

مدل سازی و شبیه سازی تایر خودرو روی سطح استوانه‌یی

M

odeling and Analysis of Tire on Cylindrical Surface

چکیده:

امروزه در صنایع وابسته به خودرو، به‌منظور افزایش کارایی و بهبود عملکرد سیستم‌های مختلف خودرو، آزمایش‌های تجربی فراوانی انجام می‌گیرد. با وجود اهمیت فراوان آزمایش‌های تجربی، معضلات و دشواری‌های بسیاری در انجام آزمایش‌ها مانند هزینه‌ی بالا، دقت ناکافی، مشکلات ایمنی و غیره وجود دارد که بعضاً انجام شماری از آزمایش‌ها را دشوار و یا حتی ناممکن می‌سازد. از این رو در صورت امکان انجام آزمایش‌ها روی درام، می‌توان شماری از معضلات یاد شده را برطرف کرد. از آنجا که تعامل تایر خودرو و سطح جاده به شرایط و هندسه‌ی سطح وابستگی زیادی دارد، نمی‌توان با دقت کافی از مدل‌های موجود برای سطح صاف (مانند مدل‌های براش، داگوف و پسجکا) در هنگام تماس تایر با سطح استوانه‌یی (درام ماشین آزمون) بدون اعمال هیچ‌گونه تغییری بهره جست. در پژوهش پیش رو، تعدادی از مدل‌های موجود برای سطح صاف به سطح استوانه‌یی تعمیم‌یافته‌اند تا بتوان نتیجه‌های مطلوب را در تعامل تایر با درام استخراج نمود. با بررسی و مطالعه‌ی مدل‌های موجود برای سطح صاف، مشخص می‌شود که دو عامل مهمی که باعث ایجاد تفاوت در رفتار تایر روی سطح صاف و استوانه‌یی می‌شود، نحوه‌ی توزیع فشار عمودی میان تایر و سطح و همچنین طول ناحیه‌ی تماس است. بدین منظور در این پژوهش سعی شده با به‌دست آوردن این دو پارامتر برای سطح استوانه‌یی و اعمال تغییرات لازم در مدل‌های سطح صاف و مدل‌سازی و شبیه‌سازی تایر روی سطح استوانه‌یی در نرم‌افزار حل به روش المان محدود، آن‌ها را به سطح استوانه‌یی تعمیم داد.

واژه‌های کلیدی: تایر، سطح استوانه‌یی، لغزش، توزیع فشار عمودی، طول تماس، المان محدود.

نوع مقاله: پژوهشی

صیاد نصیری^(۱)، پیمان رستمی^(۲)، اسماعیل زارع^(۳)، علی رهبر^(۴)
و بیژن معاونی^(۴)

۱- عضو هیأت علمی دانشگاه صنعتی شریف

۲- دانشجوی کارشناسی مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شریف

۳- دانشجوی کارشناسی ارشد مهندسی مکانیک، دانشگاه تهران

۴- عضو هیأت علمی، دانشگاه علم و صنعت ایران

* عهده دار مکاتبات:

peyman.rostami@mech.sharif.ir

تاریخ دریافت: ۹۵/۶/۳ تاریخ بازنگری نخست: ۹۵/۹/۲۵

تاریخ بازنگری دوم: ۹۶/۲/۲۱ تاریخ پذیرش: ۹۶/۵/۱۶

علمی - فنی: مدل سازی و شبیه‌سازی تایر خودرو ...

نیاز، شرکت‌های وابسته به صنعت

خودروسازی تحقیقات و آزمایش‌های

گسترده‌یی روی موضوعات یاد

شده انجام می‌دهند. با توجه به

تنوع موضوعی تحقیقات مرتبط

با پارامترهای عملکردی خودرو

و همچنین لزوم دقت بالای این

مقدمه

امروزه با پیشرفت روزافزون

صنایع خودروسازی، نیاز به بهبود

پارامترهای عملکردی خودرو از جمله

سیستم ایمنی، فرمان پذیری، تعلیق،

پایداری و غیره بیش‌ازپیش احساس

می‌شود. در راستای پاسخ به این

است. فرمول جادویی یک مدل تجربی است که شامل پنج پارامتر برای محاسبه نیروی ایجاد شده در محل تماس تایر و سطح است.

$$F = D \sin \left(C \tan^{-1} (B\kappa - E(B\kappa - \tan^{-1} B\kappa)) \right) \quad (1)$$

در رابطه‌ی ۱ نیروی F می‌تواند نیروی طولی یا عرضی باشد. هر یک از پارامترهای B، C، D و E از آزمایش‌های تجربی به دست می‌آیند و κ معرف لغزش^(۷) در راستایی است که نیرو در آن راستا مطلوب است.

یکی دیگر از این مدل‌ها مدل داگوف [۲] است که بر پایه‌ی پژوهش‌های فیالا^(۸) [۶] انجام شده است. در مدل فیالا آج تایر به مانند تیری یک سر درگیر در نظر گرفته می‌شود که نیروی تعاملی به مرکز آن وارد می‌آید. در مدل داگوف توزیع نیروی عمودی به صورت یکنواخت و ثابت در طول و عرض تماس در نظر گرفته می‌شود و همچنین سطح تماس تایر و خودرو به دو بخش دارای لغزش و بدون لغزش تقسیم می‌شود، که محل جدایش آن‌ها با توجه به جنس تایر و ویژگی‌های سطح تماس قابل دستیابی بوده و نیروهای طولی و یا عرضی با انتگرال‌گیری در طول تماس به دست می‌آیند.

از دیگر مدل‌های تعاملی تایر-جاده مدل برانش^(۹) [۱ و ۵] است که بر این فرض استوار است که لغزش به دلیل تغییر شکل آج^(۱۰) تایر خودرو به وقوع می‌پیوندد. در این مدل، آج تایر (که به المان برانش^(۱۱) مشهور است) المانی با قابلیت تغییر شکل است که به بدنه‌ی تایر^(۱۲) متصل است. بدنه‌ی تایر بدون تغییر شکل فرض می‌شود. هر المان برانش می‌تواند مستقل از دیگری تغییر شکل دهد. در این مدل در بسیاری از مواقع به منظور سهولت و تطبیق مناسب با مشاهدات تجربی، توزیع فشار عمودی در راستای طول به صورت سهمی که در عرض ثابت است در نظر گرفته می‌شود.

از پژوهش‌هایی با رویکردی مشابه با پژوهش پیش رو، پژوهش آنالیز المان محدود تایر روی درام و مقایسه‌ی آن

تحقیقات، نمی‌توان صرفاً به مطالعات تئوری بسنده کرد. تعداد زیادی از چارچوب‌های طراحی و بهبود کارایی خودروها که به صورت گسترده در صنایع خودروسازی مورد استفاده قرار می‌گیرد، نتیجه‌های آزمایش‌های تجربی است. پس لازم است آزمایش‌های متعددی به صورت تجربی صورت گیرد.

هرچند که وجود آزمایش‌های تجربی برای مطالعه‌ی عملکرد خودرو ضروری است، با این حال انجام این آزمایش‌ها تحت شرایطی که مطلوب خودروساز است، ممکن است دشوار و یا حتی غیرقابل انجام باشد. از معضلات موجود در آزمایش‌های تجربی می‌توان به موارد زیر اشاره نمود:

- ♦ نیاز به فضای وسیع،
- ♦ ایجاد محیطی یکنواخت به منظور ایجاد تکرارپذیری آزمایش،
- ♦ نیاز به اعمال شرایط گوناگون حاکم بر محیط آزمایش،
- ♦ هزینه‌ی بالای آماده‌سازی محیط آزمایش،
- ♦ نصب و حمل تجهیزات به کار گرفته شده جهت انجام آزمایش،
- ♦ وجود مشکلات ایمنی سرنشینان حین آزمایش.

با توجه به پارامترهای مورد بررسی در آزمایش و هدف از آزمایش، محیط‌های آزمایشی دارای ویژگی‌های مختلفی است. در بسیاری از آزمایش‌های تجربی تعامل چرخ خودرو و سطح جاده مورد بررسی قرار می‌گیرد که در آن‌ها به استخراج نیروهای طولی و عرضی موجود بین تایر و سطح جاده با استفاده از مدل‌های موجود مانند مدل داگوف^(۱) پرداخته می‌شود.

از جمله‌ی این آزمایش‌ها می‌توان به طراحی یا بهبود سیستم ترمز ضد قفل^(۶)، سیستم پایداری^(۷)، سیستم کنترل کشش^(۹) و غیره اشاره کرد.

روش‌های متعددی برای به دست آوردن رابطه‌ی میان نیروی ایجاد شده میان تایر و سطح وجود دارد. یکی از پرکاربردترین آن‌ها فرمول جادویی^(۵) است که توسط پسجکا^(۶) [۱] ارائه شده

1. Dugoff	2. ABS	3. EBD	4. TCS	5. Magic Formula	6. Pacejka	7. Slip
8. Fiala	9. Brush	10. Bristle	11. Brush Element	12. Tire Carcass		

پژوهش‌های مشابهی است که مختصراً به آن‌ها اشاره شد [۱۰]. سپس تعدادی از مدل‌های سطح صاف به سطح استوانه‌یی تعمیم داده خواهد شد تا با استفاده از مدل‌های تعمیم‌یافته بتوان آزمایش‌های مرتبط با این موضوع را روی سطح استوانه‌یی انجام داد و به استخراج داده‌ها و نتیجه‌های مطلوب با دقت قابل قبولی پرداخت.

در نهایت هدف از این پژوهش استخراج روابط و ایجاد مدلی برای استفاده از درام به‌عنوان سطح شبیه‌ساز جاده است. اما توجه به این نکته که محل تماس تایر و درام می‌بایست با شرایط جاده شبیه‌سازی شده و به‌نوعی با شرایط جاده کالیبره شود، بسیار با اهمیت است که می‌تواند موضوع پژوهش‌های پیش رو باشد.

مدل‌سازی تایر در نرم‌افزار المان محدود

در این پژوهش مدلی مشابه با شرایط یک تایر واقعی روی غلتک در نرم‌افزار انسیس^(۱) شبیه‌سازی شده است. در این مدل‌سازی باید شرایط هندسی تایر، جنس تایر و درام، نحوه تعامل تایر و درام، نحوه بارگذاری روی تایر و غیره حتی‌الامکان به شرایط واقعی نزدیک باشد تا نتیجه‌های درست از مدل‌سازی استخراج شود. در ادامه، شرایط مربوط به مسئله همراه فرضیات صورت گرفته در مدل‌سازی شرح داده می‌شود. پس از آن از داده‌های خروجی نرم‌افزار انسیس برای به‌دست آوردن پروفایل توزیع فشار عمودی میان تایر و غلتک استفاده خواهد شد.

بررسی شرایط مدل‌سازی تایر روی درام

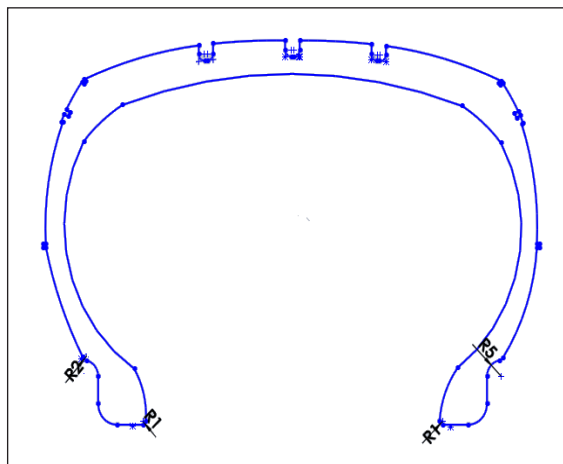
تایر بسته به شرایط مختلف کاری (نحوه بارگذاری، شرایط سطح تماس، نوع کاربری و غیره) دارای جنس و هندسه‌ی متفاوتی است. تایر مورد بررسی در این مدل‌سازی تایر با اندازهی R13 165/70 در نظر گرفته شده است. همچنین شعاع

با آزمایش [۱۰] است که در آن با مدل‌سازی و آنالیز تایر روی درام و اعمال شرایط مختلف بارگذاری نیرو روی تایر در سرعت‌های مختلف، به استخراج نمودارهایی برای نیروهای طولی و عرضی برحسب لغزش و همچنین تأثیر سرعت تایر بر ضریب اصطکاک میان تایر و سطح پرداخته است.

در پژوهش آنالیز تعامل بین تایر و جاده بر پایه‌ی شرایط آزمایشگاهی [۱۱] تحلیلی دقیق روی نحوه توزیع فشار بین تایر و سطح جاده برحسب مکان آن‌ها صورت گرفته است که با توجه به رفتار غیرخطی تایر تفاوت و ناهنجاری‌های بسیاری در نحوه توزیع نیروی عمودی در نقاط مختلف تایر مشاهده می‌شود که در این پژوهش از تأثیر آن‌ها صرف‌نظر شده است. در صورتی‌که بتوان آزمایش‌های تجربی را که هدف آن‌ها تحلیل عملکرد اندرکنش تایر و جاده است در وضعیتی که خودرو ساکن است شبیه‌سازی کرد، بسیاری از معضلات یاد شده که در ابتدای مقدمه به آن‌ها پرداخته شد برطرف خواهد شد که منجر به کاهش چشمگیر هزینه‌ها، سهولت هر چه بیشتر و افزایش دقت آزمایش‌ها می‌شود. در همین راستا برای شبیه‌سازی سطح جاده می‌توان چرخ‌های آن را در تماس با غلتک قرار داد. در این وضعیت درحالی‌که خودرو ساکن است، تعامل دینامیکی چرخ‌ها و سطح شبیه‌سازی شده (درام) حفظ خواهد شد.

با بررسی و مطالعه‌ی مدل‌های تعاملی تایر-جاده موجود که به تعدادی از آن‌ها نیز اشاره شد به این موضوع پی برده می‌شود که مهم‌ترین پارامترهایی که باعث ایجاد تفاوت میان تماس تایر خودرو روی سطح صاف و سطح استوانه‌یی می‌شود، طول تماس و نحوه توزیع فشار عمودی است. با دستیابی به پارامترهای یاد شده برای سطح استوانه‌یی می‌توان به مدل تعمیم‌یافته برای این سطوح دست‌یافت.

از این‌رو استخراج نحوه توزیع فشار عمودی بین تایر و درام یکی از هدف‌های پژوهش پیش روست که وجه تمایز با



شکل ۲- هندسه‌ی مقطع تایر

تایر خودرو دارای مفتول‌هایی است که داخل آمیزه‌ی لاستیکی به هم تنیده شده است. پیچیدگی سطح مقطع تایر اولاً امکان جاگذاری این مفتول‌ها را دشوار می‌سازد و ثانیاً حجم محاسباتی موردنیاز را بسیار افزایش می‌دهد. از این رو هندسه‌ی مقطع تایر ساده‌سازی می‌شود. در شکل (۳) مقطع تایر مورد استفاده در تحلیل المان محدود به صورت شماتیک نمایش داده شده است. همچنین محل‌هایی برای جاگذاری تسمه‌های فلزی در نظر گرفته شده است که به صورت سیم‌های فولادی در دیواره‌ی جانبی تایر و یک ورقه‌ی فولادی در قسمت زیرین رویه یا محل تماس تایر و سطح مدل شده است.

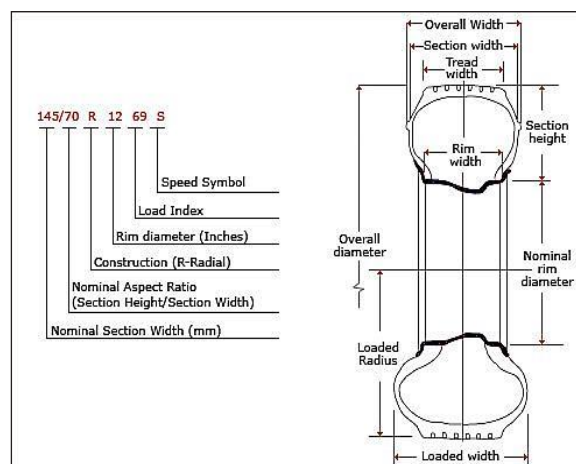


شکل ۳- هندسه‌ی ساده سازی شده مقطع تایر

درام در مدل‌سازی برابر شعاع خارجی تایر است.

هندسه‌ی تایر

نخست مشخصات هندسی تایر R13 165/70 بیان خواهد شد. عدد سه‌رقمی اول در این نوع نام‌گذاری عرض مقطع تایر برحسب میلی‌متر، عدد دورقمی پس‌از آن درصد ارتفاع مقطع تایر نسبت به عرض مقطع تایر، و عدد پس از R قطر رینگ تایر برحسب اینچ است. حرف R نشان‌دهنده‌ی ساختار رادیال است. شکل (۱) نمایانگر توضیحات داده شده است.



شکل ۱- نامگذاری و اطلاعات هندسی تایرها

در شکل (۲) مقطع تایر R13 165/70 نمایش داده شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود مقطع تایر دارای پروفایل هندسی پیچیده‌ی است. سطح تایر نیز دارای طرح یا بلوک‌هایی به نام آج است که به منظور افزایش اصطکاک میان تایر و سطح جاده به‌ویژه در جاده‌های مرطوب تعبیه شده است. ولی حضور آن‌ها در نحوه‌ی توزیع فشار عمودی میان تایر و سطح استوانه‌یی درام تأثیر چندانی ندارد. از طرفی حضور طرح آج افزایش می‌دهد. لذا در مدل‌سازی از حضور طرح آج تایر صرف‌نظر می‌شود.

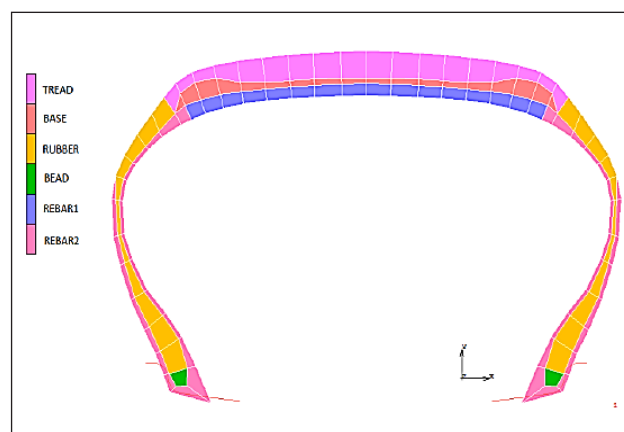
جنس تایر

تایر خودرو یک ماده هایپرالاستیک^(۱) است. در اینگونه مواد رابطه میان تنش و کرنش از توابع انرژی کرنشی به دست می‌آید و معمولاً مستقل از نرخ کرنش است. برای توصیف رفتار اینگونه مواد مدل‌های مختلفی مانند مونی-ریولن^(۲)، نئوهوکین^(۳)، اوگدن^(۴) و غیره ارائه شده است.

جدول (۱) به همراه شکل (۴) که از مقاله‌ی "تحلیل المان محدود تایر اتومبیل" [۹] استخراج شده است ضرایب دو پارامتری مونی-ریولن را برای نواحی مختلف تایر مشخص می‌کند. در تحلیل پیش‌رو از همین مقادیر جهت مدل‌سازی استفاده خواهد شد.

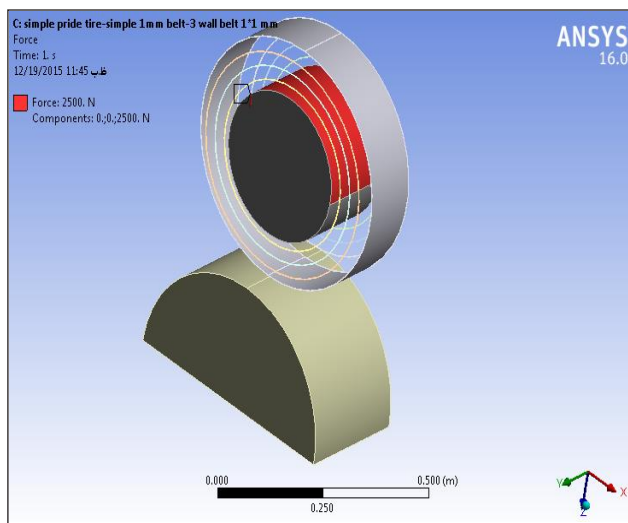
جدول ۱- مشخصات مواد به کار رفته در تایر

Components of tire	Type of material	Values
TREAD	Mooney Rivlin	$C_{10}=0,35$ MPa $C_{01}=0,16$ MPa
BASE	Mooney Rivlin	$C_{10}=0,58$ MPa $C_{01}=0,26$ MPa
RUBBER	Mooney Rivlin	$C_{10}=0,45$ MPa $C_{01}=0,36$ MPa
BEAD	Elast. plastic izotropic	$E=198700$ MPa $\mu=0,3$
STEEL CORD (rebar 1)	Elast. plastic izotropic	$E=1950$ MPa $\mu=0,3$
CARACASS (rebar 2)	Elast. plastic izotropic	$E=198700$ MPa $\mu=0,3$



شکل ۴- توزیع جنس مواد به کار رفته در تایر

از آنجایی که عمده‌ی جنس تایر کائوچو است در تعیین مشخصات آن از مقادیر مربوط به RUBBER در سطر سوم جدول (۱) استفاده خواهد شد. تسمه‌های به‌کاررفته در تایر تحلیل‌شده از نوع استیل ضدزنگ در نظر گرفته شده است که مشخصات آن در سطر آخر جدول (۱) مشاهده می‌شود. بر تایر روی سطح استوانه‌یی درام دو نیروی عمده اثر می‌کند؛ نیروی حاصل از وزن خودرو که برای این مسأله حدود ۲۵۰۰ نیوتن در نظر گرفته شده که به‌صورت متمرکز (نقطه‌یی) مطابق شکل (۵) به قسمت فوقانی رینگ تایر وارد می‌شود. (رینگ تایر توسط استوانه‌یی با شعاعی برابر با شعاع داخلی تایر مدل شده است). نیروی دیگر ناشی از فشار داخلی تایر است که به‌صورت یکنواخت بر کل سطح داخلی تایر وارد می‌شود. مقدار فشار داخلی تایر (که به عواملی چون وزن خودرو، کاربری خودرو و نوع تایر و غیره بستگی دارد) ۲ اتمسفر در نظر گرفته شده است. نوع تماس سطح تایر با سطح درام از نوع تماس اصطکاکی^(۵) و نوع تماس تایر با تسمه‌ها و رینگ از نوع تماس چسبیده^(۶) در نظر گرفته شده است (شکل‌های ۶ تا ۸). اطلاعات مربوط به مش‌بندی در جدول (۲) به‌طور کامل شرح داده شده است.



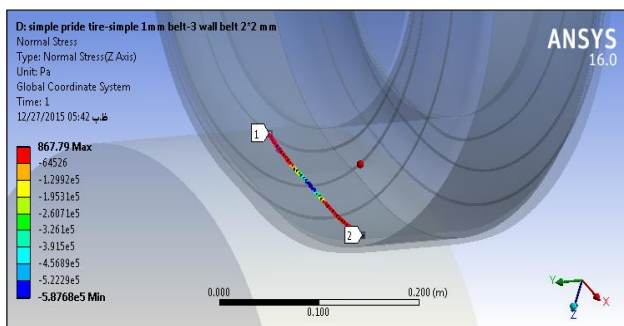
شکل ۵- اعمال نیروی متمرکز بر رینگ تایر

1. Hyperelastic 2. Mooney Rivlin 3. Neo Hookian 4. Ogden 5. Frictional 6. Bonded

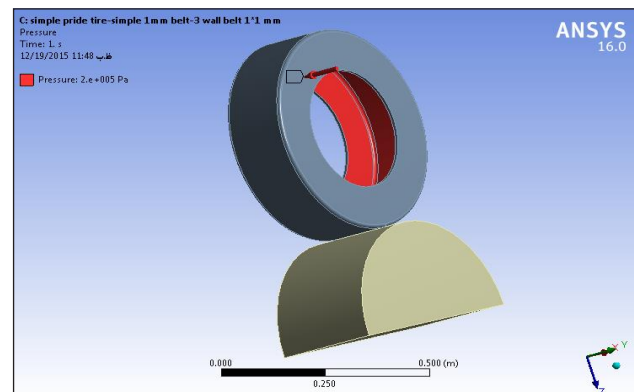
جدول ۲- اطلاعات مش بندی

نام	نوع	تعداد	تعداد
نام	مش	المان	گره
تایر	تترا	۳۹۷۱۸	۷۱۲۱۱
تسمه صفحه‌ای	تترا	۴۵۲۴	۳۳۴۰۸
تسمه مفتولی	تترا	۵۴۳۲	۴۰۶۹۲
رینگ	تترا	۵۷۰	۲۸۸۸
غلtek	تترا	۵۳۹	۲۸۱۶

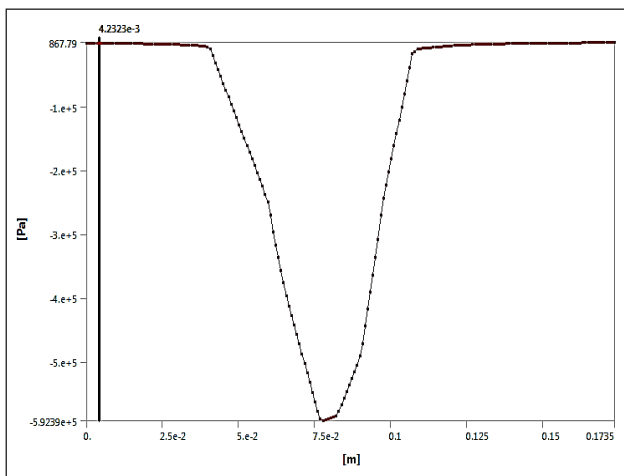
در محل تماس تایر و درام مسیری در راستای طولی در وسط تایر مانند شکل (۹) تعریف می‌شود و مقدار فشار عمودی در راستای طولی مسیر تعریف شده استخراج می‌شود. توزیع فشار استخراج شده از نرم‌افزار انسیس بر مسیر تعریف شده در نمودار (۱) نمایان است.



شکل ۹- مسیر تعریف شده روی تایر (وسط)



شکل ۶- اعمال فشار داخلی تایر بر سطح داخلی آن



نمودار ۱- توزیع تنش عمودی محل تماس روی مسیر شکل ۶

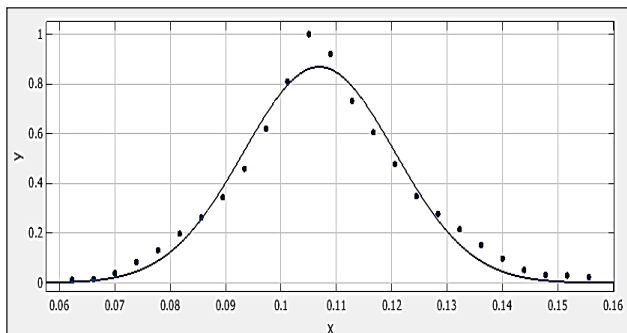
Scope	
Scoping Method	Geometry Selection
Contact	2 Faces
Target	6 Faces
Contact Bodies	ghaltak jadidi 2
Target Bodies	lastike sade pride ba tasme 0.5
Definition	
Type	Frictional
Friction Coefficient	0.6
Scope Mode	Manual
Behavior	Symmetric
Trim Contact	Program Controlled
Suppressed	No
Advanced	
Formulation	Program Controlled
Detection Method	Program Controlled

شکل ۷- اطلاعات تماس اصطکاکی تایر و غلtek

همین روند با تعریف مسیره‌های طولی مشابه در عرض‌های مختلف تایر ادامه داده شده، بدین ترتیب که در عرض‌های مختلف تایر، توزیع فشار عمودی در راستای طولی استخراج می‌شود. (همانند مسیر نشان داده شده در شکل (۹) اما نه در وسط تایر بلکه در عرض‌هایی با فاصله‌ی ۲ و ۴ سانتی‌متری از لبه‌ی تایر).

Scope	
Scoping Method	Geometry Selection
Contact	6 Faces
Target	6 Faces
Contact Bodies	tasme mamooli
Target Bodies	lastike sade pride ba tasme 0.5
Definition	
Type	Bonded
Scope Mode	Automatic
Behavior	Symmetric
Trim Contact	Program Controlled
Trim Tolerance	2.6094 mm
Suppressed	No

شکل ۸- اطلاعات تماس چسبیده‌ی مفتول‌ها و تایر



نمودار ۴- برازش منحنی گوسین بر داده‌های نیروی عمودی بر حسب طول مسیر تعریف شده در فاصله ۲ cm از لبه‌ی تایر

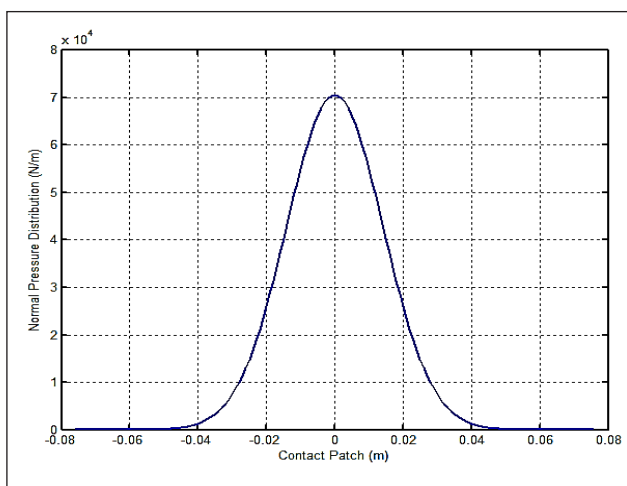
با توجه به برازش انجام شده و متوسط‌گیری در عرض تایر، پروفایل توزیع فشار عمودی متوسط در طول تایر قابل دست‌یابی خواهد بود (نمودار ۵).

معادله‌ی توزیع نیرو عمودی متوسط در راستای طول بر واحد عرض تایر از رابطه‌ی (۲) به‌دست می‌آید.

$$q(x) = 70600 \exp(-2500x^2) \left(\frac{N}{m}\right) \quad (2)$$

می‌توان رابطه‌ی ۲ را برحسب مقدار نیروی عمودی وارد بر تایر و طول تماس تایر و درام بازنویسی کرد.

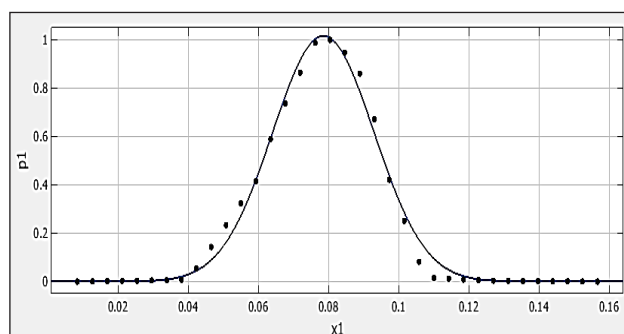
$$q(x) = 2.09 \frac{F_z}{a} \exp(-2500x^2) \left(\frac{N}{m}\right) \quad (3)$$



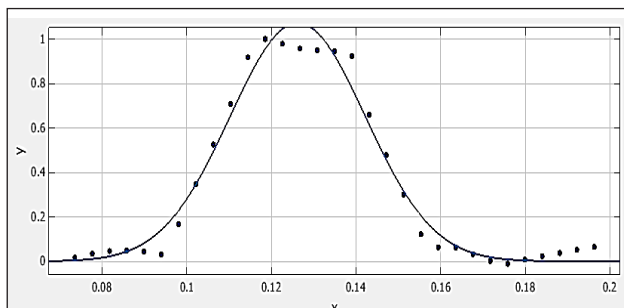
نمودار ۵- توزیع فشار عمودی میان تایر و سطح استوانه‌ی بی در طول ناحیه‌ی تماس مطابق رابطه‌ی (۲)

با دقت به نتیجه‌های به‌دست آمده، مشخص می‌شود که توزیع فشار عمودی در راستای طولی تماس تایر و غلتک در عرض تایر (هم از لحاظ اندازه و هم از لحاظ پروفایل توزیع) تغییر می‌کند. با میانگین‌گیری از توزیع فشار طولی در عرض تایر می‌توان توزیع متوسطی را به‌دست آورد و آن را به‌عنوان توزیع فشار عمودی در راستای طولی که در عرض تایر ثابت است در نظر گرفت.

باید توجه کرد که هرچند پروفایل توزیع فشار در عرض تایر متغیر است اما این تغییرات اندک بوده و با دقت خوبی تمامی پروفیل‌ها، دارای توزیع نرمال^(۱) (گوسین) هستند. این امر با برازش منحنی گوسین بر داده‌های به‌دست آمده از انسیس در مسیرهای مختلف تعریف شده در عرض‌های مختلف تایر، به ترتیب در نمودارهای (۲) تا (۴) نمایش داده شده است.



نمودار ۶- برازش منحنی گوسین بر داده‌های نیروی عمودی بر حسب طول مسیر تعریف شده در وسط تایر

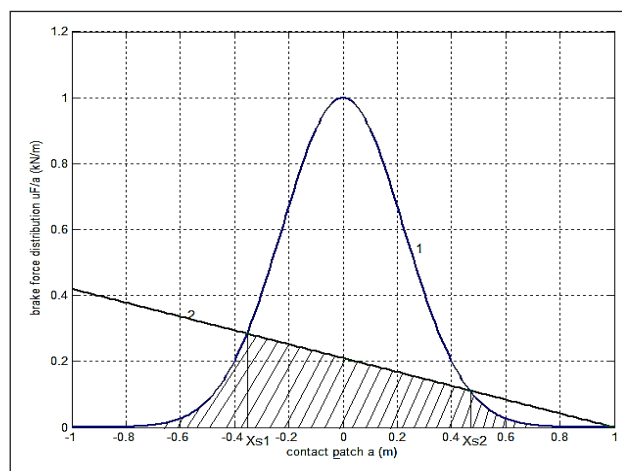


نمودار ۷- برازش منحنی گوسین بر داده‌های نیروی عمودی بر حسب طول مسیر تعریف شده در فاصله ۴ cm از لبه‌ی تایر

1. Normal Distribution

تعمیم مدل برآش

حال با توزیع فشار عمودی به دست آمده برای سطح استوانه‌یی به بررسی مدل برآش می‌پردازیم. توزیع نیروی عمودی متوسط از رابطه‌ی (۳) به دست می‌آید.



نمودار ۶- توزیع فشار نرمال در تماس تایر و سطح استوانه‌یی و نیروی موجود در آج در اثر تغییر شکل

در نمودار (۶)، منحنی شماره‌ی (۱) بیشینه‌ی نیروی اصطکاکی در دسترس است و مقدار آن $\mu q_z(x)$ است که نیروی عمودی بین تایر و درام در هر نقطه و μ ضریب اصطکاک است.

خط شماره‌ی (۲) نیروی موجود در اثر تغییر شکل آج به علت اختلاف سرعت، بالا و پایین آج است. شیب این خط $-c_p \sigma_x$ است که c_p سختی لاستیک بر واحد طول است. ناحیه‌ی هاشور خورده در نمودار (۶) نیروی طولی ایجاد شده بین تایر و سطح جاده است.

مادامی‌که نیروی موجود در آج از بیشینه‌ی نیروی اصطکاک در دسترس بیشتر باشد، لغزش رخ خواهد داد و مقدار نیروی ایجاد شده برابر $\mu q_z(x)$ خواهد بود. هنگامی‌که نیروی موجود در آج کمتر از بیشینه‌ی نیروی اصطکاک باشد، لغزشی رخ نداده و آج نسبت به سطح زمین سرعت نسبی ندارد.

از برخورد دو منحنی (۱) و خط (۲)، نقاط جدایش به دست می‌آیند:

$$\sigma c_p(a - x_s) = 2.09 \frac{\mu F_z}{a} \exp(-2500x_s^2) \quad (۴)$$

اگر شیب خط (۲) از مقدار بحرانی کمتر باشد، دونقطه‌ی جدایش به دست می‌آید که مفهوم آن وجود دو ناحیه‌ی دارای لغزش و یک ناحیه‌ی فاقد لغزش است. در شرایطی که شیب خط (۲) از مقدار بحرانی بیشتر باشد، نقطه‌ی جدایشی به دست نمی‌آید و کل سطح در حال لغزش خواهد بود.

با مشخص بودن نقاط جدایش و انتگرال‌گیری از نیرو در نواحی دارای لغزش و فاقد لغزش، مقدار کل نیروی طولی محاسبه می‌شود (رابطه‌ی ۵).

با توجه به این‌که رابطه‌ی ۴ دارای جواب صریح نیست، حل عددی آن برای شرایطی خاص صورت گرفته و نتیجه‌ها بر اساس آن به دست آمده است.

$$F_x = \int_{-a}^{x_{s1}} \mu q(x) dx + \int_{x_{s1}}^{x_{s2}} \sigma c_p(a - x) dx + \int_{x_{s2}}^a \mu q(x) dx \quad (۵)$$

$$F_x = 2.09 \frac{\mu F_z}{a} \left(\frac{\sqrt{\pi}}{100} \right) [\operatorname{erf}(50x_{s1}) - \operatorname{erf}(-50a) + \operatorname{erf}(50a) - \operatorname{erf}(50x_{s2})] + \frac{\sigma c_p}{2} [(a - x_{s1})^2 + (a - x_{s2})^2]$$

نیروی عمودی F_z : با توجه به این‌که جرم خودرو ۱۰۰۰ کیلوگرم فرض شده است، نیروی وارد بر هر چرخ آن (با فرض تساوی نیروها در چهارچرخ خودرو) حدوداً ۲۵۰۰ نیوتن است.

ضریب اصطکاک μ : مقدار ضریب اصطکاک ۰٫۶ اختیار می‌شود.

طول ناحیه‌ی تماس $2a$: با توجه به خروجی‌های نرم‌افزار انسیس، طول ناحیه‌ی تماس ۱۴٫۸ سانتی‌متر به دست می‌آید.

سختی تایر بر واحد طول c_p : با رجوع به مدل برآش [۵] این نکته قابل دست‌یابی است که سختی ترمزی تنها تابعی از جنس تایر بوده و می‌توان مقدار سختی بر واحد طول تایر را ۲۵ ± ۵ کیلونیوتن در نظر گرفت.

وارد بر تایلر را به دست آورد. بدین منظور از نیروی طولی در نواحی بدون لغزش و دارای لغزش جداگانه انتگرال گرفته می‌شود (رابطه‌ی ۸).

$$F_x = \int_0^w \left\{ \int_0^{\xi_{s1}} \sigma(\xi) d\xi + \int_{\xi_{s1}}^{\xi_{s2}} \sigma(\xi) d\xi + \int_{\xi_{s2}}^{2l} \sigma(\xi) d\xi \right\} dw \quad (۸)$$

$$\sigma(\xi) = \begin{cases} k_x s \xi & \xi < \xi_{s1} \text{ or } \xi > \xi_{s2} \\ 2.09 \frac{\mu F_z}{lw} \exp(-2500(\xi-l)^2) & \xi_{s1} < \xi < \xi_{s2} \end{cases}$$

با محاسبه‌ی انتگرال‌ها مقدار نیروی طولی به دست می‌آید.

$$F_x = \frac{K_x s w}{2} (\xi_{s2}^2 - \xi_{s1}^2) + \frac{2.09 \mu F_z}{l} \left(\frac{-\sqrt{\pi}}{100} \right) [\text{erf}(3.7 - 50\xi_{s1}) -$$

$$- \text{erf}(3.7) + \text{erf}(3.7 - 100l) - \text{erf}(3.7 - 50\xi_{s2})] \quad (۹)$$

نیروی عمودی F_z : با توجه به این‌که جرم خودرو ۱۰۰۰ کیلوگرم فرض شده است، نیروی وارد بر هر چرخ آن (با فرض تساوی نیروها در چهارچرخ خودرو) حدوداً ۲۵۰۰ نیوتن است.

ضریب اصطکاک μ : در مدل داگوف ضریب اصطکاک را می‌توان از رابطه‌ی ۱۰ محاسبه کرد و در روابط جای‌گذاری نمود.

$$\mu = \mu_0 - A_s (V * s) \quad (۱۰)$$

μ_0 ضریب اصطکاک در حالت سکون است که در مدل داگوف ۱٫۰۵ در نظر گرفته شده است. ثابت A_s دارای مقدار ۰٫۰۱۷۷ است. V نیز سرعت خطی خودرو است.

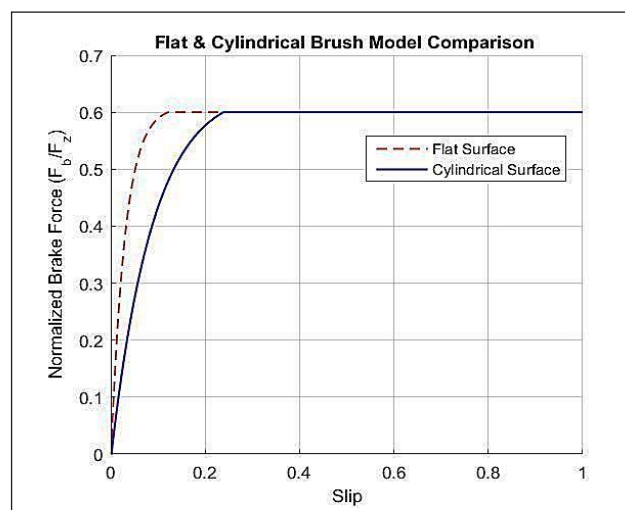
طول ناحیه‌ی تماس 2l: با توجه به خروجی‌های نرم‌افزار انسیس، طول ناحیه‌ی تماس ۱۴٫۸ سانتی‌متر است.

عرض ناحیه‌ی تماس w : عرض ناحیه‌ی تماس همان عرض تایلر است که برای تایلر مورد بررسی مقدار ۱۶٫۵ سانتی‌متر است.

سختی طولی تایلر Kx : با رجوع به مدل داگوف [۲] مقدار سختی طولی تایلر 5×10^7 نیوتن بر مترمکعب است.

در نمودار (۸) نیروی طولی بی‌بُعد برحسب لغزش برای سطح صاف و استوانه‌یی مقایسه شده است.

با استفاده از حل عددی رابطه‌ی ۴ و انتگرال‌گیری با استفاده از رابطه‌ی ۵، نیروی طولی ایجاد شده میان تایلر و سطح استوانه‌یی درام برحسب لغزش رسم می‌شود (نمودار ۷). برای لغزش‌های بیش از ۰٫۲۱۳، در نمودار ۶ خط ۲ منحنی ۱ را قطع نمی‌کند و مقدار نیرو ثابت می‌شود (علت ثابت شدن نیرو مفصلاً در مدل برایش توضیح داده شده است. رجوع شود به [۱]). در نمودار (۷) نیروی طولی برای سطح صاف و استوانه‌یی مقایسه شده است.



نمودار ۷- نمودار نیروی طولی بر حسب لغزش برای سطح استوانه‌یی و صاف بر اساس مدل برایش

تعمیم مدل داگوف

با توزیع نیروی عمودی به دست آمده برای سطح استوانه‌یی درام آزمون، بررسی مدل داگوف ادامه می‌یابد. توزیع فشار جدید توسط رابطه‌ی (۶) مشخص می‌شود.

$$q(x) = 2.09 \frac{F_z}{lw} \exp(-2500(\xi - l)^2) \quad (۶)$$

نقطه‌ی شروع لغزش از رابطه‌ی (۷) به دست می‌آید:

$$k_x s \xi_s = 2.09 \frac{\mu F_z}{lw} \exp(-2500(\xi_s - l)^2) \quad (۷)$$

با مشخص بودن نقاط شروع لغزش می‌توان نیروی طولی

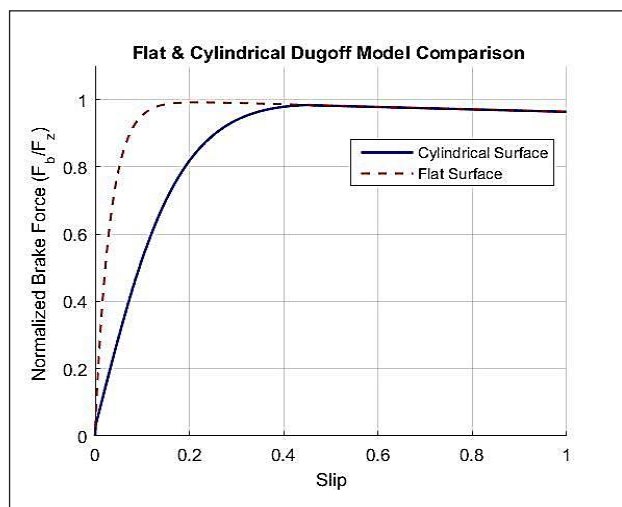
و درام و تغییرات شکل آج تایر، این نتیجه به دست می‌آید که در سطح تماس تایر با درام دونقطه‌ای جدایش رخ خواهد داد. به عبارت دیگر سطح تماس دارای دو ناحیه‌ی لغزش (در کناره‌ها) و یک ناحیه‌ی بدون لغزش (در وسط) خواهد بود. همچنین نتیجه‌های به دست آمده برای سطح استوانه‌یی در مقایسه با سطح صاف به نتیجه‌گیری‌های زیر منجر می‌شود:

♦ در لغزش‌هایی کمتر از لغزش بحرانی، مقدار نیروی طولی میان تایر و سطح استوانه‌یی، به میزان قابل توجهی کمتر از سطح صاف است.

♦ مقدار نیروی طولی در لغزش‌هایی بیش از لغزش بحرانی، میان تایر و سطح، برای سطح استوانه‌یی و صاف، برابر است.

♦ برای مقادیر لغزش بیش از لغزش بحرانی، تمام سطح تماس دارای لغزش خواهد بود.

♦ لغزشی که بیشینه‌ی مقدار نیروی طولی در آن رخ می‌دهد (لغزش بحرانی)، برای سطح استوانه‌یی مقدار بیشتری نسبت به سطح صاف داراست، به عبارت دیگر، مقدار نیروی طولی بیشینه در سطح استوانه‌یی در لغزش‌های بیشتری نسبت به سطح صاف حاصل می‌شود *IRM*



نمودار ۸- نمودار نیروی طولی بر حسب لغزش برای سطح استوانه‌یی و صاف بر اساس مدل داگوف

نتیجه‌گیری

در این مقاله تغییر رفتار تایر بر اثر قرارگیری روی سطح استوانه‌یی درام بررسی شد و برای توزیع نیروی عمودی سطح تماس بین تایر و درام به‌عنوان پارامتری مهم در تعیین رفتار تایر، رابطه‌یی ارائه گشت. نتیجه‌ی این پژوهش نشان می‌دهد که توزیع نیروی عمودی سطح تماس بین تایر و درام به‌صورت توزیع گوسین (توزیع نرمال) است. همچنین با توجه به نحوه‌ی توزیع نیروی عمودی بین تایر

مراجع

1. Hans B. Pacejka, Tyre and Vehicle Dynamic, second edition, Butterworth-Heinemann, UK, 2006.
2. H. Dugoff, P.S. Fancher, and L. Segel, An Analysis of Tire Traction Properties and Their Influence on Vehicle Dynamics Performance, SAE Technical Paper 700377, 1970.
3. E. Bakker, H.B. Pacejka, and L. Lidner, A New Tire Model with an Application in Vehicle Dynamics Studies, SAE Technical paper 890087, 1989.

۴- صیاد نصیری، میر مسعود سییدی، بیژن معاونی و امیر محمد چوداری خامنه، مدل‌سازی و شبیه‌سازی هندسه تایر بر اثر قرار گیری روی سطح‌های استوانه‌ای، مقاله پژوهشی فصلنامه صنعت لاستیک ایران، شماره ۷۶، زمستان ۱۳۹۳.

5. J. Svendenius, B. Wittenmark, Brush Tire Model with Increased Flexibility, European Control Conference, Cambridge, 2003.
6. E. Fiala, Lateral Forces on Rolling Pneumatic Tires, Zeitschrifte V.D.I. 96, No. 29, October 1959.
7. G. Krempel, Experiments on Automotive Tires, Automobile Technische Zeitschrifte, January & August 1967.
8. Richard G. Budynas and J. Keith Nisbet, Shigley's Mechanical Engineering Design, Ninth edition, Mc-Graw Hill, USA, 2008.
9. K. Ivan, K. Jan, FE Analysis of Automobile tire, Advanced Research in Scientific Areas Virtual Conference, December 2012
10. N. Korunović, Finite Element Analysis of a Tire Steady Rolling on the Drum and Comparison with Experiment, Strojniški vestnik Journal of Mechanical Engineering 888-897, No. 57, September 2011.
11. J. Jackowski, Analysis of Interaction Between Tyre and Road on The Basis of Laboratory Test, Transbaltica International Conference, No. 7, May 2011.

گام‌های مدیریت

step 2
niknam



گام‌های مدیریت تعلق خاطر کارکنان به شغل و سازمان:
گام 2: مدیران را در فرآیند مدیریت تعلق خاطر کارکنان درگیر کنید.

Get each manager involved
instagram\iran_hrm

step 1
niknam



گام‌های مدیریت تعلق خاطر کارکنان به شغل و سازمان:
گام 1: بطور مداوم از کارکنان درخصوص موضوعات مرتبط سوال و نظر سنجی کنید.

Ask employee opinion, regularly
instagram\iran_hrm

step 4
niknam



گام‌های مدیریت تعلق خاطر کارکنان به شغل و سازمان:
گام 4: گروه‌هایی را جهت تعریف و اجرای پروژه های بهبود مرتبط، تشکیل دهید.

Set up groups
instagram\iran_hrm

step 3
niknam



گام‌های مدیریت تعلق خاطر کارکنان به شغل و سازمان:
گام 3: نتایج حاصل از نظر سنجی ها را با کارکنان به اشتراک بگذارید.

Share the results
instagram\iran_hrm

step 6
niknam



گام‌های مدیریت تعلق خاطر کارکنان به شغل و سازمان:
گام 6: داده های و اطلاعات نظر سنجی های مرتبط با تعلق خاطر کارکنان را به روز کنید.
گام‌های 2 الی 6 را تکرار کنید.

Keep updating and asking
instagram\iran_hrm

step 5
niknam



گام‌های مدیریت تعلق خاطر کارکنان به شغل و سازمان:
گام 5: تغییرات مدنظر در پروژه های بهبود مرتبط را اجرایی کنید.

Make the changes happen
instagram\iran_hrm

M

odeling and Analysis of Tire on Cylindrical Surface

S. Nasiri¹, P. Rostami^{2,*}, E. Zare³, A. Rahbar² and B. Moaveni⁴

1. Member of Faculty of Sharif University of Technology
2. BS Mechanical Engineering, Sharif University of Technology
3. MSc in mechanical engineering, Tehran University
4. Member of Faculty of Sharif University of Technology

*Corresponding author Email: peyman.rostami@mech.sharif.ir

Received: September 2016, First Revised: December 2016, Second Revised: May 2017, Accepted: August 2017

Abstract: Nowadays, many experimental tests are done in road vehicle industries in order to increase efficiency and improve the operation of different systems of a car. Despite importance of these experimental tests, there are many difficulties in tests like high costs, insufficient accuracy, safety problems and etc. that make some tests impossible or too difficult to be done. So, if it is possible to do tests on drum, some difficulties can be eliminated. Since, interaction of tire and road surface highly depends on geometry and properties of contact patch so models that are used for flat surface like Pajkka, Dugoff and Brush are not suitable for tire-drum interaction. The paper generalizes some flat tire-road interaction models to cylindrical surface, and then desirable data can be extracted from cylindrical model in tire-drum interaction. Survey conducted on flat models determined that two significant parameters that differs flat and cylindrical surfaces, are vertical pressure distribution in contact patch and length of contact patch. This paper gives special attention to finite element (FE) model of tire in ANSYS software package to extract parameters of tire-drum interaction and generalizes it.

Keywords: Tire, Cylindrical surface, Slip, Vertical pressure distribution, Contact length, Finite element.