکانیکی خودرو دارد، در کاهش مصرف سوخت نیز نقش مؤثری بر جا می گذارد [۱، ۲]. به دلیل خاصیت ویسکوالاستیسیته لاستیک، تغییر شکل های پی در پی و متناوب ناشی از حرکت چرخشی تایر منجر به بروز افت هیستریتیک و مقاومت غلطشی می شوند [۳]. بدین جهت برآورد این افت در هرگونه تحلیلی بدین منظور بسیار ضروری است. کلیه بررسی های تجربی انجام شده جهت اندازه گیری مقاومت غلطشی به وضوح نشان دهنده رابطه پیچیده ای بین پارامترهای موثر و شرایط کارکردی تایر هستند [۴]. با این وجود تحقیقات تجربی روش هایی بسیار گران و وقت گیر هستند. در دهه های اخیر روش اجزای محدود به روش بسیار نیرومند در تحلیل و طراحی تایرهای با بازدهی بالا تبدیل شده است. نکته مشترک در کلیه تحلیل های عددی صورت گرفته این است که تغییرات زمانی^۱ کرنش ها و تنش می بایست معلوم شود تا اینکه بتوان به محاسبه افت هیستریسیس^۲ و مقاومت غلطشی پرداخت [۱]. در تحقیقات اولیه صورت گرفته در این زمینه،

¹. Time variation

². Hysteretic Loss

۳- مدل تئوری رفتار مکانیکی تایر

به دلیل رفتار ویسکوالاستیک اجزای لاستیکی به کار رفته در ساختار تایر، تغییر شکل‌های متناوب و کرنش‌های نوسانی ناشی از چرخش تایر به بروز افت هیستریتیک و اتلاف انرژی مکانیکی تایر منجر می‌شوند. با تقسیم این افت بر مسافتی که تایر ظرف یک دور چرخش می‌پیماید، مقاومت غلطشی تایر را می‌توان به دست آورد [۶].

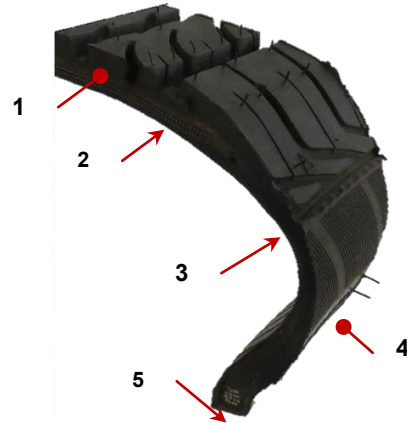
$$RR = \frac{W_{loss}}{2\pi\rho_{rr}} \quad (1)$$

که در رابطه فوق RR مقاومت غلطشی و ρ_{rr} شعاع غلطشی حقیقی تایر است. طبق بررسی‌های تجربی مشخص شده است که چیزی در حدود ۰/۱ کل انرژی تأمین شده برای تایر در طول حرکت آن به هدر می‌رود [۱۲ و ۱۳] که این انرژی تلف شده منبع اصلی بوجود آمدن مقاومت غلطشی بشمار می‌رود. به همین علت مهمترین قدم در تعیین مقاومت غلطشی یک تایر تعیین انرژی تایر است که به شکل انرژی کرنشی در ساختار آن ذخیره شود. این میزان را به کمک روابط کلی (۲) و (۳) می‌توان بدست آورد:

$$w = \int \sigma d\varepsilon \quad (2)$$

$$W_{tot} = \int \int \int \sigma_{ij}(t) \frac{d\varepsilon_{ij}(t)}{dt} dt dV \quad (3)$$

که σ_{ij} ، ε_{ij} حجم تایر و t_c فرکانس گردش تایر هستند. و نیز به ترتیب، اعضای تانسورهای تنش و کرنش بشمار می‌روند. با بهره‌گیری از مدل غیرخطی مونی-ریولین^۴ تنش‌ها و کرنش‌های محلی تولید شده درون تایر را ناشی از بارگذاری‌های وارد بر آن می‌توان محاسبه کرد [۱۴، ۱۵]:



شکل (۱) قسمت‌های مختلف یک تایر رادیال معمولی (185/60R15): ۱- آج، ۲- تسمه‌های فلزی، ۳- منجید، ۴- دیواره، ۵- طوقه فلزی

لایه‌های موسوم به بلت که زیر آج و درون بدنه تایر یعنی منجید^۱ قرار دارند سبب استحکام و جلوگیری از جدا شدن آج از تایر می‌شوند؛ علاوه بر این در برابر پنچری نیز مقاومت ایجاد می‌کند استفاده از رشته‌های فولادی زیر لایه آج به افزایش استحکام تایر و بهبود قابلیت آن جهت حفظ شکل کلی در برابر بارهای وارد شده، می‌افزاید. کلیه تایرهای موجود در صنعت خودرو را می‌توان به دو دسته عمده ی بایاس^۲ و رادیال^۳ تقسیم بندی نمود که تفاوت عمده مابین این دو نوع تایر در زاویه متفاوت لایه‌های بلت نهفته است [۱۱]. در نتیجه، تایرهای رادیال انعطاف پذیرتر از نوع بایاس هستند که در اثر آن سطح آج‌دار تایر انطباق بهتری با جاده پیدا می‌کند و ضمن سایش یکنواخت، تراکنش مناسب‌تر و مقاومت غلطشی کمتری در برابر حرکت تایر رخ می‌دهد. بنابراین می‌توان نتیجه‌گیری کرد که بهره‌گیری از تایر رادیال به کاهش مصرف سوخت در وسایل نقلیه منجر می‌شوند.

1. Carcass
2. Bias
3. Radial

4. Mooney-Rivlin

داشت که صرفاً اختلاف فازی در آنها دیده می شوند، می-توان چنین نتیجه گرفت که مقادیر بدست آمده از تحلیل استاتیکی برهم کنش تایر و جاده برای نقاط واقع بر دایره یکسان، می تواند به عنوان تغییرات تنش یا کرنش یک نقطه خاص از این دایره بر حسب زاویه θ در نظر گرفته شود. با معلوم بودن سرعت خطی تایر می توان تغییرات کلیه تنش ها و کرنش ها را بر حسب زمان معین کرد.

چنانکه در شکل ۳ نشان داده شده است به منظور محاسبه انرژی کرنشی ذخیره شده در یک تایر غلتان، حجم کل آن به N قسمت مجزا تقسیم می-شوند که هر یک از آنها شامل یک گره با تغییرات معلوم تنش و کرنش است. نقاط نزدیک به آج های تایر به علت تماسشان با سطح جاده شدیدترین تغییرات را تجربه می کند. بنابراین تعداد بیشتری گره در نزدیکی آج ها انتخاب می شود. با جایگذاری $\sigma(t)$ و $\varepsilon(t)$ در هر یک از این نقاط در انتگرال رابطه (۳) انرژی ذخیره شده در تایر از رابطه (۵) بدست می آید:

$$W_{tot} = \sum_{i=1}^N \Delta W_i = \sum_{i=1}^N \int_{\forall_i} \int_0^{t_c} \sigma(t) \frac{d\varepsilon(t)}{dt} dt d\forall \quad (5)$$

که در آن N تعداد کلی گره ها، \forall_i حجم بخش i ام و t_c دوره تناوب چرخش چرخ است. بدین ترتیب می توان به ازای شرایط کارکرد مختلف تایر مقاومت غلطشی بوجود آمده در برابر حرکت آن را تعیین کرد.

۴- نتایج و بحث

طبق آنچه پیشتر ذکر شد به عنوان اولین مرحله جهت محاسبه مقاومت غلطشی، با استفاده از نرم افزار COSMOS و بر پایه روش اجزای محدود^۳ برهم کنش استاتیکی تایر با سطح صلب جاده تحلیل می گردد. با بهره گیری از نرم افزار

$$\sigma = 2 \left(\lambda - \frac{1}{\lambda^2} \right) \left(C_{01} + \frac{C_{10}}{\lambda} \right) \quad (4)$$

که $\lambda = 1 + \varepsilon$ نسبت انبساط و C_{01} و C_{10} ضرایب ثابت مونی-ریولین هستند که بصورت تجربی و برای گستره وسیعی از شرایط کارکردی تایر قابل محاسبه هستند. از آنجا که این ضرایب به شدت با دما تغییر می کنند رفتار مکانیکی تایر در برابر بارگذاری ها وابستگی زیادی به دما دارد [۱۶].

در جدول (۱) مقادیر ضرایب C_{01} و C_{10} به ازای دماهای مختلف آورده شده است. با جایگذاری مقادیر اصلی^۱ تنش ها و کرنش های ناشی از بارگذاری در معادله (۳) می توان انرژی کرنشی ذخیره شده در نهایت افت هیستریتیک را محاسبه کرد.

با این حال به خوبی از رابطه (۳) مشخص است که برای محاسبه انرژی کرنشی، تغییرات تنش و کرنش با زمان مورد نیاز است. در مقالات مختلف روش های متفاوتی جهت تخمین این تغییرات در نظر گرفته شده است. در بررسی حاضر بدون در نظر گرفتن اثر چرخش، از نتایج تحلیل برهم کنش استاتیکی^۲ تایر و جاده استفاده شده است.

در اثر بارهای وارد شده ناشی از این برهم کنش، تغییرات کیفی تنش یا کرنش نقاطی از تایر که فاصله یکسانی از مرکز چرخ دارند مطابق شکل ۲ خواهد بود. به خوبی پیداست که هر چه نقاط در نظر گرفته شده به محل تماس تایر با زمین نزدیک تر باشند، تنش یا کرنش بیشتری تجربه خواهند نمود. از سوی دیگر، مشخص است که با چرخش تایر، تماس آن با سطح جاده در آرایش دیگری صورت می گیرد که مقادیر متفاوتی برای نقاط P ، P' و P'' ایجاد خواهد کرد. از آن جا که با حرکت غلطشی تایر روی مسیر مستقیم تنش و کرنش ایجاد شده تغییرات متناوبی خواهند

¹. Principal values

². Static interaction

³. Finite element method

لایه‌های بت و رشته‌های فولادی به کار رفته در ساختار تایر نیز الاستیک خطی در نظر گرفته می‌شوند که مدول یانگ و ضرایب پواسون آنها در جدول (۱) درج شده‌اند. با بهره‌گیری از ۷۶۶۵۳ گره و ۵۳۳۴۹ المان چهاروجهی و مثلثی که در نزدیکی ناحیه تماس تایر و جاده ریزتر شده‌اند، نصف مدل تهیه شده برای تایر گسسته‌سازی می‌شوند تا حجم محاسبات کاهش پیدا کند (شکل ۵).

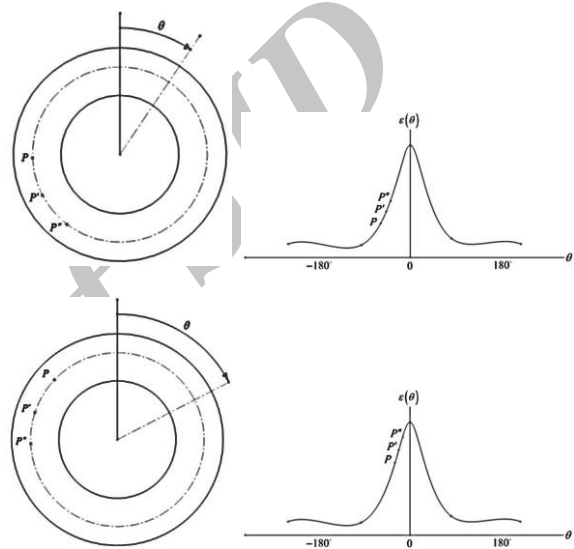
جاده به عنوان سطحی صلب زیر تایر قرار می‌گیرد و شرایط تماسی مابین دو جسم به صورت گره با سطح^۳ انتخاب می‌شوند. کلیه درجات آزادی نقاط واقع در سطح تماس تایر و رینگ، اعم از چرخش^۴ و انتقال^۵ حذف می‌شوند تا اینکه شرایط مرزی مسئله در این ناحیه شبیه‌سازی شود.



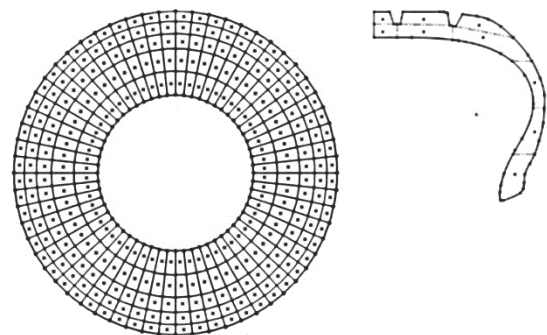
شکل (۴) برش مقطع از تایر مورد نظر (سمت راست) و مدل‌سازی ۲ بعدی تایر در نرم افزار سالیدورکس مطابق با اندازه‌های واقعی (سمت چپ)

جهت اعمال بارهای وارد بر تایر، نخست مدل تا فشار^۶ مورد نظر باد می‌شود و سپس سطح صلب زیرین تایر توسط نیروی محوری در نظر گرفته شده به سمت بالا فشرده می‌شوند. از آنجا که در بررسی حاضر صرفاً اثر مقاومت غلطشی در برابر حرکت مد نظر است، ضریب اصطکاک مابین تایر و سطح جاده بقدر کافی بالا در نظر گرفته می‌شوند تا اینکه حرکت تایر غلطشی کامل فرض شود.

سالیدورکس^۱ مدل ۲ بعدی دقیقی، منطبق بر ساختار هندسی مقطع برش خورده تایر رادیال 185/60R15 تهیه شده است. با چرخش ۳۶۰ درجه مدل ایجاد شده می‌توان شکل ۳ بعدی لایه‌های مختلف سازنده تایر و شیارهای محیطی^۲ آن را به وجود آورد و به مدل جامعی رسید (شکل ۴). به لحاظ مکانیکی دو نوع رفتار برای اجزای تایر در نظر گرفته می‌شوند؛ لاستیک به کار رفته در آج ماده ای غیر خطی است که به وسیله معیار مونی-ریویلین مدل‌سازی می‌شوند.



شکل (۲) تغییرات مقادیر کمیات گره ای به ازای آرایش‌های متفاوت تماسی تایر با جاده



شکل (۳) مختصات نقاط گره ای مختلف در نظر گرفته شده در ساختار تایر جهت محاسبه انرژی کرنشی ذخیره شده

³. Node to surface

⁴. Rotation

⁵. Translation

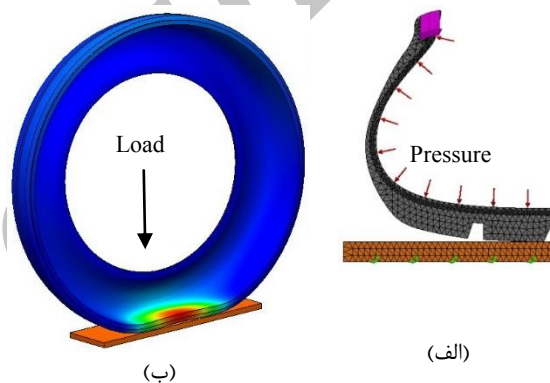
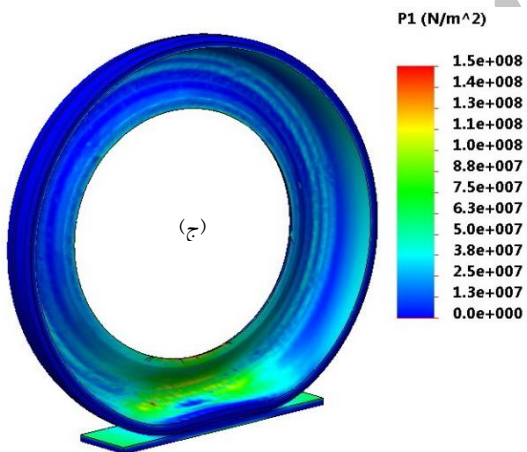
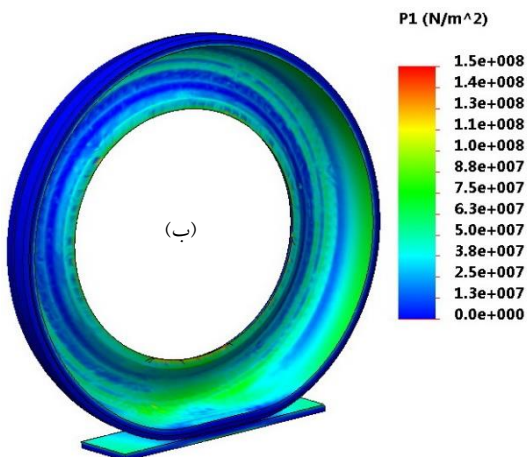
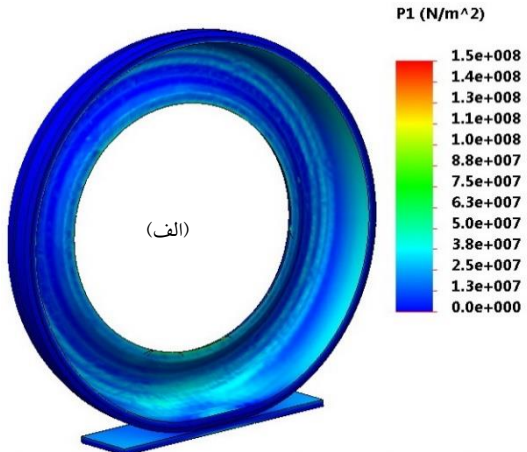
⁶. Inflation pressure

¹. Solidworks Premium

². Circumferential groove

جدول (۱) خواص مکانیکی اجزای مختلف سازنده تایر [۱۷].

تسمه	منجید	آج			ثابت‌های مونی - ریویلین
-	-	۴۰	۲۰	۰	$T(^{\circ}C)$
-	-	۰/۵۵۰۹۶۶	۲/۰۴۷۷	۰/۸۰۶	$C_{01}(MPa)$
-	-	۰/۰۰۳۷۳۷۷	۱/۱۸۵۹	۱/۸۰۵	$C_{10}(MPa)$
۱۳۹۰	۷۶۴۴	۱۱۰۰	۱۱۴۰	۱۴۰۰	چگالی، ρ ($\frac{kg}{m^3}$)
۰/۷۹۴	۵۵	-	-	-	مدول یانگ، E (GPa)
۰/۴۵	۰/۳	-	-	-	ضریب پواسن، ν
-	-	-	-	۰/۱	ثابت هیستریتیک، H



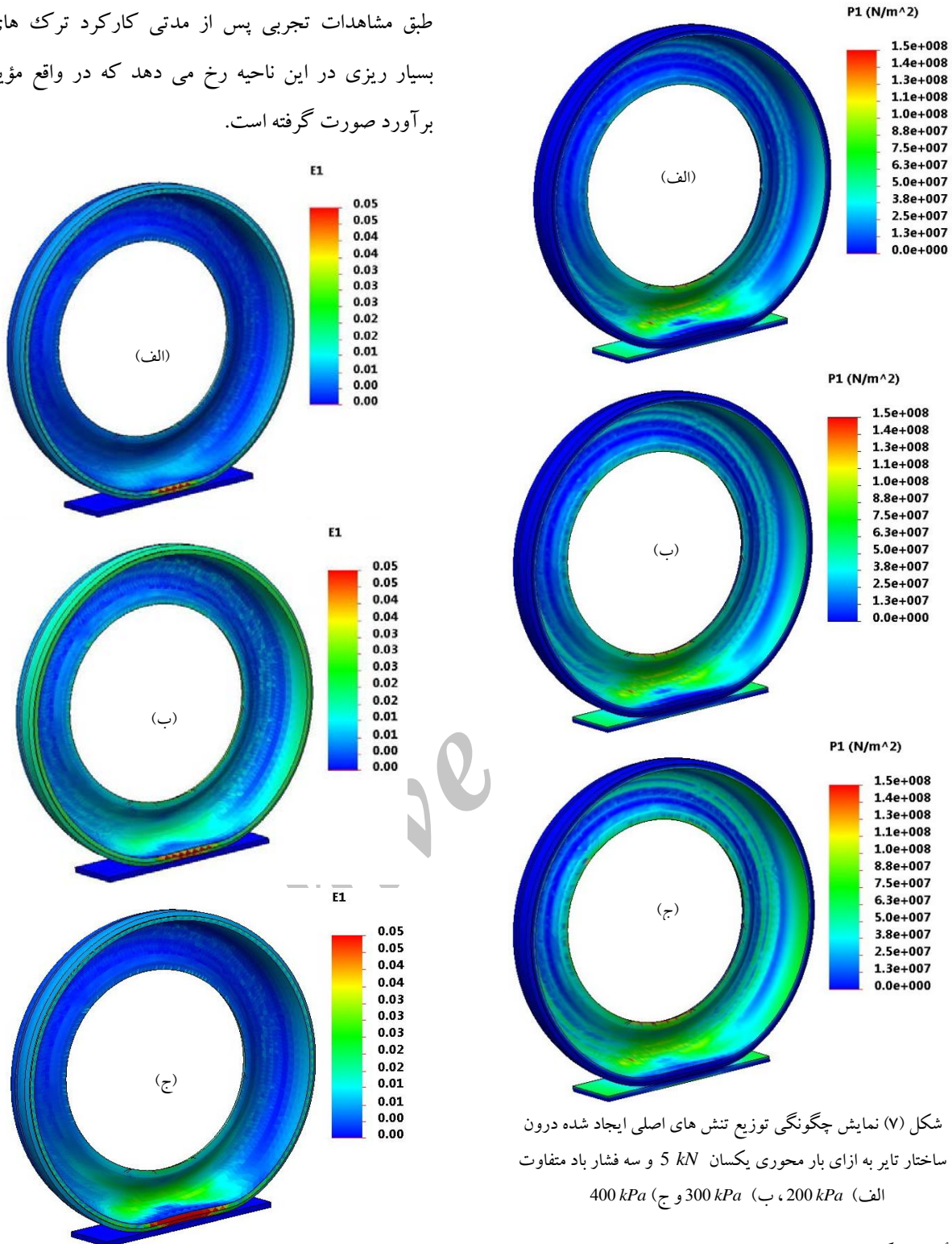
شکل (۵) اعمال شرایط مرزی بر تایر: الف) نحوه مدل کردن برهم کنش تایر/جاده ب) نحوه اعمال فشار و بار بر تایر در حالت دو بعدی

با توجه به شرایط مرزی تعریف شده برای مسأله، می توان تنش و کرنش کلیه نقاط درون تایر را به ازای بارگذاری های مختلف تعیین نمود. نتایج حاصل از تحلیل برای تغییر تنش های اصلی در شکلهای (۶ و ۷) آورده شده است. به ازای فشار باد ثابت $200\ kPa$ هر چه بار محوری بیشتر شود گرادیان تنشی شدیدتری در تایر به وجود می آید که حداکثر میزان آن در ناحیه تماس تایر و جاده ایجاد می شوند. اثر تغییرات فشار روی گرادیان تنش ایجاد شده درون تایر نیز به خوبی قابل مشاهده است.

شکل (۶) نمایش چگونگی توزیع تنش های اصلی ایجاد شده درون ساختار تایر به ازای فشار باد یکسان $200\ kPa$ و سه بار اکسلی متفاوت

الف) $F = 3\ kN$ ، ب) $F = 4\ kN$ و ج) $F = 5\ kN$

طبق مشاهدات تجربی پس از مدتی کارکرد ترک های بسیار ریزی در این ناحیه رخ می دهد که در واقع مؤید بر آورد صورت گرفته است.



شکل (۷) نمایش چگونگی توزیع تنش های اصلی ایجاد شده درون ساختار تایر به ازای بار محوری یکسان 5 kN و سه فشار باد متفاوت (الف) 200 kPa ، (ب) 300 kPa و (ج) 400 kPa

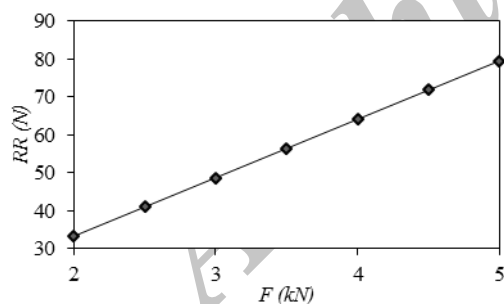
شکل (۸) نمایش چگونگی توزیع کرنش های اصلی ایجاد شده درون ساختار تایر به ازای فشار باد یکسان 200 kPa و سه بار اکسلی متفاوت (الف) $F = 3\text{ kN}$ ، (ب) $F = 4\text{ kN}$ و (ج) $F = 5\text{ kN}$

تأثیر بارگذاری های مختلف بر میدان کرنش ایجاد شده درون ساختار تایر نیز در شکل های (۸ و ۹) نشان داده شده است. به خوبی قابل مشاهده است که به ازای کلیه حالات حداکثر مقدار کرنش ها در ناحیه دیواره تایر^۱ رخ می دهد.

^۱. Tire sidewall

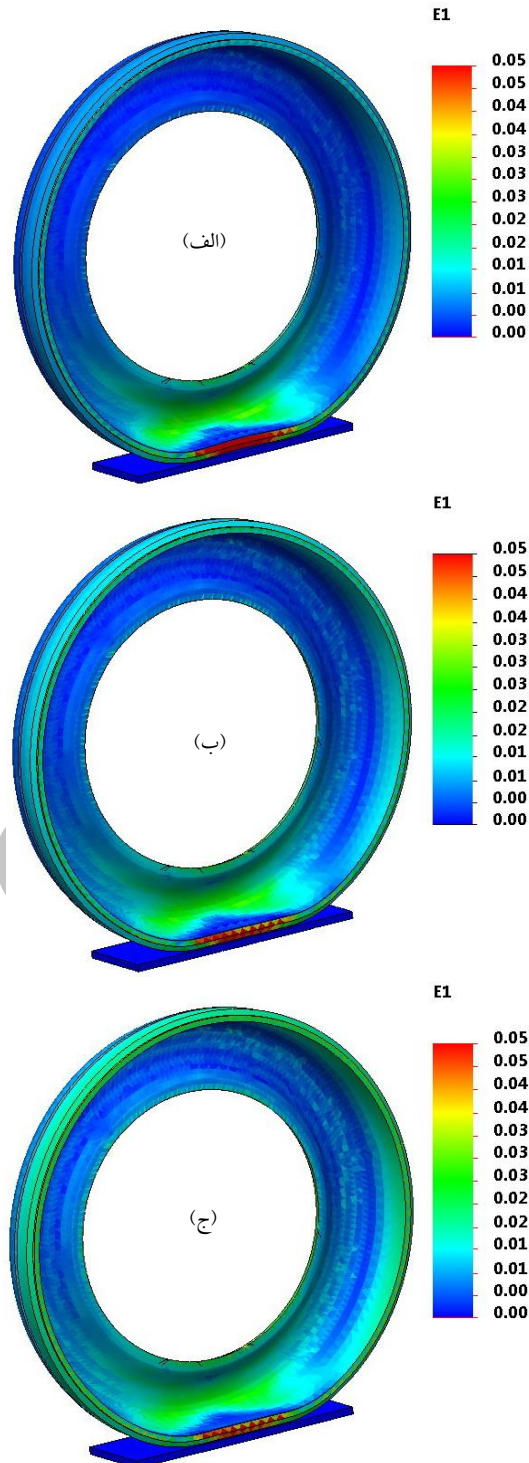
روی تسمه و ۱۱۰ گره در ناحیه آج ها انتخاب شده است. به دلیل گرادیان قابل ملاحظه کمیات در محل تماس تایر و جاده، گره های بیشتری در این ناحیه انتخاب شده اند. با استخراج اطلاعات مربوط به تنش ها و کرنش های اصلی در گره ها از تحلیل اجزای محدود، مقدار افت انرژی ذخیره شده و مقاومت غلطشی را برای شرایط کارکرد مختلف تایر به سهولت و با استفاده از یک برنامه کامپیوتری در نرم افزار متلب^۱ می توان محاسبه کرد.

تغییرات مقاومت غلطشی با نیروی محوری در شکل ۱۰ نشان داده شده است. چنانکه بر می آید، با افزایش بار وارد بر چرخ مقاومت غلطشی در برابر حرکت تایر به طور خطی افزایش پیدا می کند به طوری که در حیطه نشان داده شده بیش از دو برابر می شوند. علت این امر در افزایش مقدار افت انرژی کرنشی و کاهش شعاع مؤثر چرخ است که طبق رابطه (۱) هر دو در میزان مقاومت غلطشی نقش به سزایی دارند. نتایج حاصل همگرایی بسیار خوبی با تحلیل های تجربی منتشر شده در این زمینه دارند [۱۸-۲۰].



شکل (۱۰) تغییرات مقاومت غلطشی با بار روی تایر

با توجه به آنچه در شکل (۱۱) نشان داده شده است، با افزایش فشار باد تایر مقاومت غلطشی در برابر حرکت آن کم می شوند. به خوبی می توان مشاهده کرد که با تغییر فشار باد تایر از 200 kPa به 400 kPa مقاومت غلطشی به میزان 32% کاهش پیدا می کند که دلیل را می توان به کاهش



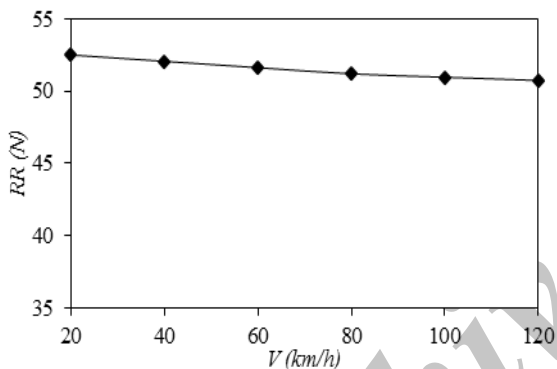
شکل (۹) نمایش چگونگی توزیع کرنش های اصلی ایجاد شده درون ساختار تایر به ازای بار محوری یکسان 5 kN و سه فشار باد متفاوت (الف) 200 kPa ، (ب) 300 kPa و (ج) 400 kPa

بر اساس آنچه بیشتر گفته شد، به منظور محاسبه انرژی کرنشی ذخیره شده در تایر غلتان 475 گره مطابق شکل (۳) انتخاب شده است که 280 گره روی دیواره تایر، 85 گره

^۱. Matlab software

نتایج بدست آمده هماهنگی مناسبی با مطالعات تجربی منتشر شده دارند [۱۹-۲۲].

سرعت چرخش تایر کمیت مهمی است که به دلیل تغییرات زیادش هنگام حرکت تأثیرات زیادی بر عملکرد و هدایت خودرو دارد. در مقاله حاضر به منظور بررسی این کمیت، اثر نیروی گریز از مرکز^۱ به تحلیل استاتیکی تایر و جاده اضافه شده است. برای گستره وسیعی از سرعتها نتایج تحلیل نشان می دهند که مقاومت غلطشی با افزایش سرعت خودرو تقریباً ثابت می ماند (شکل ۱۳) که کاملاً سازگار با یافته های تجربی انجام شده توسط ویکر^۲ و همکاران [۲۳] در این زمینه است.

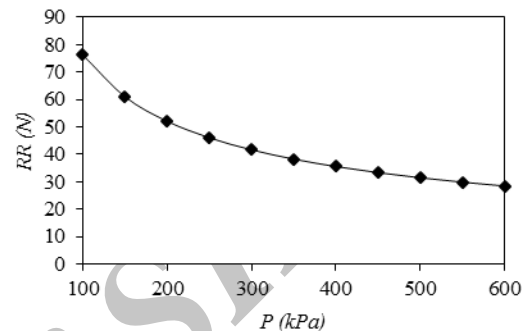


شکل (۱۳) تغییرات مقاومت غلطشی با سرعت پیشروی

۵- نتیجه گیری

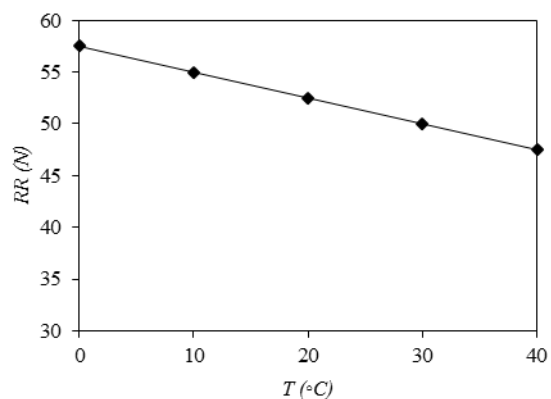
در تحقیق حاضر روش عددی مناسبی جهت برآورد تأثیر شرایط مختلف کارکردی روی دینامیک حرکت و مقاومت غلطشی تایر ارائه شده است. با توجه به نتایج بدست آمده می توان دریافت که مقاومت غلطشی با افزایش سرعت ثابت و با افزایش بار محوری به صورت خطی زیاد می-شوند. بنابراین می توان ضریبی را به منظور ارزیابی اثر نیرو بر حرکت تایر معرفی کرد. مقاومت غلطشی با کاهش فشار باد زیاد می شوند که این امر حاکی از آن است که با

صلبیت تایر با کم شدن فشار باد و کاهش میزان تغییر شکل در آن نسبت داد که در نتیجه انرژی کرنشی کمتری در تایر ذخیره می شوند. علاوه بر این تغییر فشار باد تایر بر خوابیدگی تایر و شعاع مؤثر آن نیز اثر می گذارد که چنانکه گفته شد بر مقدار به دست آمده برای مقاومت غلطشی تأثیر می گذارد.



شکل (۱۱) تغییرات مقاومت غلطشی با فشار باد درون تایر

چنانکه پیشتر گفته شد، رفتار مکانیکی تایر و در نتیجه برهمکنش آن با جاده وابسته به دماست. لذا مقاومت غلطشی نیز به دمای محیط بستگی دارد. تغییرات مقاومت غلطشی تایر با دمای محیط در شکل (۱۲) نشان داده شده است.



شکل (۱۲) تغییرات مقاومت غلطشی با دمای محیط

به سهولت می توان دریافت که با افزایش دمای محیط از 20°C به 40°C مقاومت غلطشی به میزان $9/5\%$ کاهش پیدا می کند که این امر ناشی از کاهش میزان انرژی کرنشی ذخیره شده در دماهای بالاتر است که در اثر آن هدر رفت انرژی به صورت مقاومت در برابر غلطش کاهش می یابد.

¹ Centrifugal force

² Whicker

مراجع:

- [1] Cho J.R., Lee H.W., Jeong W.B., Jeong K.M., Kim K.W., Numerical estimation of rolling resistance and temperature distribution of 3-D periodic patterned tire, *International Journal of Solids and Structures*, vol. 50, No. 1, 2013, pp. 86-96.
- [2] Hublauer V., Barillier A., The Equations of the Rolling Resistance of a Tire Rolling on a Drum, *Tire Science and Technology*, vol. 36, No. 2, 2008, pp. 146-155.
- [3] Pacejka H.B., Tyre and vehicle dynamics, Butterworth-Heinemann, ISBN 0-7506-5141-5, 2002.
- [4] Wong J.Y., Theory of ground vehicles: Wiley.com, 2001.
- [5] Mc Allen J., Cuitino A., Sernas V., Numerical investigation of the deformation characteristics and heat generation in pneumatic aircraft tires: Part II. Thermal modeling, *Finite elements in analysis and design*, vol. 23, No. 2, 1996, pp. 265-290.
- [6] Ebbott T., Hohman R., Jeusette J.-P., Kerchman V., Tire temperature and rolling resistance prediction with finite element analysis, *Tire Science and Technology*, vol. 27, No. 1, 1999, pp. 2-21.
- [7] Cho J., Kim K., Yoo W., Hong S., Mesh generation considering detailed tread blocks for reliable 3D tire analysis, *Advances in engineering software*, vol. 35, No. 2, 2004, pp. 105-113.
- [8] Cho J., Kim K., Jeong H., Numerical investigation of tire standing wave using 3-D patterned tire model, *Journal of sound and vibration*, vol. 305, No. 4, 2007, pp. 795-807.
- [9] Luchini J.R., Popio J.A., Modeling Transient Rolling Resistance of Tires 3, *Tire Science and Technology*, vol. 35, No. 2, 2007, pp. 118-140.

افزایش تغییر شکلهای تایر، مقاومت غلطشی بیشتری در مقابل حرکت آن بوجود می آید. علاوه بر این نتایج بدست آمده از تحلیل گواه این امر است که به ازای 1°C افزایش دمای محیط مقاومت غلطشی به میزان 0.25% کم می-شوند. در کلیه موارد ذکر شده نتایج به دست آمده از دقت بسیار خوبی در مقایسه با سایر تحلیل های انجام شده در این زمینه برخوردار است.

۶- فهرست علائم

C	ثابت مونی-ریولین (N/m^2)
H	ثابت هیستریتیک
T	دما ($^{\circ}\text{C}$)
t	زمان (s)
t_c	فرکانس (Hz)
P	فشار (N/m^2)
E	مدول یانگ (N/m^2)
F	نیرو (N)

علائم یونانی

w	انرژی (Nm)
σ	تنش (N/m^2)
\forall	حجم (m^3)
ρ	شعاع (m)
ε	کرنش (-)
ν	ضریب پواسن (-)
λ	نسبت انبساط

زیرنویس ها

loss	از دست رفته
tot	نهایی

- [18] Shida Z., Koishi M., Kogure T., Kabe K., A rolling resistance simulation of tires using static finite element analysis, *Tire Science and Technology*, vol. 27, No. 2, 1999, pp. 84-105.
- [19] Rao K.N., Kumar R.K., Bohara P., A sensitivity analysis of design attributes and operating conditions on tyre operating temperatures and rolling resistance using finite element analysis, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: *Journal of Automobile Engineering*, vol. 220, No. 5, 2006, pp. 501-517.
- [20] Park H., Youn S., Song T., Kim N., Analysis of temperature distribution in a rolling tire due to strain energy dissipation, *Tire Science and Technology*, vol. 25, No. 3, 1997, pp. 214-228.
- [21] Oh B., Kim Y., Kim N., Moon H., Park H., Internal temperature distribution in a rolling tire, *Tire Science and Technology*, vol. 23, No. 1, 1995, pp. 11-25.
- [22] Whicker D., Browne A.L., Segalman D.J. Structure and use of GMR combined thermo-mechanical tire power loss model. Society of Automotive Engineers, Inc., Warrendale, PA; 1981.
- [23] Whicker D., Browne A., Segalman D., Wickliffe L., A thermomechanical approach to tire power loss modeling, *Tire Science and Technology*, vol. 9, No. 1, 1981, pp. 3-18.
- [10] Qi J., Herron J., Sansalone K., Mars W., Du Z., Snyman M., et al., Validation of a Steady-State Transport Analysis for Rolling Treaded Tires 5, *Tire Science and Technology*, vol. 35, No. 3, 2007, pp. 183-208.
- [11] Ghoreishy M.H.R., A Numerical Study on the Non-linear Finite Element Analysis of a Tyre under Axisymmetric Loading, *Iranian Polymer Journal*, vol. 11, No. 5, 2002, pp. 325-332.
- [12] Pillai P.S., Effect of tyre overload and inflation pressure on rolling loss (resistance) and fuel consumption of automobile and truck/bus tires, *Indian Journal of Engineering & Material Science*, vol. 11, 2004, pp. 406-412.
- [13] Lin Y.J., Hwang S.J., Temperature prediction of rolling tires by computer simulation, *Mathematics and Computers in Simulation*, vol. 67, No. 3, 2004, pp. 235-249.
- [14] Ghoreishy M.H.R., A state of the art review of the finite element modelling of rolling tyres, *Iranian Polymer Journal*, vol. 17, No. 8, 2008, pp. 571-597.
- [15] Korunović N., Trajanović M., Stojković M., Finite element model for steady-state rolling tire analysis, *Journal of the Serbian Society for Computational Mechanics*, vol. 1, No. 1, 2007, pp. 63-79.
- [16] Kongo Kondé A., Rosu I., Lebon F., Brardo O., Devésá B., On the modeling of aircraft tire, *Aerospace Science and Technology*, vol. 27, No. 1, 2013, pp. 67-75.
- [17] Li Y., Liu W., Frimpong S., Effect of ambient temperature on stress, deformation and temperature of dump truck tire, *Engineering Failure Analysis*, vol. 23, 2012, pp. 55-62.

Archive of SID