مرکز آموزش الکترونیک

دانشکده مهندسی خودرو

مقطع کارشناسی ارشد مهندسی خودرو

سیستم ترمز

دکتر سلمان ابراهیمی نژاد رفسنجانی

نیمسال پاییز ۱۳۹۵

بسم الله الرحمن الرحيم

فهرست مطالب

اجزای سیستم ترمز **۵**

۱-۱- مقدمه ۶

۱-۲- سیستم ترمز ۶

۱-۲-۱ سیستم ترمز معمولی ۷

۱-۲-۲ سیستم ترمز ثانویه ۸

۱-۲-۳ سیستم ترمز دستی ۸

۱-۲-۴ سیستم های ترمز پایی ۹

۱-۲-۵ سیستم ترمز تقویتی بوستری ۹

۱-۲-۶ سیستم ترمز تقویتی ۱۰

۱-۳- اجزاء سیستم ترمز ۱۰

۱-۳-۱- پدال ترمز ۱۱

۱-۳-۲- بوستر ترمز ۱۱

۱-۳-۳- سیلندراصلی چرخ ۱۳

۱-۳-۴- سوپاپ های تنظیم فشار ترمزی ۱۵

۱-۳-۵- سیستم ترمز چرخ ۱۸

فصل ۲: طراحی سیستم ترمز برای خودروی سواری و تریلرها **۲۷**

۲-۱- محاسبه انتقال بار در هنگام ترمزگیری برای خودروی سواری ۲۸

۲-۲- محاسبه انتقال بار در هنگام ترمزگیری برای تریلرها ۳۰

۲-۲-۲- نیروی ترمزی و لغزش چرخ ها ۳۲

۲-۲-۲- محاسبه راندمان ترمزگیری ۳۳

۲-۳- مراحل طراحی سیستم ترمز ۳۴

۲-۴- طراحی پایه ای پارامترهای سیستم ترمز بر اساس نوع خودرو ۳۴

۲-۵- طراحی سیستم تحریک ترمز ۳۶

۲-۶- طراحی سیستم تحریک هیدرولیکی ۳۶

۲-۶-۲- طراحی پدال ترمز ۳۷

۲-۶-۳- طراحی بوستر ترمز ۳۸

۲-۶-۴- طراحی سیلندر ترمز ۴۱

۲-۶-۵- طراحی دیسک ترمز ۴۳

۲-۷- طراحی سیستم تحریک پنوماتیکی ۴۵
۲-۷-۱- طراحی تحریک کننده نیروی ترمزی ۴۷
۲-۸- ترمز دستی ۴۸

فصل ۳: سیستم های ترمزی پیشرفته **۵۰**
۳-۱- مقدمه ۵۱
۳-۲- استانداردهای طراحی سیستم ترمز ۵۱
۳-۲-۱- حداکثر میزان نیروی ورودی به پای راننده ۵۱
۳-۲-۲- نسبت تقویت بوستر ۵۲
۳-۲-۳- سرعت زاویه ای انحراف جاده ۵۲
۳-۲-۴- زاویه چرخش ۵۲
۳-۲-۵- سرعت جانبی ۵۲
۳-۲-۶- مسافت توقف ۵۲
۳-۲-۷- حداکثر میزان فشار شلنگ های ترمز ۵۳
۳-۳- سیستم های ترمزگیری الکترونیکی ۵۳
۳-۳-۱-سیستم ترمز ضد قفل (ABS) ۵۳
۳-۳-۲- ترمزهای اضطراری کمکی (EBA) ۵۹
۳-۳-۳- ترمز دستی الکترونیکی (EPB) ۵۹
۳-۳-۴- ترمز ESC ۶۰
۳-۴- سیستمهای پایداری در خودروهای پیشرفته الکترونیکی ۶۲
۳-۴-۱-سیستم کنترل کششی (TCS) ۶۲
۳-۴-۲- توزیع نیروی ترمزی الکترونیکی (EBD) ۶۵
۳-۴-۳- کنترل پایداری الکترونیکی (ESC) ۶۶
۳-۴-۴-Automatic brake differential (ABD) ۶۷
۳-۴-۵- کروز کنترل تطبیقی (ACC) ۶۸

مراجع ۶۳

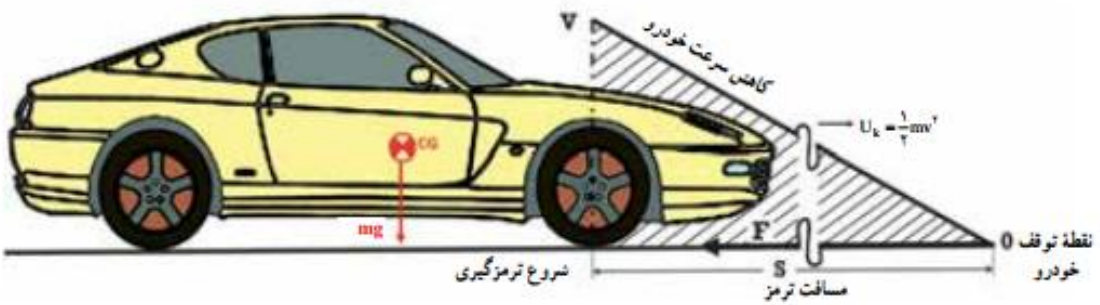
اجزای سیستم ترمز

۱-۱- مقدمه

سیستم ترمز به عنوان یکی از حیاتی ترین زیرسیستم‌های خودرو همواره مطرح بوده و هرگاه بحث ایمنی خودرو باشد، سیستم ترمز و نحوه عملکرد آن نقشی اساسی در این موضوع داشته است. پیشرفت های زیادی در زمینه طراحی سیستم‌های ترمز تا کنون حاصل شده است که هدف آن‌ها کمک به بهبود عملکرد سیستم ترمز و امنیت بیشتر خودرو می‌باشد. در این درس به طور کلی به بررسی انواع سیستم های ترمز، نحوه عملکرد و طراحی اجزای سیستم ترمز از قبیل، پدال، بوستر، سیلندر اصلی، ترمزهای دیسکی، ترمزهای کاسه ای و ترمزهای پنوماتیکی بررسی شده‌اند و روابط مربوط به آن‌ها بیان شده است.

۱-۲- سیستم ترمز

سیستم ترمز برای کاهش سرعت، متوقف نمودن و حفظ وضعیت سکون خودرو مورد استفاده قرار می گیرد. اساس کار سیستم ترمز بر مبنای اصطکاک بین دو سطح می باشد. مقدار اصطکاک بسته به نیروی اعمال شده بین دو سطح، زبری و جنس سطوح تغییر می کند. وقتی راننده پدال ترمز را فشار می دهد و ترمزها به کار می افتند، سیالی از داخل لوله های روغن عبور می کند و به مکانیسمهای ترمزگیری در چرخها می رسد. این مکانیسم های ترمزگیری به قطعات چرخان نیرو وارد می کنند تا حرکت چرخها کند شود یا چرخها از حرکت باز ایستند. این سیستم با تبدیل انرژی جنبشی خودروی در حال حرکت به گرما از طریق نیروی اصطکاکی که در ترمز چرخ های در حال گردش خودرو تولید می شود، باعث کاهش سرعت خودرو یا توقف کامل آن می گردد. شکل (۱) نحوه عملکرد سیستم ترمز را نشان می دهد.



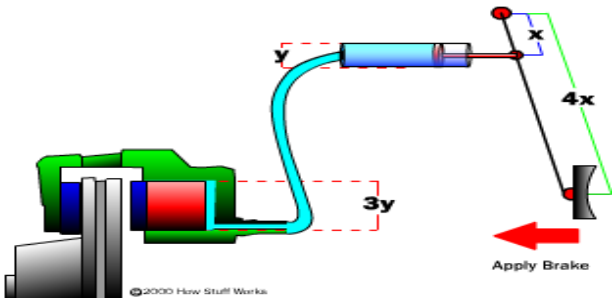
شکل (۱-۱) نحوه عملکرد سیستم ترمز

شرایط عملکردی تجهیزات سیستم های ترمز خودروها، مطابق با استانداردهای تدوین شده، به سه سیستم دسته بندی می گردند:

- سیستم های ترمز معمولی یا پایی (BBA)
- سیستم ترمز ثانویه (HBA)
- سیستم ترمز دستی (FBA)

۱-۲-۱ سیستم ترمز معمولی

این سیستم به جهت کاهش سرعت خودرو، ثابت نگه داشتن آن در یک سطح و توقف خودرو بکار می رود. در شکل (۱-۲) یک نمونه ترمز ساده مشاهده می کنید که فاصله پدال تا محور دوران ۴ برابر فاصله سیلندر تا محور است,پس نیروی پدال با ضریب ۴ به سیلندر متنقل میشود. همچنین مشاهده می کنید که قطر سیلندر ترمز۳ برابر قطر سیلندر پدال است که باعث می شود که نیرو در ۹ ضرب شود. در مجموع،این سیستم نیرو را ۳۶برابر می کند.



شکل (۱-۲) شماتیکی از یک ترمز ساده

۱-۲-۲ سیستم ترمز ثانویه

در صورت عدم عملکرد سیستم های ترمز معمولی، سیستم های ترمز ثانویه بایستی عملکرد سیستم را بعهده گرفته و همچنین قادر به ایجاد نیروی ترمزی مطلوب و فقط به جهت کاهش سرعت را داشته باشد. سیستم ترمز ثانویه لزوماً دارای سیستم سومی در مکانیزم خود نمی باشد (به عنوان سیستم مکمل ترمز معمولی، یا ترمز دستی نمی باشد). این سیستم ممکن است دارای یک مدار در یک طراحی از سیستم ترمز با مدار دوگانه و یا در مدار سیستم ترمز دستی با یک واکنش جزئی باشد.

۱-۲-۳ سیستم ترمز دستی

سیستم ترمز دستی به جهت نگهداری خودرو در حالت توقف و پایداری آن بکار می رود. ترمزهای عقب و در برخی خودروها (مانند xantia) ترمزهای جلو را به کار می اندازد. به جهت اعمال موارد ایمنی و حفاظتی، این سیستم دارای مکانیزم های مکملی بین مکانیزم کنترل و ترمز چرخ می باشد. ترمز دستی توسط اهرم کنترل مخصوصی در داخل اتاق خودرو و در برخی از موارد خاص توسط پدال پایی فعال می شود. ترمز دستی فقط بر روی چرخ ها و تنها در یک اکسل مجزا عمل می کند.

بسته به نحوه استفاده از سیستم ترمز بطور کامل، جزئی و یا انرژی، ماهیچه های پا، این سیستم به گروه های زیر دسته بندی می گردد:

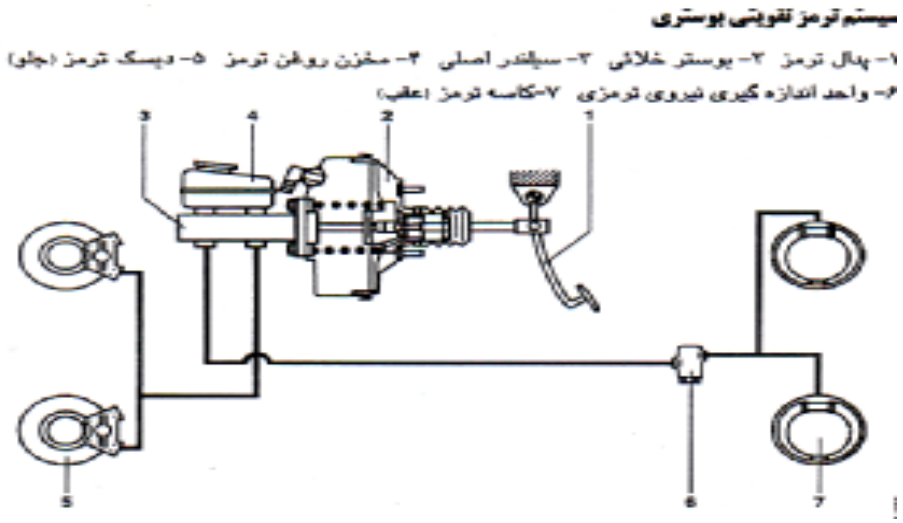
- سیستم های ترمز پایی
- سیستم های ترمز تقویتی
- سیستم های ترمز تقویتی بوستری

۱-۲-۴ سیستم های ترمز پایی

این نوع سیستم ترمز در داخل اتاق خودرو تعبیه شده و بر روی چرخ ها عمل می کند. نیروی اعمالی توسط پای راننده، توسط رابط های مکانیکی و یا کابل اتصال به سیستم ترمز اعمال شده و یا از طریق رله سیستم فشار هیدرولیکی (سیلندر اصلی ترمز، سیلندرهای چرخ) سیستم ترمز را فعال می کند.

۱-۲-۵ سیستم ترمز تقویتی بوستری

این نوع سیستم ترمز در خودروهای سواری و نیز خودروهای باربری سبک بکار می رود. سیستم شامل بوستر ترمز سرو بوده که نیروی اعمالی توسط پای راننده را از طریق انرژی ایجاد شده توسط وکیوم یا فشار هیدرولیکی تقویت می کند. مدار هیدرولیکی، این نیروی تقویت شده را به سیلندرهای چرخ ها منتقل می کند. (شکل ۱-۳)



شکل (۱-۳) شماتیک سیستم ترمز تقویتی بوستری

۱-۲-۶ سیستم ترمز تقویتی

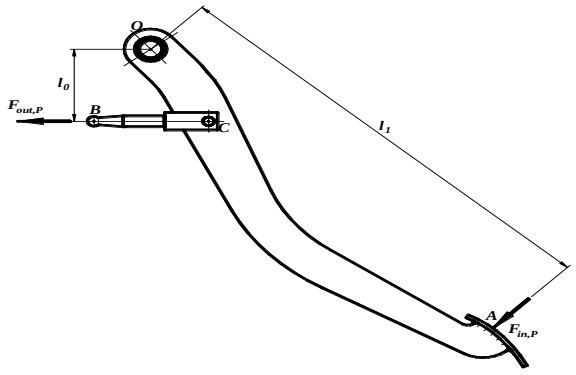
عمده کاربرد این سیستم ترمز در خودروهای سنگین و کامیون می باشد، ولی در برخی از خودروهای سواری بزرگ که دارای سیستم ترمز (ABS) می باشند بکار برده شده است. این نوع سیستم ترمز بدون استفاده از نیروی پای راننده انجام می گیرد. در این سیستم ها از انرژی هیدرولیکی (بر مبنای فشار هیدرواستاتیکی) و دستگاه های انتقال نیروی هیدرولیکی استفاده می شود که روغن هیدرولیک در مخزن مربوطه (انبار هیدرولیکی) نگهداری شده و شامل گاز فشرده (غالباً نیتروژن) می باشد. جهت جدا نگهداشتن گاز از مایع (روغن ترمز) از یک دیافراگم قابل انعطاف و یا در برخی موارد از یک پیستون با عایق لاستیکی استفاده می شود. فشار هیدرواستاتیکی که بصورت ثابت نسبت به فشار گاز قرار دارد، توسط یک پمپ هیدرولیکی بوجود می آید. توسط یک رگلاتور فشار، هرگاه که فشار به بالاترین مقدار خود می رسد، عملکرد پمپ متوقف می شود. یکی از مزایای روغن هیدرولیک، ثابت ماندن حجم آن بدون تاثیرات افزایش یا کاهش فشار می باشد. این مزیت باعث می شود که با بکار بردن مقدار کمی از روغن هیدرولیک، حجم زیادی از فشار هیدرولیکی را جا بجا کرد. (از این مزیت در عملکرد سیلندر اصلی ترمز استفاده می شود).

۱-۳- اجزاء سیستم ترمز

سیستم ترمز نیز همانند سیستم فرمان و سیستم تعویض دنده ها به جهت کنترل خودرو توسط راننده بکار می رود. طراحی اجزاء سیستم ترمز باید به نحوی باشد که در مقابل اعمال فشار توسط پای راننده عمل کرده و با کمترین نیروی اعمالی توسط آن، بیشترین مقدار فشار را تولید کند.

۱-۳-۱- پدال ترمز

در شکل (۱-۴) به‌طور ساده پدال و محل‌های اعمال نیرو و تکیه‌گاه آن و همچنین فنر آن نشان داده شده‌اند.



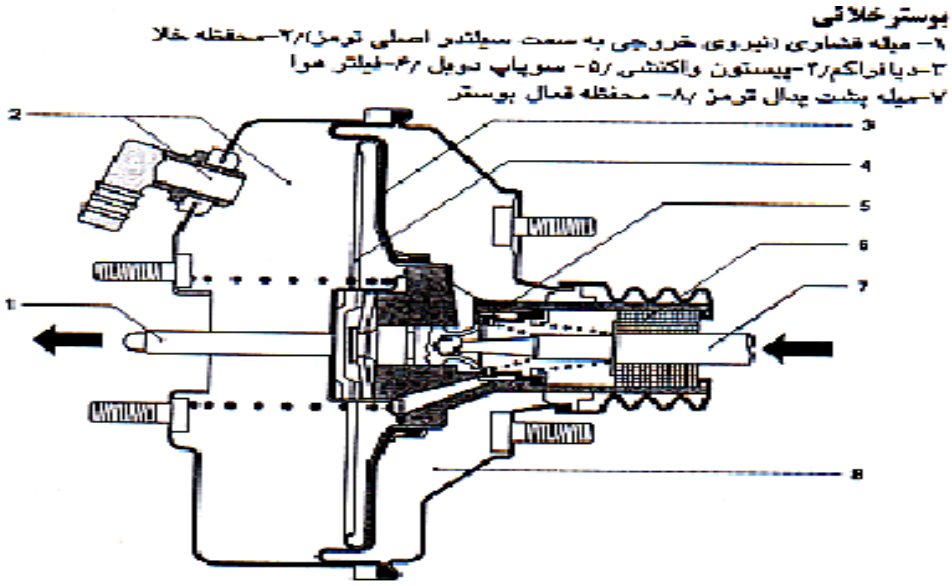
شکل (۱-۴) شماتیک سیستم پدال ترمز

۱-۳-۲- بوستر ترمز

بوستر ترمز، با تقویت کردن نیروی اعمالی توسط پای راننده، سیستم ترمز را فعال کرده و بدین ترتیب از اعمال فشار زیاد توسط راننده در هنگام ترمزگیری جلوگیری بعمل می آورد. در بسیاری از سیستم های ترمز خودروها، بوستر ترمز در یک مجموعه که با سیلندر اصلی ترمز یکپارچه می باشد قرار گرفته است. بوسترهای ترمز به دو نوع تقسیم بندی می شوند: **هیدرولیکی** و **خلایی**. هر دو نوع این بوسترها توسط یک منبع انرژی که در خودرو وجود دارد فعال می شوند.

- بوستر ترمز خلایی

تعداد بسیاری از خودروهای سواری مجهز به سیستم بوستر ترمز خلایی می باشند.



شکل (۱-۵) شماتیک بوستر خلائی

(شکل۱-۵) بوسترهای ترمز خلایی در موترهای بنزینی توسط فشار منفی و در موتورهای دیزلی توسط پمپ خلایی (۰/۹ *bar* الی ۰/۵) جهت تقویت نیروی حاصل از اعمال فشار پای راننده بر روی پدال ترمز بکار می روند. هنگامی که پدال ترمز فشرده می شود، نیروی اضافی حاصل از کارکرد بوستر ترمز فشار حاصل از اعمال نیروی وارده از طرف پای راننده را تا هنگام رسیدن به حداکثر فشار جهت کارکرد سیستم ترمز تقویت می کند. این نیرو که تا آستانه قفل شدن چرخ ها نیز ادامه پیدا می کند در حدود ۶۰ تا ۱۰۰ بار (baR) می باشد که بسته به نوع خودرو متفاوت است. هیچگونه افزایش فشار و نیروی پس از این وجود نخواهد داشت.

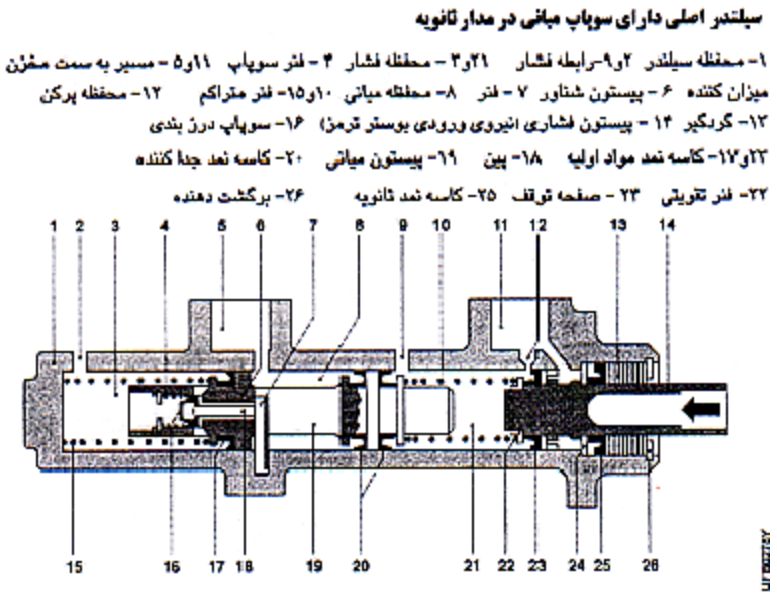
- **بوستر ترمز هیدرولیکی**

این نوع بوستر ها، در خودروهایی که خلا ورودی تولید می کنند بکار می رود (بطور مثال موتورهای دیزلی و توربو)، همچنین در خودروهایی نیز که منبع تامین هیدرولیکی (بطور مثال جهت فرمان هیدرولیک)

دارند نیز نصب گردیده است بوستر ترمز هیدرولیکی در مقایسه با بوسترهای خلایی دارای سیکل فشار بالاتری می باشد (در محدوده ***bar*** ۱۶۰). یکی از موارد قابل اطمینان و مزیت این سیستم، واکنش فوق العاده نرم پدال ترمز می باشد.

۱-۳-۳- سیلندراصلی چرخ

آغاز فعالیت سیستم ترمز در فرآیند ترمزگیری از طریق سیلندر اصلی چرخ انجام می گردد. طبق قوانین و مقررات ایمنی، خودروهای سواری بایستی مجهز به دو مدار جداگانه ترمز باشند. جهت برآورده ساختن این قوانین، طراحی و ساخت سیلندر اصلی به عنوان مکمل سیستم ترمز در فرآیند ترمزگیری آغاز گردید (شکل ۱-۶).



شکل (۱-۶) شماتیک سیلندر اصلی

پیستون شناور (۶) با حرکت به سمت انتهای سیلندر که امکان انباشته شدن فشار در محفظه فشار (۲۱) را میسر می سازد، در مقابل وجود نشتی در مدار دوم یا شناور، واکنش نشان می دهد. اگر این نشتی در مدار اولیه رخ دهد، پیستون فشاری (۱۴) با فشردن پیستون شناور (۶) باعث جمع شدن و انباشته گردیدن فشار خواهد شد. هنگامی که سیستم ترمز فعال می گردد، وجود نیروی اضافی جهت فشرده شدن ترمز، راننده خودرو از وجود عیب و نقص احتمالی مدار در سیستم ترمز آگاه خواهد کرد. سیلندر اصلی چرخ، هم چنین دارای یک سوپاپ مرکزی در مدار شناور می باشد. هنگامی که فشار مدار آزاد می گردد، روغن ترمز از مسیر اریفیس پین سوپاپ (۱۸) جریان پیدا خواهد کرد. مسیر بعدی مابین محفظه میانی (۸) و مخزن قرار دارد. استفاده از سوپاپ میانی سبب می شود که دریچه پرکن (۱۲) به عنوان یک محفظه افزونه در مدار بکار رود. در خودروهای مجهز به سیستم ترمز ABS، احتمال آسیب دیدگی کاسه نمد مدار اولیه (۲۳) وجود دارد و این مورد در فشارهای بالا در مدار روی خواهد داد. (که در نهایت منجر به خرابی سیستم مدار ترمز خواهد شد) و به همین علت اکثر خودروهای مجهز به سیستم ترمز ABS دارای دو سوپاپ میانی می باشند.

- عملکرد سیلندر اصلی

نیرویی که بر پدال ترمز مدار می شود، مستقیماً بر روی پیستون فشاری (۱۴) تاثیر می گذارد و سبب حرکت آن به سمت چپ می شود. در حین انجام حرکت، پیستون از سمت دریچه پرکن (۱۲) گذشته و روغن موجود در محفظه فشار (۲۱) باعث فشرده شدن پیستون شناور (۶) به سمت چپ می گردد. پین (۱۸) پس از حرکت پیستون شناور در حدود *mm* ۱ به سمت چپ، در مقابل پین فنری (۷) مقاومت نشان نخواهد داد. سوپاپ درزبندی (۱۶) فشاری را به پیستون شناور (۶) به جهت عایق بندی و جداسازی محفظه فشار (۳) از محفظه میانی (۸)، وارد می آورد. فشار در هر دو محفظه (۳و۲۱) در واکنش به هر گونه افزایش نیروی وارده بر پدال افزایش پیدا خواهد کرد. در همان زمان، هر دو پیستون (۶و۱۴) با حرکت به سمت

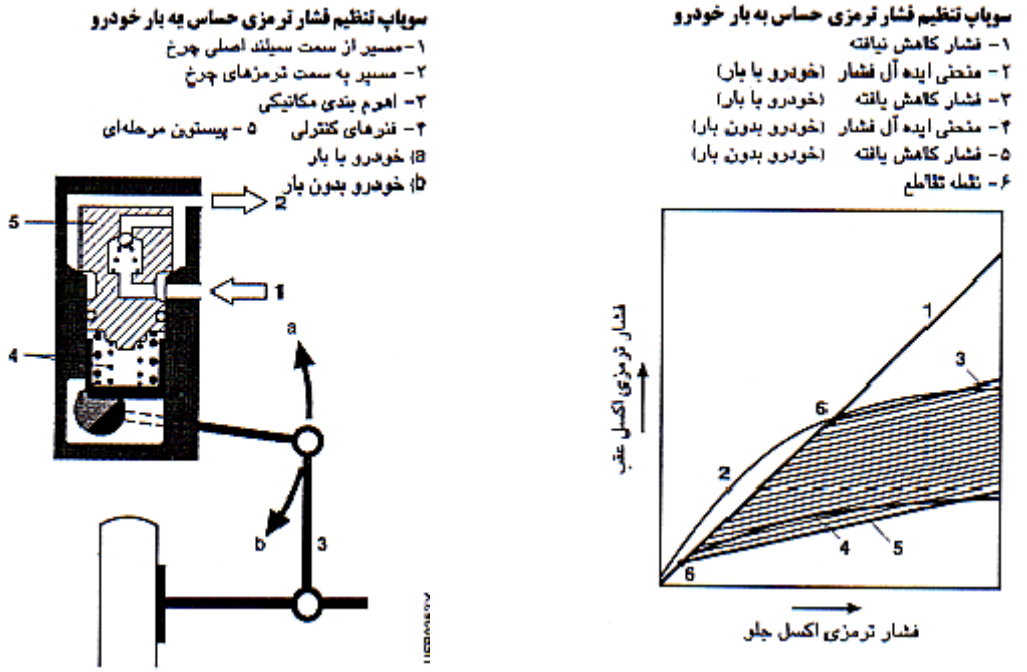
راست تا زمان رسیدن به دریچه پرکن (۱۲) و یا تماس پین فنری (۷) با پین (۱۸) در مقابل کاهش فشار پایی راننده واکنش نشان داده و باعث بیرون آمدن سوپاپ درزبندی (۱۶) از داخل پیستون شناور خواهد شد. این فعل و انفعالات باعث برگشت روغن ترمز به سمت مخزن شده و فشار در مدار کاهش خواهد یافت.

۱-۳-۴- سوپاپ های تنظیم فشار ترمزی

به علت تغییر مکان نیروهای دینامیکی از قسمت عقب خودرو به قسمت جلو در هنگام ترمزگیری، نیروی وارد بر چرخ های جلو بزرگتر از نیروی وارد بر چرخ های عقب باشند. و به همین علت اجزا و قطعات ترمزی در چرخ های جلو بزرگتر از نیروی وارد بر چرخ های عقب می باشند. این تغییر مکان نیرویی از قسمت عقب به جلو یک فرآیند خطی نمی باشد و به عنوان عملگری از فرآیند کاهش بکار می رود، از این رو وجود یک سیستم مکمل جهت کاهش فشار در چرخ های عقب متناسب با چرخ های جلو مورد نیاز می باشد. این سیستم مکمل با استفاده از سوپاپ های تنظیم فشار ترمزی تامین خواهد شد. بسته به نوع خودرو و سیستم های مختلف بکار رفته توسط سازنده های مختلف، سه نوع مختلف از این نوع سوپاپ ها در خودرو استفاده می شود:

- **سوپاپ تنظیم فشار ترمزی حساس به بار خودرو**
- **سوپاپ تنظیم فشار ترمزی حساس به فشار**
- **سوپاپ تنظیم فشار ترمزی حساس به کاهش شتاب**
- **سوپاپ تنظیم فشار ترمزی حساس به بار خودرو**

این سوپاپ های تنظیم در خودروهایی که عوامل مربوط به بار زیاد خودرو در فرآیند ترمزگیری باعث بروز نیروهایی در قسمت اکسل خودرو می شود، بکار می روند. (بطور مثال، در خودروهای استیشن واگن) (شکل ۱-۷)

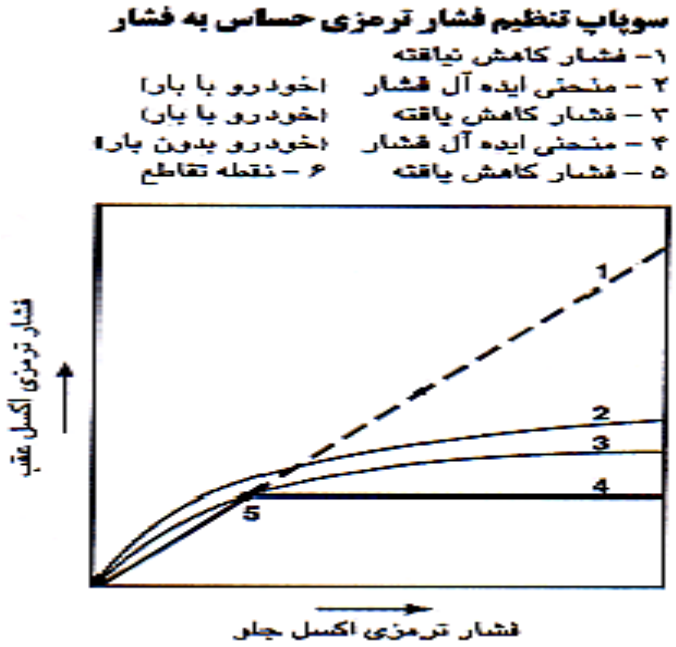


شکل (۱-۷) شماتیک سوپاپ تنیظم فشار

رگلاتور فشار بر بدنه خودرو نصب شده و از طریق یک اهرم بندی مکانیکی به سیستم تعلیق عقب متصل گردیده است. تغییر مکان سیستم تعلیق و بدنه خودرو به پیستونی که در قاب سوپاپ واقع شده است، منتقل می شود. پیستون نیز در واکنش به تغییرات به وجود آمده در نرخ تراکم سیستم تعلیق، باعث فشرده شدن فنر تا نقطه تقاطع آن در منحنی مربوطه می شود. این سیستم جهت جبران تغییرات بوجود آمده در بار خودرو، فشار را در سرتاسر مدار مربوطه تطبیق می دهد.

- **سوپاپهای تنظیم فشار ترمزی حساس به فشار**

این سوپاپها، معروف به محدود کننده های فشار نیز می باشند (شکل ۱-۹)

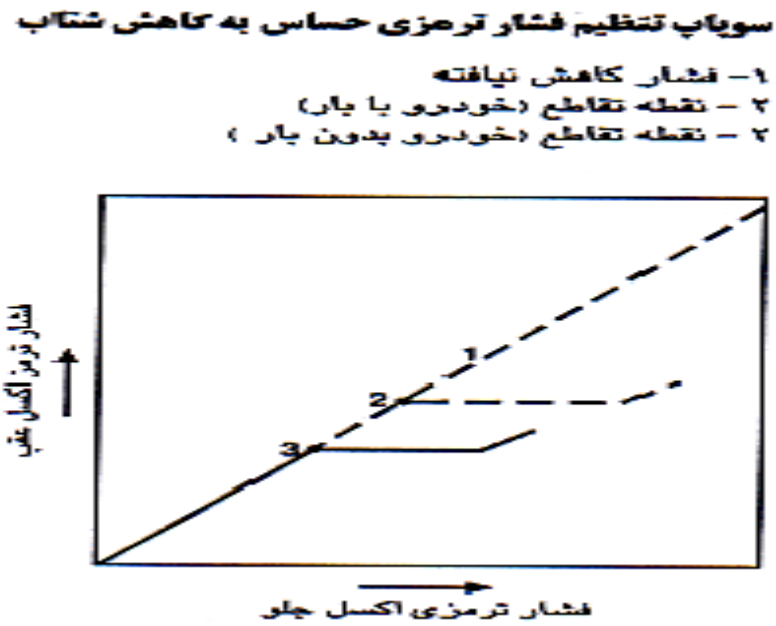


شکل (۱-۸) شماتیک سوپاپ تنیظم فشار حساس به فشار

در خودروهایی که پتانسیل بار وارده بر اکسل ها محدود به ظرفیت بار و مرکز ثقل آن می باشد، بکار می روند. (بطور مثال در خودروهای مسابقه ای)

- سوپاپهای تنظیم فشار ترمزی حساس به کاهش شتاب

این سوپاپها دارای محدوده وسیعی از کاربرد در خودروها می باشند. (شکل ۱-۹) نقطه سیکل این تجهیزات توسط نرخ کاهش سرعت خودرو که معمولاً ۰/۳g (g: شتاب ثقلی) می باشد، تعیین می گردد. هنگامی که فشار ترمزی سیستم بدون توجه به بار خودرو، تمایل به نگه داری و ایجاد نرخ شتاب منفی در خودرو دارد، این سوپاپ فرآین مربوط به کاهش شتاب خودرو که حساس به بار خودرو می باشد را ایجاد خواهد کرد.



شکل (۱-۹) شماتیک سوپاپ تنیظم فشار حساس به فشار

۱-۳-۵- سیستم ترمز چرخ

تنها تفاوت مهم در ترمزهای چرخ در دیسکی یا کاسه ای بودن نوع سیستم ترمز است. در عمل اکثر چرخ های جلو در خودروها دارای سیستم دیسکی می باشند و تمایل به نسب این سیستم در چرخ های عقب نیز رو به افزایش است. این سیستم عملکرد اصطکاکی می باشد، بطوریکه انرژی ترمزگیری جهت فشرده شدن لنت های ترمز (یا کفشک ها) بر روی دیسک (یا کاسه) چرخ به کار می رود. از دیسک ترمز بعنوان روتور نیز یاد می گردد. سیستم ترمز در چرخ ها دارای شرایط خاصی طبق استانداردهای بین المللی می باشد:

- مسافت کم ترمزگیری
- حداقل تاخیر زمانی جهت ترمزگیری

- اعمال کمترین نیرو جهت موثرترین حالت ترمزگیری

تمامی این استانداردها در سیستم های ترمز دیسکی و کاسه ای تامیین می شود. در خودروهایی که مجهز به سیستم دیسکی در هر چهار چرخ می باشند، واحد مکمل دیگری از نوع کاسه ای در تیوپهای چرخ های عقب نسب شده است که جهت استفاده از ترمز دستی بکار می رود. از آنجائی که نرخ های کاهش سرعت خودرو بایستی تحت شرایط متوالی ترمزگیری و توقف حفظ گردد، ترمزهای چرخ بایستی دارای سه خصوصیات ذیل باشد:

- جذب و انتشار مناسب انرژی گرمایی
- عبور جریان هوای مناسب در ترمزها جهت انتشار انرژیی گرمایی در حین ترمز گیری
- حفظ خاصیت چسبندگی و اصطکاکی لنت های ترمز در محدوده های مختلف گرمایی

سیستم های ترمز دیسکی دارای قابلیت بهتری در مقایسه با ترمزهای کاسه ای و در رابطه با سه خصوصیت ذکر شده می باشند و به همین دلیل در بیشتر خودروها مورد استفاده قرار می گیرند.

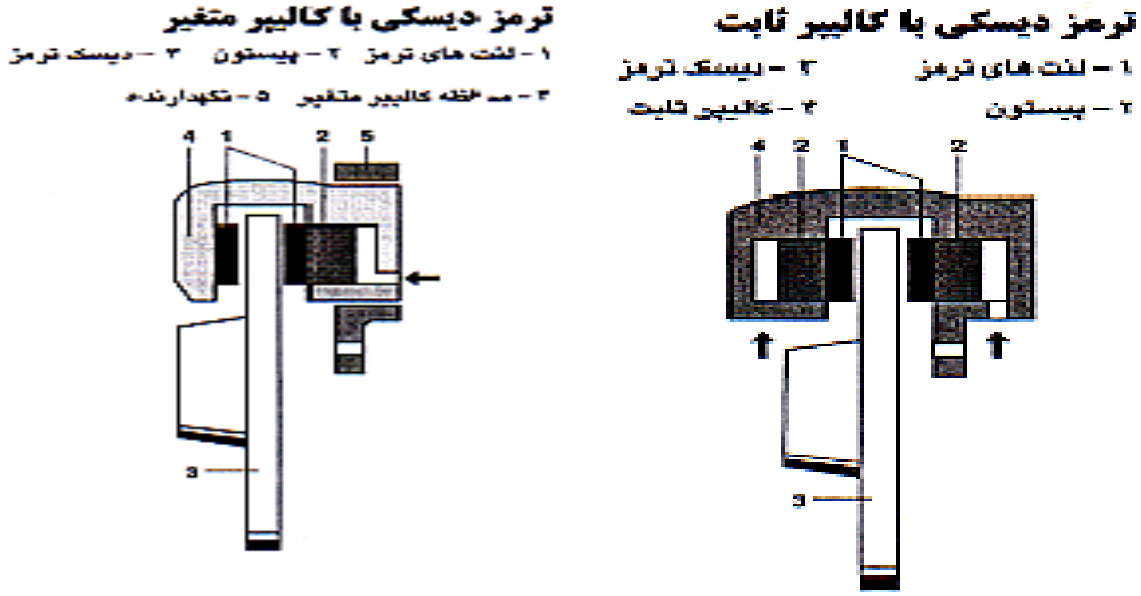
- **ترمزهای دیسکی**

نیروهای ترمزی در ترمزهای دیسکی بر روی سطح دیسک یا روتور که همراه با چرخ خودرو دارای حرکت دورانی می باشد، اعمال می شوند.

- **ترمزهای دیسکی با کالیپر ثابت**

در هر نیم قسمت یک کالیپر (شکل ۱-۱۰) پیستونی وجود دارد که فشار هیدرولیکی در حین ترمزگیری به آن اعمال می شود. هر کدام از پیستونها، لنت ترمز را در مقابل دیسک مربوطه فشار می دهد. هنگامی که پدال ترمز رها می شود، کاسه نمد مخصوصی (پیستون) با خاصیت تغییر شکل برنامه ریزی شده باعث

جمع شدن و تو رفتن پیستون، با یک افزایش مشخص (در حدود ۰/۲ میلی متر) می شود. در این حالت هیچ گونه نیازی به انجام تنظیمات در ترمزهای دیسکی نمی باشد. به علت خاصیت استحکام فیزیکی فوق العاده زیاد، از این نوع سیستم در خودروهای سنگین و یا در خودروهای سواری با سرعت بالا استفاده می شود. یکی از مزایای این نوع طراحی، حفظ خصوصیات گرمایی در شرایط مختلف می باشد (بطور مثال رانندگی در ارتفاعات بالا).



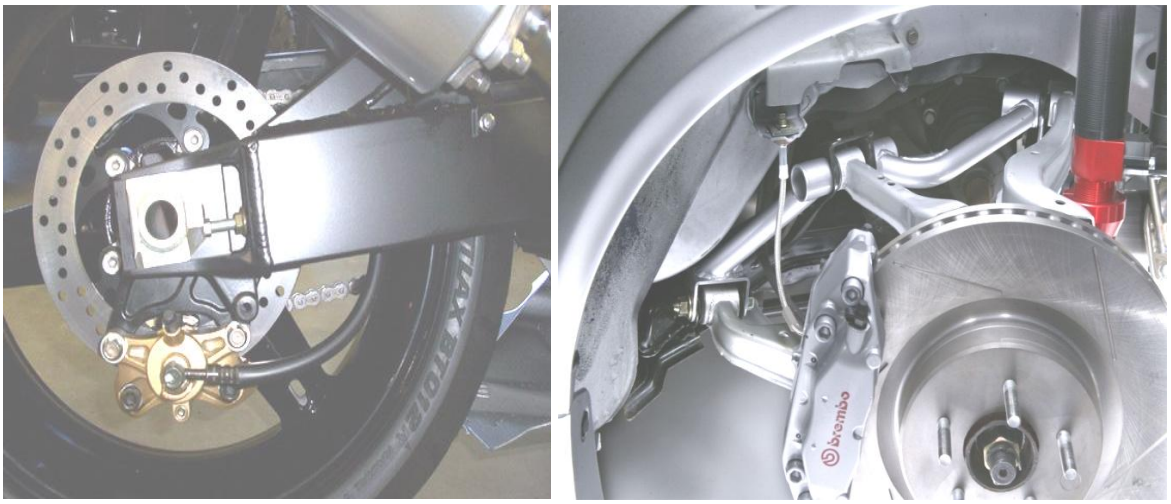
شکل (۱-۱۰) شماتیک ترمز دیسکی

خرابی سیستم ترمز به علت درجه حرارت بالای روغن ترمز می باشد.

بنابراین بیشتر از ترمزهای دیسکی با کالیپر متغیر استفاده می شود

- **ترمزهای دیسکی با کالیپر متغیر (شناور)**

ترمزهای دیسکی با کالیپر متغیر (شکل ۱-۱۱)، فقط از یک پیستون جهت فشردن لنت بر روی دیسک یا روتور استفاده می کنند، در قبال این عمل، نیروی بوجود آمده محفظه کالیپر را حرکت داده و سبب فشرده شدن لنت طرف مخالف بر روی دیسک می گردد. به علت طراحی خاص و نصب این نوع سیستم ترمز از لحاظ اندازه، در بیشتر خودروها نیز از این سیستم استفاده می شود. این نوع طراحی در سیستم ترمز، دارای حساسیت کمتری نسبت به بارهای گرمایی و حرارتی تشکیل حباب های بخار در روغن ترمز و در نتیجه خرابی سیستم ترمز، می باشند.



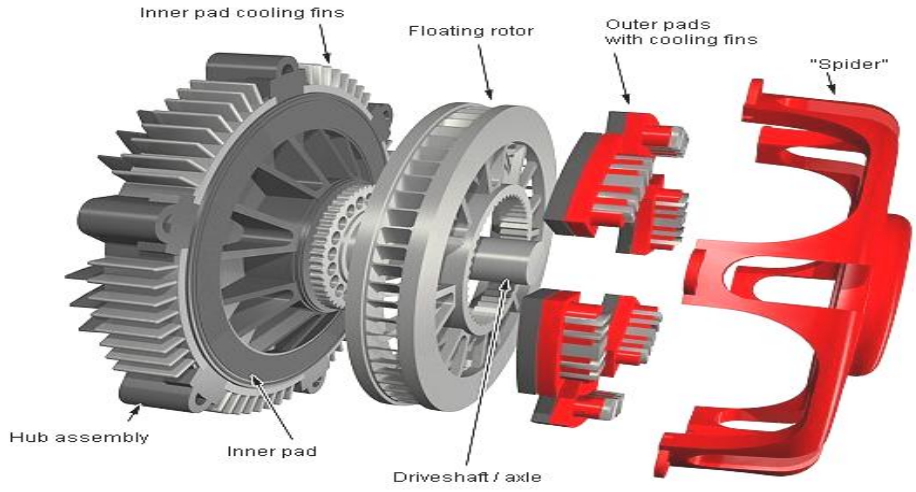
شکل (۱-۱۱) ترمزهای دیسکی با کالیپر متغیر

تعویض سهل و آسان لنت های ترمز نیز، یکی دیگر از مزایای استفاده از این نوع ترمز در خودروها می باشد. جهت تعویض لنت ها می توان پیچ مربوطه را آزاد کرده و با کج کردن کالیپر به سمت بالا آن را تعویض نمود. تنظیم خودکار این سیستم ترمز نیز دقیقاً مشابه سیستم هایی با کالیپر ثابت می باشد. روغن موجود در محفظه فشار در واکنش به حرکت پدال ترمز، پیستون (۲) را به سمت چپ حرکت داده، سپس پیستون در مقابل لنت داخلی (۱، راست) فشرده شده و آنرا به سمت چپ در مقابل دیسک (۳) حرکت می دهد.

محفظه کالیپر (۴) که قابلیت لغزش در درون نگهدارنده (۵) خود را دارد، در قبال این حرکت واکنش نشان داده و به سمت راست حرکت کرده و لنت بیرونی (۱، چپ) را به سمت دیگر دیسک فشرده می سازد. با افزایش فشار، فشرده شدن لنت به دیسک بطور یکنواخت ادامه خواهد یافت.

- Full-contact Disc brake

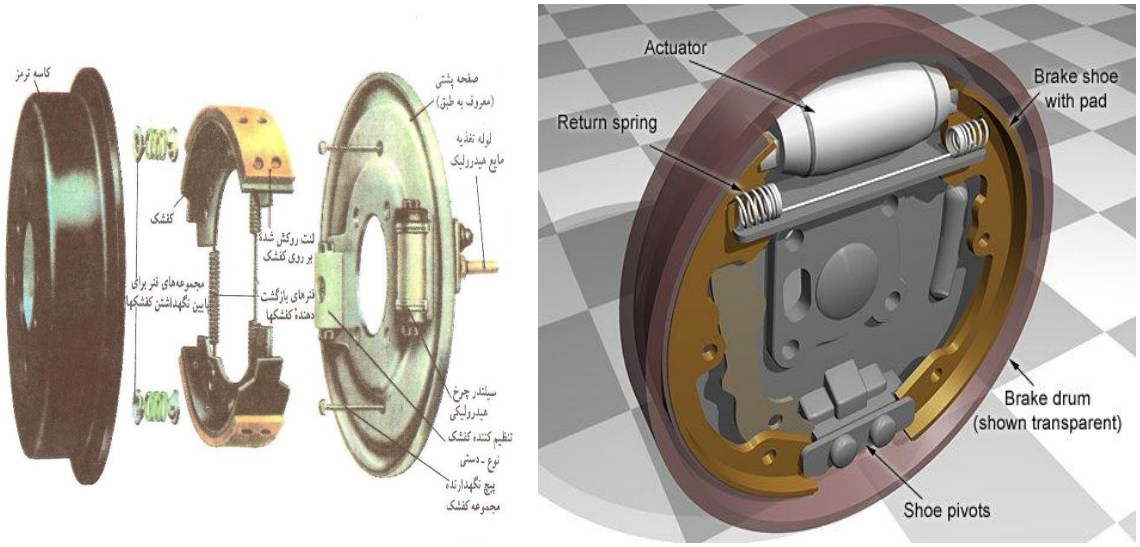
با ساخت این نمونه از ترمزها تقریباً تحول بزرگی در زمینه ترمزها بوجود آمد، اما چون اساس کار آنها با نمونه های قبلی تفاوتی نداشت، این تحول چندان به چشم نمی آید. در واقع ساخت این نمونه فراتر از یک بهبود تدریجی نمونه های قبلی است و می توان آن را تحولی جدید در ساختمان آنها محسوب کرد. این طرح شبیه ترمزهای دیسکی است، با این تفاوت که در ترمزهای دیسکی هنگام ترمزگیری تنها حدود ۱۵ درصد سطح دیسک گردان با لنتها در تماس می باشند، اما با تغییر در طراحی آنها و ساخت این نمونه که به عنوان ترمز دیسکی تمام درگیر نامیده می شود، تقریباً ۷۵ درصد سطح دیسک گردان در یک لحظه با لنتها می توانند در تماس باشند. در استفاده از دیسکها و لنتهای معمول، دیسک گردان بین لنتها درگیر می شود. اما در این نمونه (Full-contac) همانطور که در شکل (۱-۱۲) مشاهده می شود، یک سطح عنکبوت مانند، دیسک ترمز را در برمی گیرد که شش لنت ترمز نیز درون این سطح و روی دیسک قرار می گیرد. سیستم عملگر نیز بصورت هیدرولیکی برروی لنت مدوری که پشت دیسک قرار دارد عمل می کند. برای اطمینان از انتقال حرارت ترمز و خنک نگه داشتن آن، سیستم بوسیله پره های خنک کننده ای که به لنتهای بیرونی متصل است، پوشیده شده است. لنتهای درونی درون یک قالبی از جنس مواد کامپوزیت قرار گرفته اند. برای اطمینان از عملکرد بهینه ترمز تحت شرایط گوناگون از انواع مختلفی از مواد بعنوان لنت استفاده می شود. مزایای اینگونه ترمزها که نسبت به گونه های قبلی آن قابل ملاحظه است، عبارتند از: خنک کاری بهتر، توان ترمز گیری بیشتر و کاهش سروصدا و ارتعاشات.



شکل (۱-۱۲) Full-contact Disc brake

- **ترمزهای کفشکی**

ترمزهای کاسه ای در خودروهای سواری باعث تولید نیروی ترمزی در قسمت داخلی کاسه ترمز می شوند. (در داخل کفشک های ترمز). استفاده از این نوع سیستم ترمز در خودروهای سواری، معمولاً مختص کاربرد آن در چرخ های عقب می باشد. انواع مختلفی از سیستم های ترمز کاسه ای مورد استفاده قرار می گیرد که سیستم ترمز کاسه ای از نوع «Simplex» (شکل ۱-۱۳) رایج ترین نوع آن می باشد. ترمزهای کاسه ای نیازمند تنظیمات ادواری منظمی می باشد که بصورت دستی / مکانیکی یا خودکار می باشد فرآیند متفاوتی در انواع ترمزهای کاسه ای و در تنظیم آنها وجود دارد.

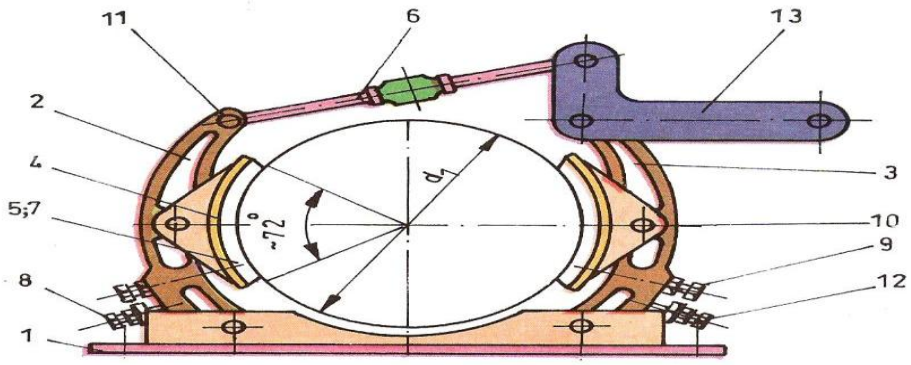


شکل (۱-۱۳) ترمز کاسه ای Simplex

عملکرد ترمز کاسه ای از نوع «Simplex» توسط فشار دو طرفه ای که از طرف سیلندر ترمز چرخ (۵) در مقابل کفشک های جلو (۶) و عقب (۷) وارد شده و آنها را به سمت کاسه ترمز فشرده می سازد، کنترل می شود. کفشک جلو چرخش کاسه (۱) و کفشک عقب (۷) در جهت مخالف آن به کاسه ترمز فشرده می شوند.

در سمت دیگر سیلندر ترمز چرخ، کاسه های ترمز توسط نگهدارنده هایی به پایه ترمز متصل شده است. نیروهای حاصل از ترمزگیری در هر دو جهت یکسان می باشد.

سیستم های ترمز نوع «Simplex» را می توان به راحتی با سیستم ترمز دستی نوع مکانیکی تجهیز کرد. فنرهای (۹) جهت جمع کردن کفشکها به کار می روند. سیستم تنظیم خودکار فاصله مابین کفشک ها را در هنگامی که ترمزها آزاد باشند تنظیم می کند.



۱- پایهٔ سیستم ترمز
۲ و ۳- بازوی انتقال‌دهندهٔ کفشک
۴- کفشک
۵ و ۷- صفحهٔ اصطکاکی
۶- میلهٔ کشش
۸ و ۹- پیچهای تنظیم
۱۰ و ۱۱- پینهای مفصل
۱۲- پیچ تنظیم
۱۳- بازوی کلاچ

ساختمان یک ترمز دوکفشکی خارجی

شکل (۱-۱۴) نحوه عملکرد ترمز کاسه ای Simplex

- **لنتهای ترمز**

بسته به شرایط مختلف از مواد مختلفی در ساختمان لنتها استفاده می شود، در گذشته بیشتر از آزبست در لنتها استفاده می شد که امروزه بعلت مشکلات زیست محیطی استفاده از آنها تقریباً منسوخ شده و بجای آنها از مواد ترکیبی و کامپوزیتی استفاده می شود. مواد اصطکاکی که امروزه در لنتها استفاده می شوند عبارتند از:

مواد آلی (Organic): این لنتها برای استفاده در خودروهای شهری بسیار مناسبند، چرا که دوام خوبی دارند، سروصدای کمی ایجاد می کنند، سبب ساییده شدن دیسک نمی شوند و هنگامیکه خنک هستند عملکرد خوبی دارند، اما مشکل عمده آنها این است که وقتی گرم می شوند بخوبی قبل عمل نمی کنند.

نیمه فلزی (Semi-metallic/sintered) : این گونه از لنتها نمونه خوبی برای استفاده در خودروهای درون شهری و جاده ای هستند. همچنین گزینه خوبی برای استفاده در اتومبیلهای مسابقه ای هستند. این لنتها هنگامیکه سرد هستند به خوبی مواد آلی کار نمی کنند و برعکس هنگامیکه گرم می شوند، به

عملکرد خوب خود می رسند. در این لنتها صفحات نیمه فلزی توسط قیدهای فلزی بهم متصل شده اند و گهگاه ممکن است این اتصال ضعیف از بین برود و سطوح مختلف صفحات نیمه فلزی از هم جدا شوند، که البته این اتفاق به ندرت اتفاق می افتد.

فلزی (Metallic): بطور عمده اینگونه از لنتها در خودروهای مسابقه ای یا خودروهای بسیار گرانبها استفاده می شود. سروصدای زیادی ایجاد می کنند و بعلت سختی فلز اثراتی روی دیسک دارند. هنگامیکه سرد باشند نیز به خوبی کار نمی کند.

سرامیکی (Ceramic): لنتهای سرامیکی هنوز در حدود ۱۵ – ۴۰ درصد الیاف فلزی دارند که معمولاً از الیاف مس بجای فولاد استفاده می شود که علاوه بر فرسایش کمتر، حرارت را نیز بهتر منتقل می کند. این لنتها به سادگی لنتهای دیگر از بین نمی روند و دوام بیشتری دارند، زودتر خنک می شوند و تقریباً بی سروصدا عمل می کنند.

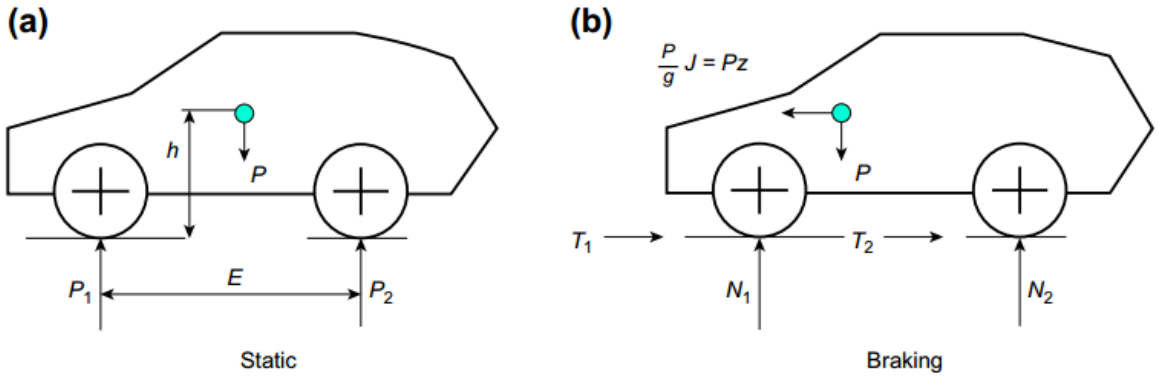
فصل ۲:

طراحی سیستم ترمز برای خودروی سواری

و تریلرها

۲-۱- محاسبه انتقال بار در هنگام ترمزگیری برای خودروی سواری

با توجه به شکل (۲-۱) بارهایی که روی هر اکسل حمل می شوند، در حالت سکون خودرو شامل اجزا استاتیکی هستند و در حالت حرکت خودرو علاوه بر بار استاتیکی، بار انتقال یافته از اکسل جلو به عقب (و یا بالعکس) با توجه به سایر نیروهای عمل کننده بر روی وسیله نقلیه، موثر خواهد بود.



شکل (۲-۱) نیروهای استاتیکی (a) و دینامیکی (b) وارد بر محورها در هنگام ترمزگیری

$$W_f = (-\frac{W}{g}a_x h)/L \qquad (۱-۲)$$

$$W_r = \left(\frac{W}{g}a_x h\right)/L \qquad (۲-۲)$$

این معادلات، روابط ریاضی بار دینامیکی اکسل در حالت شتابگیری و ترمزگیری می باشند که در آنها h فاصله مرکز ثقل خودرو تا زمین، L فاصله بین دو اکسل و W وزن خودرو می باشد.

نیروهای طولی محورهای جلو و عقب هم از رابطه‌های زیر بدست می‌آیند. ضریب اصطکاک چرخ و جاده به صورت تابعی از ضریب لغزش تشخیص داده شده است.

$$\mu = \frac{F_x}{F_z} \qquad (۳-۲)$$

$$slip = \frac{v - r\omega}{v} \qquad (۴-۲)$$

در روابط بالا، v، سرعت خودرو بر حسب متر بر ثانیه، r، شعاع موثر چرخ بر حسب متر و ω هم سرعت زاویه‌ای چرخ بر حسب رادیان بر ثانیه می‌باشند.

برای بررسی توانایی ترمز، حد قفل شدن چرخ‌ها باید مشخص شود، چون پس از قفل شدن، در صورت افزایش نیروی پدال، امکان افزایش نیروی ترمزی وجود ندارد.

$$a = \frac{F_{xf} + F_{xr}}{m} \qquad (۵-۲)$$

نیروی طولی از ضرب نیروی عمودی در ضریب اصطکاک بدست می‌آید:

$$F_{xf} = \mu\left(1 - \frac{l_f}{l} + \frac{h}{l}\frac{a}{g}\right)W \qquad (۶-۲)$$

$$F_{xr} = \mu\left(\frac{l_f}{l} - \frac{h}{l}\frac{a}{g}\right)W \qquad (۷-۲)$$

با ترکیب روابط (۲-۶) و (۲-۷)خواهیم داشت:

$$F_{xf} = \frac{\mu\left(\left(1 - \frac{l_f}{l}\right)W + \frac{h}{l}F_{xr}\right)}{1 - \mu\frac{h}{l}} \qquad (۸-۲)$$

متغیر روابط بالا هم نیروی ترمزی هر محور است که از مقدار صفر تا مقدار حداکثر آن تغییر می‌کند. اگر در هر محور از تمام توان ترمزی استفاده شود، به این معنی است که متناسب با نیروی عمودی آن محور، نیروی افقی وجود دارد و در این صورت داریم:

$$F_{xf} = \mu_{\max}\left(1-\frac{l_f}{l}+\frac{h}{l}\frac{a}{g}\right)W \qquad (۹-۲)$$

$$F_{xr} = \mu_{\max}\left(\frac{l_f}{l}-\frac{h}{l}\frac{a}{g}\right)W \qquad (۱۰-۲)$$

و همچنین نیروی طولی هر محور، صرف شتاب ترمزی جرم روی همان محور می‌شود.

$$\mu_{\max} = \frac{F_{x\max}}{F_a} = \frac{ma}{mg} \qquad (۱۱-۲)$$

با جایگزینی رابطه (۲-۱۱) در دو رابطه قبلی خواهیم داشت:

$$F_{xf} = \mu\left(1-\frac{l_f}{l}+\frac{h}{l}\frac{a}{g}\right)\frac{a}{g}W \qquad (۱۲-۲)$$

$$F_{xr} = \mu\left(\frac{l_f}{l}-\frac{h}{l}\frac{a}{g}\right)\frac{a}{g}W \qquad (۱۳-۲)$$

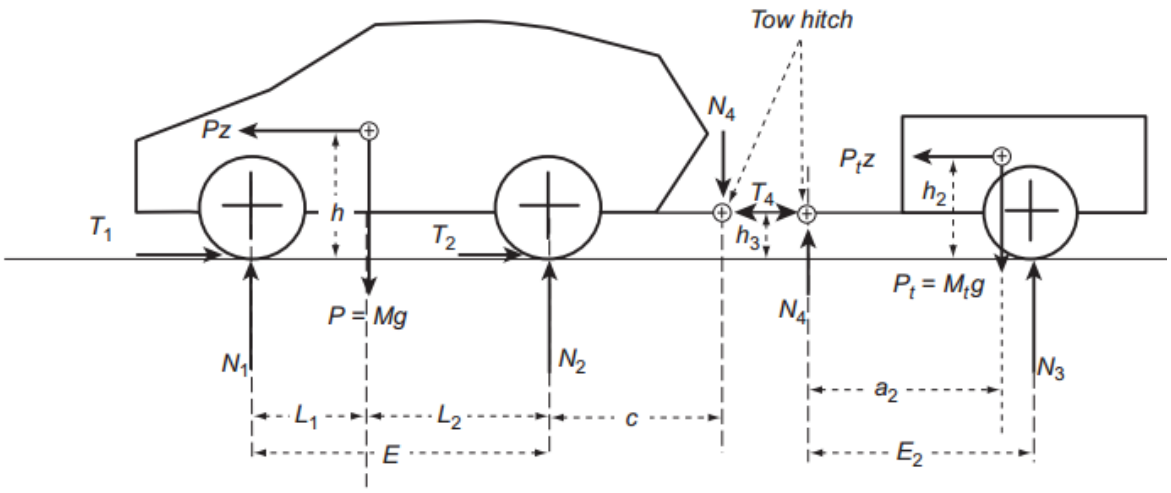
مشـــاهده می‌شـــود که نیروهای ترمزی محورهای جلو و عقب تابعی درجه دو از شـــتاب ترمزی هســـتند. که میزان توزیع نیروی ترمزی از رابطه زیر بدست می آید.

$$\frac{F_{xf}}{F_{xr}} = \frac{X_2}{X_1} \qquad (۱۴-۲)$$

که در ان $X_1 + X_2 = 1$ می باشد.

۲-۲- محاسبه انتقال بار در هنگام ترمزگیری برای تریلرها

با توجه به شکل (۲-۲) بارهایی که روی هر اکسل حمل می شوند، نشان داده شده‌اند.



شکل (۲-۲) بار دینامیکی وارد بر محور تریلرها در هنگام ترمزگیری

تفاوت میزان بار وارد بر محورها در تریلرها و خودروهای سـواری میزان انتقال بار وارده از طرف یدکش در تریلرها می باشد. با توجه به رابطه ی (۲-۱۵) تا(۲-۱۷) میزان نیروی وارد بر محورها بدست می اید.

$$N_1 - P + N_2 - N_4 = 0 \qquad (۲-۱۵)$$

$$T_1 + T_2 - Pz - T_4 = 0 \qquad (۲-۱۶)$$

$$N_1E - PL_2 - Pzh + N_4c - T_4h_3 = 0 \qquad (۲-۱۷)$$

که میزان توزیع نیروی ترمزی از رابطه زیر بدست می آید.

$$\frac{T_1}{T_2} = \frac{X_2}{X_1} \qquad (۲-۱۸)$$

نیروی T_1 و T_2 و همچنین نیروی نیروی N_1 و N_2 از روابط (۲-۱۹) تا (۲-۲۲) بدست می اید.

$$T_1 = (Pz + P_tz)/(1 + \left(\frac{X_2}{X_1}\right) \qquad (۲-۱۹)$$

$$T_2 = T_1\left(\frac{X_2}{X_1}\right) \qquad (۲-۲۰)$$

$$N_1 = \left(\frac{1}{E}\right)[P(L_2 + zh) - N_4c + T_4h_3 \qquad (۲-۲۱)$$

$$N_2 = P - N_1 + N_4 \qquad (۲-۲۲)$$

با توجه به روابط بیان شده در بخش (۲-۱) و (۲-۲) میزان انتقال بار برای خودروی سوای و تریلر به این نتیجه می رسـیم که میزان انتقال بار بر روی هر محور با توجه به نوع خودرو متفاوت می باشـد. از این رو به منظور محاسبه انتقال بار برای خودروهای مورد نظر می توان به مرجع شماره یک مراجعه شود.

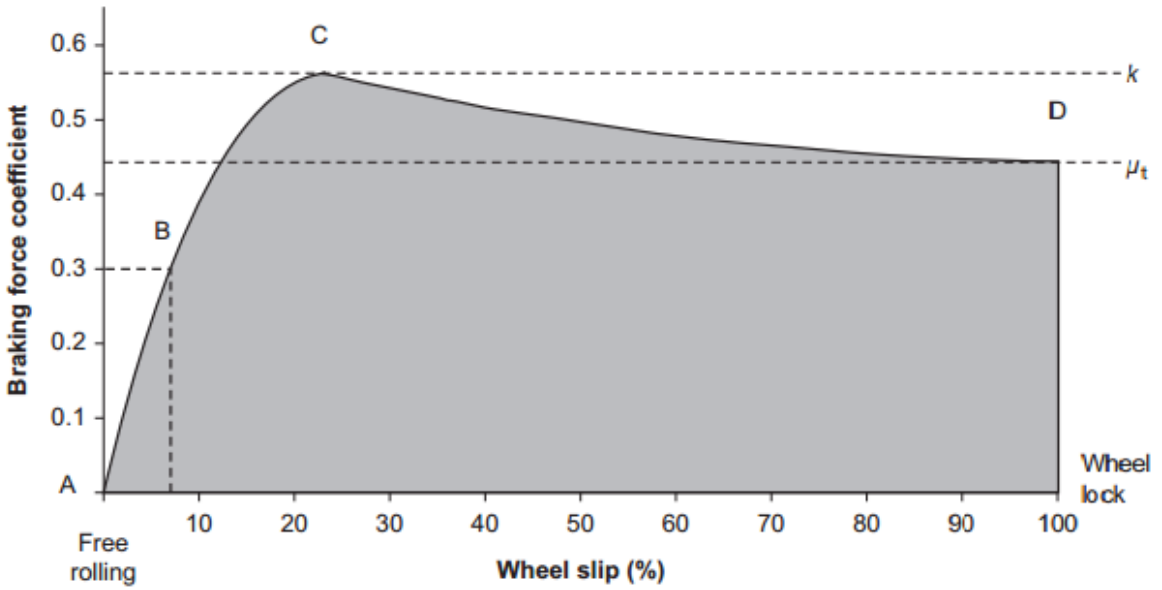
۲-۲-۲- نیروی ترمزی و لغزش چرخ ها

لغزش چرخ ها با توجه به رابطه (۲-۲۴) بیان میشـود. در این روابط، v سـرعت خودرو بر حسـب متر بر ثانیه، r، شعاع موثر چرخ بر حسب متر و ω هم سرعت زاویه‌ای چرخ بر حسب رادیان بر ثانیه می‌باشند.

$$\mu = \frac{F_x}{F_z} \qquad (۲۳-۲)$$

$$slip = \frac{v - r\omega}{v} \qquad (۲۴-۲)$$

هنگامی که خودرو در مسیر مستقیم شروع به ترمزگیری می کند لغزش چرخ ها و کاهش سرعت افزایش پیدا می کنند. اگر چه بین این دو رابطه ی خطی وجود ندارد. زمانی که لغزش چرخ ها ۱۰۰٪ شود شرایط برای قفل شوندگی چرخ ها محیا می شود. ضریب نیروی ترمزی (BFC) می تواند به عنوان نسبت نیروی ترمزی بر روی هر چرخ به نیروی دینامیکی وارد بر چرخ تعریف شـود. به عنوان مثال در شـکل (۲-۳) ارتباط بین (BFC) و لغزش چرخ ها مشاهده می شود که در ان میزان نیروی (BFC) تا مقدار ماکزیمم (نقطه C) افزایش پیدا می کند و سـپس به کمترین حد خود (نقطهD) که در ان چرخ ها قفل می شـوند می رسد.



شکل (۲-۳) ضریب نیروی ترمزی و لغزش چرخ ها

به توجه به شـکل (۲-۱) که در ان نقطه ی A زمانی را نشـان می دهد که در ان ترمزگیری اغاز نشـده و نقطه B منطقه لغزش پایدار و نقطه C حداکثر میزان چسـبندگی و نقطه ی D هنگامی که چرخ ها قفل می شـوند را نشـان می دهند. در ترمز خودروهای پیشـرفته به منظور بهبود عملکرد سـیسـتم ترمز و جلوگیری از قفل شوندگی چرخ ها با استفاده از کنترل لغزش چرخ ها و بدست اوردن مقدار بهینه انها که با توجه به شکل (۲-۱۴) نقطه ی C می باشد سعی در بهبود عملکرد ترمز خودرو دارند.

۲-۲-۳- محاسبه راندمان ترمزگیری

راندمان ترمزگیری مقیاسی از محاسبه میزان چسبندگی چرخ ها در هنگام ترمزگیری می باشد. راندمان ترمزگیری از رابطه‌ی (۲-۲۵) بدست می آید که در ان k ضریب چسبندگی سطح جاده و J میزان شتاب خودرو می باشد.

$$\eta = \left(\frac{J}{gK}\right) = z/k \qquad (۲۵-۲)$$

زمانی که مقدار راندمان ترمزگیری برابر با یک می شود تمامی چرخ ها قفل می شوند و برای یک خودروی سواری زمانی که چرخ های جلو قفل می شوند و چرخ های عقب در حال ترمزگیری و در حال گردش می باشند راندمان ترمزگیری از رابطه ی (۲-۲۶) بدست می اید.

$$\eta = \left(\frac{Z}{K}\right) = \frac{E\,P_1}{P(EX_1 - Kh)} \qquad (۲۶-۲)$$

به طور مشابه می توان برای زمانی که چرخ های عقب در حالت قفل شوندگی می باشد و چرخ های جلو در حالت ترمزگیری و چرخ های جلو در حالت چرخش می باشند که از رابطه‌ی (۲-۲۷) بدست می اید.

$$\eta = \frac{P_2}{P(X_2 + Kh/E)} \qquad (۲۷-۲)$$

با توجه به روابط بیان شده میزان راندمان ترمزگیری نباید از عدد یک بیشتر شود و زمانی که میزان ان از یک بیشتر شود باید از معادله دیگر میزان راندمان ترمزگیری را محاسبه کنیم.

۲-۳- مراحل طراحی سیستم ترمز

طراحی سیستم ترمز دارای هشت مرحله شامل

۱- طراحی پارامترهای اساسی سیستم ترمز بر اساس نوع خودرو

۲- مشخص کردن پایه و اساس ترمز

۳- طراحی سیستم تحریک خودرو

۴- صحه گذاری و مقایسه نتایج با استانداردها

۵- بررسی اثر عملیاتی: بارگذاری ؛ حرارت و دما؛ سایش و دوام؛شرایط محیطی؛ استحکام و پایداری

۶- اصلاح و بهینه سازی: پاسخ سیستم و عملکرد پدال؛ سر و صدا و لرزش؛ هزینه و وزن و همچنین ساخت

۷- ادغام با سیستم های ایمنی: ABS و سایر سیستم های ایمنی

۸- تایید عملکرد ترمز توسط تست

۲-۴- طراحی پایه ای پارامترهای سیستم ترمز بر اساس نوع خودرو

۱- مرحله اول

به منظور طراحی سیستم ترمز با توجه به نوع خودرو که میزان انتقال بار وارد بر هر محور که در بخش (۲-۱) برای خودروهای سواری و (۲-۲) برای خودروها سنگین به طور کامل توضیح داده شد استفاده می شود.

ابتدا میزان انتقال بار برای هر خودرو را در بدترین حالت ممکن (زمانی که چرخ ها قفل می باشند) و در حالتی که فقط وزن راننده و خودرو می باشد را با توجه به نوع خودرو (سواری (۲-۱۴) و خودروی تریلردار (۲-۱۸) محاسبه می کنیم.

- محاسبه حداکثر گشتاور مورد نیاز برای هر چرخ

با توجه به رابطه (۲-۲۸) میزان حداکثر گشتاور وارد بر هر چرخ محاسبه می شود.

$$\tau_{wi} = T_{wi} r_i = \left(\frac{X_i P z r_r}{2}\right) \qquad (۲-۲۸)$$

- محاسبه حداکثر اتلاف قدرت در هر ترمز

زمانی که حداکثر میزان گشتاور وارد بر هر چرخ را محاسبه می کنیم مقداری از انرژی ان اتلاف می شود که میزان اتلاف انرژی ان از رابطه ی (۲-۲۹) بدست می اید.

$$\dot{Q}_i = \tau_{wi}\omega \qquad (۲۹-۲)$$

که ω سـرعت دورانی چرخ می باشـد. و میزان اتلاف انرژی هر چرخ را نیز می توان از رابطه (۲-۳۰) نیز بدست اورد.

$$Q_i = 1/2(\frac{mV^2X_i}{2}) \qquad (۳۰-۲)$$

۲- مرحله دوم

- مشخص کردن نوع روتور و سایز ان

مطابق با بخش (۲-۶-۴) که در ان ابعاد و میزان گشتاور و نیروی وارد بر هر چرخ متناسب با نوع روتور (کاسه ای یا دیسکی) بدست می اوریم.

- تعیین جرم حرارتی روتور

هنگام ترمزگیری میزان حرارت ایجاد شده در دیسک باید مطابق با شکل (۲-۴) زمانی که خودرو در طی یک مرحله توقف را انجام می دهد باشد.

Rotor Type	SSTR (°C)
Drum	350—400
Solid disc	550
Vented disc	600—650

شکل (۲-۴) محدوده حرارت ایجاد شده مطابق با نوع روتور

- تایید ضریب ترمزی

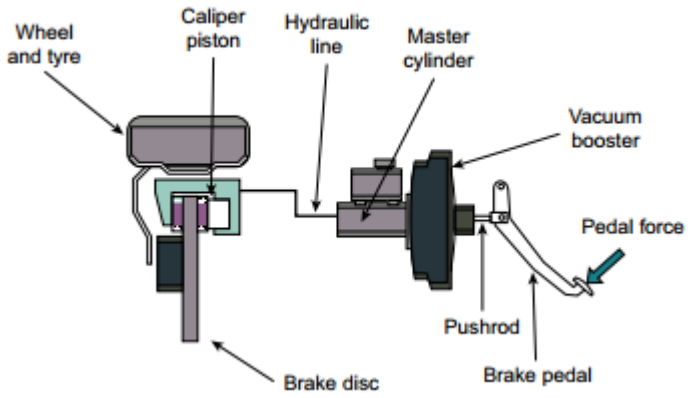
ضـریب ترمزی در ترمزهای دیسـکی و درام براسـاس نسـبت میزان گشـتاور ایجاد شـده از طرف چرخ به گشتاور ایجاد شده از سیستم ترمز می باشد که در بخش (۲-۴-۶) به طور کامل توضیح داده شده است.

۲-۵- طراحی سیستم تحریک ترمز

در این بخش طراحی سیستم تحریک ترمز با توجه به نوع خودرو و نوع سیستم مورد استفاده تشریح می شود. در خودروهای سواری عموما از سیستم تحریک هیدرولیکی و در خودروهای سنگین از سیستم تحریک پنوماتیکی به دلیل ایجاد نیروی ترمزی بیشتر استفاده می شود. در ادامه سیستم تحریک هیدرولیکی و پنوماتیکی به طور کامل تشریح می شود.

۲-۶- طراحی سیستم تحریک هیدرولیکی

در شکل (۲-۵) اجزای اصلی یک سیستم ترمز هیدرولیکی شامل پدال ترمز، بوستر خلائی، سیلندر اصلی، شلنگ های رابط، کالیپر و چرخ نشان داده شده است.

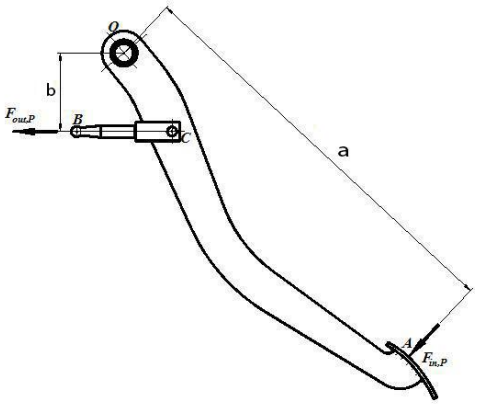


شکل (۲-۵) شماتیک کلی سیستم تحریک هیدرولیکی

در سیستم تحریک هیدرولیکی میزان نیروی وارد بر چرخ به منظور متوقف کردن خودرو با توجه به میزان نیروی پای وارد بر راننده و همچنین استفاده از سیلندر اصلی و بوستر خلائی ایجاد می شود. در ادامه طراحی اجزای مختلف سیستم تحریک هیدرولیکی تشریح می شود.

۲-۶-۲- طراحی پدال ترمز

قسمت اولی که آورده می‌شود پدال ترمز است. در شکل (۲-۶) به‌طور ساده پدال و محل‌های اعمال نیرو و تکیه‌گاه آن و همچنین فنر آن نشان داده شده‌اند.



شکل (۲-۶) شماتیک سیستم پدال ترمز

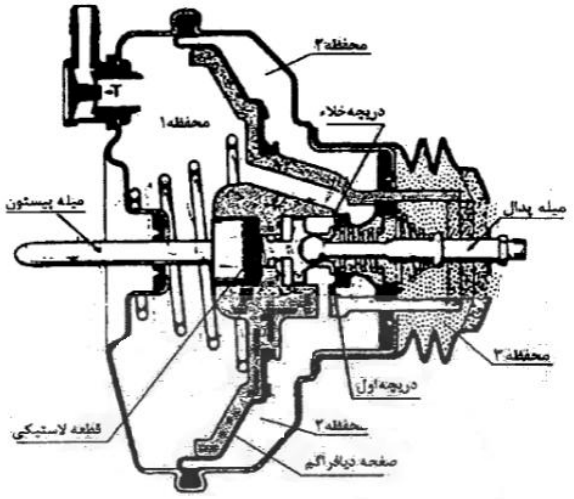
در شکل (۲-۴) تا حدودی جا و شکل پدال و حرکت آن مشخص شده است. از بین نیروها و گشتاورهایی که به پدال وارد می‌شوند، نیروهای اعمالی از طرف پای راننده به پدال و نیرویی که از طرف پدال به بوستر وارد می‌شود، مقادیر مهم‌تر هستند. گشتاوری که صرف شتاب‌گیری زاویه‌ای پدال می‌گردد و همچنین گشتاور غلبه بر نیروی فنر هم در رابطه (۲-۳۱) زیر آورده شده‌اند.

اصطکاک موجود در تکیه‌گاه صرف‌نظر شده است. و F_p مقدار نیروی وارد بر پدال ترمز می باشد.

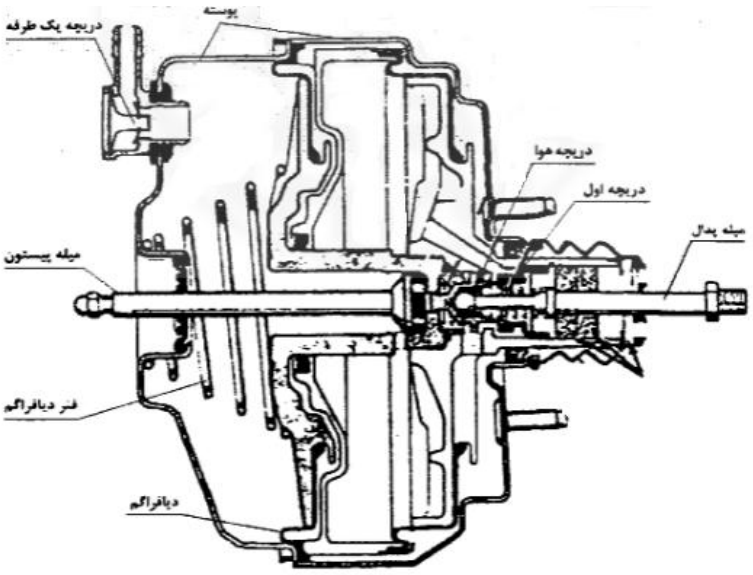
$$F_{in} = \frac{aF_p - K_p\theta - I_p\theta''}{b} \cong \frac{aF_p}{b} \qquad (۳۱-۲)$$

۲-۶-۳- طراحی بوستر ترمز

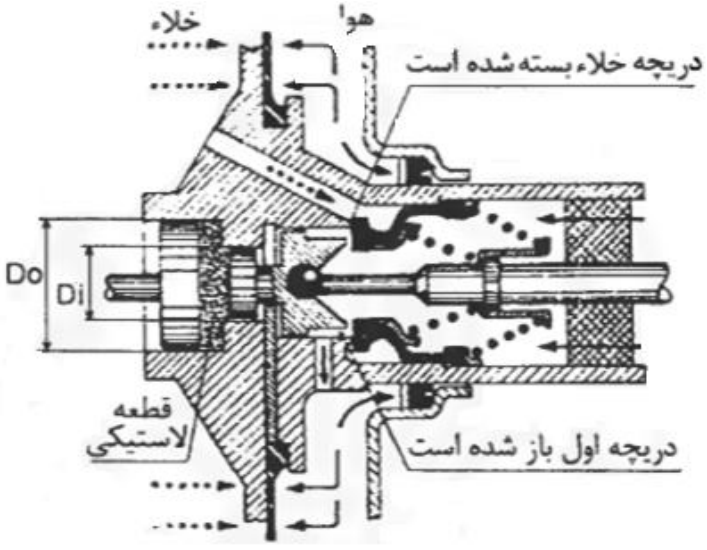
هنگام کار موتور و در حالتی که ترمز گرفته نشده است، هوای درون محفظه مرتباً توسط موتور مکیده می‌شود و در آن خلأ نسبی حدود ۵۰۰ میلیمتر جیوه وجود دارد. در حالت رها بودن ترمز، از طریق دریچه خلأ که در شکل نشان داده‌شده است، هوای محفظه ۲ نیز که سمت دیگر دیافراگم قرار دارد، مکش شده و همان فشار محفظه ۱ را دارد. بین محفظه ۲ و محفظه ۳ از طریق دریچه اول، راه وجود دارد. محفظه ۳ همواره فشار محیط را دارد. در حالتی که ترمز رها باشد، دریچه اول در اثر فشار فنر پشت آن بسته است و خلأ نسبی محفظه‌های ۱ و محفوظ می‌ماند.



شکل (۲-۷) بوستر در امتداد پدال با یک صفحه دیافراگم در حالتی که ترمز رها می‌باشد



شکل (۲-۸) تقویت کننده در مرحله دوم



شکل (۲-۹) تقویت کننده در مرحله دوم

هنگام ترمزگیری در شکل (۲-۷) نشان می‌دهد که با وارد شدن نیرو به میله پدال، قطعه‌ی فلزی انتهای میله پدال حرکت کرده و دریچه اول باز می‌شود و همزمان با این کار، دریچه خلأ بسته می‌شود و ارتباط بین محفظه‌های ۱ و ۲ قطع می‌شود. با این عمل هوا از طریق دریچه اول از محفظه ۳ به محفظه ۲ راه می‌یابد و در دو طرف صفحه دیافراگم اختلاف فشاری ایجاد به وجود می‌آید. در این حالت به علت اختلاف فشار دو طرف صفحه دیافراگم نیروی F_d' به صفحه وارد می‌شود.

$$F_d' = \eta \times (\mathrm{A}_d - \mathrm{A}_{rod}) \times (\mathrm{P}_{atm} - \mathrm{P}_{manifold}) \qquad (۳۲-۲)$$

$$F_d = F_d' - F_{sd} \qquad (۳۳-۲)$$

در رابطه η راندمان بوستر (حدود ٪۹۵)، P_{atm} و $\mathrm{P}_{manifold}$ به ترتیب فشار هوا و فشار مجرای ورودی موتور می‌باشند. F_{sd} نیروی بازگرداننده فنر دیافراگم است و اگر از نیروی F_d' ناشی از اختلاف فشار، نیروی فنر کم شود، نیرویی که به خروجی بوستر می‌رسد به دست می‌آید رابطه (۲-۳۲). A_d و A_{rod} به ترتیب، سطح دیافراگم و سطح میله اعمال نیرو هستند که چون به سطح میله در اثر فشار هوا نیرویی وارد نمی‌شود، این سطح از سطح دیافراگم کم می‌شود. از این نیرو مقداری که صرف غلبه بر نیروی فنر می‌شود کم می‌شود. باقیمانده نیرو به قطعه لاستیکی وارد می‌شود. این قطعه لاستیکی مثل یک سیال تحت فشار عمل می‌کند و فشار آن از رابطه(۳-۴) مشخص می‌شود. در این حالت از نیروی ورودی به بوستر، این فشار تأمین می‌شود. این نیرو با نیرویی که صرف جمع شدن فنر دریچه‌ها می‌گردد، جمع می‌شود.

$$P_{disc} = \frac{F_d}{\frac{\pi(\mathrm{D}_o^2 - \mathrm{D}_i^2)}{4}} \qquad (۳۴-۳)$$

$$F_{in}' = \frac{\pi D_i^2}{4} \times P_{disc} \qquad (۳۵-۲)$$

$$F_{in} = F_{in}' + F_{s1} + F_{s2} \qquad (۳۶-۲)$$

نیروهای F_{s1} و F_{s2} نیروی فنر دو دریچه بوستر هستند. از جمع نیروی فنرها و نیرویی که به قطعه وارد می‌شود، کل نیروی ورودی به دست می‌آید. ضریب تقویت بوستر از رابطه زیر به دست می‌آید.

$$B = \frac{F_{out}}{F_{in}} \cong \frac{F_d + F_{in}}{F_{in}} = \frac{F_d + A_i \times \frac{F_d}{A_o - A_i}}{A_i \times \frac{F_d}{A_o - A_i}} = \frac{A_o}{A_i} = (\frac{r_o}{r_i})^2 = (\frac{27}{12})^2 = 5.0625 \quad (۳۷-۲)$$

۲-۶-۴- طراحی سیلندر ترمز

روابط مربوط به سیلندر با توجه به اینکه ابتدا از بوستر به سیلندر اصلی و سپس به سیلندر چرخ های جلو و عقب منتقل می شود ما ابتدا از روابط مربوط به سیلندر اصلی روابط را می نویسیم. [3]

$$full\ stroke = \frac{X_{pmax}}{R_p} \quad (۳۸-۲)$$

در رابطه (۳-۸) حداکثر مقدار حداکثر طول حرکت پیستون از سیلندراصلی ترمز می باشد، در X_{pmax} حداکثر میزان جابجایی پدال پای راننده می باشد. و R_p نسبت اهرم پدال ترمز می باشد.

در طراحی سیستم ترمز رابط بین میزان فشار ورودی به سیلندر اصلی و نیروی ورودی ان رابطه (۳-۹) می باشد که در ان Q_{mc} میزان اتلافات ناشی از اصطکاک و غیره می باشد که مقدار ان را ۹۵٪ در نظر می گیرند. A_{mc}سطح سیلندر اصلی می باشد و P_{mc} نیروی ورودی می باشد.

$$P = P_{mc} Q_{mc} / A_{mc} \quad (۳۸-۲)$$

میزان نیروی ورودی خود با توجه به معادله (۳-۱۰) بدست می آید.

$$P_{mc} = R_p F_d R_b \quad (۳۹-۲)$$

در معادله (۲-۳۹) F_d میزان نیروی ورودی پای راننده می باشد. R_p نسبت اهرم پدال ترمز می باشد. و R_b ضریب بوستر می باشد. با جایگذاری معادله (۲-۳۸) در معادله (۲-۳۹) حداکثر مقدار فشار تولیدی توسط سیلندر اصلی بدست می اید.

حداکثر مقدار گشتاورتولیدی که از پای راننده به اکسل جلو و عقب وارد می شود. با توجه به معادله (۲-۴۰) بدست می اید.

$$\tau_{wi} = BF(P - P_t) A_{ai} Q_{mc} r_{ri} \quad (۴۰-۲)$$

در رابطه (۲-۴۰) P_t مقدار اتلاف فشاور وارد بر فنرهای داخل سیلندر می باشد. که برای سیلندر چرخ جلو 0. 5Mpa و برای سیلندر چرخ عقب در خودروهای سواری مقدار ان 0 .25MPa می باشد. A_{ai} سطح سیلندر کالیپر می باشد. Q_{mc} مقدار اتلافات موجود در سیلندر چرخ می باشد. BF ضریب نیروی ترمزی می باشد. برای تعین ضریب نیروی ترمزی با توجه به تعدا دیسک و تعداد لنت به کار رفته در هر دیسک بدست می آید.

در طراحی نسبت ابعاد سیلندر ابتدا ما ابعاد چند تا از سیلندر های اصلی را با توجه به معادلات بیان شده بدست می اوریم سپس با توجه به شکل (۲-۱۰) ابعاد سیلندر هر کالیپر را مشخص کرده ایم.

Front Master Cylinder to Wheel Cylinder Ratio Chart

( )= number of active pistons — Master Cylinder

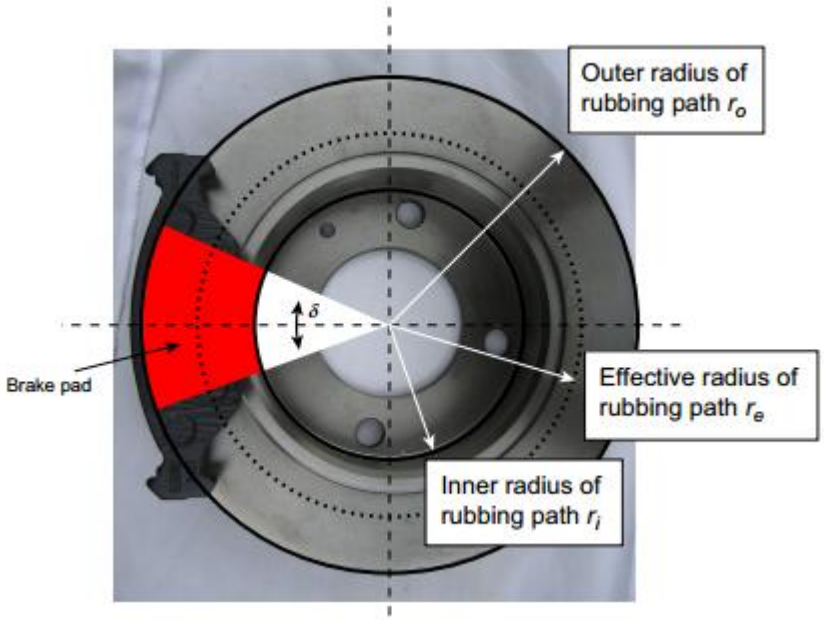
Caliper

Diameter		10mm	11mm	12mm	1/2"	13mm	14mm	15mm	5/8"	16mm	11/16"	19mm
	Area-mm2	78.54	95.03	113.10	126.68	132.73	153.94	176.72	197.93	201.06	239.50	283.53
28mm	615.75	7.84	6.48	5.44	4.86	4.64	4.00	3.48	3.11	3.06	2.57	2.17
28mm (2)	1231.51	15.68	12.96	10.89	9.72	9.28	8.00	6.97	6.22	6.13	5.14	4.34
28mm (4)	2463.01	31.36	25.92	21.78	19.44	18.56	16.00	13.94	12.44	12.25	10.28	8.69
30mm	706.86	9.00	7.44	6.25	5.58	5.33	4.59	4.00	3.57	3.52	2.95	2.49
30mm (2)	1413.72	18.00	14.88	12.50	11.16	10.65	9.18	8.00	7.14	7.03	5.90	4.99
30mm (4)	2827.44	36.00	29.75	25.00	22.32	21.30	18.37	16.00	14.28	14.06	11.81	9.97
32mm	804.25	10.24	8.46	7.11	6.35	6.06	5.22	4.55	4.06	4.00	3.36	2.84
32mm(2)	1608.50	20.48	16.93	14.22	12.70	12.12	10.45	9.10	8.13	8.00	6.72	5.67
32mm(4)	3217.00	40.96	33.85	28.44	25.39	24.24	20.90	18.20	16.25	16.00	13.43	11.35
35mm	962.12	12.25	10.12	8.51	7.59	7.25	6.25	5.44	4.86	4.79	4.02	3.39
35mm (2)	1924.23	24.50	20.25	17.01	15.19	14.50	12.50	10.89	9.72	9.57	8.03	6.79
38mm	1134.12	14.44	11.93	10.03	8.95	8.54	7.37	6.42	5.73	5.64	4.74	4.00
38mm (2)	2268.24	28.88	23.87	20.06	17.91	17.09	14.73	12.84	11.46	11.28	9.47	8.00
38mm (4)	4536.47	57.76	47.74	40.11	35.81	34.18	29.47	25.67	22.92	22.56	18.94	16.00
41mm	1320.26	16.81	13.89	11.67	10.42	9.95	8.58	7.47	6.67	6.57	5.51	4.66
41mm (2)	2640.51	33.62	27.79	23.35	20.84	19.89	17.15	14.94	13.34	13.13	11.03	9.31
41mm (4)	5281.03	67.24	55.57	46.69	41.69	39.79	34.31	29.88	26.68	26.27	22.05	18.63
44mm (2)	3041.07	38.72	32.00	26.89	24.01	22.91	19.76	17.21	15.36	15.13	12.70	10.73
48mm	1809.56	23.04	19.04	16.00	14.28	13.63	11.76	10.24	9.14	9.00	7.56	6.38
48mm (2)	3619.12	46.08	38.08	32.00	28.57	27.27	23.51	20.48	18.28	18.00	15.11	12.76
48mm (4)	7238.25	92.16	76.17	64.00	57.14	54.53	47.02	40.96	36.57	36.00	30.22	25.53
50mm	1963.50	25.00	20.66	17.36	15.50	14.79	12.76	11.11	9.92	9.77	8.20	6.93
50mm (2)	3927.00	50.00	41.32	34.72	31.00	29.59	25.51	22.22	19.84	19.53	16.40	13.85
50mm (4)	7854.00	100.00	82.64	69.44	62.00	59.17	51.02	44.44	39.68	39.06	32.79	27.70

شکل (۲-۱۰) نسبت ابعاد سیلندر اصلی به سیلندر کالیپر

۲-۶-۵- طراحی دیسک ترمز

روابط ترمز در چرخ‌ها از دو منظر قابل بررسی هستند، یکی روابط نشان دهنده گشتاور ترمزی بر حسب فشار ورودی و دیگری روابط اثر فشار ترمز روی اجزای ترمز می باشد. در شکل (۲-۱۱) شماتیک دیسک ترمز نشان داده شده است.



شکل (۲-۱۱) شماتیک دیسک ترمز و سطح اصطکاکی

گشتاور ایجاد شده توسط ترمز بر روی یک چرخ با یک کالیپر و دو لنت از رابطه ی (۲-۴۱) بدست می اید.

$$\tau_w = \mu(N_{c1} + N_{c1})r_e = 2\mu(N_c)r_e \quad (۴۱-۲)$$

.

ضریب ترمزی[1] نسبت نیروی مماسی روی موتور به نیروی عمودی لنت است که طبق رابطه ی (۲-۴۲) تعریف می شود.

$$BF = \frac{2\mu(N_c)}{2N_c} = \mu \qquad (۴۲-۲)$$

در سیلندر چرخ‌ها فشار وارد بر لنت از رابطه ی (۲-۴۳) و گشتاور وارد بر چرخ ها از طرف سیستم ترمز از رابطه ی (۲-۴۴) و گشتاور وارد بر اکسل نیز از رابطه ی (۲-۴۵) بدست می اید.

$$. P_a = (Pi - P_t)A_a\eta \qquad (۴۳-۲)$$

$$. \tau_w = BF(P - P_t)A_a\eta r_e \qquad (۴۴-۲)$$

$$. \tau_{axle} = 4\mu(P - P_t)A_a\eta r_e \qquad (۴۵-۲)$$

$$r_e = r_m = (r_o + r_i)/2 \; . \qquad (۴۶-۲)$$

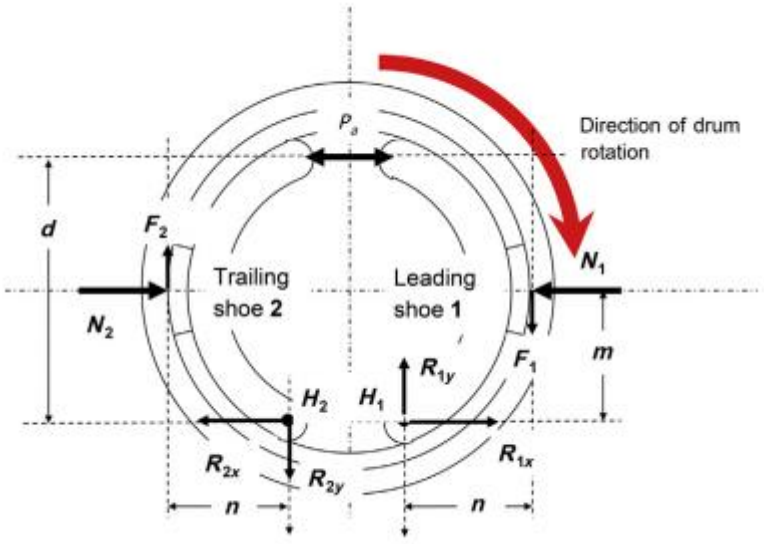
A_a مجموع سطح پیستون هیدرولیکی که بر روی لنت اثر می کند و r_e شعاع موثر دیسک که از رابطه ی (۲-۴۶) بدست می اید و μ ضریب اصطکاک بین لنت و دیسک هستند. در ترمزهای دیسکی داریم:

$$B.F. = 2\mu$$

محاسبات مربوط به ترمز کاسه ای

در ترمزهای کاسه‌ای با توجه به طرز قرار گرفتن کفشک‌ها و محل اعمال نیرو به کفشک‌ها، حالت‌های متنوعی وجود دارد (شکل (۲-۱۲)) برای محاسبه گشتاور ترمزی از رابطه(۲-۴۷) استفاده می‌کنیم:

[1] - Brake Factor



شکل (۲-۱۲) شماتیک ترمز کاسه ای

$$\tau_e = (F_1 + F_2)r_e = P_a(S_1 + S_2)r_e \qquad (۴۷-۲)$$

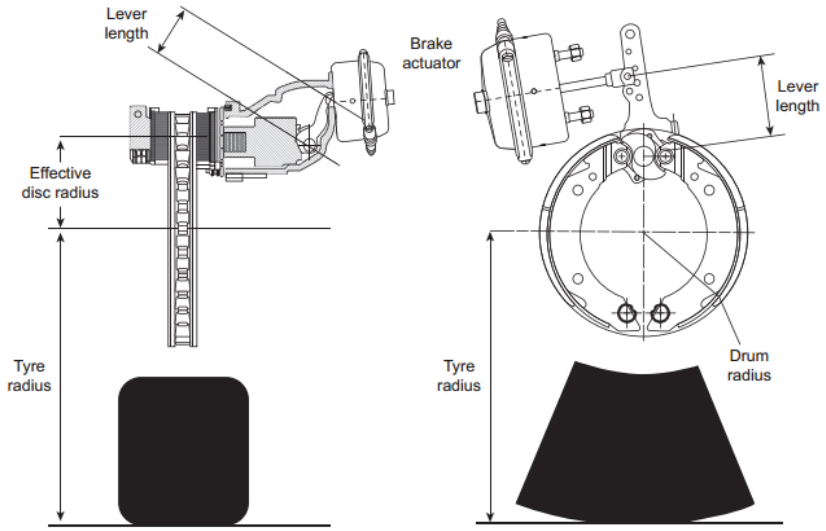
$$S_2 = \frac{(\mu . d/r_e)}{a'r_e\{(\alpha_0 - sin\alpha_0 \frac{cos\alpha_3}{4\sin\left(\frac{\alpha_0}{2}\right)\sin\left(\frac{\alpha_3}{2}\right)}\} + \mu\{1 + \left(\frac{a'}{r_e}\right)\cos(\frac{\alpha_0}{2})\cos(\frac{\alpha_{3\}}}{2})}$$

$$S_1 = \frac{(\mu . d/r_e)}{a'r_e\{\left(\alpha_0 - sin\alpha_0 \frac{cos\alpha_3}{4\sin\left(\frac{\alpha_0}{2}\right)\sin\left(\frac{\alpha_3}{2}\right)}\right\} - \mu\{1 + \left(\frac{a'}{r_e}\right)\cos(\frac{\alpha_0}{2})\cos(\frac{\alpha_{3\}}}{2})}$$

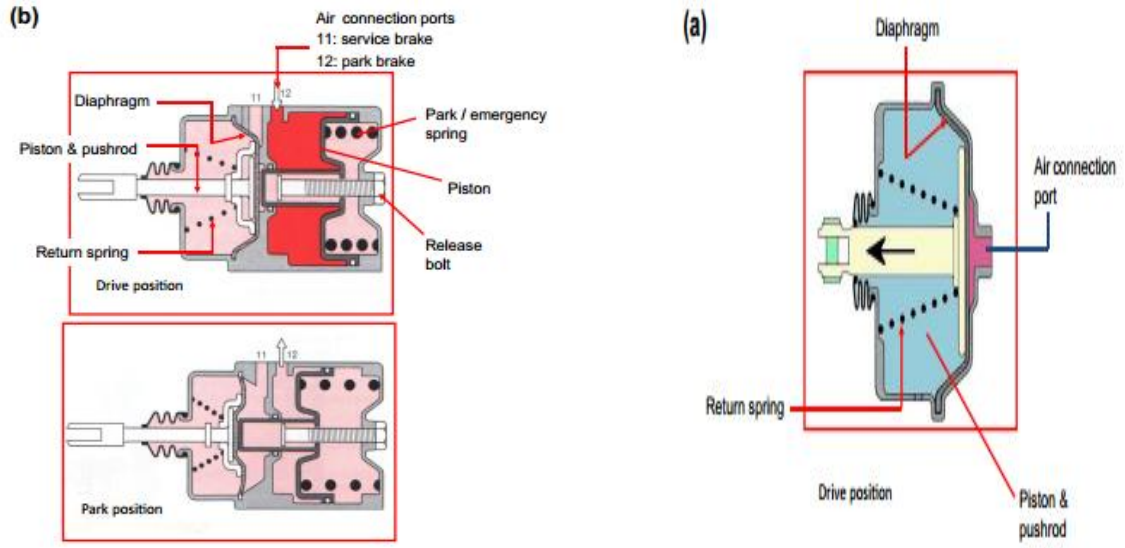
در روابط بالا d فاصله ی بین محل اعمال نیرو و لولای بین کفشک ها، r_e شعاع درونی دیسک کاسه ای a' فاصله ی بین مرکز ترمز تا محل لولا، $\alpha_3 = \alpha_0 + 2\alpha_1$ که در شکل (۲-۱۲) مشاهده می شود.

۲-۷- طراحی سیستم تحریک پنوماتیکی

اساس کار سیستم تحریک پنوماتیکی همانند تحریک هیدرولیکی می باشد با این تفاوت که نیروی اعمالی برای توقف خودرو توسط نیروی پنوماتیک ایجاد می شود. در شکل (۲-۱۳) شماتیک کلی تحریک سیستم ترمز پنوماتیکی نشان داده شده است.

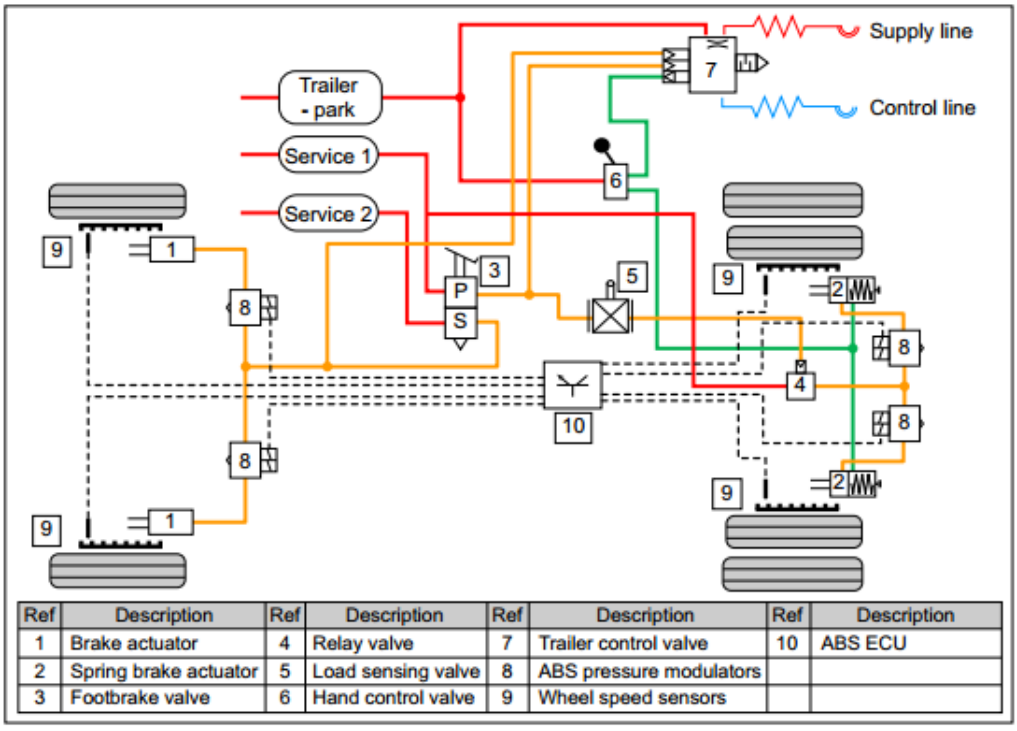


شکل (۲-۱۳) شماتیک سیستم تحریک ترمز پنوماتیکی



شکل (۲-۱۴) (a) تحریک استاندارد (b) فنرهای تحریک کننده ترمز

نمای کلی از تحریک ترمز پنوماتیکی همراه با ترمز ABS در شکل (۲-۱۵) نشان داده شده است.



Ref	Description	Ref	Description	Ref	Description	Ref	Description
1	Brake actuator	4	Relay valve	7	Trailer control valve	10	ABS ECU
2	Spring brake actuator	5	Load sensing valve	8	ABS pressure modulators		
3	Footbrake valve	6	Hand control valve	9	Wheel speed sensors		

شکل (۲-۱۵) سیستم تحریک پنوماتیکی با ترمز ABS

۲-۷-۲- طراحی تحریک کننده نیروی ترمزی

در طراحی ترمز پنوماتیکی دو پارامتر از جمله L طول اهرم تحریک شکل (۲-۱۳)و A_a اندازه سطح تحریک کنندهشکل (۲-۱۴) مهم می باشد. میزان گشتاور خروجی از پمپ در ترمزهای پنوماتیکی با توجه به رابطه ی (۲-۴۸) بدست می اید. که L در ان طول اهرم تحریک و A_a اندازه تحریک پمپ می باشد.

$$\tau_a = F_a l = (\mathrm{P} - P_t) A_a \eta l \qquad (۴۸-۲)$$

حداکثر گشتاور مورد نیاز برای تحریک ترمز از رابطه (۲-۴۹) بدست می اید.

$$\tau = \tau_a BF \qquad (۴۹-۲)$$

نیروی ترمزی وارد بر هر چرخ نیز ار رابطه ی(۲-۵۰)یا از رابطه ی (۲-۵۱) بدست می اید.

$$T_{wi} = \big((P_i - P_{ti})A_{ai}\eta_i l_i\big)BF_i/r_{ri} \qquad (۵۰-۲)$$

$$T_{wi} = \big((P_i - P_{ti})A_{ai}\eta_i - P_{ti})\big)l_i BF_i/r_{ri} \qquad (۵۱-۲)$$

نیروی وارد بر هر اکسل نیز از رابطه ی (۲-۵۲) بدست می اید که n در ان تعداد اکسل ها می باشد.

$$T_i = 2nT_{wi} \qquad (۵۲-۲)$$

برای هر خودرو مجموع نیروی ترمزی از رابطه ی (۲-۵۳) بدست می اید.

$$T = T_1 + T_2 + T_3 + T_4 \dots \dots \qquad (۵۳-۲)$$

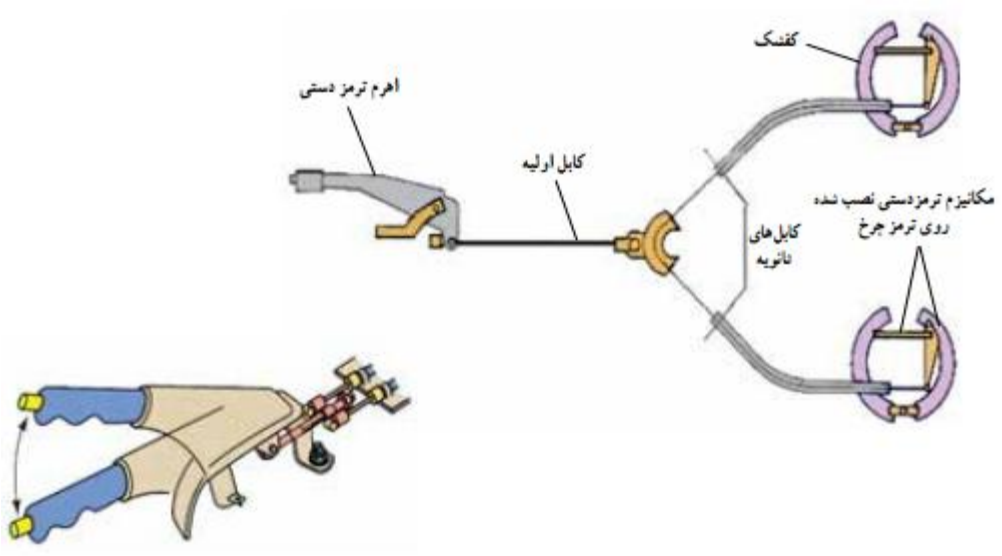
$$= \frac{2n_1\big((P_1 - P_{t1})A_{a1}\eta_1 l_1\big)\tau_{t1}BF_1}{r_{r1}} + \frac{2n_2\big((P_2 - P_{t2})A_{a2}\eta_2 l_2\big)\tau_{t2}BF_2}{r_{r2}} + \frac{2n_3\big((P_3 - P_{t3})A_{a3}\eta_3 l_3\big)\tau_{t3}BF_3}{r_{r3}} + \frac{2n_4\big((P_4 - P_{t4})A_{a4}\eta_4 l_4\big)\tau_{t4}BF_4}{r_{r4}}$$

۲-۸- ترمز دستی

محل نصب مکانیزم ترمز دستی در یکی از سه محل زیر است:

1ـ چرخ های جلو ۲-چرخ های عقب۳-میل گاردان.

معمولاًمکانیزم ترمزدستی بر روی ترمز چرخ های عقب نصب می شود. شکل های (۲-۱۶) یک ترمزدستی سیمی را نشان می دهد با توجه به شکل با فعال شدن ترمز دستی، کابل اولیه کشیده می شود. این امر باعث کشیده شدن کابل ثانویه می گردد. کشیده شدن کابل ثانویه باعث فعال شدن مکانیزم ترمز دستی نصب شده برروی مکانیزم ترمز چرخ می گردد و باعث درگیری لنت با کاسه چرخ یا دیسک ترمز می شود و در نهایت باعث متوقف کردن خودرو می شود.



شکل (۲-۱۶) شماتیک ترمز دستی سیمی

فصل ۳: سیستم های ترمزی پیشرفته

۳-۱- مقدمه

در این بخش به بررسی استانداردهای موجود برای طراحی سیستم ترمز و الزامات طراحی ان می پردازیم. زمانی که سیستم ترمز طراحی می شود ابتدا با استفاده از تحلیل های دستی عملکرد سیستم ترمز را مورد بررسی قرار می دهیم سپس با استفاده از تست تجربی سیستم ترمز طراحی شده را مورد ارزیابی قرار می دهیم.

۳-۲- استانداردهای طراحی سیستم ترمز

استانداردهای طراحی سیستم ترمز شامل استاندارد EEC71320 که نحوه صحه گذاری برای طراحی سیستم ترمز بر اساس استاندارد اروپا می باشد.
استاندارد ISIRI18874 که نحوه صحه گذاری برای طراحی سیستم ترمز بر اساس استاندارد داخلی می باشد.
همچنین استانداردهای دیگر از جمله ISO و. . نیز موجود می باشد. در ادامه به برخی از این الزامات اشاره می شود.

۳-۲-۱- حداکثر میزان نیروی ورودی به پای راننده

در هنگام ترمزگیری حداکثر نیرویی که راننده می تواند به پدال ترمز وارد کند بر طبق استاندارد EEC71320 که در ادامه نیز اشاره می شود نباید از ۵۰۰ نیوتون بیشتر باشد.

۳-۲-۲- نسبت تقویت بوستر

بر طبق استاندارد ISIRI18874 نسبت تقویت کننده بوستر خلائی بین ۴تا ۱۲ می باشد.

۳-۲-۳- سرعت زاویه ای انحراف جاده

بر طبق استاندارد ISO7975 در ترمزگیری سر پیچ مقدار سرعت زاویه ای انحراف از جاده حداکثر ۵۰ درجه باید باید باشد.

۳-۲-۴- زاویه چرخش

بر طبق بر طبق استاندارد ISO7975 در ترمزگیری سر پیچ مقدار زاویه چرخش بین -۱۵ تا +۱۵ باید تغییر کند

۳-۲-۵- سرعت جانبی

بر طبق بر طبق استاندارد ISO7975 در ترمزگیری سر پیچ مقدار سرعت جانبی بین -۵ تا +۵ باید تغییر کند.

۳-۲-۶- مسافت توقف

بر طبق استاندارد ISO7975 در ترمزگیری حداکثر مسافت توقف باید ۱۵۰ متر باشد.

۳-۲-۷- حداکثر میزان فشار شلنگ های ترمز

در طراحی سیستم ترمز هیدرولیکی حداکثر میزان فشار قابل تحمل وارد بر شلنگ های ترمز بر طبق استاندارد ISIRI2992 مقدار psi ۵۰۰۰ می باشد.

۳-۳- سیستم های ترمزگیری الکترونیکی

امروزه با پیشرفت تکنولوژی سیستم های مختلفی به منظور بهبود عملکرد سیستم ترمز به خودرو اضافه شده است. در ادامه به بررسی و نحوه عملکرد این نوع از سیستم ها می پردازیم.

۳-۳-۱- سیستم ترمز ضد قفل (ABS)

ترمزهای ضد قفل همان طور که از نامشان پیداست به منظور جلوگیری از قفل چرخها در هنگام توقف به کار میروند این امر از نظر ایمنی دارای سه مزیت است. مسافت توقف خودرو را کاهش می دهد به توقف اتومبیل در یک خط مستقیم کمک کرده و در عرض توقف، به راننده امکان فرمان دادن و هدایت خودرو را می‌دهد همچنین از پنچری لاستیک در هنگامی که فقط یک نقطه از لاستیک کم ضخامت باشد جلوگیری می‌کند.

اجزای سیستم ABS

- **واحد کنترل الکترونیکی** (ECU)

واحد کنترل الکترونیکی کامپیوتری است که به سیستم ترمز ضد قفل فرمان می دهد. سازندگان سیستم های ABS و خودرو، هر کدام از این واحد تحت عناوین متفاوتی نام میبرند.

در تمام سیستم های امروزی ترمز ضد قفل سیستم هایی که در این کتاب به آنها اشاره میشود. واحد کنترل الکترونیکی (ECU) یک کامپیوتر دیجیتال است که سیگنالهای آنالوگ خروجی از سنسورهای سرعت تعبیه شده درچرخها یا سیستم محرک را به صورت ولتاژدریافت وآنها را سیگنالهای دیجیتال و قابل استفاده تبدیل می کند. یک سیگنال ولتاژی آنالوگ، بسیارمتغیراست به صورت پیوسته و یکنواخت، نه پله ای، تغییر میکند سیگنال دیجیتال شامل یک سری از پالسهای روشن و به صورت صفرو یک است که با یک نظم و ترتیب مشخصی وجود دارند.

- **پمپ**

پمپها فشار لازم برای عملکرد ABS را فراهم میکند (به استثنای اکثر سیستم‌هایی که فقط چرخهای عقب ABS هستند و تنها منبع فشار هیدرولیکی، فشاری است که توسط پای راننده و پدال ترمز ایجاد میشود) در سیستم های مجتمع که پیوسته ترمز خلاصی ندارد پمپها فشار هیدرولیکی لازم برای تقویت ترمز عملکرد ABS را فراهم میکنند. پمپها توان لازم را از یک الکترو موتور گرفته و حرکت دورانی موتور را به حرکت انتقالی (رفت و برگشت) تبدیل میکند و باعث عملکرد یک یا دو پیستون میشوند. در انتهای محور پمپهای تک پیستونی یک یاتاقان خارج از مرکز وجود دارد و حرکت نوسانی یاتاقان، پیستون را جابجا کرده و بدین ترتیب روغن ترمز پمپ میشود.

- **سیلندر اصلی**

سیلندرهای اصلی به کارگرفته شده در ABS همانند همان نمونه های موجود در ترمزهای غیر ABS هستند اما دو تفاوت عمده بین آنها وجود دارد.

سیلندرهای اصلی تعدادی از سیستمهای مجتمع، علاوه بر پیستون های اولیه و ثانویه که سیستم اصلی ترمز را راه اندازی میکند به پیستون و سوپاپ کمکی نیز مجهزند. پیستون کمکی مستقیما توسط پدال ترمز راه اندازی میشود این پیستون، سوپاپ کمکی را باز کرده و باعث میشود که فشار هیدرولیکی ذخیره شود. در آکومولاتور، پیستون اولیه را حرکت داده و در نتیجه پیستون ثانویه را نیز به حرکت در آورده.

پیستونهای سیلندرهای اصلی استاندارد به کارمیرود. دلیل این امراین است که حرکت سریع رفت و برگشتی پیستون های سیلندر اصلی درهنگام عملکرد ABS باعث سایش سریع لبه های پیستون درازمان عبورازدهانه های مجزای تنظیم کننده میشود. با رها شدن پدال ترمز، روغن از مخزن به طرف سوپاپهای مرکزی و سپس به سمت سوراخ سیلندر اصلی جریان میابد.

- **سلونوئیدها**

سلونوئیدها و یا به عبارت دقیق شیرهای کنترل شده توسط سلونوشیر (شیر سلونوشیری یا برقی) در هنگام عملکرد ABS فشار هیدرولیکی درمجرای سیستم ترمز را کاهش و یا افزایش داده و آن را تنظیم میکنند. دو طرح اصلی برای این شیرها وجود دارد. شیر سلونوشیرها سه وضعیتی که در سیستم بوش ۲ و بوش ۳ به کارمی رود و شیر سلونوشیردو وضعیتی که در سیستم بوش ۵ و اکثر سیستم میشود اصول کار شیرهای سلونوشیری،الکترو- مغناطیسی این است که مته آهنی تعبیه شده در یک سیم پیچ باعث ایجاد خاصیت مغناطیسی می شود این هسته معمولا مغناطیس نبوده و با عبور جریان الکتریسیته سیم پیچ، خا صیت مغناطیس پیدا می کند. با مغناطیس شدن ناگهانی هسته سوپاپ داخل شیر در وضعیت جدید قرار میگیرد. هنگام عملکرد ABS با توجه به نوع سیستم،ممکن است شیر حداکثر تا ۱۵ بار در ثانیه باز و بسته شود و جریان روغن قطع یا برقرار نماید.

- **انبارهای آکومولاتورها:**

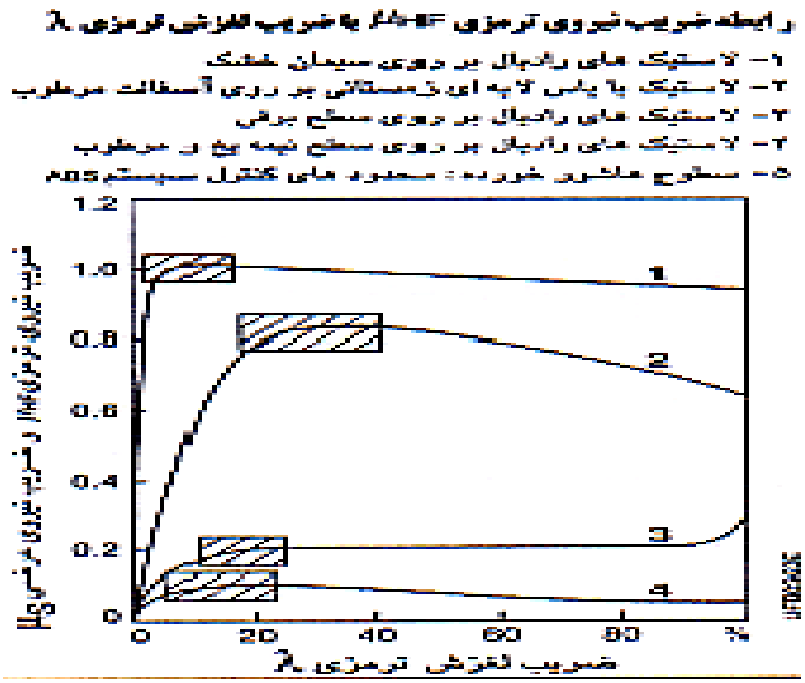
آکومولاتورها، فقط تا زمانی روغن را تحت فشار ذخیره میکند که سیستم ضد قفل به آن نیاز پیدا کند. (در سیستم های مجتمع،روغن تحت فشار برای تقویت توان ترمز نیز استفاده می شود که امری مجزا از سیستم ضد قفل می باشد)آکومولاتورها بر دو نوع است. ۱) نوع شارژ شده با گاز و۲) نوع فنری مدل‌های شارژ شده با گاز ازداخل توسط دیافراگم انعطاف پذیر به دوبخش تقسیم شده، که در یک طرف دیافراگم گاز نیتروژن تحت فشار نسبتا بالا (معمولا۱۰۰۰ پوند بر اینچ مربع) درطرف دیگرآن روغن ترمز قراردارد پمپ ABS،روغن را به آکومولاتورفرستاده و گاز نیتروژن را متراکم می‌کند.

و با توجه به نوع سیستم فشار آن را به ۲۰۰۰ تا ۳۰۰۰ پوند بر اینچ مربع می رساند وتا زمان نیاز ABS به افزایش فشارروغن درآکومولاتورباقی می‌ماند. سپس با بازشدن شیر، گازنیتروژن متراکم، پمپ را روشن میکند تا روغن دوباره داخل آکومولاتور بازگردد.

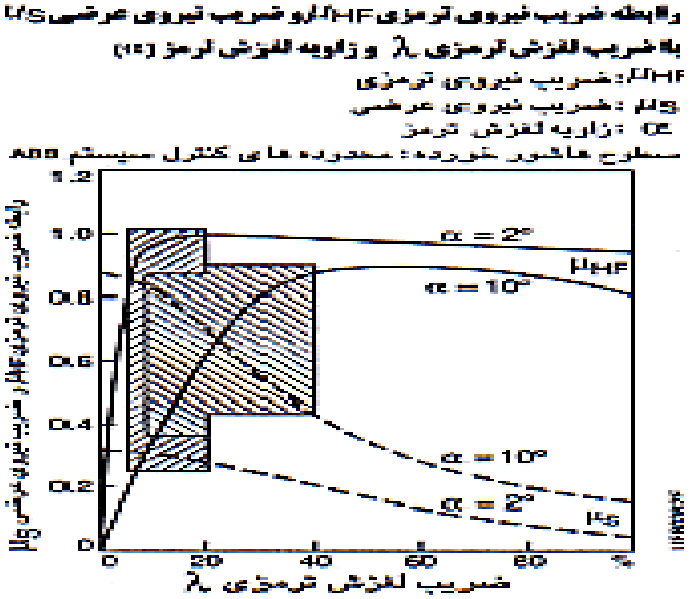
طرز کار آکومولاتور فنری شبیه به نوع قبلی است، اما در فشارهای پایین تری استفاده می‌شوند (بین ۵۰ تا ۴۵۰ پوند براینچ مربع) در این نوع، به جای دیافراگم و گاز نیتروژن، از یک فنر و پیستون استفاده گردیده و پمپ را به آکومولاتور فرستاده و فنر را فشرده میسازد و درصورت نیاز آکومولاتورروغن تحت فشار را به داخل مجاری ترمز هدایت می‌کند.

نیروهای دینامیکی در هنگام ترمزگیری

شکل های (۳-۱) و(۳-۲) بیانگر روابط فیزیکی مراحل ترمزگیری به همراه سیستم ترمز ABS می باشد. مناطقی که سیستم ترمز ABS عمل می کند توسطه خطوط هاشور خورده نشان داده شده است. الگوی نموداری (شکل(۱-۲))



شکل (۳-۱) مراحل ترمزگیری ABS



شکل (۳-۲) مراحل ترمزگیری ABS

منحنی ۱ (سـطح خشـک)، منحنی ۲ (سـطح مرطوب) و منحنی ۴ (سـطح یخی) بیانگر این مطلب است که فواصل ترمزگیری با استفاده از سیستم ترمز ABS بسیار کمتر از حالتی است که راننده با استفاده از ترمز معمولی و در حالتی توام با ترس بر روی پدال ترمز اثر می گذارد (. . 100%=) منحنی ۳ (سطح برفی) افزایش نیروی موثر نیروی ترمزی را در چرخ قفل شـده مشـخص می کند. در این مواقع بهترین قابلیت سیستم ترمز ABS که همانا حفظ تعادل و فرمان پذیری مناسب خودرو می باشد، بروز خواهد کرد. همانگونه که منحنی های ضـریب نیروی ترمزی (μ_{HF}) و ضـریب نیروی عرضـی (μ_s) در شـکل (۳-۲) مشخص می کند، محدوده کنترل سیستم ترمز ABS بایستی از حد زاویه لغزش ترمزی درجه a=2 تا حد زاویه لغزش درجه a=10 افزایش یابد.

هنگامی که بیشترین نیروی در زمان دور زدن خودرو با بیشترین شتاب عرضی اعمال می گردد، سیستم ترمز ABS با یک پاسخ دهی سریع (بطور مثال شیب اولیه ترمزگیری ۱۰٪) به آن واکنش نشان می دهد. در زاویه لغزش ترمزی درجه a=10 ضریب نیروی ترمزی آغازین تا مقدار μ_S 0. 35= محدود می گردد، در حالتی که ضریب نیروی عرضی برابر 0. 80=... و نزدیک به حداکثر مقدار خود باقی می ماند. با ادامه ترمزگیری خودرو، منحنی منحنی نرخ لغزش سیستم ABS متناسب با سرعت چرخشی و شتاب عرضی در جهت مخالف افزایش می یابد. ضریب های نیروی عرضی کمتر از کاهش شتاب عرضی حاصل می گردد، با سـطوح بالایی از کاهش شـتاب همراه خواهد شـد. هنگامی که در زمان دور زدن خودرو نیروی ترمزی اعمال می گردد، نیروهای ترمزی بطور قابل ملاحظه ای افزایش می یابند، بطوریکه مسافت کل ترمزگیری فقط مقدار کمی بیشتر از مسافت ترمزگیری در حالت خطی و مستقیم در شرایط مشابه می باشد.

۳-۳-۲- ترمزهای اضطراری کمکی (EBA)

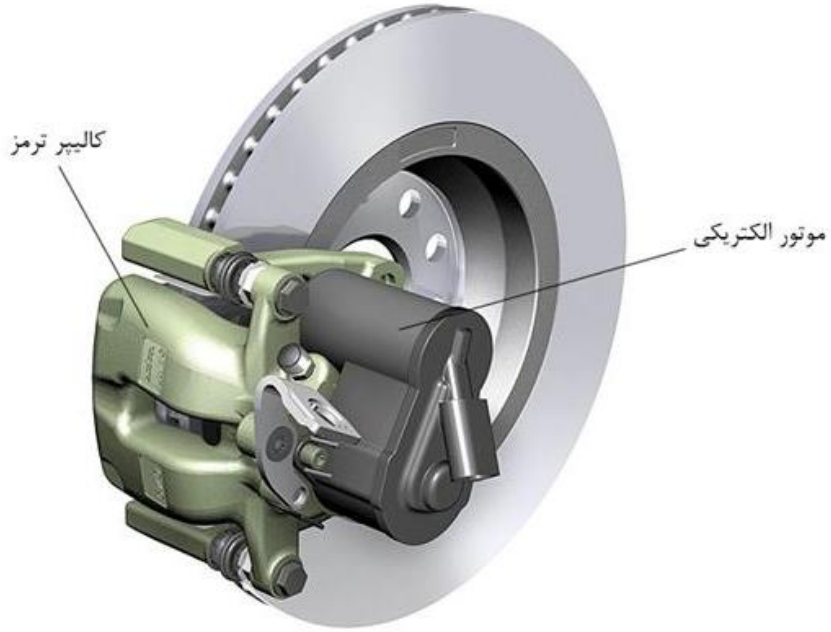
ترمزهای اضطرای کمکی به منظور سرعت بخشیدن به ترمزگیری مورد استفاده قرار می گیرند. ترمزهای اضطراری کمکی زمانی فعال می شود که راننده به طور ناگهانی عمل شتاب گیری را متوقف کند یا زمانی که یکی از شـاخص های پایداری افزایش یابد را انجام دهد. ترمزهای اضـطراری همچنین به منظور تغذیه پمپ ترمز ABS به منظور اعمال فشار لازم برای ترمزگیری را نیز انجام می دهند.

۳-۳-۳- ترمز دستی الکترونیکی (EPB)

مکانیزم عملکرد ترمزدستی های مکانیکی به این شکل بود که یک کابل از اهرم ترمز دستی به چرخهای عقب متصل می گردید و با کشیدن اهرم دستی یا پایی (در برخی مدل های **مرسدس بنز** و اتومبیل های آمریکایی)، لنت های ترمز چرخ های عقب درگیر می شد و از حرکت خودرو جلوگیری می کرد. به طور کلی، دو نوع ترمزدستی الکترونیکی داریم. در نوع اول، ترمزهای عقب بوسیله کابل (مانند ترمزدستی های مکانیکی) فعال می گردند، با این تفاوت که یک موتور برقی کار دست راننده را انجام می دهد و نیروی مورد نیاز فعال کردن ترمزدستی را تامین می کند. در این خودروها، ترمزدستی با فشردن یک دکمه، فعال یا غیرفعال می گردد و توسط یک چیپ الکترونیکی کنترل می شود که در شرایط مختلف، مانند زمانی که خودرو در سربالایی قرار گرفته است و قصد حرکت مجدد دارد، به یاری راننده می شتابد.

ولی در نوع دوم، همانند فولکس واگن پاسات، موتور الکتریکی ترمز دستی در کالیپر ترمز چرخ عقب جاسازی شده است. در این سیستم هیچ گونه کابلی وجود ندارد و ترمزدستی فقط به واسطه نیروی الکتریکی فعال می گردد. در صورت فشردن دکمه و فعال شدن ترمزدستی، چراغ نمایشگر روی دکمه فعال سازی

روشن شده و صدای هشدار نیز شنیده می شود. لازم به ذکر است این سیستم توسط همان دکمه نیز غیر فعال می شود. البته در اغلب خودروها، بعد از قرارگیری دنده در حالت D (حرکت) و فشردن پدال ترمز، ترمزدستی به صورت اتوماتیک غیرفعال می شود. این سیستم نیز معایب و مزایای خود را دارد. از مزایای این سیستم می توان به کم شدن استهلاک قطعات ترمزدستی و کم تر شدن وزن خودرو و فضای اشغالی و از معایب آن می توان به هزینه بالای تعمیر و نگهداری آن اشاره کرد. (شکل(۳-۳))



شکل (۳-۳) شماتیک ترمز دستی الکترونیکی

۳-۳-۴- ترمز ESC

یک سیستم برای کنترل مستقیم گشتاور چرخشی جهت بهبود در پایداری و کنترل پذیری خودرو است. در ESC کنترل گشتاور چرخشی به عنوان راهی برای کنترل دینامیک جانبی در جریان یک مانور شدید

در نظر گرفته می شود. برای دستیابی به این هدف یک استراتژی کنترلی برای گشتاور چرخشی بر مبنای فیدبک از متغییرهای حالت سیستم و یک مجموعه عملگر لازم است. ایجاد گشتاور چرخشی در ESC به دو طریق میسر است. روش متداول ایجاد گشتاور چرخشی ترمزگیری مستقل چرخها و استفاده از اختلاف نیروی ترمزی طرفین چپ و راست خودرو است. این روش به عنوان ترمزگیری اختلافی شناخته شده است و بر مبنای تکنولوژی ترمز ABS با منطق کنترلی پیچیده تر استوار است. علیرغم موتورهای احتراق داخلی مرسوم در نمونه های مدرن موتورهای الکتریکی EVS کنترل نیروی رانش موتور می تواند به عنوان ابزاری برای ایجاد گشتاور چرخشی استفاده شود. زنجیره توان در این موتورها شامل دو یا چهار موتور الکتریکی است که با هر کدام از چرخها یکپارچه شده و می تواند مستقلا کنترل شوند. در این ترکیب بندی نیروی رانش هر چرخ بوسیله کنترل جریان موتور الکتریکی قابل کنترل است استفاده از ESC خصوصا در خودروهای الکتریکی بسیار حائز اهمیت است. در حقیقت با نصب جعبه های سنگین باطریها در این خودروها موقعیت مرکز ثقل خودرو به طور ناخواسته جابجا می شود این موضوع خودرو را بیش فرمان می کند. این به معنی نیاز جدی این خودروها به سیستمهای پایدارکننده اضافی چون ESC است. این در حالی است که در خودروهای احتراق داخلی متداول کم فرمانی ذاتی خودروها پایداری قابل ملاحظه ای را حتی در مانورهای شدید بوجود آورده است. علیرغم نحوه ایجاد گشتاور پیچشی استراتژی کنترلی حاکم بر آن جنبه اصلی طراحی یک سیستم ESC است. این استراتژی علاوه بر تولید گشتاور پیچشی مورد نیاز باید توزیع بهینه نیروی طولی در چرخها را برای دستیابی به بهترین شرایط از جهت پایداری بدست دهد. این موضوع خودرو را از اثرات نامطلوب بیش فرمانی و کم فرمانی می رهاند.

وضعیت ایمنی با استفاده از ESC اگرچه سیستمهای غیر فعال مانند کمربند ایمنی خسارات ناشی از تصادف از جلو را کاهش داده است. امروزه بخش بزرگی از خسارات به دلیل انحراف از مسیر و تصادفات جانبی بوجود می آیند. و این حوزه ای است که ESC نقش اساسی خود را ایفا می کند. در سال ۲۰۰۳

تحقیق جامعی در دانشگاه Iowa انجام شد با این پرسش اولیه که" آیا وجود ESC به راننده برای کنترل خودرو در شرایط بحرانی کمک می کند؟" بر اساس تمام تحلیلهای انجام شده با وجودESC شرایطی که راننده کنترل خود را از دست می دهد ۲۴. ۵ درصد نسبت به حالت بدون ESC کاهش داشته است. برای یک تست مشخص راننده هایی که توانسته اند با وجود ESC کنترل خودرو را حفظ کنند ۳۴٪ بیشتر از حالتی بود که سعی می کردند، خودرو بدون ESC را کنترل کنند. این تحقیق تاثیر شاخص و قابل توجه ESC را در حفظ ایمنی خودرو نشان می دهد. VW در تحلیل تصادفات محصولات خود نشان داده است که با وجود ESC ۸۰٪ از میزان تصادفات ناشی از لغزش کاسته می شود.

۳-۴- سیستمهای پایداری در خودروهای پیشرفته الکترونیکی

امروزه سیستمهای پایداری باا ستفاده از نیروی ترمزی سعی در بهبود پایداری خودرو در شرایط مختلف می باشند. در ادامه به بررسی اجمالی به سیستم های پایداری می پردازیم.

۳-۴-۱- سیستم کنترل کششی (TCS)

فرمان پذیری خودرو فقط در هنگام قفل شدن چرخ ها بر اثر ترمزگیری از بین نمی رود. براثر بکسوواد کردن چرخ ها ودر هنگام شتاب گیری شدید خودرو نیز با همین پدیده مواجه می شویم. سیستم کنترل کششی الکترونیکی به منزله سیستم مکمل سیستم ABS ابداع شده است. این سیستم کنترلی مانع از بکسوواد کردن چرخ در شروع حرکت یا در هنگام شتاب گیری شدید می شود. این سیستم چرخ در حال بکسوواد را به شیوه ای تحت کنترل، ترمز می کند. اگر هر دو چرخ یا همه چرخ ها بکسوواد کنند، یکی از

کارکردهای واحد کنترل موتور، سبب کاهش گشتاور محرک چرخ ها می شود. سیستم کنترل کششی به منزله سیستمی مستقل ساخته نمی شود، بلکه این سیستم با سیستم ترمز ABSتلفیق شده است. علت ادغام این دو سیستم این است که بخش عمده اجزای دوآنها یکی است. برای بکارگیری سیستم کنترل کششی کافی است که در سیستم کنترل منطقی واحد کنترل الکترونیکی تغییری ایجاد کنیم و چند عنصر کنترلی اضافی برای کنترل میزان بازشدگی دریچه گاز نصب کنیم. سیستم کنترل کششی کارهای زیر را انجام می دهد:

- پایداری را حفظ می کند.
- واکنش های ناشی از چرخش حول محور عمودی را کاهش می دهد.
- نیروی پیشرانی بهینه را در همه سرعت ها تامین می کند.
- بار کاری راننده را کاهش می دهد.

برای یک سیستم کنترل کششی خوب می توان مزایای زیر را برشمرد:

- افزایش نیروی کششی
- ایمنی و پایداری بیشتر روی سطوح لغزنده و نامناسب
- تنش کمتر برای راننده
- عمر طولانی تر لاستیک ها
- بکسوواد نکردن چرخ سر پیچ ها و در هنگام دور زدن

در بسیاری از موارد سیستم کنترل الکترونیکی می تواند سریعتر و دقیقتر از راننده خودرو مداخله کند. بنابراین در زمانی که راننده نتواند از پس شرایط حاکم براید، پایداری خودرو حفظ می شود.

کارکردهای کنترلی

نیروی کشش را به روش های مختلف می توان کنترل کرد. درشکل زیر سه روش مورد استفاده برای جلوگیری از بکسوواد کردن چرخ، به نام های کنترل گاز،کنترل جرقه زنی و کنترل ترمز مقایسه شده است.

- کنترل گاز

گاز بوسیله کنترل مقدار باز یا یسته بودن دریچه گاز تنظیم می شود. اگر خودرو به سیستم گاز برقی مجهز باشد، کنترل گاز، در ارتباط با واحد کنترل الکترونیکی سیستم مدیریت موتور انجام می شود.

- کنترل جرقه زنی

اگر جرقه ریتارد باشد، گشتاور موتور را می توان درفاصله زمانی بسیار کوتاهی تا حدود ۵۰درصد کاهش داد. جرقه زنی به وسیله شیب معینی روی نقشه جرقه زنی تنظیم می شود.

- اثر ترمز

با اعمال نیروی ترمز از گشتاور چرخ کاسته شده و از هرزگردی چرخ جلوگیری به عمل می آید. اما از حداکثر فشار ترمز استفاده نمی شود تا حفظ اسایش سرنشینان تضمین شود.

عملکرد سیستم

هنگامی که راننده پدال گاز را فشار می دهد گشتاور موتور وگشتاور محرک حاصل ا ز ان هر دو افزایش می یابد. اگر سطح جاده قادر به تامین و نگهداری این افزایش گشتاور باشد خودرو بدون هیچگونه محدودیتی شروع به شتابگیری خواهد کرد. به هرحال حداقل یکی از چرخ های محرک به محض اینکه

گشتاور به بالاتر از حداکثر مقدار فیزیکی که از طرف سطح جاده اعمال می شود برسد شروع به دوران خواهد کرد. در نتیجه این عمل نیروی موثر کششی سطح جاده کاهش یافته و نیز افت چسبندگی جانبی در نهایت موجب ناپایداری خودرو خواهد شد. سیستم TCS با تنظیم لغزش چرخ محرک به سطح بهینه کارکردی آن در قبال اعمال فوق واکنش نشان خواهد داد. در این سیستم وضعیت پدال گاز را یک حسگر ساده تعیین می کند. با در نظر گرفتن سایر متغیرها، از قبیل دما و دور موتور، گاز بوسیله یک موتور خود فرمان در وضعیت بهینه قرار می گیرد. هنگام بکسوواد کردن چرخ وضعیت گاز و زمان جرقه زنی تنظیم می شود، اما بهترین نتایج هنگامی حاصل می شود که ترمز چرخی که در حال بکسوواد کردن است، عمل کند. و این اعمال بدون اینکه راننده پدال ترمز را لمس کند انجام میشود.

۳-۴-۲- توزیع نیروی ترمزی الکترونیکی (EBD)

هر چرخ در خودرو میزانی از وزن خودرو را متحمل می شـــود که با توجه به چگونگی طراحی خودرو و شرایط حرکتی خودرو متفاوت است برای نمونه اگر تقسیم وزن خودرو ۴۰/۶۰ باشد ۶۰ درصد وزن خودرو در حالی که خودرو ثابت اســت یا حرکت با ســرعت ثابت دارد بر روی چرخ های جلو خواهد بود و ما بقی آن بر روی چرخ های عقب. حال تصور نمایید که این خودرو در حال حرکت در مسیری مستقیم و شرایط جاده ای خشــک و مناســب اســت و خودرو باری را نیز حمل نمی کند. راننده خودرو اقدام به ترمزگیری نماید، در این شرایط به علت سرعت اولیه خودرو قبل از ترمزگیری، مقداری از وزن خودرو به جلو منتقل می شــود(به یاد داشــته باشــید مفهوم وزن با جرم متفاوت اســت). پس چرخ های جاوی خودرو که وزن بیشتری را در شرایط معمول حمل می کردند مقداری وزن اضافه را نیز باید حمل کنند. با در نظر گرفتن مثال بالا لین فکر به ذهن می رسد که در شرایط توصیف شده باید نیروی ترمز اعمالی به چرخ های جلو بیشتر از چرخ های عقب باشد و یکی از کارهای سیستم EBD همین است که در ترمز گیری مستقیم

الخط به صورت تقریبی نیروی ترمز لازم هر چرخ را محا سبه می کند و آن را به هر چرخ اعمال می کند.

۲) شرایط بعدی حالتی ا ست که خودرو باری را حمل کند و در شرایط تو صیفی قبلی ترمز کند، در این شرایط به علت وجود وزن بیشتر در قسنت عقب خودرو در هنگام ترمز گیری وزنی به قسمت جلو ا ضافه نمی شـــود و این وزن بر روی چرخ های عقب اعمال نخواهد شـــد پس چرخ های عقب در این حالت به نیروی ترمز بیشتری نسبت به حالت قبل نیاز خواهند داشت.

۳) شرایط حرکتی بعدی که تقسیم نیروی ترمز بین چرخ ها بکار می آید در هنگام حرکت در پیچ ا ست که در این شـــرایط چرخ های بیرون از پیچ دارای حرکت دورانی بیشـــتری نســـبت به رخ های داخل پیچ ا ست در این حالت اگر راننده اقدام به ترمز گیری نماید تا سرعت خودرو را کم کند چرخ های داخل پیچ قفل می کنند که باعث از د ست رفتن کنترل خودرو می شود پس در این حالت نیروی ترمز کمتری باید به چرخ های داخل پیچ اعمال شود.

۳-۴-۳- کنترل پایداری الکترونیکی (ESP)

پایداری الکترونیکی یا همان سیستم آنتی رولینگ است. سیستم ای اس پی حاصل تلفیق سیستم ترمز ای بی دی سیستم ا بی اس و سیستم تراکشن کنترل است که بوسیله نرم افزاری و در صورت داشتن سخت افزار لازم برای سه سیستم بالا به همراه تعدادی سنسور اضافه برای زاویه فرمان و شتاب های طولی و عرضی وارده به خودرو سیستم پایداری الکترونیکی یا همان ای اس پی بوش (بعضی از شرکتها نامهای تجاری دیگه مثل مثلا" DSP برای بی ام دبلیو) رو بوجود آورد.

ای اس پی با اندازه گیری مداوم این پارامترها وضعیت حرکتی خودرو رو بررسی میکند:

۱-سرعت گردش هر چرخ و سرعت حرکت خودرو

۲-وضعیت قرار گیری فرمان و همینطور محاسبه سرعت گرداندن فرمان

۳-میزان شتاب وارده طولی و شعاعی به خودرو

۴-وضعیت موتور از نظر گشتاور تولیدی

۵-در بعضی از گونه ها تعدادی سنسور برای بررسی وضعیت مسیر حرکت از نظر خیس یا خشک بودن و همینطور میزان لغزندگی مسیر حرکت هم وجود دارد

بعد از بررسی پارمترها فوق ای اس پی یک نقشه کلی از نظر چگونگی حرکت خودرو و وضعیت چرخها تنظیم میکند و با مقایسه این مقادیر با مقادیر ایده آل مورد نیاز خودرو تصمیم به دخالت در امر رانندگی میگیرد. به این ترتیب که با توجه به سرعت حرکت خودرو و شتاب وارده به خودرو از جهات مختلف و همینطور چگونگی کارکرد راننده با فرمان نتیجه گیری میکند که شرایط حرکت خودرو عادی یا با اندر استیر (انحراف قسمت جلوی خودرو) و یا اور استیره (انحراف قسمت عقب خودرو). در صورت اندر یا اور استیر بودن با استفاده تکی یا توام از ترمز چرخها و گاها" گشتاور موتور شروع به اصلاح وضعیت حرکت خودرو میکند.

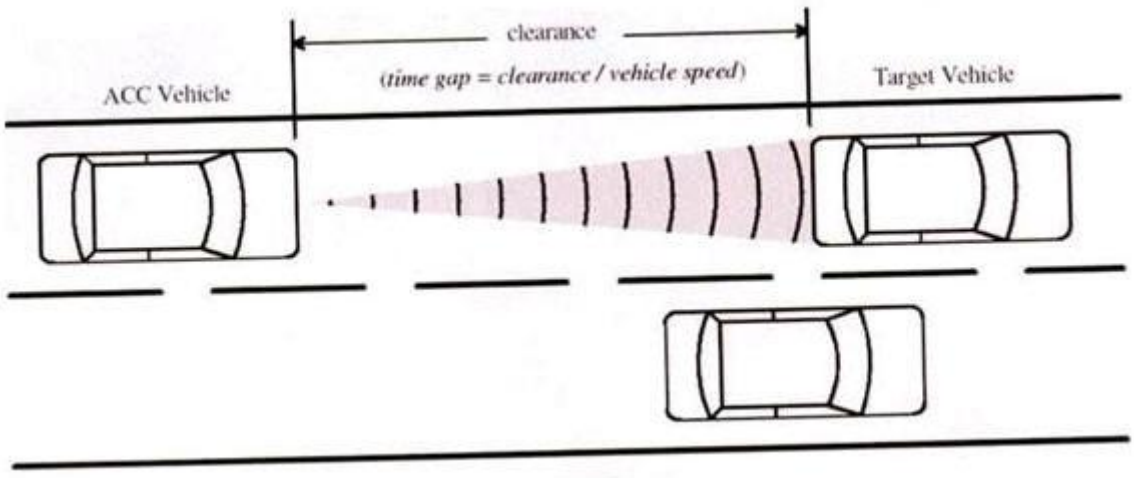
Automatic brake differential (ABD) –۴–۴–۳

این سیستم که با نام TCS نیز شناخته می شود برای گذر از محلهای لغزنده بکار می رود، حالتی را فرض کنید که یک یا چند چرخ خودرو در محلی لغزنده یا گل آلود گیر کنند، چرخهای مورد نظر به صورت درجا می چرخند و خودرو بدون حرکت در جایش باقی می ماند، حتی در صورت گل آلود بودن سطح، چرخ بیشتر و بیشتر به داخل گل و لای فرو می رود، اما با کمک سیستم ABD این اتفاق نخواهد افتاد چرا که این سیستم با تشخیص هرزگردی چرخ و با کمک سیستم ABS چرخ یا چرخهای مورد نظر را با گرفتن و

رها کردن ترمز از حالت هرزگردی خارج، و با انتقال نیرو به چرخ یا چرخهای درگیر با سطح غیر لغزنده، خودرو را از آن محیط بیرون می آورد.

۳-۴-۵- کروز کنترل تطبیقی (ACC)

کنترل تطبیق سرعت (ACC) یک ویژگی خودرو است که در آن سیستم کنترل، سرعت خودرو را مطابق شرایط ترافیکی اطراف تنظیم می کند. یک سیستم رادار که در جلوی خودرو نصب شده است جهت آشکار کردن خودروهایی که در مسیر خودروی مجهز به ACC حرکت می کنند، استفاده می شود. اگر خودرویی کندتر حرکت کندACC باعث کاهش سرعت می شودو فاصله مجاز بین خودروی مجهز به ACC وخودروی جلویی را کنترل می کند. اگر سیستم متوجه شود خودرو دیگر مقابل خودروی ACC نیست، سیستم ACC سرعت خودرو را افزایش داده وبه میزان تنظیم شده در کنترل سرعت بر می گرداند. این عملکردباعث می شود که خودروی مجهز به ACC مستقلا و بدون دخالت راننده سرعت را مطابق شرایط ترافیک کم یا زیاد کند. روش کنترل سرعتی که ACC انجام می دهد کنترل دریچه هوا(THROTLLE) وعملکرد محدود ترمز است. شکل (۳-۴)



شکل (۳-۴) نحوه عملکرد ACC

مراجع

[1] Limpert, R. (1999). "Brake design and safety. " SAE, Warrendale, PA: 525. Conference

[2] Day, Andrew J. *Braking of road vehicles*. Butterworth-Heinemann, 2014.

[3] Eng, I. R. P. D. (2011). "Studies and research regarding the effects of braking on the braking system of military trucks", Academy of București-Prof. Petru Brânzaș Ph. D. Eng. Reviewer, Faculty of Mechanics, Technical University of Cluj-Napoca.

[4] Ho, Hon Ping. The Influence of Braking System Component Design Parameters on Pedal Force and Displacement Characteristics. Simulation of a passenger car brake system, focusing on the prediction of brake pedal force and displacement based on the system components and their design characteristics. Diss. University of Bradford, 2015.

[5] Aly, A. A. , et al. (2011). "An antilock-braking systems (ABS) control: A technical review. "Intelligent Control and Automation 2(03): 186.

[6] Bhivate, P. (2011). " Modelling & development of antilock braking system".

[7] Dr. -Ing. habil. Egon-Christian von Glasne '"Braking Mechanics"