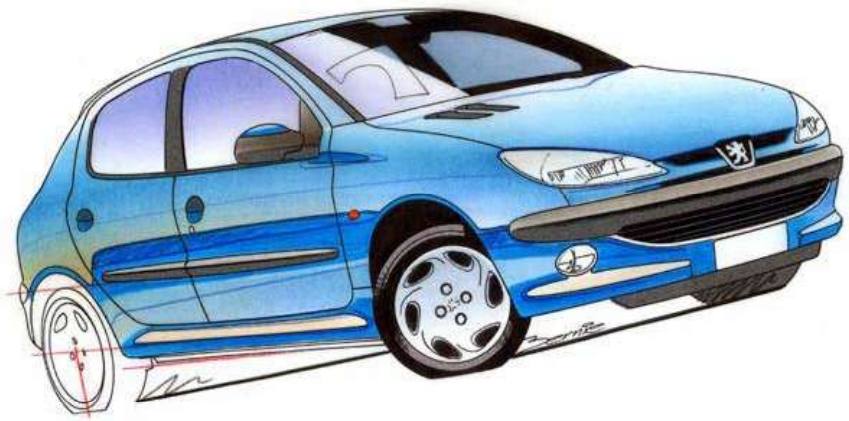
گفتار یکم - سرآغاز



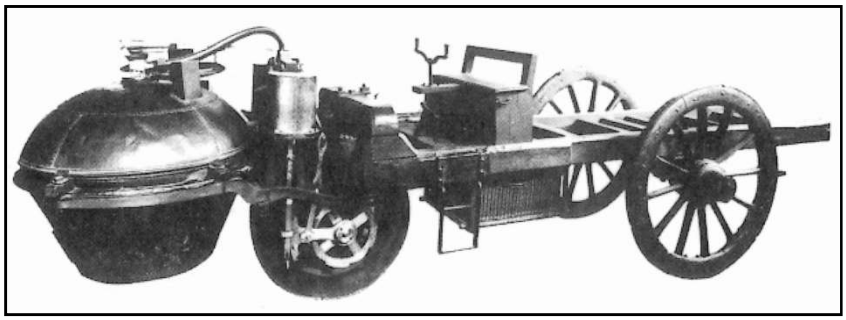
خودرو پژو ۲۰۶ از نمونه‌های موفق فن‌آوری نوین خودروسازی

روزگار پیدایش خودروهاي موتوري

آغاز زندگی و پیدایش خودروهای موتوری به سال ۱۷۶۹ میلادی باز می‌گردد، هنگامی که مهندس نظامی فرانسوی، نیکولاس ژوزف کاگنوت[1]، یک سه چرخه بخار را برای کشیدن و حمل و نقل قطعات توپ می‌سازد [۱]. پس از گذشت چند سال یک مدل بهتر ساخته می‌شود، که برخورد آن با دیوار سبب رخ دادن نخستین پیش‌آمد رانندگی در تاریخ خودروهای جاده‌ای می‌گردد. در پی آن در سال ۱۷۸۴ میلادی یک خودرو با توان بخار توسط مهندس اسکاتلندی جیمز وات[2] ساخته می‌شود،که از کارایی چندانی برخوردار نبود. در سال ۱۸۰۲ میلادی ریچارد ترویتیک[3] انگلیسی، یک واگن بخار را به وجود آورد که فاصله میان کورنوال[4] و لندن را

1 - Nicholas Joseph Cugnot (1725-1804)
2 - James Watt (1736-1819)
3 - Richard Trevithick (1771-1833)
4 - CornWall

می‌پیماید یک شب به سبب فراموشی ترویتیک در خاموش کردن آتش دیگ بخار، واگن طعمه [redacted] میلادی رونق داشت تا اینکه سرانجام رقابت با راه‌آهن و نیز تصویب قوانین صریح بر علیه سرعت [redacted] این دسته از خودروها پایان می‌دهد



شکل [redacted] سیرکا [1]، نخستین خودروی موتوری که توسط کاگنوت ساخته شد

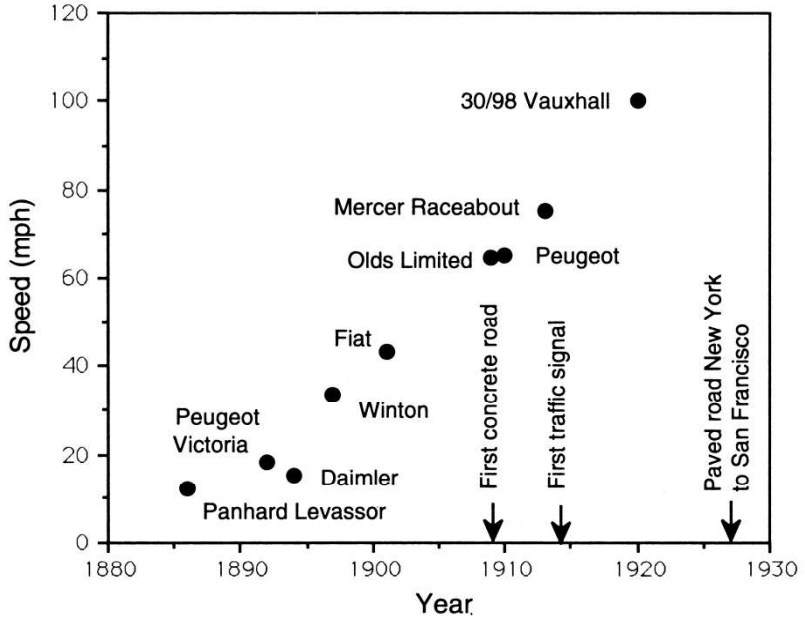
[redacted] میلادی ایجاد شد و سازندگان عمده آن کارل بنز[2] و گوتلیب دایملر[3] می‌باشند که جداگانه کار می‌کردند در دهه بعدی، بسیاری از پیشگامان با نام‌های آشنایی چون رنه پانارد[4]، امیل لواسور[5]، آرماند پژو[6]، فرانک و چارلز دیوری[7]، هنری فورد[8] و رنسام اولدز[9] خودروهای سواری را توسعه و گسترش دادند. صنایع خودروسازی در آمریکا در [redacted] میلادی به گستردگی توسط هنری فورد با ساخت مدل فورد T و به دنبال آن ایجاد کمپانی جنرال موتورز گسترش یافته بود در اروپا کمپانی‌های آشنایی چون دایملر، اپل، رنو، بنز و پژو به عنوان خودروسازان شناخته شدند در [redacted] به خودرو در آمریکا ایجاد شده بود

در دهه‌های آغازین قرن بیستم، تلاش مهندسان خودروساز در راستای نوآوری و طراحی‌هایی بود

---

1 - Circa
2 - Karl Benz (1844-1929)
3 - Gottlib Daimler (1834-1900)
4 - Rene Panhard
5 - Emile Levasser
6 - Armand Peugeot
7 - Frank & Charles Duryea
8 - Henry Ford
9 - Ransom Olds

که خودروهای سریع‌تر، آسوده‌تر و قابل اطمینان‌تر را به دنبال داشت در صنایع نورس خودرو، ویژگی‌های سرعتی خودروهای موتوری در زمانی کوتاه افزایش چشم‌گیری داشت شکل نمایانگر افزایش سرعت خودروهای مرسوم است



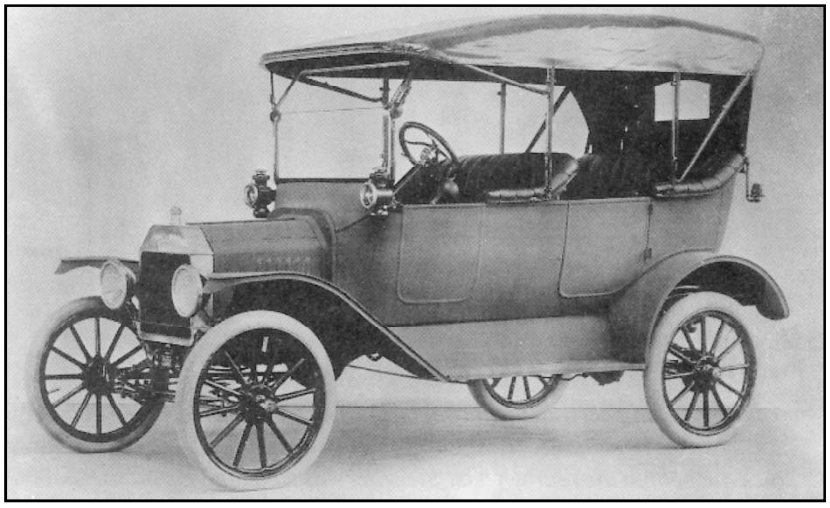
شکل سیر افزایش سرعت خودرو

به طور کلی خودروهای موتوری پیش از وجود جاده‌ها و بزرگ‌راه‌های مسطح و مناسب به توانایی‌های سرعتی بالایی دست یافتند دینامیک خودرو در سرعت‌های بالا به ویژه در هنگام چرخش و ترمزگیری خودرو پیش‌فرض مهمی برای مهندسان می‌باشد بازتاب وضعیت مهندسی خودروهای موریس اولی نمایان است

تلاش‌های گاه و بی‌گاه و پراکنده‌ای برای بهبود سواری خودروها انجام می‌شد، هر چند کمی از آنها درست و انجام‌پذیر بود سرنشینان پشت خودرو مانند کیسه‌های شنی بودند، که روی چرخ‌های پشت قرار گرفته بودند فرماندهی و سودهی خودرو همراه با ناپایداری بود و ترمز محور جلو سبب لرزش‌های ناگزیر چرخ‌ها می‌گردید مهندسان همه زیربخش‌های خودرو را به

1 - Maurice Olley
2 - Shimmy

خودرو می‌توانست با راحتی بیشتری هم‌بندی آنها به ندرت نتیجه دلخواه به دست می‌آمد



شکل ۱-۱ مقایسه سال پیشرفت در خودرو از مدل ساده T به تاروس موزه هنری فورد و جنرال موتورز

یکی از نخستین مهندسانی که تلاش در مستندسازی دینامیک خودرو کرده است، فردریک ویلیام [redacted] میلادی منتشر گردید ، او نشان داد که یک خودرو با سیستم فرمان‌دهی سکان‌وار بیش‌فرمان است، اگر که نیروی گریز از مرکز به دستان

1 - Fredrick William Lanchester (1868-1946)
2 - Tiller Steering

راننده در راستای افزایش زاویه فرمان فشار آورد [۶]. مسأله لرزش و تکان‌های فرمان در آن زمان بسیار رایج بود [۷-۸]. اما چنانچه توسط سگل[1] توصیف شده، فهم رفتار چرخشی خودرو و مسأله لرزش چرخ‌ها و فرمان به سبب نبود دانش کافی در مورد سازوکار چرخ‌ها و مکانیک تایر در آن زمان متوقف گردید [۶].

در سال ۱۹۳۱ میلادی، یک دستگاه آزمایشگر «دینامومتر تایر» ساخته شد که می‌توانست ویژگی‌های مکانیکی لازم تایرهای بادی را برای فهم رفتار آن به دست آورد [۹]. تنها پس از آن مهندسانی مانند لنچستر [۱۰]، اولی [۱۱]، ریکرت[2] و شانک[3] [۱۲]، روکارد[4] [۱۳]، سگل [۱۴] و دیگران توانستند توصیفی مکانیکی از رفتار چرخشی خودرو ارایه دهند که پیش‌زمینه بسیاری از دانسته‌های امروزین است.

یک قرن از صنایع خودروسازی می‌گذرد. مهندسان در فن‌آوری خودرو در گذار از مدل ساده فورد T به تاروس[5] به پیشرفت‌های رویایی دست یافته‌اند (شکل ۱-۳). دانش دینامیک نقش مهمی را در طراحی و بهبود خودرو بازی می‌کند. پژوهش‌ها، نوشتارها و کتاب‌های بسیاری در این زمینه برای کمک به مهندسان خودرو و دیگر رشته‌های وابسته نوشته شده است [۱۵-۲۶]. هر چند هنوز هم به کتاب‌هایی که از هر نظر اصول دینامیک خودرو را پوشش دهند، نیاز است. تلاش این کتاب در راستای پاسخ‌گویی به این نیاز است.

سرآغازي بر دينامیک خودرو

اغلب گفته می‌شود که نیروهای عمده مهارساز خودروهای سریع موتوری در چهار بازه تماس تایر و جاده «هر یک به اندازه دستان یک مرد» ایجاد می‌شود. به راستی این همه قضیه بوده و بسیاری از مسایل را توجیه می‌سازد. برای فهم دینامیک خودروهای جاده‌ای، دانش و آگاهی از نیروها و گشتاورهای تولیدی توسط تایرهای «بادی - لاستیکی» بر روی زمین ضروری است. دینامیک خودرو[6] دانش گسترده‌ای است که در برگیرنده همه وسایل نقلیه از کشتی‌ها، هواپیماها، قطارها، خودروهای ریلی با مسیر مشخص تا خودروهای با تایرهای لاستیکی می‌باشد. در این کتاب به

1 - Segel
2 - Rieckert
3 - Schunk
4 - Rocard
5 - Taurus
6 - Vehicle Dynamics

سبب گوناگونی و گستردگی اصول حاکم بر دینامیک خودروها، تنها خودروهای جاده‌ای با تایرهای لاستیکی مورد بررسی و مطالعه قرار می‌گیرد. همچنین بررسی‌ها، نمونه‌ها و مسایل کتاب در ارتباط با سواری‌ها و خودروهای سبک است، هر چند اصول به دست آمده را می‌توان به کامیون‌ها و اتوبوس‌های کوچک و بزرگ نیز گسترش داد. هر جا که اندازه و نوع خودرو سبب دیگرگونی و تمایز در طراحی و ویژگی‌های کارکردی آن باشد، کامیون‌ها جداگانه بررسی می‌گردند.

از آنجا که کارکرد دینامیکی خودرو (شتاب‌گیری، ترمزگیری، چرخش و سواری) واکنش آن به نیروهای اعمالی است، بخش عمده مطالعه دینامیک خودرو به بررسی چگونگی و چرایی نیروهای تولیدی می‌پردازد. نیروهای عمده اعمالی به خودرو که کارکرد آن را در دست دارند، در برهم‌کنش میان تایر و جاده به وجود می‌آیند. بنابراین مطالعه عمیق و درک درست مفهومی رفتار تایرها و نیروها و گشتاورهای تولید شده در گستره کاری آن ضروری است. مطالعه کارکرد تایر بدون درک اهمیت آن در خودرو و وابستگی و کنش دوگانه میان تایر و خودرو بیهوده است. بنابراین ویژگی‌های مرتبط با تایر، در بخش‌های مناسب در گفتارهای آغازین معرفی می‌گردد، هر چند که خواننده را به گفتار دهم برای شناسایی عمیق و جامع ویژگی‌ها و کارکرد تایر ارجاع می‌گردد.

در آغاز بایستی به این نکته توجه کرد که واژه فرمان‌پذیری[1] اغلب به صورت متقابل به مفاهیم حرکات کناری[2]، چرخشی[3] و یا واکنش سمتی[4] خودرو اطلاق می‌شود، هر چند نکته ظریفی در اختلاف میان این واژه‌ها وجود دارد. حرکات کناری، چرخش و واکنش سمتی به ویژگی‌های کمی خودرو در هنگام تغییر جهت و قرارگیری در برابر شتاب کناری اشاره دارند. به طور نمونه، توانایی چرخشی را می‌توان با توانایی تحمل شتاب کناری در شرایط پایدار مشخص نمود و یا واکنش سمتی را با زمان لازم برای پیروی از ورودی فرمان به ازای اعمال شتاب کناری معرفی ساخت. اما فرمان‌پذیری کیفیتی از خودرو می‌باشد که پسخوراندی[5] برای راننده بوده و مرتبط با

1 - Handling
2 - Cornering
3 - Turning
4 - Directional Response
5 - FeedBack

سادگی انجام وظایف خودرو و توانایی راننده در کنترل آن است. بنابراین آشکار است که فرمان‌پذیری نه تنها توانایی‌های خودرو را به تنهایی در بر می‌گیرد، بلکه کارکرد کلی سیستم متشکل از راننده و خودرو را نیز شامل می‌شود. در مباحث گوناگون این کتاب از واژه‌های مناسبی برای رساندن مفاهیم به خواننده استفاده شده است.

برای شناخت و بررسی دینامیک خودرو دو دیدگاه عمده زیر وجود دارد

- نگرش «تجربی[1]»
- نگرش «تحلیلی[2]»

نگرش تجربی با بهره از تصحیح و خطا است و می‌تواند عوامل موثر بر کارکرد خودرو و چگونگی تاثیر و وابستگی آنها را بیاموزاند. هر چند روش‌های تجربی اغلب منجر به شکست است، بدون درک مکانیکی از چگونگی تاثیر تغییرات در طراحی و ویژگی‌های خودرو بر روی کارکرد آن، برون‌یابی و گسترش تجارب و آموخته‌های پیشین به شرایط تازه سبب ورود عوامل ناشناخته‌اند که ایجادگر ستانده‌های جدید می‌باشند، که روش‌های تجربی را به مبارزه می‌طلبند و آنها را با شکست روبرو می‌سازند. به این دلایل و به سبب ذات روش‌ها مهندسان به برآوردهای تحلیلی علاقه‌مند می‌باشند. تلاش برآوردهای تحلیلی توصیف مکانیک مسأله مورد بحث با بهره از قوانین شناخته شده فیزیکی در قالب مدل‌های تحلیلی است. با ساده‌پنداری می‌توان همانندسازی‌ها را با معادلات جبری و دیفرانسیلی نمایاند که بیانگر ارتباط میان نیروها و حرکات مسأله به دستورات ورودی و ویژگی‌های خودرو و تایر می‌باشند. این همانندسازی‌ها توانایی ارزیابی نقش هر یک از ویژگی‌های خودرو را در پدیده مورد مطالعه می‌دهند. یک مدل ابزاری است برای شناسایی و پیش‌بینی عوامل مهم، شرایط کاری و چگونگی کارکرد آنها. نیز یک مدل توانایی پیش‌بینی تغییرات ضروری را برای دستیابی به کارکرد بهینه دارا می‌باشد.

در اینجا بایستی توجه نمود که روش‌های تحلیلی بدون خطا نمی‌باشند، زیرا آنها برآوردی از واقعیت می‌باشند. بر پایه آزموده‌های همگانی، گمان‌ها و پندارهایی که برای به دست آوردن مدل انگاشته می‌شود، اغلب سبب ورود خطا در بررسی و اعمال آنالیز بوده و ناگهان مهندسان در می‌یابند که در اشتباه می‌باشند. بنابراین برای مهندسان درک انگاره‌ها و فرضیات اعمالی برای

1 - Empirical Level
2 - Analytical Level

همانندسازی جنبه‌های دینامیکی بسیار مهم است تا از چنین خطاهایی دور بمانند.

در گذشته بسیاری از کاستی‌های روش‌های تحلیلی نتیجه بازدارندگی‌های ریاضی در پاسخ‌یابی مسایل بوده است. پیش از پیدایش رایانه‌ها، تنها آنالیزهایی موفق بودند که در آنها می‌شد پاسخ مسأله را به پاسخ شکل بسته کاهش داد و آن تنها هنگامی امکان‌پذیر بود که بتوان با دست‌کاری عبارات ریاضی شکلی را به دست آورد که آنالیزگر بتواند ارتباط میان متغیرهای مورد نیاز خویش را استخراج نماید. در مقیاس گسترده‌تر این امر سبب محدودیت کارایی برآوردهای تحلیلی در پاسخ‌یابی مسایل دینامیک خودرو بود. تعداد زیاد سیستم‌ها و زیرسیستم‌ها و نیز ناخطی بودن در خودرو سبب ناممکنی در ایجاد یک مدل جامع بود و تنها مدل‌های آغازین بسیار ساده زیرسیستم‌های مکانیکی قابل استفاده بود. هر چند این ساده‌انگاری‌ها اغلب سبب کاستی در مدل می‌گردید و بنابراین سبب ناتوانی مهندسان در گسترش و بهبود خودرو می‌گردید.

امروزه با توان محاسباتی رایانه‌های شخصی و شبکه‌ای بر کاستی‌های روش‌های تحلیلی چیرگی یافته شده است. اکنون امکان‌پذیر است که مدل‌ها و معادلاتی که رفتار بخش‌های کوچکتر خودرو را می‌نمایانند را سرهم بندی و یکپارچه کرده و مدلی جامع از خودرو که اجازه همانندسازی و ارزیابی رفتار خودرو را پیش از ارایه مدل سخت‌افزاری می‌دهند، را به دست آوریم. چنین مدل‌هایی توانایی ارزیابی کارکرد خودرو را دارند، هر چند در گذشته پاسخ‌یابی آنها ممکن نبود.

هنگامی که مهندسان نسبت به اهمیت پارامتر ویژه‌ای آگاهی ندارند، می‌توان آن را در مدل قرار داده و اهمیت و تاثیر آن را بر رفتار همانندسازی شده ارزیابی نمود. این فرایند ابزار توانمند نوینی را در اختیار مهندس طراح قرار می‌دهد تا بتواند درک خود را از سیستم‌های پیچیده آزمایش نماید و بتواند بهبود کارایی آن را تحقیق نماید. در پایان ما بایستی با همه متغیرهایی که بر کارایی تاثیر گذارند روبرو شویم و میزان اهمیت آنها را تشخیص دهیم.

برآوردهای پایه در همانندسازي

مقوله دینامیک خودرو با حرکات خودروها «سواری، کامیون، اتوبوس و خودروهای ویژه» در جاده مرتبط است. این حرکات در بر گیرنده شتاب‌گیری و ترمزگیری، سواری و چرخش است. شاخص رفتار دینامیکی خودرو نیروهای اعمالی از سوی تایرها، گرانش و آیرودینامیک است. خودرو و زیربخش‌های آن برای شناسایی نیروهای ایجاد شده در هر یک از موارد بالا در یک

مانور ویژه و شرایط مرجع، چگونگی پاسخ خودرو به این نیروها مورد بررسی قرار می‌گیرد. بنابراین به برآوردهای زیادی برای همانندسازی زیربخش‌های خودرو و قراردادهایی برای توصیف حرکت آن نیاز می‌باشد.

جرم‌های توده‌ای

یک خودروی موتوری متشکل از زیربخش‌های بسیاری است که درون پیکره[1] آن پراکنده شده‌اند. هر چند برای بررسی‌های آغازین انجام یافته، همه این زیربخش‌ها با هم حرکت می‌کنند. به طور نمونه، در ترمزگیری، همه خودرو به طور یکپارچه کند می‌شود. بنابراین می‌توان آن را با یک جرم توده‌ای[2] متمرکز که در گرانیگاه[3] خودرو قرار گرفته و دارای ویژگی‌های جرمی و لختی مناسبی می‌باشد، نشان داد. برای شتاب‌گیری، ترمزگیری و بسیاری از آنالیزهای چرخشی، یک جرم کافی است. برای بررسی خوش‌سواری، اغلب ضروری است که چرخ‌ها را به صورت جرم‌های جداگانه در نظر گرفت. در این حالت جرم توده‌ای نمایانگر بدنه را «جرم معلق[4]» و چرخ‌ها را «اجرام نامعلق[5]» می‌نامند.

با بهره‌گیری از نمایش جرم توده‌ای، خودرو به صورت یک جرم متمرکز در گرانیگاه آن رفتار می‌کند (شکل ۱-۴). یک جرم نقطه‌ای در گرانیگاه با لختی ماند گردشی[6] مناسب، در همه حرکاتی که در آن گمان خودرو صلب قابل قبول باشد، از لحاظ دینامیکی با کل خودرو معادل می‌باشد.

چارچوب خودرو

حرکات خودرو نسبت به چارچوب مرجع متعامد راستگرد چسبیده به آن یا چارچوب ثابت خودرو که مبدا آن در گرانیگاه خودرو بوده و همراه آن حرکت می‌کند، معرفی می‌شود. با توجه به قرارداد انجمن مهندسان خودرو[7] مختصات آن به قرار زیر است [۲۵]:

x رو به جلو و در صفحه تقارن طولی

1 - Exterior Envelop
2 - Lumped Mass
3 - Center Of Mass
4 - Sprung Mass
5 - UnSprung Mass
6 - Moment Of Inertia
7 - Society Of Automotive Engineers (SAE)

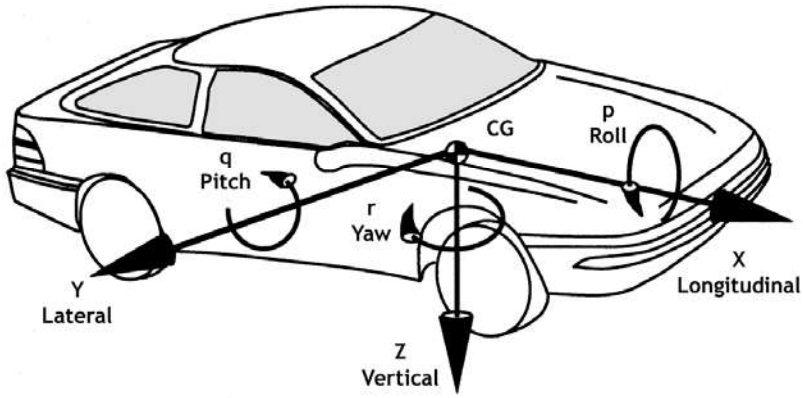
y به سمت راست و در صفحه کناری

z به سوی پایین و عمود بر سطح جاده

p سرعت غلتشی حول محور طولی

q سرعت ناوشی حول محور کناری

r سرعت چرخشی حول محور عمودی



شکل چارچوب خودرو بر پایه قرارداد انجمن مهندسان خودرو

متغیرهای حرکت

حرکت خودرو با مولفه‌های سرعت پیش‌روی، کناری، عمودی، غلتش، ناوش و چرخش آن نمایش داده می‌شود این سرعت از دید چارچوب لخت می‌باشد که در چارچوب خودرو توصیف شده است

چارچوب جاده

حالت و مسیر حرکت خودرو، در هنگام مانوردهی نسبت به چارچوب متعامد راستگرد متصل به زمین نمایش داده می‌شود چارچوب جاده و چارچوب خودرو در آغاز حرکت در یکجا و مبداهای [illegible] این چارچوب بر پایه شکل به قرار زیر است

X حرکت رو به جلو

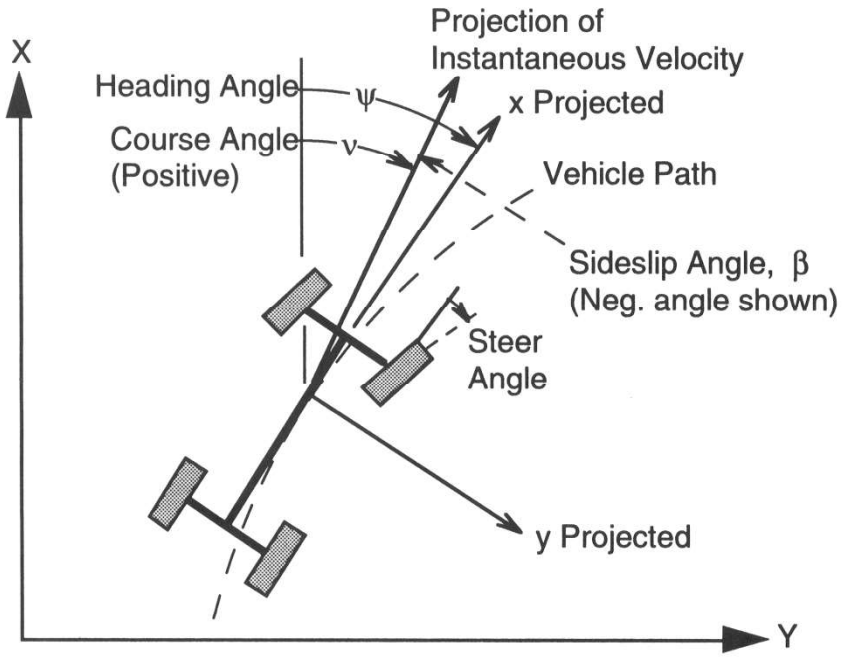
Y حرکت به سوی راست

Z حرکت عمودی سوی مثبت به سمت پایین است

ψ زاویه رأس زاویه میان محورهای طولی خودرو و زمین در صفحه زمین

ν زاویه کورس: زاویه میان بردار سرعت خودرو و محور طولی زمین

β زاویه لغزش کناری: زاویه میان محور طولی خودرو و بردار سرعت خودرو



شکل خودرو در چارچوب ثابت زمین

زوایای اولر

ارتباط میان چارچوب خودرو و چارچوب جاده با زوایای اولر بیان می‌شود. زوایای اولر بر پایه سه زاویه گردش در سه راستای مشخص می‌باشد. با آغاز از چارچوب جاده، نخست آن را حول محور عمودی خودرو حرکت چرخش می‌گردانیم، سپس حول محور کناری خودرو حرکت لغزش و پس از آن حول محور طولی خودرو حرکت غلتش تا با چارچوب خودرو همراستا شود.

این سه زاویه را زوایای اولر می‌نامند. بایستی توجه کرد که ترتیب گردش‌ها بسیار با اهمیت بوده و بسته به ترتیب گردش‌ها، نتایج مختلفی به دست می‌آید.

1 - Yaw
2 - Pitch
3 - Roll

نیروها

معمولاً نیروها و گشتاورها را بر پایه چگونگی و تاثیر اعمال آنها بر خودرو تعریف می‌شوند. بنابراین نیروی مثبت در راستای طولی (محور طولی خودرو) رو به جلو است، نیروی مرتبط با بار تایر به سوی بالاست و بنابراین از نظر اندازه منفی است (در راستای منفی محور عمودی خودرو). به سبب نامناسب بودن این قرارداد، انجمن مهندسان خودرو در استاندارد [SAEJ6706] با نام «واژه‌شناسی دینامیک خودرو» نیروهای رو به پایین را نیروی نرمال و منفی نیروی نرمال را نیروی عمودی نام‌گذاری کرده‌اند. بنابراین نیروی عمودی همان بار تایر است با قرارداد مثبت به سوی بالا. در کشورهای دیگر ممکن است قراردادهای دیگری به کار رود.

اکنون با تعاریف چارچوب‌ها و نیروها می‌توان به فرموله کردن معادلات حاکم بر خودرو و آنالیز رفتار آن پرداخت.

قانون دوم نیوتن

قانون دوم نیوتن[1] قانون اساسی آغازگر بخش عمده آنالیز دینامیک خودرو است. این قانون در سیستم‌های مکانیکی انتقالی و گردشی به کار می‌رود [۲۶].

«سیستم‌های انتقالی» – برآیند نیروهای بیرونی اعمالی بر جسم در یک راستای ویژه با گمان ثابت بودن جرم برابر است با حاصل‌ضرب جرم در شتاب خطی جسم در همان سو.

$$\sum F_x = Ma_x \qquad (۱-۱)$$

که در رابطه بالا:

F	برآیند نیروهای اعمالی به جسم در راستای دلخواه
M	جرم جسم
a	شتاب خطی جسم در راستای دلخواه
x	راستای دلخواه

«سیستم‌های گردشی» – برآیند گشتاورهای بیرونی اعمالی بر جسم حول یک محور ویژه با گمان ثابت بودن لختی جسم برابر است با حاصل‌ضرب گشتاور ماند در شتاب زاویه‌ای جسم حول آن محور.

$$\sum T_x = I_{xx}\alpha_x \qquad (۲-۱)$$

1 - Sir Issac Newton (1642-1722)

که در رابطه بالا:

T	برآیند گشتاورهای اعمالی به جسم حول محور دلخواه
I	گشتاور ماند جسم حول محور دلخواه
α	شتاب زاویه‌ای جسم
x	محور دلخواه

کاربرد قانون دوم نیوتن با بهره‌گیری از پیکره آزاد جسم انجام‌پذیر است، که این پیکره مرزی پنداری حول جسم بوده و آنرا از محیط جدا می‌سازد. در نقاط تماس با محیط، نیروها و گشتاورهای مناسب به همراه نیروهای گرانشی جایگزین تاثیرات محیط می‌شوند. آنگاه برای هر یک از سه راستای مستقل فضا یک معادله نیوتن نوشته می‌شود و در بیشتر کاربردها در چارچوب خودرو می‌باشد.

بارهاي ديناميكي محور چرخ‌ها

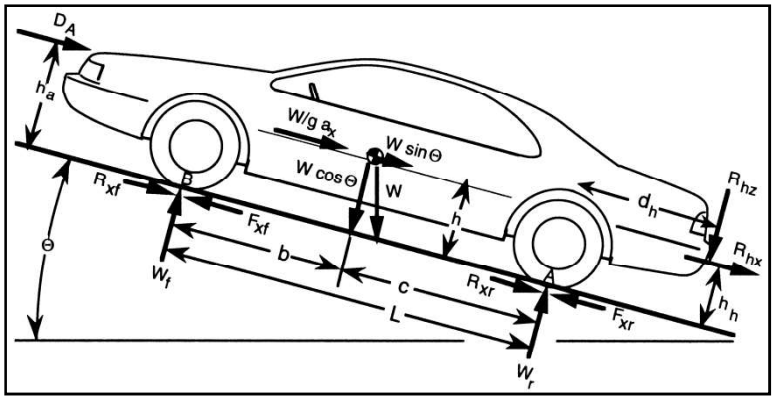
نخستین کاربرد ساده قانون دوم نیوتن در خودرو شناسایی بارگذاری محور چرخ‌ها در شرایط دلخواه است. بررسی بار محور چرخ‌ها گامی مهم در بررسی کارکرد شتاب‌گیری و ترمزگیری خودرو می‌باشد، زیرا بار هر چرخ سنجه بیشینه نیروی اصطکاکی و رانشی دست‌یافتنی آن چرخ بوده و بنابراین توانایی شتاب‌گیری، شیب‌روی، سرعت بیشینه و نیروی مال‌بند را تحت تاثیر قرار می‌دهند.

بخش عمده‌ای از نیروهای مهم اعمالی به خودرو که در شکل ۱-۶ نشان داده شده است، به قرار زیر است:

- W سنگینی خودرو که نقطه اثر آن گرانیگاه بوده و اندازه آن برابر است با حاصل‌ضرب جرم در شتاب گرانشی. در یک سطح شیب‌دار نیروی سنگینی خودرو دارای دو مولفه است، مولفه کسینوسی عمود بر سطح جاده و مولفه سینوسی همراستای جاده.
- هنگامی که خودرو در راستای جاده شتاب می‌گیرد، برای سادگی اثرات شتاب با نیروی دالامبر[1] یا نیروی لختی معادل جایگزین می‌شود، که اندازه آن برابر است با $\left(W/g\right)a_x$ و نقطه اثر آن گرانیگاه بوده و در خلاف راستای شتاب‌گیری است [۲۶].

1 - Jean Le Rond d'Alembert (1717-1783)

- تایرها نیرویی نرمال بر جاده اعمال می‌کنند که با W_f و W_r نمایانده می‌شود و بیانگر سطحی از بار دینامیکی انتقال یافته به چرخ‌های جلو و پشت است
- نیروهای رانشی F_{xf} و F_{xr} و نیروهای اصطکاک غلتشی R_{xf} و R_{xr} تایر که در صفحه جاده و در محل تماس تایر و جاده اعمال می‌شوند
- D_A نیروی پسای آیرودینامیکی که به بدنه خودرو اعمال می‌شود می‌توان آن را با نیرویی که در ارتفاع h_a بالای سطح زمین عمل می‌کند و یا با نیرویی طولی به همان اندازه در صفحه جاده و گشتاور مرتبط با آن و گشتاور ناوشی آیرودینامیکی که با حاصل‌ضرب D_A و h_a برابر است، نشان داد
- R_{hz} و R_{hx} مولفه‌های عمودی و طولی نیروی مال‌بند در هنگامی که خودرو به صورت کشنده یدک‌کش عمل می‌کند



شکل نیروهای گوناگون اعمالی به خودرو

بار حمل شده هر محور شامل یک مولفه استاتیکی است بعلاوه بار جابجا شده از جلو به پشت یا بالعکس بر اثر دیگر نیروهای اعمالی به خودرو با جمع گشتاورها حول نقطه A زیر تایرهای پشت بار محور جلو به دست می‌آید با گمان اینکه خودرو شتاب شیرجه ندارد، برآیند گشتاورها در نقطه A صفر است

بر پایه قرارداد انجمن مهندسان خودرو، گشتاور ساعت‌گرد حول A مثبت است، بنابراین

1 - Hitch
2 - Hitch

$$W_f L + D_A h_A + \frac{W}{g} a_x h + R_{hx} h_h + R_{hz} d_h + WhSin(\theta) - WcCos(\theta) = 0 \qquad (۳-۱)$$

شیب رو به بالا متناظر با زاویه θ مثبت بوده و بنابراین سینوس آن مثبت است. شیب رو به پایین متناظر با اندازه منفی برای این عبارت است.

با پاسخ‌یابی W_f از معادله ۱-۳ و نیز نوشتن معادلات حول نقطه B مقدار W_r به دست می‌آید. بنابراین بار محور چرخ‌ها به قرار زیر است:

$$W_f = \frac{WcCos(\theta) - R_{hx} h_h - R_{hz} d_h - \frac{W}{g} a_x h - D_A h_a - WhSin(\theta)}{L} \qquad (۴-۱)$$

$$W_r = \frac{WbCos(\theta) + R_{hx} h_h - R_{hz}(d_h + L) + \frac{W}{g} a_x h + D_a h_a + WhSin(\theta)}{L} \qquad (۵-۱)$$

بارهای استاتیکی در جاده صاف

هنگامی که خودرو به طور استاتیکی روی سطح جاده بدون شیب و صاف قرار گرفته، معادلات بار بسیار ساده می‌شوند. با بهره‌گیری از گمان زوایای کوچک و نیز چشم‌پوشی از نیروهای R_{hx}، R_{hz}، a_x و D_A بار محور چرخ‌ها به قرار زیر است:

$$W_{fs} = W\frac{c}{L} \qquad (۶-۱)$$

$$W_{rs} = W\frac{b}{L} \qquad (۷-۱)$$

شتاب‌گیری در سرعت‌های کم

هنگام شتاب‌گیری خودرو در سرعت‌های پایین و در جاده افقی صاف و با چشم‌پوشی از نیروهای پسای آیرودینامیکی و مال‌بند، بار محور چرخ‌ها به قرار زیر است:

$$W_f = W\left(\frac{c}{L} - \frac{a_x}{g}\frac{h}{L}\right) = W_{fs} - W\frac{a_x}{g}\frac{h}{L} \qquad (۸-۱)$$

$$W_r = W\left(\frac{b}{L} - \frac{a_x}{g}\frac{h}{L}\right) = W_{rs} - W\frac{a_x}{g}\frac{h}{L} \qquad (۹-۱)$$

بنابراین هنگام شتاب‌گیری خودرو، بار از محور جلو به محور پشت جابجا می‌شود. این جابجایی متناسب با «شتاب بی‌بعد شده با شتاب گرانشی» و نسبت بلندی گرانیگاه به فاصله محور چرخ‌ها است.

بارهای استاتیکی در جاده شیب‌دار

اثر شیب جاده بر بار محور چرخ‌ها نیز حالت با اهمیتی می‌باشد. شاخص سطح شیب‌دار اندازه بالاروی به پیش‌روی است. این نسبت تانژانت زاویه شیب است. در بیشتر بزرگراه‌ها شیب در حدود ۴ درصد است. در جاده‌های اصلی و فرعی ممکن است به ۱۰ تا ۱۲ درصد برسد. به سبب ناچیز بودن شیب جاده می‌توان از گمان زوایای کوچک بهره جست، بنابراین:

$$\mathrm{Cos}\left(\theta\right) \cong 1,\ \mathrm{Sin}\left(\theta\right) \cong \theta$$

بنابراین بار محور چرخ‌ها در جاده‌های شیب‌دار با شیب کم به قرار زیر است:

$$W_f = W\left(\frac{c}{L} - \frac{h}{L}\theta\right) = W_{fs} - W\frac{h}{L}\theta \qquad (۱۰-۱)$$

$$W_r = W\left(\frac{b}{L} + \frac{h}{L}\theta\right) = W_{rs} + W\frac{h}{L}\theta \qquad (۱۱-۱)$$

که شیب مثبت سبب جابجایی بار از محور جلو به پشت است.

مسایل نمونه

مسأله ۱

وزن خالی[1] یک خودرو سدان چهار درب بدون سرنشین در محور جلو ۲۳۱۳ پوند و محور پشت ۱۳۲۲ پوند می‌باشد. فاصله محور چرخ‌ها ۱۰۹ اینچ می‌باشد. فاصله گرانیگاه خودرو از محورها را تعیین کنید.

پاسخ

فاصله گرانیگاه خودرو از محورهای جلو و پشت با پارامترهای (b) و (c) در معادلات ۱-۶ و ۱-۷ تعریف شده که برای یک خودرو ساکن در جاده افقی است. بنابراین با بهره‌گیری از معادله ۱-۷ مقدار (b) به قرار زیر است:

$$b = L\frac{W_{rs}}{W} = 109 \times \frac{1322}{2313 + 1322} = 39.64$$

بنابراین گرانیگاه خودرو به فاصله ۳۹/۶۴ اینچ از محور جلو قرار دارد.

مسأله ۲

1 - Curb Weight

یک خودرو سواری سدان[1] فورد تاروس GL با موتور 3.0L از حالت ایست کامل در جاده شیب‌دار با شیب ۶ درصد و شتاب ۶ فوت بر مجذور ثانیه شتاب می‌گیرد. پراکندگی بار را بر روی محور چرخ‌ها پیدا کنید.

پاسخ

از آنجایی که سرعت خودرو در آغاز صفر است، پس می‌توان از نیروهای آیرودینامیکی چشم‌پوشی کرد و هیچ نیروی مال‌بندی وجود ندارد. معادله‌های ۱-۴ و ۱-۵ معادلات پایه هستند که از آنها آغاز می‌کنیم. برای استفاده از این معادلات، باید پارامترهای (b) و (c) تعیین شوند. برای تعیین این مقادیر از ویژگی‌های خودرو فورد تاروس در انجمن تولیدکنندگان خودروهای موتوری[2] مراجعه کنید. وزن خالی خودرو روی محور چرخ جلو ۱۹۴۹ پوند و روی محور چرخ پشت ۱۰۹۷ پوند است، فاصله میان محور چرخ‌های جلو و پشت ۱۰۶ اینچ و وزن سرنشین جلوی خودرو ۴۹ درصد روی محور جلو و ۵۱ درصد روی محور پشت پراکنده شده است. با گمان اینکه وزن راننده خودرو ۲۰۰ پوند باشد، بارگذاری خودرو به قرار زیر است:

$$W = 3246\,,\ W_{fs} = 2047\,,\ W_{rs} = 1199$$

با بهره‌گیری از معادلات ۱-۶ و ۱-۷ مقادیر پارامترهای (b) و (c) به قرار زیر است:

$$b = 39.15\,,\ c = 66.85$$

با استفاده از یک ماشین حساب جیبی می‌توان شیب ۶ درصد را که برابر با زاویه ۳/۴۳۳ درجه (آرک تانژانت ۰/۰۶) است به دست آورد. به سبب نداشتن بلندی گرانیگاه خودرو (h) می‌توان آن را ۲۰ اینچ فرض کرد. اکنون همه داده‌های لازم برای پاسخ‌یابی معادله ۱-۴ در اختیار می‌باشد:

$$W_f = \frac{W\left(cCos(\theta) - h\frac{a_x}{g} - hSin(\theta)\right)}{L}$$

$$W_f = \frac{3246 \times \left(66.85 \times 0.998 - 20 \times \frac{6}{32.2} - 20 \times 0.0599\right)}{106} = 1892.2$$

با بهره‌گیری از همین روش بار محور پشت یعنی ۱۳۴۷/۳ پوند را به دست می‌آوریم. برآیند این دو وزن در حدود ۳۲۳۹/۵ پوند می‌باشد و به وزن خودرو یعنی ۳۲۴۶ پوند نخواهد رسید. این مسأله

1 - Sedan
2 - Motor Vehicle Manufactures Association (MVMA)

به این دلیل است که خودرو در سراشیبی جاده قرار دارد و تنها بخش کسینوس بردار وزن سبب ایجاد بار بر روی محور چرخ‌ها خواهد شد. بنابراین وزن روی محور چرخ‌ها باید فقط تا این حد برسد:

$$3246 \times \mathrm{Cos}\left(3.433\right) = 3246$$

مسأله ۳

شما قصد دارید یک ون کوچک بخرید که قایق خود را برای تعطیلات تا دریاچه یدک بکشد. اگر چه شما از ون کوچک جدید جلو رانش[1] لذت می‌برید، ولی شما از اینکه خودرو جلو رانش بتواند قایق را به بیرون از آب بر روی سطوح شیب‌دار بکشد، مطمئن نیستید.

الف) عبارت‌هایی را برای بیشینه توان شیب‌روی ون کوچک بدون لیز خوردن چرخ‌ها، بدست آورید. موارد بالا را در رابطه با خودرو جلو رانش، پشت رانش[2] و چهار چرخ رانش[3] در نظر بگیرید.

در این مسأله از آنجا که هدف مقایسه است، بنابراین از شتاب طولی خودرو و نیز از مقاومت غلتشی چرخ‌ها چشم‌پوشی می‌شود. فرض کنید که درون قایق بدون آب است و هیچ نیروی شناوری به آن اعمال نمی‌شود. از هر گونه تغییر در ارتفاع مال‌بند هنگام اعمال نیروها چشم‌پوشی کرده و از برآورد زوایای کوچک استفاده می‌شود.

ویژگی‌های ون کوچک		ویژگی‌های بارکش	
سنگینی محور جلو	۱۵۲۰ پوند	سنگینی محور	۱۲۰۰ پوند
سنگینی محور پشت	۱۱۵۰ پوند	سنگینی بارکش	۲۵۰ پوند
بلندی گرانیگاه	۲۴/۵ اینچ	فاصله بین محور چرخ‌ها	۱۱۰ اینچ
بلندی مال‌بند	۱۴ اینچ	بلندی گرانیگاه	۳۵ اینچ
بلندی نقطه اتصال مال‌بند پشت	۲۳ اینچ		
فاصله بین محور چرخ‌ها	۱۲۰ اینچ		

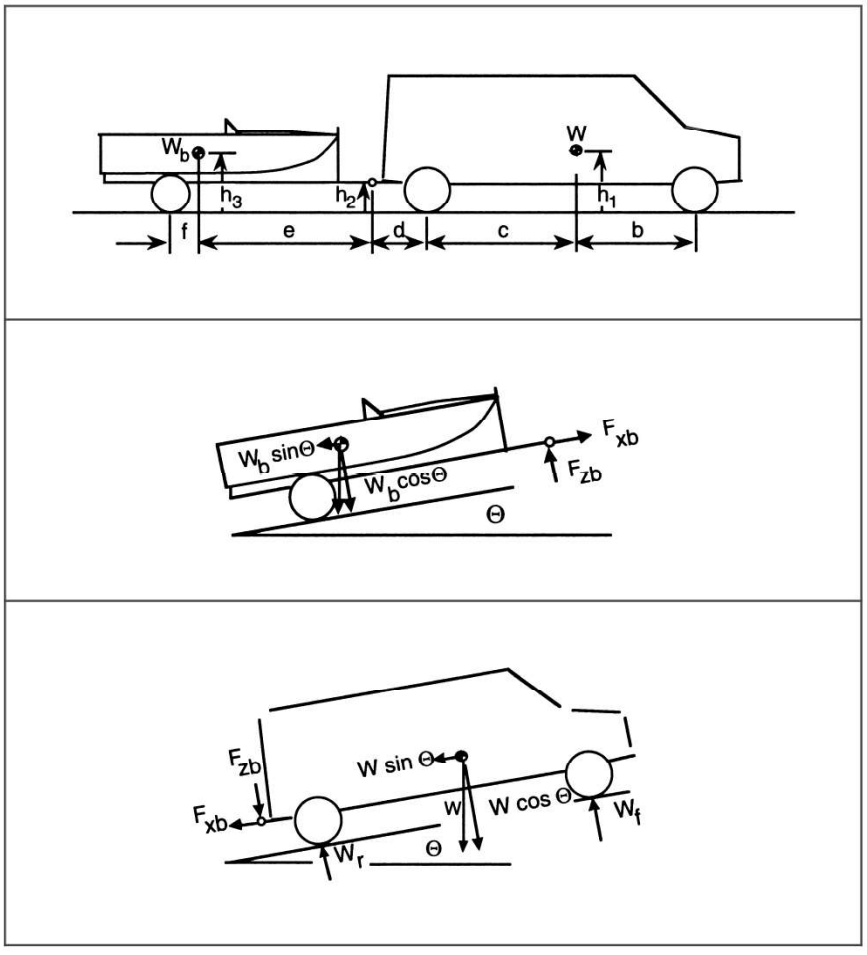
ب) بیشینه شیب را برای سه ترکیب یاد شده در سراشیبی با ضریب اصطکاک ۰/۳ محاسبه کنید.

1 - FWD - Front Wheel Drive
2 - RWD - Rear Wheel Drive
3 - 4WD - Four Wheel Drive

اطلاعات جدول قبل برای خودرو و بارکش آن داده شده است

پاسخ

برای به دست آوردن معادلات کاهش توان رانشی خودرو در جاده شیب‌دار، به بررسی پیکره آزاد بلوکش می‌پردازیم تا نیروهای مال‌بند بر حسب شیب جاده تعیین شوند



شکل پیکره آزاد خودرو ون و بارکش

گشتاور پاد ساعت‌گرد مثبت است گرفته می‌شود گشتاور حول [illegible]

$$\sum T_y = 0 = W_b h_3 \mathrm{Sin}(\theta) + F_{zb}(e+f) - W_b f \mathrm{Cos}(\theta) - F_{xb} h_2$$

همچنین تعادل نیروها در راستای طولی بارکش برابر خواهد بود با:

$$\sum F_x = 0 = F_{xb} - W_b Sin(\theta) \quad (۲)$$

اکنون معادلات بالا را برای ون می‌نویسیم:

با گشتاورگیری حول نقطه تماس چرخ پشت با جاده داریم:

$$\sum T_y = 0 = Wh_1 Sin(\theta) - WcCos(\theta) + F_{zb} d + F_{xb} h_2 + W_f (b + c) \quad (۳)$$

گشتاورهای برای محور جلو:

$$\sum T_y = 0 = Wh_1 Sin(\theta) WbCos(\theta) + F_{zb} (b + c + d) + F_{xb} h_2 + W_r (b + c) \quad (۴)$$

در اینجا چهار معادله و چهار مجهول F_{zb}، F_{xb}، W_r و W_f وجود دارند که با پاسخ‌یابی معادلات می‌توان مقادیر مجهول را به دست آورد. برای خودرو جلو رانش، بیشینه توان رانشی خودرو برابر است با حاصل‌ضرب بار محور جلو در ضریب اصطکاک تایر (μ). پاسخ مسأله از معادله (۳) بدست می‌آید که از معادلات (۱) و (۲) برای جایگزینی نیروهای مال‌بند از معادله پایانی صورت خواهد گرفت.

نیروی رانشی برابر است با حاصل‌ضرب وزن ون و بارکش در زاویه شیب جاده و به قرار زیر است:

$$(W + W_b) Sin(\theta) = F_{xf} \quad (۵)$$

$$F_{xf} = \mu W_f = \mu (A + B)$$

$$\begin{cases} A = W \frac{c}{L} Cos(\theta) - W \frac{h_1}{L} Sin(\theta) \\ B = -W_b \frac{h_2}{L} Sin(\theta) + W_b \frac{d}{L} \frac{h_3}{L_t} Sin(\theta) - W_b \frac{d}{L} \frac{f}{L_t} Cos(\theta) - W_b \frac{d}{L} \frac{h_2}{L_t} Sin(\theta) \end{cases}$$

توابع مثلثاتی در معادله سبب پیچیده‌گی پاسخ‌یابی آن می‌شوند. برای ساده‌سازی پاسخ مسأله از گمان زوایای کوچک و نیز تعاریف زیر استفاده می‌شود:

$L = b + c$ فاصله بین محور چرخ‌های جلو و پشت ون

$L_t = e + f$ فاصله محل اتصال مال‌بند تا محور چرخ‌های پشت بارکش

$\zeta = W_b / W$ وزن بی‌بعد بارکش

آنگاه با پاسخ‌یابی معادلات برای θ، توان شیب‌روی خودرو جلو رانش به قرار زیر است:

$$\theta = \mu \frac{\frac{c}{L} - \zeta \frac{d}{L} \frac{f}{L_t}}{1 + \mu \frac{h}{L} + \zeta \left(1 + \mu \frac{h_2}{L} + \mu \frac{d}{L} \frac{(h_2 - h_3)}{L_t} \right)}$$

صورت کسر نمایانگر بار استاتیکی محور چرخ‌های جلو است، که از کم کردن وزن ون به وسیله بار عمودی بارکش در مال‌بند به دست آمده است (بار مال‌بند سبب کاهش بار محور جلو و در نتیجه کاهش شیب‌روی خودرو است). بخش دوم مخرج کسر نشان دهنده تاثیر انتقال طولی بار از محور جلو در جاده شیب‌دار است که به سبب تغییر گرانیگاه ون به سمت بالا است. جملات درون پرانتز در مخرج کسر، نشان دهنده تاثیرات بارکش است. بخش نخست درون پرانتز، نمایانگر اثر مستقیم وزن اضافه شده بارکش است. بخش بعدی برخاسته از انتقال طولی بار محور جلو در نتیجه نیروی کششی[1] در مال‌بند است. آخرین بخش اثر تغییر بار عمودی در مال‌بند به سبب نیروی کششی است.

با تحلیل مشابه پاسخ متفاوتی برای خودرو پشت رانش به دست می‌آید:

$$\theta = \mu \frac{\frac{b}{L} + \zeta \frac{(L + d)}{L} \frac{f}{L_t}}{1 - \mu \frac{h}{L} + \zeta \left(1 + \mu \frac{h_2}{L} - \mu \frac{(L + d)}{L} \frac{(h_2 - h_3)}{L_t} \right)}$$

در خودرو پشت رانش، بار استاتیکی (بخش دوم صورت کسر)، سبب افزایش توانایی شیب‌روی است، زیرا بار چرخ‌های کشنده افزایش یافته است. در مخرج کسر، جملات انتقال طولی بار منفی می‌باشند و بنابراین اندازه مخرج کسر کاهش یافته و توانایی شیب‌روی افزایش می‌یابد.

در پایان برای خودرو چهار چرخ رانش کارکرد خودرو به سازوکار زنجیره توان بستگی دارد. حالت بهینه خودرو چهار چرخ رانش بهره‌گیری از دیفرانسیل با لغزش محدود[2] روی هر محور و رانش لغزش محدود درون محور[3] است. بنابراین گشتاور روی چهار چرخ، متناسب با نیروی رانشی آنها توزیع می‌شود. بنابراین نیروی رانش ون برابر است با حاصل‌ضرب ضریب اصطکاک

1 - Towing
2 - Limited-Slip Differential
3 - Limited-Slip Interaxle Drive

در وزن خودرو.

$$\left(W + W_b\right)\mathrm{Tan}\left(\theta\right) = \mu W$$

بنابراین توان شیب‌روی خودرو چهار چرخ رانش به قرار زیر است:

$$\theta = \mu\frac{W}{\left(W + W_b\right)} = \mu\frac{1}{\left(1+\zeta\right)}$$

در سیستم‌های چهار چرخ رانشی که دارای ویژگی‌های لغزش محدود نمی‌باشند، آنگاه پاسخ‌یابی مسأله نیازمند پیچیدگی‌های مبتنی بر آنالیز نیروهای رانشی در محور است.

محاسبات نمونه

برای پارامترهای ارایه شده در مسأله، پاسخ‌ها به قرار زیر است:

جلو رانش $\theta = 0.1018 = 10.18\ \left(\%\right),\ \ \mathrm{Slop} = 5.84\left(\mathrm{deg}\right)$

پشت رانش $\theta = 0.1142 = 11.42\ \left(\%\right),\ \ \mathrm{Slop} = 6.51\left(\mathrm{deg}\right)$

چهار چرخ رانش $\theta = 0.1944 = 19.44\ \left(\%\right),\ \ \mathrm{Slop} = 11.00\left(\mathrm{deg}\right)$

بر خلاف اینکه خودروی مفروض، دارای بار ایستای بیشتری بر روی محور جلو (۵۷ درصد وزن) می‌باشد، اما خودرو پشت رانش به سبب انتقال طولی بار در جاده شیب‌دار، دارای کارکرد شیب‌روی بهتری است.

مراجع

1- Roberts, P., Collector's History of the Automobile, Bonanza Books, New York, N.Y., 1978-320p.
2- Encyclopedia Americana, Vol. 2, 1966, 654p.
3- American Cars Since 1775, Automobile Quarterly, Inc., New York, 1971, 504p.
4- Olley, M., "Reminiscences-Feb 16/57," unpublished, 1957, 17p.
5- Lanchester, F.W., "Some Reflections Peculiar to the Design of an Automobile," Proceedings of the Institution of Automobile Engineers, Vol.2, 1908, pp. 187-257.
6- Segel, L., "Some Reflections of Early Efforts to Investigate the Directional Stability and Control of the Motor Car," unpublished, 1990, 7p.
7- Broulhiet, G., "La Suspension de la Direction de la Voiture Automobile" Shimmy et Dandienment," Societe des Ingenieurs Civils de France Bulletin, Vol. 78, 1925.
8- Lanchester, F.W., "Automobile Steering Gear-Problems and Mechanism," Proceedings of the institution of Automobile Engineers, Vol. 22, 1928, pp. 726-41.