

مبانی دینامیک خودرو

نویسنده:

توماس گیلسپی

برگردانندگان:

دکتر رضا کاظمی

مهندس سید محمد مهدی انصاری موحد

مبانی دینامیک خودرو

توماس گیلسپی

رضا کاظمی
مهدی انصاری

مبانی دینامیک خودرو

کتاب مبانی دینامیک خودرو نوشته توماس گیلسپی که در یک جلد نگارش یافته است، فراهم‌گر اصول مهندسی و پایه‌ریز روش‌های ساده تحلیلی برای بررسی و همانندسازی کارکرد خودروهای جاده‌ای است. این کتاب خواننده را با اصول مکانیکی مدل‌سازی کارکرد خودرو، روش‌های تحلیلی پاسخ‌یابی و نیز واژه‌شناسی خودرو آشنا می‌نماید.

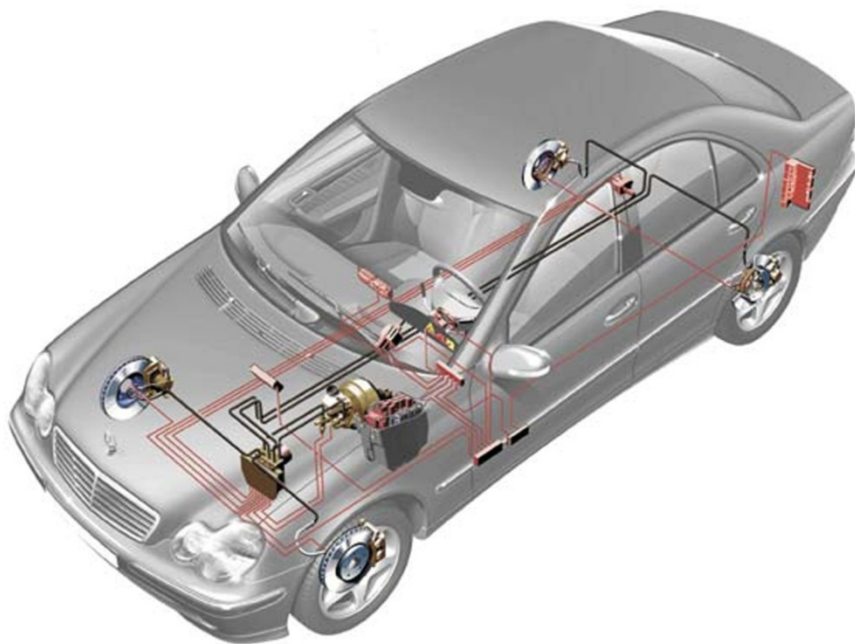
نویسنده:

دکتر توماس گیلسپی یک دانشمند محقق در انستیتو تحقیقات حمل و نقل دانشگاه میشیگان است که دروس دینامیک خودرو و مهندسی خودرو را تدریس می‌نماید. نیز در کمپانی خودروسازی فورد و کمپانی‌های دیگر خودروساز به عنوان مدرس و مشاور دینامیک خودرو شناخته شده است. همچنین در کاخ سفید به عنوان مشاور و رییس بخش تحقیقات و نوآوری در زمینه‌های دانش و فن‌آوری و نیز ابرساناها کار کرده است. در حال حاضر او رهبری مرکز تحقیقات حمل و نقل خودروهای سنگین را بر عهده دارد.

برگردانندگان:

دکتر رضا کاظمی استادیار دانشکده مهندسی مکانیک دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی می‌باشد که دروس دینامیک خودرو، طراحی سازه بدنه خودرو، سیستم‌های دینامیکی، استاندارد سیستم‌های شاسی و بدنه، پیش‌الگوسازی مجازی و ... را در آن دانشگاه و دانشگاه‌های صنعتی شریف و تهران تدریس می‌کند. همچنین مسول دپارتمان دینامیک خودرو مرکز تحقیقات ایران خودرو می‌باشد، که مسولیت چندین پروژه را در زمینه سیستم‌های دینامیکی خودرو بر عهده داشته است. نیز ایشان از مشاوران صنعت در زمینه سیستم‌های دینامیکی خودرو می‌باشد. مهندس سید محمد مهدی انصاری موحد (لیسانس مهندسی مکانیک دانشگاه تهران و فوق لیسانس دانشگاه صنعتی شریف) در زمینه‌های شبیه‌سازی و پیاده‌سازی سیستم‌های دینامیکی، دینامیک خودرو و نیز مواد کامپوزیت کار کرده است. در حال حاضر مسولیت گروه شبیه‌سازی مجازی و مدل‌سازی با نرم‌افزار آدامز را در دپارتمان دینامیک خودرو مرکز تحقیقات ایران خودرو را بر عهده دارد.

گفتار ۳ کارکرد ترمزگیری



کاربرد تجهیزات الکترونیکی در سیستم ترمز خودرو

۳-۱ معادلات پایه

معادله اساسی کارکرد ترمزگیری با بهره‌گیری از قانون دوم نیوتن در راستای طولی خودرو بدست می‌آید. نیروهای عمده اعمالی به خودرو در شکل ۱-۶ نشان داده شده است. بنابراین قانون دوم نیوتن در راستای طولی خودرو به قرار زیر است:

$$Ma_x = -\frac{W}{g}D_x = -F_{xf} - F_{xr} - D_A - W\sin(\theta) \quad (1-3)$$

در رابطه بالا:

g شتاب گرانش	W سنگینی خودرو
D_x کندش خطی خودرو	a_x شتاب خطی خودرو
F_{xr} نیروی ترمزی محور پشت	F_{xf} نیروی ترمزی محور جلو
θ زاویه شیب جاده	D_A نیروی پسای آیرودینامیکی

نیروی ترمزی جلو و پشت برخاسته از گشتاورهای ترمزی به همراه تاثیرات مقاومت غلتشی تایر، اصطکاک بیرینگ‌ها و مقاومت زنجیره رانش است. بررسی و شناسایی کندش نیازمند آگاهی کاملی از همه نیروهای اعمالی به خودرو است.

۱-۳-۱ کندش ثابت

با گمان ثابت بودن نیروهای اعمالی به خودرو در هنگام ترمزگیری، می‌توان یک رابطه ساده برای کندش خودرو به دست آورد. رابطه به دست آمده پایه‌ای است برای بررسی مانورهای ترمزگیری. با بهره‌گیری از معادله ۱-۳ مقدار کندش به قرار زیر است:

$$D_x = \frac{F_{xt}}{M} = -\frac{dV}{dt} \quad (۲-۳)$$

در رابطه بالا:

$$F_{xt} \text{ برآیند طولی نیروهای ترمزی خودرو} \quad V \text{ سرعت پیش‌روی}$$

رابطه بالا را به سادگی می‌توان انتگرال‌گیری نمود، زیرا نیروهای طولی ثابت می‌باشند. با انتگرال‌گیری این رابطه از سرعت آغازین V_0 تا سرعت پایانی V_f ، مقدار کندش ثابت به قرار زیر است:

$$\int_{V_0}^{V_f} dV = -\frac{F_{xt}}{M} \int_0^{t_s} dt \quad (۳-۳)$$

$$V_0 - V_f = \frac{F_{xt}}{M} t_s \quad (۴-۳)$$

در رابطه بالا:

$$t_s \text{ زمان تغییر سرعت}$$

از آنجا که سرعت و جابجایی با $V = dx/dt$ مرتبط می‌باشند، با جای‌گذاری dt در معادله ۲-۳ و انتگرال‌گیری از آن می‌توان رابطه سرعت و جابجایی را به دست آورد.

$$\frac{V_0^2 - V_f^2}{2} = \frac{F_{xt}}{M} X \quad (5-3)$$

در رابطه بالا:

X مسافت طی شده در حین کندش

اگر ترمزگیری سبب ایست کامل خودرو شود، آنگاه سرعت پایانی (V_f) صفر بوده و فاصله ایست با بهره گیری از رابطه ۳-۵ به قرار زیر است:

$$SD = \frac{V_0^2}{2 \left(\frac{F_{xt}}{M} \right)} = \frac{V_0^2}{2D_x} \quad (6-3)$$

در رابطه بالا:

SD فاصله ایست

همچنین زمان ایست به قرار زیر است:

$$t_s = \frac{V_0}{\left(\frac{F_{xt}}{M} \right)} = \frac{V_0}{D_x} \quad (7-3)$$

بنابراین، با یکسان بودن کمیات دیگر، زمان ایست متناسب با سرعت است، در حالی که مسافت ایست متناسب با توان دوم سرعت است (بنابراین دو برابر شدن سرعت، سبب دو برابر شدن زمان ایست و چهار برابر شدن مسافت ایست است).

۲-۱-۳ کندش به همراه مقاومت باد

نیروی پسای آیرودینامیکی اعمالی به خودرو وابسته به ویژگی‌های آیرودینامیکی خودرو و توان دوم سرعت است. در این حالت تعیین فاصله ایست به محاسبات پیچیده‌تری نیازمند است، هرچند هنوز می‌توان انتگرال‌گیری نمود. در این حالت برآیند نیروها به قرار زیر است:

$$\sum F_x = F_b + CV^2 \quad (8-3)$$

در رابطه بالا:

C ضریب پسای آیرودینامیکی خودرو F_b برآیند نیروهای ترمزی جلو و پشت

از آنجا که نیروی پسای آیرودینامیکی وابسته به سرعت است، بنابراین برآیند نیروها نیز وابسته به سرعت است. برای سادگی پاسخ‌یابی معادلات حرکت، روابط شتاب برحسب سرعت به کار

می‌رود:

$$a = \frac{dV}{dt} = \frac{dV}{dx} \frac{dx}{dt} = V \frac{dV}{dx}$$

در این حالت قانون دوم نیوتن به قرار زیر است:

$$\sum F = ma$$

$$F_b + CV^2 = mV \frac{dV}{dt} \Rightarrow dx = m \frac{VdV}{F_b + CV^2}$$

$$\int_0^{SD} dx = M \int_{v_0}^0 \frac{VdV}{F_b + CV^2} \quad (9-3)$$

با انتگرال گیری از رابطه بالا مسافت ایست به قرار زیر است:

$$SD = \frac{M}{2C} \ln \left(\frac{F_b + CV_0^2}{F_b} \right) \quad (10-3)$$

۳-۱-۳ انرژی - توان

فرآیند ایست خودرو همراه با اتلاف انرژی و یا جذب توان توسط سیستم ترمز است. انرژی جذب شده همان انرژی جنبشی حرکت خودرو بوده، بنابراین وابسته به جرم آن است:

$$Energy = \frac{1}{2} M (V_0^2 - V_f^2) \quad (11-3)$$

جذب انرژی تابعی از سرعت بوده و برابر است با حاصل ضرب نیروی ترمزی در سرعت خودرو در هر آن. بنابراین در آغاز ایست، اتلاف توان بیشینه است، زیرا سرعت بالاترین مقدار را دارد. میانگین جذب توان در هنگام ایست کامل خودرو برابر است با نسبت انرژی به زمان ایست.

$$Power = \frac{1}{2} M \frac{V_0^2}{t_s} \quad (12-3)$$

محاسبه توان از دیدگاه بررسی کارکرد سیستم ترمز بسیار مفید است. یک سواری ۳۰۰۰ پوندی در حالت بهینه ترمزگیری با سرعت آغازین ۸۰ مایل در ساعت بایستی حدود ۴۵۰۰۰ فوت - پوند انرژی جذب کند. اگر زمان ترمزگیری ۸ ثانیه باشد، میانگین جذب توان توسط ترمزها ۱۴۵ اسب بخار است. یک کامیون ۸۰۰۰۰ پوندی که از سرعت ۶۰ مایل در ساعت تا ایست کامل ترمز می‌گیرد، دارای نرخ اتلاف انرژی در حدود چند هزار اسب بخار است.

۳-۲ نیروهای ترمزی

در هنگام ترمزگیری خودرو، نیروهایی که سبب کندش آن می‌باشند از منابع مختلفی بر می‌خیزند، که سرچشمه عمده آنها ترمزها می‌باشد. نیروهای دیگری که سبب کندش خودرو می‌شوند، به قرار زیر است:

- مقاومت غلتشی تایر
- پسای آیرودینامیکی
- مقاومت خط رانش
- شیب جاده

۳-۲-۱) مقاومت غلتشی تایر

مقاومت غلتشی تایر همواره در برابر حرکت خودرو است، بنابراین به ترمزدهی کمک می‌نماید. برآیند نیروهای مقاوم غلتشی اعمالی به خودرو به قرار زیر است:

$$R_{gf} + R_{gr} = f_r (W_f + W_r) = f_r W \quad (۱۳-۳)$$

در رابطه بالا:

f_r ضریب اصطکاک غلتشی تایر
 R_{gf} نیروی مقاومت غلتشی تایرهای جلو
 R_{gr} نیروی مقاومت غلتشی تایرهای پشت

برآیند نیروی مقاوم غلتشی تایرها وابسته به پراکندگی بار در محور چرخ‌های جلو و پشت (در حالت استاتیکی و دینامیکی) نمی‌باشد. این نیرو کندشی در حدود ۰/۰۱ شتاب گرانش ایجاد می‌کند.

۳-۲-۲) نیروی پسای آیرودینامیکی

نیروی پسای ناشی از مقاومت هوا وابسته به فشار دینامیکی است، بنابراین با توان دوم سرعت متناسب است. این نیرو در سرعت‌های کم قابل چشم‌پوشی است. در سرعت‌های معمول در بزرگراه‌ها، نیروی مقاوم آیرودینامیکی، کندشی برابر با ۰/۰۳ شتاب گرانش ایجاد می‌کند، که در گفتار بعد بررسی خواهد شد.

۳-۲-۳) مقاومت خط رانش

موتور، جعبه‌دنده و دیفرانسیل دارای تلفات اصطکاکی و اثرات لختی هستند. همچنان که در گفتار پیش دیدیم، لختی این قطعات به جرم موثر خودرو افزوده شده و در چرخ‌های کشنده اثرات ترمزی دارد. اصطکاک بیرینگ‌ها و چرخ‌دنده‌ها در جعبه‌دنده، دیفرانسیل و موتور یاری دهنده

ترمزند. اثر ترمزی موتور معادل است با گشتاور موتوری (که با دینامومتر اندازه گیری می شود) برخاسته از اصطکاک درونی و اتلافات پمپ کردن هوا. بایستی توجه کرد که اتلافات پمپ کردن هوا هنگامی که موتور به سرعتی رسیده باشد که درجه هایش شناور باشند، از بین می رود و بنابراین پدیده ترمزدهی موتوری از بین می رود. این مسأله در کامیون هایی با موتورهای سرعت پایین که حد شناوری درجه های آن بیش از ۴۰۰۰ دور در دقیقه است جدی بوده و سبب پیش آمدهای ایست و خفگی موتور در شیب های طولانی است. در جعبه دنده های دستی که کلاچ در هنگام ترمز درگیر است، اثر ترمزدهی موتوری در نسبت دنده ها ضرب شده و چند برابر می شود. مبدل های گشتاور برای انتقال توان از موتور به خط رانش طراحی می شوند و تقریباً عکس آن خیلی ناچیز است، بنابراین پسای موتور سبب ترمزدهی نمی شود.

اینکه مقاومت خط رانش یاری گر ترمزدهی است یا خیر وابسته به نرخ کندش است. اگر خودرو سریعتر از اجزای خط رانش کند شود، آنگاه چرخ کشنده بایستی باری اضافه را برای کندسازی اجزای خط رانش در هنگام ترمزگیری اعمال نماید. در حالی که در کندش با نرخ پایین مقاومت خط رانش برای کاهش سرعت گردشی زیربخش های خط رانش کافی بود و به ترمزگیری کمک می نماید.

۳-۲-۴ شیب جاده

شیب جاده به طور مستقیم به تلاش ترمز افزوده می شود چه در حالت مثبت سربالایی و چه حالت منفی سربایینی. شیب جاده را به صورت مقدار بالاروی به جلوروی یعنی فاصله عمودی به افقی تعریف می نمایند. نیروی برخاسته از شیب جاده به قرار زیر است:

$$R_g = W \sin(\theta) \quad (۱۴-۳)$$

در زوایای کم که در بسیاری از جاده ها وجود دارد، زاویه شیب به قرار زیر است:

$$\theta(\text{rad}) \cong \text{Grade} = \frac{\text{Rise}}{\text{Run}}$$

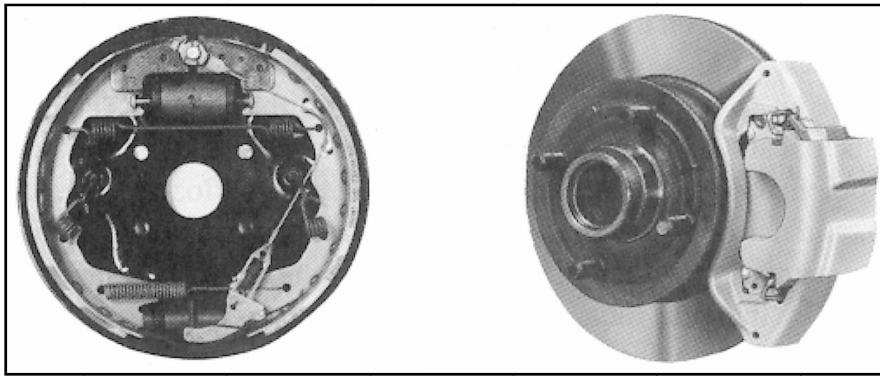
$$R_g = W \sin(\theta) \approx W\theta$$

بنابراین شیب ۴ درصد کندشی برابر با ± 0.04 شتاب گرانش ایجاد می کند.

۳-۳ ترمزها

سیستم‌های ترمز پرکاربرد امروزی به دو دسته کفشکی^۱ و دیسکی^۲ که در شکل ۱-۳ نمایانده شده‌اند، تقسیم می‌شوند.

از دیدگاه تاریخی، ترمزهای کفشکی در آمریکا به سبب فاکتور ترمزی بالا، نصب و قرارگیری ساده و نیز به سبب همراهی آنها با ترمز دستی در حالت پارک و ایست خودرو به گستردگی به کار می‌رفته است، هر چند ترمزهای کفشکی در برابر ترمزهای دیسکی از کارکرد «پایداری در گشتاور ترمزی» مطلوبی برخوردار نمی‌باشند. در ترمزهای دیسکی پایین بودن ضریب ترمز سبب افزایش نیروی راه‌انداز و برانگیزش می‌گردد. همچنین از این ترمزها نمی‌توان در هر چهار چرخ خودرو برای ایجاد یک سیستم ترمز دستی یکپارچه در حالت پارک استفاده کرد.



شکل (۱-۳) ترمزهای طبلی و دیسکی

۱-۳-۳ فاکتور ترمزی

فاکتور ترمزی یک مزیت مکانیکی است که در ترمزهای کفشکی می‌توان از آن برای کاهش تلاش و نیروی ترمزی استفاده کرد. سازوکار ترمزهای کفشکی معمولی به صورت ساده و شماتیک در شکل ۲-۳ نشان داده شده است. ترمز شامل دو کفشک است که از پایین لولا شده‌اند. اعمال نیروی راه‌انداز (P_e)، سبب فشار دادن کفشک به کاسه و بنابراین ایجاد نیروی اصطکاکی برابر با حاصل ضرب نیروی عمودی در ضریب اصطکاک (μ) میان کاسه و کفشک است. با گشتاورگیری حول نقطه لولای کفشک‌ها داریم:

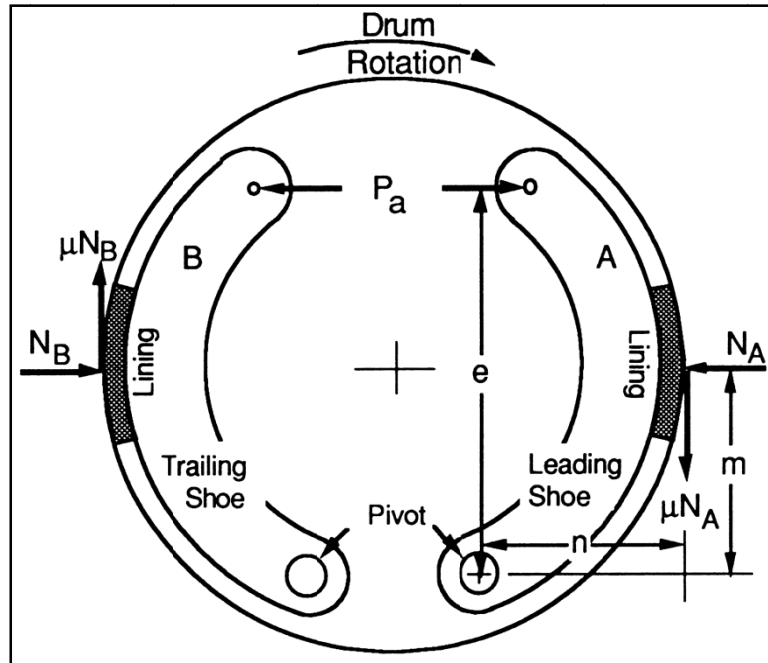
^۱ - Drum Brake

^۲ - Disk Brake

$$\sum M_p = eP_a + n\mu N_A - mN_A = 0 \quad (15-3)$$

که در رابطه بالا:

e فاصله عمودی نقطه اثر نیرو تا لولا
 A نقطه لولا کفشک‌ها
 N_A نیروی عمودی میان کاسه^۱ و کفشک
 m فاصله عمودی نیروی عمودی تا لولا
 n فاصله عمودی نقطه اثر نیروی اصطکاک در کاسه تا لولا



شکل (۲-۳) نیروی اعمالی به کفشک‌های ترمز طبلی ساده

نیروی اصطکاک ایجاد شده در هر کفشک ترمز به قرار زیر است:

$$F_A = \mu N_A$$

$$F_B = \mu N_B$$

حال با بازنویسی معادله ۱۵-۳ داریم:

$$\frac{F_A}{P_A} = \frac{\mu e}{m - \mu n} \quad (16-3)$$

۱ - Lining

$$\frac{F_B}{P_a} = \frac{\mu e}{m + \mu n}$$

کفشک راست کفشک پیشرو است. گشتاور اصطکاکی ایجاد شده در کفشک سبب گردش آن در برابر طبلک و بنابراین افزایش نیروی اصطکاک تولیدی است. این برانگیزش منجر به نوعی مزیت مکانیکی است که با عنوان فاکتور ترمزی بیان می‌شود. فاکتور ترمزی نه تنها در صورت کسر با μ متناسب است، بلکه به سبب تاثیر آن در مخرج کسر نیز افزایش می‌یابد. عبارت مورد نظر هنگامی که پراکندگی بار در طبلک را نیز در نظر بگیریم بسیار پیچیده می‌شود، اما اثری یکسان را نمایش می‌دهد. آشکار است که اگر μ خیلی زیاد شود، عبارت μ_n برابر با m می‌شود و بنابراین فاکتور ترمزی به سمت ∞ می‌رود و در این حالت ترمزها قفل می‌شوند. کفشک B کفشک پیرو است که در آن نیروهای اصطکاک برای کاهش نیروهای اعمالی به وجود می‌آید. در این حالت فاکتور ترمزی پایین است و اعمال نیروی زیادی لازم است تا به گشتاور ترمزی مورد نظر برسد.

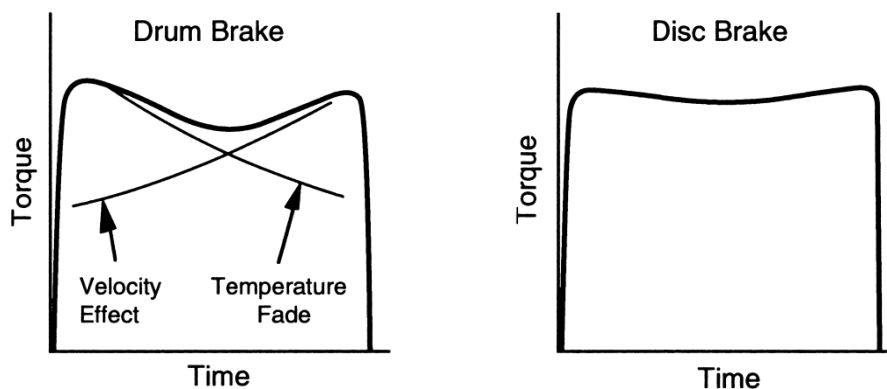
بهره‌گیری از دو کفشک پیرو، دو کفشک پیشرو، یا یکی از هر کدام سبب ایجاد فاکتورهای ترمزی مختلفی می‌باشد. در سیستم ترمز «دوسرو»^۱ با بهره‌گیری از دو کفشک پیشرو که با یکدیگر مرتبط‌اند، فاکتور ترمزی بسیار بالایی ایجاد می‌گردد. در سیستم‌های با فاکتور ترمزی بالا حساسیت زیادی نسبت به ضریب اصطکاک کاسه وجود دارد و بنابراین سر و صدای بیشتری ایجاد می‌شود. تغییر کوچکی در μ به سبب حرارت، سایش و ... سبب غیر قابل پیش‌بینی بودن رفتار ترمز است. از آنجا که سیستم‌های ترمز دیسکی فاقد این اثر خود برانگیز می‌باشند، بنابراین از ثبات گشتاوری بیشتری برخوردار می‌باشند. هرچند هزینه و تلاش آنها برای راه‌اندازی بیشتر است. تفاوت میان این دو گونه ترمز را می‌توان در ویژگی‌های گشتاوری آنها و هنگام ایست مشاهده کرد. کارکرد گشتاور ترمزی را می‌توان در آزمایشگاه با دینامومترهای لخت^۲ که در واقع یک جرم گردان بزرگ می‌باشند که به طبلک متصل می‌باشند، اندازه گرفت. ترمزگیری با اعمال یک نیروی راه‌انداز ثابت برای ایست لختی گردان نامی که معادل جرمی است که آن چرخ در هنگام استفاده حمل می‌کند، انجام می‌پذیرد. شکل ۳-۳ نمونه‌ای از نمودار اندازه‌گیری گشتاور در هنگام ایست است.

^۱ - Duo Servo

^۲ - Inertial Dynamometer

در سیستم‌های ترمز طبلیکی، گشتاور دارای رفتار خم شدگی^۱ در بخش میانی ایست است. می‌توان فرض کرد که این اثر ترکیبی از کاهش حرارت و اثرات سرعت است (با کاهش سرعت گشتاور افزایش می‌یابد). در ترمزهای دیسکی تغییرات کمتری در گشتاور در هنگام ایست رخ می‌دهد. هر چقدر این تغییرات در هنگام اعمال ترمز بیشتر باشد، آنگاه هماهنگی و متعادل‌سازی میان اثرات ترمزی جلو و پشت برای نیل به بیشینه ایست، مشکلتر است. در پایان می‌توان نشان داد که ثبات کمتر در کارکرد کندش در مانورهای ترمزی منجر به فاصله ایست بیشتر است [۶].

گشتاور ترمز را می‌توان مانند نمودارهای شکل ۳-۳ همانندسازی نمود، اما پیش‌بینی صحیح آن در همه گستره کاری مشکل است.



شکل (۳-۳) اندازه‌گیری گشتاور با بهره از دینامومتر لخت

عموماً گشتاور به صورت خطی با نیروی راه‌انداز (P_a) افزایش می‌یابد، اما تا حدی که تعیین‌گر آن سرعت و انرژی جذب شده (به سبب حرارت تولید شده) است، بنابراین:

$$T_b = f(P_a, \text{Velocity}, \text{Temperature}) \quad (17-3)$$

تلاش‌هایی که برای همانندسازی ترمز برای رسیدن به یک معادله عمومی انجام شده، عوامل مستقل و اثرات درونی را در بر می‌گیرد که منجر به معادله گشتاور با بیش از ۲۷ ضریب است. از آنجا که معادله وابسته به دمای ترمزگیری است، که در هنگام اعمال ترمز افزایش می‌یابد، ضروری است که در فرآیند محاسبه مدل اثرات حرارتی لحاظ شود [۱۱].

تلاش‌های انجام یافته در دانشگاه میشیگان برای همانندسازی کارکرد گشتاور بر این پایه تا حدودی موفق بوده است. در سطوح متوسط اعمال ترمز پیش‌بینی صحیح و جزئی به دست آمده است. هرچند، در کاربردهایی با سطح انرژی بالا (که در آن دما تا ۶۵۰ فارنهایت می‌رسد) ترمزها دچار تغییرات اساسی و همیشگی می‌گردند و بنابراین ۲۷ ضریب جدید بایستی در معادلات قرار داد.

گشتاور تولید شده توسط ترمز فراهم‌گر نیروی ترمزی در جاده و همچنین سبب کندش چرخ‌ها و زیربخش‌های خط رانش است. بنابراین:

$$F_b = \frac{T_b - I_w \alpha_w}{r} \quad (۱۸-۳)$$

که در رابطه بالا:

r شعاع غلتش تایر α_w کندش گردشی چرخ‌ها

I_w لختی ماند چرخ‌ها و زیربخش‌های گردان

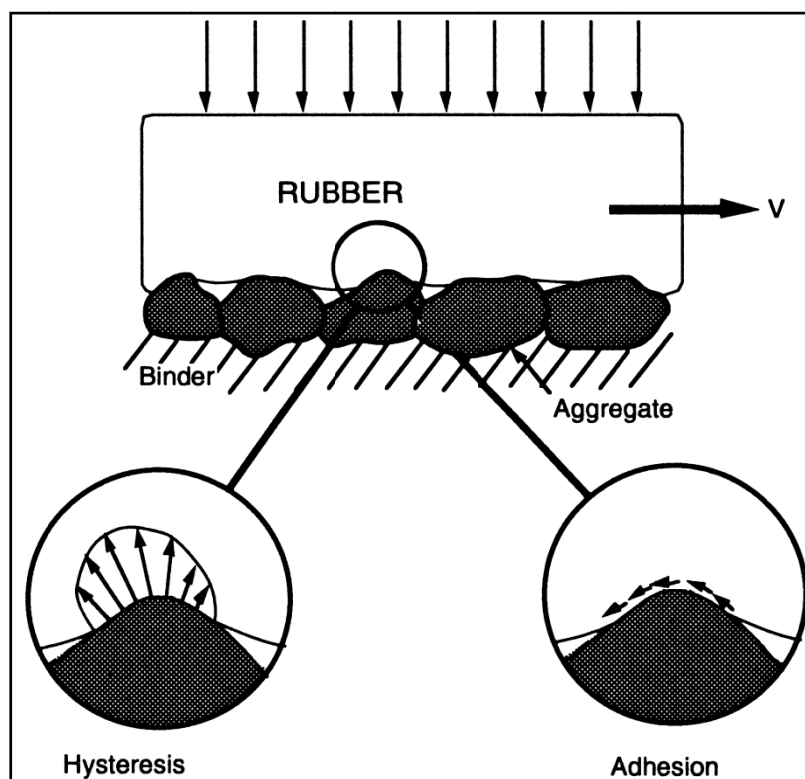
به جز در حالت قفل شدگی چرخ‌ها، α_w را می‌توان توسط شعاع تایر به کندش خودرو ارتباط داد $(\alpha_w = a_x/r)$ و I_w را می‌توان برای سادگی محاسبات به صورت توده‌ای در نظر گرفت. در این حالت داریم:

$$F_b = \frac{T_b}{r} \quad (۱۹-۳)$$

۳-۴ اصطکاک تایر و جاده

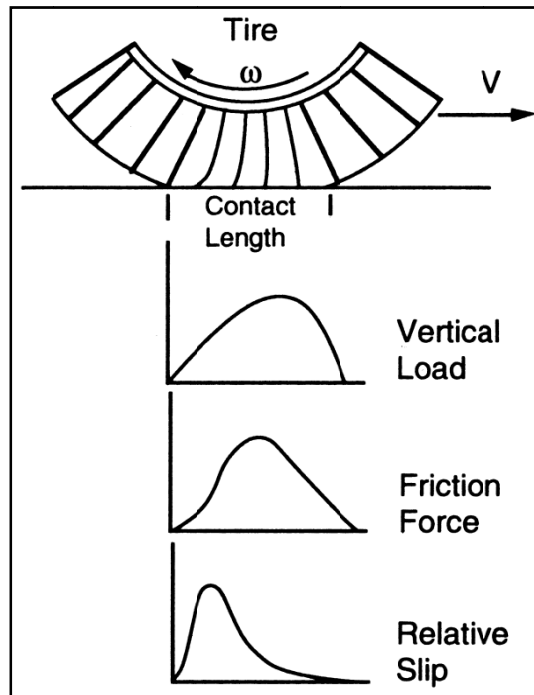
معادله ۳-۱۹ تا هنگامی که چرخ‌ها می‌غلتنند می‌تواند نیروی ترمزی را پیش‌بینی نماید. نیروی ترمزی آنقدر افزایش می‌یابد تا به حد اصطکاک میانی تایر و جاده برسد. در ایجاد نیروی اصطکاک دو سازوکار وجود دارد که در شکل ۳-۴ نمایانده نمایش داده شده است، چسبندگی سطوح که از پیوندهای بین مولکولی میان لاستیک^۱ و ناهمواری‌های سطح جاده بر می‌خیزد. مولفه چسبندگی در جاده‌های خشک مولفه غالب است. اما با خیس شدن سطح جاده کاهش می‌یابد و این امر دلیل کاهش اصطکاک در جاده‌های خیس است. سازوکار دوم تلفات پسماند است که بر اثر تغییر شکل تایر در هنگام حرکت به وجود می‌آید، این

اصطکاک به مرطوب بودن سطح وابسته نیست، بنابراین کشندگی تایرهایی با پسماند بالا در جاده‌های مرطوب بهتر است.



شکل (۳-۴) سازوکارهای اصطکاک تایر و جاده [۴]

هر دو سازوکار اصطکاکی چسبندگی و پسماند تا حد کمی به لغزش میان تایر و جاده وابسته می‌باشند، بنابراین تغییر شکل گام تایر برای ایجاد نیروی ترمزی لغزش بیشتری به وجود می‌آید. این سازوکار در شکل ۳-۵ نشان داده شده است. در لحظه ورود آج تایر به بازه تماس هنوز تغییر شکلی رخ نداده است، با پیش‌روی در بازه تماس، تایر باید تغییر شکل یابد تا نیروی اصطکاک ایجاد شود. این تغییر شکل در طول پیش‌روی افزایش می‌یابد و بنابراین نیروی اصطکاک در پایان بازه تماس بیشتر از آغاز آن است. بخش‌هایی که در پایان بازه تماس قرار دارند، در هنگام ترک سطح دچار لغزش می‌شوند و بنابراین نیروی اصطکاک کاهش می‌یابد.



شکل (۳-۵) تغییر شکل ترمزی تایر در ناحیه تماس با جاده

این سازوکارها سبب همراهی نیروی ترمزی با لغزش است. شکل ۳-۶ نمایانگر نیروی ترمزی (که با ضریب بار (F_x/F_z) بی‌بعد شده است) به عنوان تابعی از لغزش است. لغزش تایر برابر است با نسبت سرعت لغزشی بازه تماس (سرعت پیش‌روی به سرعت محیطی تایر) به سرعت پیش‌روی و به قرار زیر است:

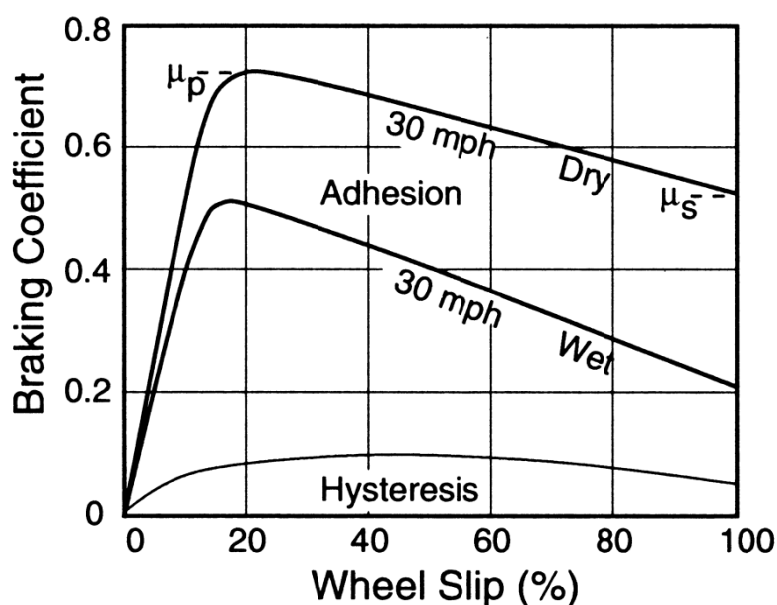
$$Slip = \frac{V - \omega r}{v} \quad (۳-۲۰)$$

که در رابطه بالا:

v سرعت پیش‌روی خودرو ω سرعت گردش تایر (رادیان بر ثانیه)

ضریب ترمز که از اصطکاک چسبندگی و پسماند ناشی می‌شود با لغزش بین ۱۰ تا ۲۰ درصد افزایش می‌یابد، که وابسته به شرایط کاری دارد. در جاده‌های خیس اصطکاک چسبندگی کاهش می‌یابد و بنابراین ضریب کلی کاهش می‌یابد. ضریب بیشینه یک ویژگی کلیدی است که با μ_p نشان داده می‌شود. این ضریب نمایانگر بیشینه نیروی ترمزی برخاسته از اصطکاک تایر و جاده

است. با افزایش لغزش، این ضریب کاهش یافته و در لغزش ۱۰۰ درصد به مقدار کمینه خود می‌رسد که نمایانگر قفل شدگی کامل چرخ است و با μ_s نمایش داده می‌شود. در شرایط ترمزگیری μ_p مرتبط با بیشینه نیروی ترمزی ایجاد شده است و تنها از دیدگاه تنوری قابل دسترس بوده و در این نقطه سیستم ناپایدار است. در یک گشتاور ترمزی مشخص، هنگامی که کندش به μ_p می‌رسد، آنگاه هر اغتشاشی سبب افزایش گشتاور ترمزی و بنابراین کندش بیشتر چرخ است. افزایش لغزش نیروی ترمزی را کاهش می‌دهد به طوری که کند شدن چرخ‌ها تا قفل شدگی کامل ادامه می‌یابد. تنها با آزاد کردن چرخ‌ها (مانند سیستم‌های پاد قفل شونده) می‌توان چرخ را به کارکرد در بازه μ_p برگرداند.



شکل (۳-۶) ضریب ترمزی بر حسب لغزش [۴]

سایر پارامترهای عمده در تعیین اصطکاک تایر و جاده به قرار زیر می‌باشند:

۳-۴-۱) سرعت

در جاده‌های خشک، ضریب بیشینه و اصطکاک لغزش با سرعت کاهش می‌یابند. در شرایط مرطوب، حساسیت بیشتری نسبت به سرعت وجود دارد، به سبب سختی جابجایی آب در ناحیه تماس در سرعت‌های زیاد. هنگامی که سرعت و پهنای لایه آب به حد کافی باشد حالت

هیدروپلانینگ^۱ رخ می‌دهد که گام تایر از سطح جاده بر می‌خیزد.

۳-۴-۲ فشار باد

در جاده‌های خشک، ضریب بیشینه و اصطکاک لغزشی به طور ملایمی تحت تاثیر فشار باد می‌باشند. در جاده‌های مرطوب و خیس افزایش فشار باد هوا هردو ضریب را افزایش می‌دهد.

۳-۴-۳ بار عمودی تایر

نیروی رانشی بی‌بعد (F_x/F_z) با افزایش بار عمودی در هر دو حالت خشک و مرطوب کاهش می‌یابد. بنابراین هنگام افزایش بار، ضریب بیشینه و اصطکاک لغزشی به تناسب افزایش نمی‌یابند. به طور معمول در نرخ بارگذاری عادی تایر، هر دو ضریب به ازای ۱۰ درصد افزایش بار ۱ درصد کاهش می‌یابند.

۳-۵-۵ مسایل نمونه

۳-۵-۱-۱ مساله ۱

در نظر بگیرید که یک کامیون سبک با وزن ۳۶۳۵ پوند در سطح هموار با سرعت ۶۰ مایل بر ساعت در حرکت است. این کامیون با نیروی ترمز ثابت ۲۰۰۰ پوند ایست کامل می‌کند. انرژی مصرفی، توان تلف شده در آغاز ترمزگیری و میانگین توان را در طول ایست (بدون در نظر گرفتن نیروهای آیرودینامیک و نیروهای مقاوم غلتشی) حساب کنید.

۳-۵-۲ پاسخ

شتاب کاهنده با بهره‌گیری از قانون دوم نیوتن به قرار زیر می‌باشد:

$$D_x = \frac{F_x}{M} = \frac{F_b}{M} = \frac{2000(lb) \times 32.2 \left(\frac{ft}{sec^2} \right)}{3835(lb)} = 17.72 \left(\frac{ft}{sec^2} \right)$$

با بهره‌گیری از معادله زیر، شتاب کاهنده مستقیماً بر حسب نیروی گرانش (g) به دست می‌آید:

$$D_x(g) = \frac{F_x}{W} = \frac{F_b}{W} = \frac{2000(lb)}{3635(lb)} = 0.55(g) = 12.08 \left(\frac{mph}{sec} \right)$$

با بهره‌گیری از شتاب کاهنده به دست آمده، مسافت ایست به قرار زیر است:

$$SD = \frac{V_o^2}{2 \left(\frac{F_{xt}}{M} \right)} = \frac{V_o^2}{2D_x} = \frac{\left(88 \left(\frac{ft}{sec} \right) \right)^2}{2 \times 17.72 \left(\frac{ft}{sec^2} \right)} = 218.51 (ft) \quad (6-3)$$

زمان ایست از معادله ۳-۷ به دست می آید:

$$t_s = \frac{V_o}{\left(\frac{F_{xt}}{M} \right)} = \frac{88 \left(\frac{ft}{sec} \right)}{17.72 \left(\frac{ft}{sec^2} \right)} = 4.966 (sec)$$

انرژی تلف شده از معادله ۳-۱۱ استخراج خواهد شد:

$$Energy = \frac{M}{2} (V_o^2 - V_f^2) = \frac{3635 (lb)}{2 \times 32.2 \left(\frac{ft}{sec^2} \right)} \left(88 \left(\frac{ft}{sec} \right) \right)^2 = 437103 (ft - lb)$$

توان تلف شده در فرآیند ترمزگیری، از ضرب نیروی ترمز در سرعت پیش برنده به دست می آید:

$$Power (Initial) = 2000 (lb) \times 88 \left(\frac{ft}{sec} \right) = 176000 \left(\frac{ft - lb}{sec} \right)$$

$$HP (Initial) = 176000 \left(\frac{ft - lb}{sec} \right) \frac{1 (hp)}{550 \left(\frac{ft - lb}{sec} \right)} = 320 (hp)$$

متوسط توان بر حسب اسب بخار در طول ایست از معادله ۳-۱۲ به قرار زیر است:

$$Power = \frac{M V_o^2}{2 t_s} = \frac{3635 (lb)}{2 \times 32.2 \left(\frac{ft}{sec^2} \right)} \frac{88 \left(\frac{ft}{sec} \right)^2}{4.966 (sec)}$$

$$Power = \frac{437.103 (ft - lb)}{4.966 (sec)} = 88019 \left(\frac{ft - lb}{Sec} \right) = 160 (hp)$$

۳-۵-۳ ❖ مسأله ۲

برای مسأله بالا، مسافت ایست را با در نظر گرفتن نیروی مقاوم آیرودینامیکی محاسبه کنید.

۳-۵-۴ ❖ پاسخ

$$F_o = CV^2 = 0.00935 \left(\frac{lb - \text{sec}^2}{ft^2} \right) V^2 \left(\frac{ft}{\text{Sec}} \right)^2$$

مسافت ایست با بهره‌گیری از معادله ۳-۱۰ به دست خواهد آمد:

$$SD = \frac{M}{2C} \ln \left(\frac{F_b + CV_o^2}{F_b} \right) = \tilde{A} \times \ln(\tilde{B}) = 214.69 (lb) \quad (۱۰-۳)$$

$$\tilde{A} = \frac{3635 (lb)}{2 \times 0.00935 \left(\frac{lb - \text{sec}^2}{ft^2} \right) \times 32.2 \left(\frac{ft}{\text{sec}^2} \right)}$$

$$\tilde{B} = \frac{2000 (lb) + 0.00935 \left(\frac{lb - \text{sec}^2}{ft^2} \right) \times \left(88 \left(\frac{ft}{\text{sec}} \right) \right)^2}{2000 (lb)} = 214.69 (ft)$$

بنابراین تقریباً ۴ فوت از مسافت ایست «زمانی که نیروی مقاوم آیرودینامیک در محاسبه تاثیر داده می‌شود» کاهش می‌یابد. در آغاز ایست، این نیروی مقاوم ۷۴/۴ پوند است و با مجذور سرعت کاهش می‌یابد، پس پراکندگی این نیرو در هنگام ایست خیلی کمتر می‌شود.

۳-۶ قوانین و ملزومات ملی برای کارکرد ترمز

علاوه بر قوانین ایمنی عمومی خودرو در سال ۱۹۶۰ میلادی، انجمن ایمنی بزرگراهی استانداردهایی را برای افزایش ایمنی در بزرگراه‌ها منتشر ساخته است. استاندارد فدرال ایمنی خودروهای موتوری^۱ [FMVSS 105] [۵] لزوماتی را برای کارکرد ترمزگیری خودروهای با ترمز هیدرولیک و [FMVSS 106] [۶] برای خودروهایی با سیستم ترمز بادی منتشر نموده است. استاندارد شماره ۱۰۵ لزومات ترمز و ترمز دستی را در به گستردگی و در شرایط مختلف منتشر ساخته است. به طور نمونه به موارد زیر اشاره می‌شود:

- حالت بارگذاری سبک تا بارگذاری کامل در بازه نرخ بارگذاری کلی خودرو^۲
- شرایط نبودن و کارکردگی ترمز و وضعیت ساییدگی نسبت پیش و پس از ترمزگیری
- سرعت از ۳۰ تا ۱۰۰ مایل در ساعت
- آزمایش‌های ترمز در حالتی که بعضی از اجزای آن کار نمی‌کند

^۱ - Federal Motor Vehicle Safety Standard (FMVSS)

^۲ - Gross Vehicle Weight Rating (GVWR)

- سیستم نمایشگر اجزای خراب شده
- خیس کردن سیستم و چگونگی آن پس از آن
- دمای بالا و جوشش رزین لنت و کارایی سیستم
- حد نیروهای کنترل کننده ترمز

این استاندارد دارای جزئیات پیچیده‌ای است، اما ملزومات آن برای فاصله ایست خودرو به طور خلاصه به قرار زیر است:

- یک خودرو سواری کاملاً بار شده با ترمزهای نو بایستی قادر باشد که از سرعت ۳۰ و ۶۰ مایل در ساعت بایستد با کندش متوسط ۱۷ تا ۱۸ فوت بر مجذور ثانیه.
- یک خودرو با ترمز کار کرده کاملاً بار شده بایستی بتواند از سرعت‌های ۳۰، ۶۰ و ۸۰ مایل در ساعت با کندش متوسط ۱۷، ۱۹ و ۱۸ فوت بر مجذور ثانیه بایستد.
- یک خودرو سواری با بار سبک با ترمز کار کرده بایستی از سرعت ۶۰ مایل در ساعت با کندش متوسط ۲۰ فوت بر مجذور ثانیه بایستد.
- یک خودرو سواری کاملاً بار شده با ترمز کار کرده بایستی از سرعت ۳۰، ۶۰، ۸۰ و ۱۰۰ مایل در ساعت بایستی با کندش متوسط ۱۷، ۱۸، ۱۷ و ۱۶ فوت بر مجذور ثانیه بایستد.
- یک خودرو سواری با بار شیک و کاملاً بار شده که در سیستم ترمز آن خرابی ایجاد شده بایستی بتواند از سرعت ۶۰ مایل در ساعت با کندش متوسط ۸/۵ فوت بر مجذور ثانیه بایستد.

بایستی توجه کرد که استاندارد ترمزهای هیدرولیک [FMVSS 105] مسافت ایست را فقط برای جاده‌های خشک با عدد لغزش ۸۱ دارد. عدد لغزش^۱ نمایانگر ضریب اصطکاک تایر و جاده است که بر طبق رویه انجمن آمریکایی تست و مواد [E-274-25] اندازه‌گیری شده [۲]. همچنین عدد لغزش توسط استاندارد خاص تایر معرفی شده و عموماً با ضریب اصطکاک یکسان است. استاندارد ترمزهای بادی [FMVSS 121] مسافت ایست را هم برای جاده‌های خشک و هم مرطوب دارد. جاده‌های خیس با عدد لغزش ۳۵ و جاده‌های خشک با عدد لغزش ۸۱ البته یک

^۱ - Skid Number

طراح سیستم ترمز بایستی آن را در گستره عدد لغزش بین ۳۵ تا ۸۱ طراحی کند.

۷-۳ هماهنگی ترمز

کندش ترمزی قابل دستیابی در یک خودرو برابر است با حاصل ضرب اندازه کاربرد و بهره ترمز (گشتاور - فشار) تا نقطه‌ای که قفل شدگی در یک محور ایجاد شود. قفل شدگی سبب کاهش نیروی ترمزی محور است و سبب کاهش توانایی کنترل خودرو است. طراحی بهینه وقتی است که هر دو محور همزمان به نقطه قفل شدگی برسند. البته این امر در همه گستره کارکرد خودرو امکان پذیر نیست. متعادل سازی ترمز محورهای جلو و پشت با هماهنگ کردن فشار به تناسب برای سیستم ترمز نصب شده در خودرو انجام می‌پذیرد. بنابراین هماهنگی سبب تنظیم گشتاور خروجی ترمز در چرخ‌های جلو و پشت است بسته به کشندگی بیشینه امکان پذیر در محور.

نخستین ویژگی کشندگی بیشینه در محور بار آنی و ضریب بیشینه اصطکاک است. در هنگام ترمزگیری جابجایی بار از محور پشت به جلو اتفاق می‌افتد به طوری که بار هر محور دارای یک مولفه استاتیکی به علاوه مولفه دینامیکی بر اثر جابجایی بار است. برای کندش D_x داریم:

$$W_f = \frac{c}{L}W + \frac{h}{L} \frac{W}{g} D_x = W_{fs} + W_d \quad (21-3)$$

$$W_r = \frac{b}{L}W - \frac{h}{L} \frac{W}{g} D_x = W_{rs} - W_d \quad (22-3)$$

$$W_d = \frac{h}{L} \frac{w}{g} D_x$$

در رابطه بالا:

$$\begin{array}{ll} W_{fs} & \text{بار استاتیکی محور جلو} \\ W_{rs} & \text{بار استاتیکی محور پشت} \\ W_d & \text{جابجایی دینامیکی بار} \end{array}$$

بنابراین بیشینه ترمزی هر محور به قرار زیر است:

$$F_{xmf} = \mu_p W_f = \mu_p \left(W_{fs} + \frac{h}{L} \frac{W}{g} D_x \right) \quad (23-3)$$

$$F_{xmr} = \mu_p W_r = \mu_p \left(W_{rs} - \frac{h}{L} \frac{W}{g} D_x \right) \quad (24-3)$$

در رابطه بالا:

$$\mu_p \text{ ضریب بیشینه اصطکاک}$$

بیشینه نیروی ترمزی به کندش وابسته است و در هر محوری تغییر می کند. شکل ۳-۷ نمودار بیشینه نیروی ترمز را بر پایه معادلات بالا برای یک خودرو سواری در سطوح با ضریب بالا و پایین نشان می دهد. کندش بر حسب g نشان داده شده است (که معادل با D/g است). اگر نیروی یک محور بیشینه از مرز نشان داده شده باشد آن محور قفل می شود.

با اینکه معادلات بالا شامل متغیر کندش هستند، اما نیروهای ترمزی بیشینه هر محور را به صورت صریح ارائه نمی دهند. زیرا کندش تابعی از کل نیروی ترمزی اعمالی به خودرو است (برای سادگی از سایر نیروهای موجود چشم پوشی گردیده است). برای پاسخ یابی F_{xmf} و F_{xmr} می توان از رابطه زیر سود جست:

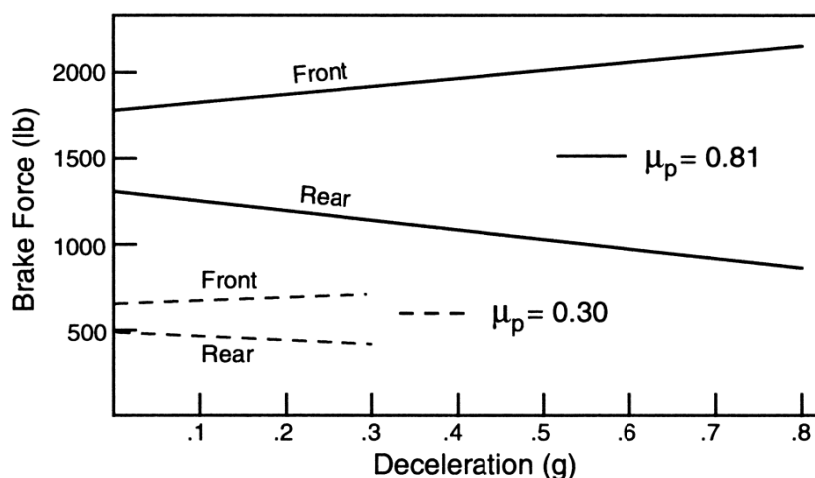
$$D_x = \frac{F_{xmf} + F_{xr}}{M} \quad (25-3)$$

$$D_x = \frac{F_{xmr} + F_{xf}}{M} \quad (26-3)$$

با جایگذاری در معادلات ۳-۲۳ و ۳-۲۴ بیشینه نیروی ترمزی هر محور عبارت است از:

$$F_{xmf} = M_p \left(W_{fs} + \left(\frac{h}{L} \right) F_{xr} \right) / \left(1 - \mu_p \left(\frac{h}{L} \right) \right) \quad (27-3)$$

$$F_{xmr} = M_p \left(W_{rs} - \left(\frac{h}{L} \right) F_{xf} \right) / \left(1 + \mu_p \left(\frac{h}{L} \right) \right) \quad (28-3)$$



شکل (۳-۷) بیشینه نیروی ترمزی بر حسب کندش

بنابراین بیشینه نیروی ترمزی محور جلو وابسته به آن چیزی است که در محور پشت به سبب کندش ایجاد شده و شامل جابجایی رو به جلو بار به سبب کنش ترمز پشت است. به همین ترتیب، اثری مشابه برای محور پشت وجود دارد. با ترسیم نمودار ترمزی پشت بر حسب جلو مطابق شکل ۳-۸ بهتر می‌توان آنها را درک نمود.

محور افقی بیانگر نیروی ترمزی پشت است که معمولاً متناسب با فشار ترمز پشت است (که مرتبط است با رابطه گشتاور به فشار برای آن نوع ترمز خاص). محور عمودی نیروی ترمزی جلو است، که باز هم متناسب با فشار ترمز جلو است در ارتباط با بهره ترمز. مبدا این خطوط از رابطه ۳-۲۷ و ۳-۲۸ با صفر کردن نیروی ترمزی محور دیگر به دست می‌آید.

خط بیشینه نیروی ترمزی محور جلو دارای شیب سربالا و به سوی راست (مثبت) است، که مقدار آن به قرار زیر است:

$$\mu_p \left(\frac{\left(\frac{h}{L} \right)}{1 - \mu_p \left(\frac{h}{L} \right)} \right)$$

خط بیشینه نیروی ترمزی محور پشت دارای شیب سرپایین به سوی راست (منفی) است، که مقدار آن به قرار زیر است:

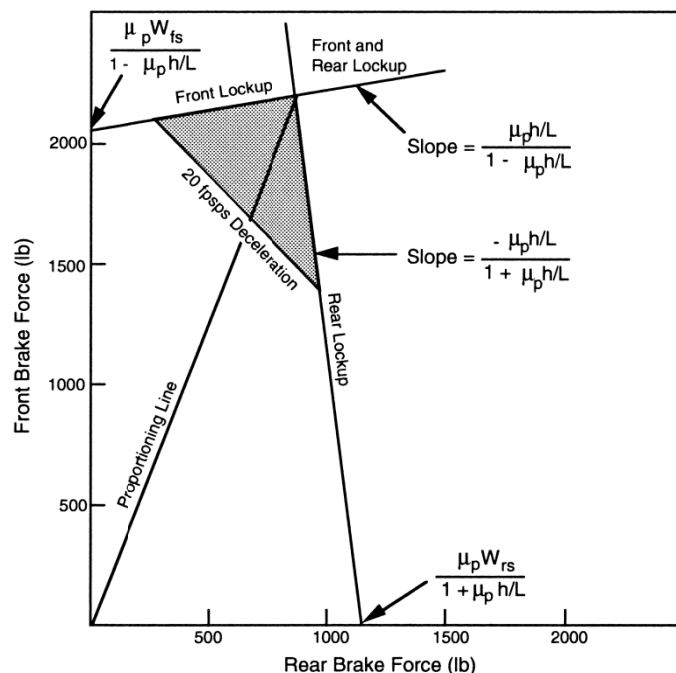
$$-\mu_p \left(\frac{\left(\frac{h}{L} \right)}{1 + \mu_p \left(\frac{h}{L} \right)} \right)$$

افزایش ضریب سطح یا بلندی گرانیگاه سبب افزایش شیب خط بیشینه نیروی ترمزی در نمودار است. تغییر در شرایط بارگذاری خودرو سبب جابجایی مبدا هر یک از این خطوط است. تقاطع مرز ترمز جلو و پشت را می‌توان با بهره از معادلات ۳-۲۷ و ۳-۲۸ به دست آورد. اگر این نقطه را با (F_{xfi}, F_{xri}) نشان دهیم، آنگاه این مقادیر به قرار زیر است:

$$F_{xfi} = \mu \left(W_{fs} + \mu W \frac{h}{L} \right) \quad (۲۹-۳)$$

$$F_{xri} = \mu \left(W_{rs} - \mu W \frac{h}{L} \right) \quad (۳۰-۳)$$

تلاش برای ترمزگیری به طوری که خودرو به سطحی بیش از مرز نیروی ترمزی جلو برسد، سبب قفل شدگی چرخ‌های جلو است و بنابراین کنترل فرمان از دست می‌رود. بر عکس، اگر نیروی ترمزی در سمت راست مرز ترمزی پشت قرار گیرد، سبب قفل شدگی چرخ‌های پشت است و بنابراین خودرو را در شرایط ناپایدار قرار می‌دهد. این ناپایداری مستلزم و مرتبط با ایمنی سرنشین بوده و بایستی در طراحی سیستم ترمز دقت کرد. این مسأله با جزئیات در بخش‌های بعدی مورد بحث قرار می‌گیرد.



شکل (۸-۳) پیشینه نیروی ترمزی محورهای جلو و پشت

در نمودارهایی مانند شکل ۸-۳، کندش متناسب با برآیند نیروهای ترمزی جلو و پشت است. بنابراین نیروی ترمزی جلو ۲۰۰۰ پوند و نیروی ترمزی پشت صفر، نیروی ترمزی جلو ۱۰۰۰ پوند و نیروی ترمزی پشت ۱۰۰۰ پوند، و نیروی ترمزی جلو صفر و نیروی ترمزی پشت ۲۰۰۰ پوند همه متناظر با کندشی یکسان می‌باشند و خط کندش ثابت را می‌توان با اتصال این نقاط به دست آورد. اگر مقیاس یکسانی را برای نیروهای ترمزی جلو و پشت به کار رود، خط کندش ثابت نمودار دارای شیب ۴۵ درجه در راستای قطر است.

اگر توانایی کندشی ۲۰ فوت بر مجذور ثانیه مطلوب باشد در سطح با ضریب اصطکاک ۰/۸۱، آنگاه هر ترکیب نیروهای ترمزی جلو و پشت که در مثلث با مرزهای محصور به وسیله خط کندش و خط بیشینه نیروی ترمزی برای سطح با ضریب اصطکاک ۰/۸۱ قرار گیرد، پاسخ می‌باشد. هماهنگی ترمزی با رابطه‌ای میان نیروهای ترمزی جلو و پشت مشخص می‌گردد که آن به وسیله فشار اعمالی به هر ترمز و بهره آن تعیین می‌گردد. این مسأله با خطی در نمودار که از مبدا آغاز و به سوی بالا سمت راست امتداد می‌یابد مشخص می‌گردد. هماهنگی ثابت با یک خط راست مشخص می‌گردد.

رقابت عمده در طراحی سیستم ترمز در چگونگی گزینش نسبت هماهنگی (شیب خط در نمودار) است، به طوری که همه اهداف طراحی را ارضا کرده و وابسته به تغییرات اصطکاک سطح، پراکندگی سنگینی جلو و پشت، بلندی گرانبگاه و شرایط ترمزی نباشد.

تعدادی از این اهداف توسط استاندارد ترمزی [FMVSS 105] در آزمایش‌های گوناگون معرفی گردیده است، همچنین کارکرد در سطوح با ضریب اصطکاک پایین بایستی در طراحی ترمز در نظر گرفته می‌شود. تاکنون، کارکرد با ضریب پایین فقط در [FMVSS 121] معرفی شده، که لزومات کارکرد ترمز را برای ترمزهای بادی کامیون‌ها معرفی می‌کند.

نخستین فاکتور تعیین‌گر هماهنگی ترمزی بهره ترمزهای چرخ‌های جلو و پشت است. نیروی ترمزی در یک چرخ جدا به قرار زیر است:

$$F_b = \frac{T_b}{r} = G \frac{P_a}{r} \quad (3-31)$$

در رابطه بالا:

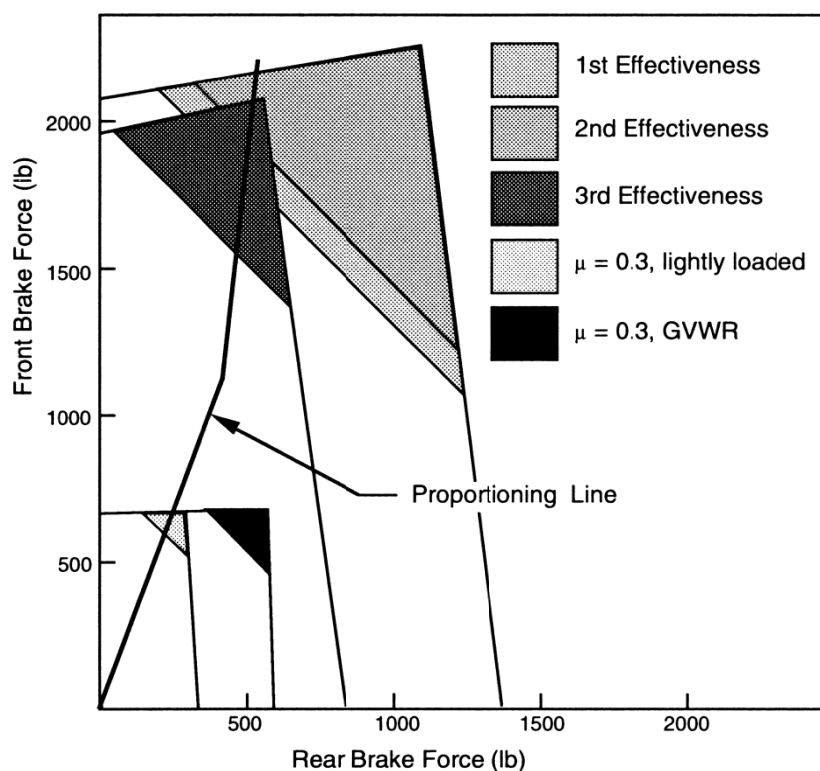
F_b نیروی ترمزی T_b گشتاور ترمزی

r شعاع غلتش تایر P_a فشار اعمالی

G بهره ترمز (اینچ - پوند بر پوند بر اینچ مربع)

نیل به کارکرد خوب در همه گستره کاری خودرو مشکل است. به عنوان نمونه‌ای از پیچیدگی که در تلاش برای یافتن هماهنگی ترمزی خوب وجود دارد، شکل ۳-۹ را در نظر بگیرید. این شکل نمایانگر گستره تغییراتی است که برخاسته از بارگذاری خودرو است (بارگذاری سبک و بیشینه

بارگذاری^۱ و اصطکاک سطح (عدد لغزش بین ۳۵ تا ۸۱). در نمودار مرزهای نیروی ترمزی و لزومات کندشی بر پایه آزمایش سطح خشک [FMVSS 105] رسم گردیده است. به علاوه، مرزهای مشابه برای شرایط جاده مرطوب با ضریب اصطکاک فرض عدد لغزش ۳۰ رسم گردیده است. در شرایط مرطوب، کارکرد کندشی با هدف ۸ فوت بر مجذور ثانیه یا ۰/۲۵ شتاب گرانشی فرض گردیده است.



شکل (۹-۳) نیروی ترمزی جلو - پشت در شرایط مختلف

برای دستیابی به اهداف کارکردی، طراحی هماهنگی ترمزی بایستی چنان باشد که از همه مثلث‌های شکل بگذرد. این با یک خط راست که به منحنی رابطه‌ای ثابت بین نیروهای ترمزی جلو و پشت است ممکن نیست. پاسخی برای این مسأله بهره از شیر در سیستم هیدرولیک است که

^۱ - Gross Vehicle Weight Rate (GVWR)

فشار را تغییر دهد، در هنگامی که ترمز پشت در بخش‌هایی از بازه فشار کارکردی می‌رسد. بیشتر شیرهای هماهنگ کننده تا سطح خاصی از فشار، فشار برابری را میان چرخ‌های جلو و پشت توزیع می‌کنند، و پس از آن نرخ افزایش فشار را برای یکی از ترمزها کاهش می‌دهند. یک شیر هماهنگ کننده با عدد $500/0.3$ به این معنی است که فشار جلو و پشت برابر با 500 پوند بر اینچ مربع می‌باشد. بالاتر از این سطح فشار هماهنگی برای ترمز پشت با 30 درصد افزایش می‌یابد. نسبت به نرخ جلو بنابراین:

$$P_f = P_r = P_a = \text{Application Force} \quad P_a < 500 \text{ (psi)} \quad (1-32-3)$$

$$P_f = P_a, P_r = 500 + 0.3(P_a - 500) \quad P_a > 500 \text{ (psi)} \quad (2-32-3)$$

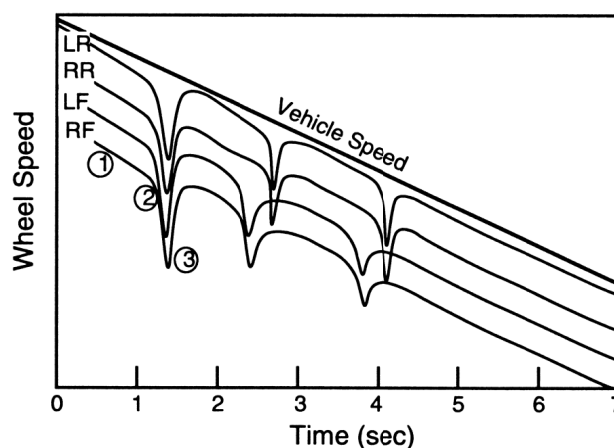
با این هماهنگی ترمزی می‌توان دید که تعادل ترمزهای جلو و پشت ارضا کننده همه شرایط سطوح خشک است. زیرا که خط هماهنگی از همه مثلث‌های کارکردی می‌گذرد. تنها استثنا در خودرو با بیشینه بارگذاری در سطحی با ضریب اصطکاک پایین است که هماهنگی ترمزی کاملاً به 0.25 شتاب گرانشی نمی‌رسد. در همه حالت‌ها نمودار نشان می‌دهد که نخست قفل شدن جلو اتفاق می‌افتد.

دست‌یابی به هماهنگی خوب به ویژه در کامیون‌ها به سبب تغییرات زیاد میان حالت بارگذاری و بدون بار مشکل است. تقریباً مثلث کارکرد در این حالت روی هم قرار نمی‌گیرد، بنابراین هیچ‌گزینه هماهنگی همه اهداف را ارضا نمی‌سازد. چند راه و پاسخ وجود دارد. در اروپا، شیرهای هماهنگ کننده حساس به بار^۱ برای کامیون‌ها چندین سال به کار رفته است. این شیرها بر روی محورها نصب می‌گردید و شرایط باری را حس کرده و هماهنگی ترمزها را به صورتی مناسب تنظیم می‌نمود. شیرهای اینرسی که نرخ کندش را اندازه می‌گیرند و بسته به سطح کندش هماهنگی را تنظیم می‌نمایند کمتر به کار می‌رود. آخرین پاسخ بهره‌گیری از سیستم‌های پاد قفل شونده است که روشی ارضا کننده بوده و به طور خودکار هماهنگی ترمزها را تنظیم می‌کند و در صنایع خودروسازی به خوبی پذیرش یافته است.

۳-۸ سیستم‌های ترمز پاد قفل شونده

^۱ - Load-Sensing Proportioning Valve

در سیستم‌های پاد قفل شونده^۱ به جای تلاش برای هماهنگ سازی، با حس کردن زمان قفل شدن چرخ‌ها، به طور آنی در چرخ قفل شده ترمز آزاد می‌شود و با دور گرفتن دوباره چرخ ترمز اعمال می‌شود. سیستم‌های ترمز ضد قفل شونده نوین توانایی آزادسازی ترمز را پیش از قفل شدن چرخ‌ها دارند و اندازه فشار مجدد را چنان نگه می‌دارند تا چرخ‌ها در شرایط بیشینه اصطکاک عمل نمایند.



شکل (۱۰-۳) تغییرات سرعت چرخ در هنگام اعمال سیستم ترمز پاد قفل شونده

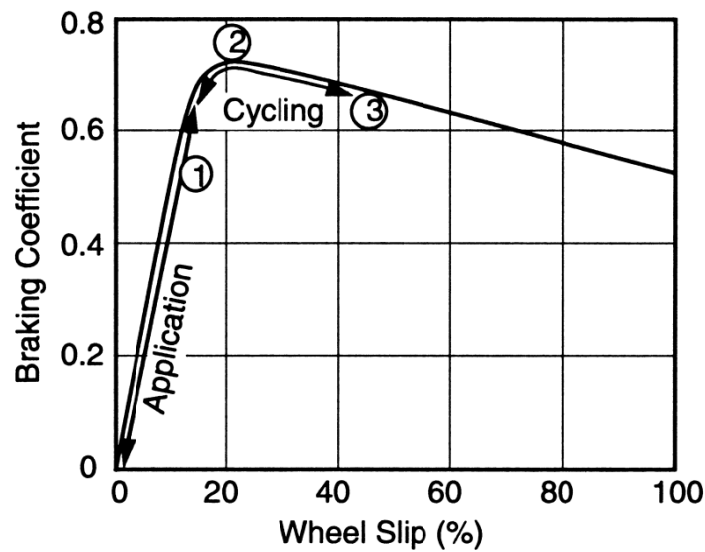
از نظر تاریخی مفهوم سیستم‌های ترمز پاد قفل شونده در ۱۹۳۰ مطرح گردید، اما تنها هنگامی عملی شد که خودروهای جدید با وسایل الکترونیکی تجهیز گردیدند. یک سیستم ترمز پاد قفل شونده شامل بخش کنترل الکترونیکی^۲، یک سلونوئید برای آزادسازی و اعمال مجدد فشار ترمزی و یک حسگر سرعت برای چرخ‌ها است. بخش کنترل الکترونیکی نخست سرعت خودرو را با توجه به حسگرهای سرعت چرخ‌ها اندازه می‌گیرد، پس از اعمال ترمز شروع به برآورد سرعت رو به کاهش خودرو می‌نماید. برای تعیین لغزش چرخ‌ها سرعت واقعی چرخ‌ها با سرعت پیش‌بینی شده مقایسه می‌شود و یا با توجه به نرخ کندش چرخ‌ها قفل شدگی آنها را برآورد می‌سازد. طراحی مختلف سیستم‌های ترمز پاد قفل شونده از ترکیبات مختلفی از این پارامترها برای تعیین زمان قفل شدن حتمی استفاده می‌نمایند و بنابراین آزادسازی ترمز برآورد و پیش‌بینی می‌گردد. در

^۱ - Anti Lock Braking System (ABS)

^۲ - Electronic Control Unit (ECU)

این هنگام با فرستادن یک دستور الکترونیکی^۱ برای سلونوئید دستور آزاد ساختن فشار ترمز را می‌دهد و بنابراین اجازه گردش مجدد چرخ‌ها داده می‌شود. هنگامی که چرخ‌ها دوباره سرعت لازم را به دست آوردند، دوباره فشار اعمال می‌شود. بسته به چگونگی الگوی کنترلی، نرخ افزایش فشار و فشار نهایی چنان تنظیم می‌شود تا سیکل‌های ترمزدهی کمینه شود.

شکل ۳-۱۰ یک نمودار نوعی از تغییرات سرعت چرخ‌ها در طی ایست یک خودرو مجهز به سیستم ترمز پاد قفل شونده می‌باشد. هنگامی که برای نخستین بار ترمزها اعمال می‌شوند، سرعت چرخ‌ها کم و بیش نسبت به سرعت خودرو کاهش می‌یابد (ناحیه ۱). اگر ترمزها به شدت اعمال شوند و یا جاده لغزان باشد، سرعت بعضی از چرخ‌ها به سرعت کاهش می‌یابد (نقطه ۲) و نشانگر این است که تایلر از بیشینه خم ضریب اصطکاک بر حسب لغزش^۲ می‌گذرد و به سوی قفل شدن پیش می‌رود. در این نقطه سیستم ترمز پاد قفل شونده وارد عمل می‌شود و ترمز را آزاد می‌سازد پیش از قفل شدن چرخ (نقطه ۳). با افزایش سرعت چرخ دوباره ترمز اعمال می‌شود. هدف سیستم‌های ترمز پاد قفل شونده نگه داشتن تایلرها در بازه نزدیک خم لغزش بر حسب ضریب اصطکاک است که در شکل ۳-۱۱ نمایانده شده است.

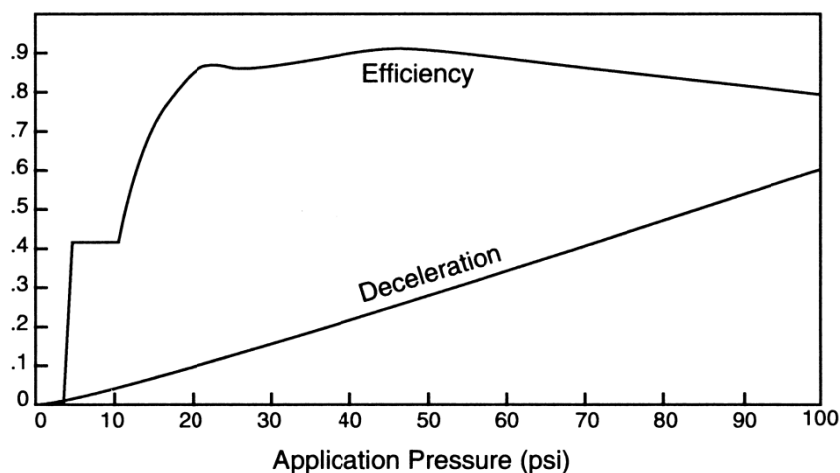


شکل (۳-۱۱) کاربرد سیستم‌های ترمز پاد قفل شونده برای قرارگیری در بازه بیشینه ضریب ترمزی

۹-۳ بازدهی ترمز

از آنجا که کارکرد ترمز هر خودرویی وابسته به اصطکاک سطح جاده‌ای است که در آن ترمز اعمال می‌شود، بنابراین مفهوم بازدهی ترمز به عنوان سنج‌های برای ارزیابی کارکرد ترمز معرفی می‌گردد. بازدهی ترمز η_b عبارت است از نسبت کندش واقعی ایجاد شده به کندش بیشینه قابل ایجاد در آن جاده. می‌توان با بهره از معادلات پیشین نشان داد که بهترین کارکرد ترمز هر خودرویی کندش ترمزی معادل ضریب اصطکاک میان جاده و تایرهاست، بنابراین:

$$\eta_b = \frac{D_{act}}{\mu_p} \quad (3-33)$$



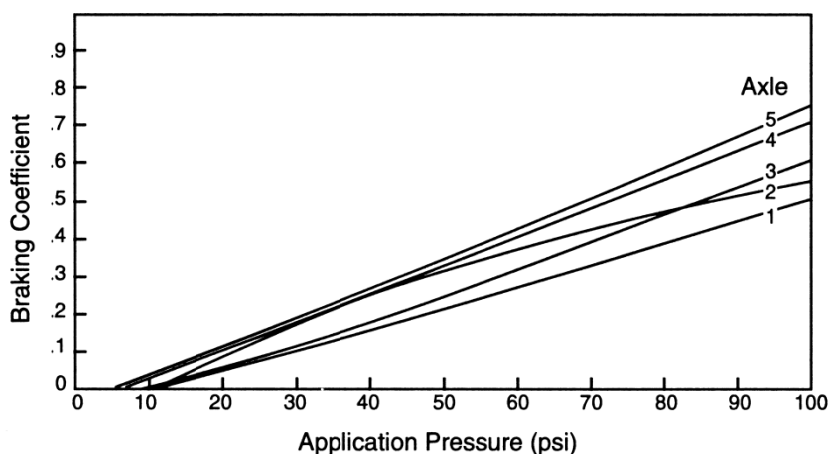
شکل (۳-۱۲) نمودار کارایی تراکتور - نیمه تریلر

مفهوم بازدهی ترمز به عنوان یک ابزار طراحی برای طراحان به منظور به سازی سیستم ترمز مفید است [۷]. با این حال پیاده سازی استانداردهای ترمز بر پایه بازدهی ترمز (برای دوری از مسایل طراحی سطح اصطکاک بر پایه عدد لغزش انجمن آمریکایی آزمایش و مواد) ناموفق است [۸]. مشکل عمده معرفی اصطکاک موثر میان سطح تایر - جاده است، زیرا وابسته به سرعت چرخ، بار چرخ، نوع تایر و چند متغیر دیگر می‌باشد.

بازدهی ترمز یک رویه و الگوی مفید برای ارزیابی کارکرد سیستم ترمز است، به ویژه در

کامیون‌های سنگین که دارای چند محور می‌باشند. شکل ۳-۱۲ نمایانگر بازدهی ترمز است که برای یک تریلر پنج محوره شده است.

ارزیابی بازدهی ترمز با محاسبه ضریب ترمزی هر محور بهتر انجام می‌پذیرد. یک نمونه از این نمودارها (که نمودار بهره اصطکاک نامیده می‌شود) در شکل ۳-۱۳ نشان داده شده است. پنج خم که بیانگر هر محور هستند نشان داده شده است. ضریب ترمزی برای یک محور عبارت است از نسبت نیروی ترمزی به بار. مطلوب آن است که همه محورها دارای ضریب ترمزی یکسانی باشند در فشار کارکرد ترمز، که نمایانگر این است که ترمزها متناسب با بار اعمالی می‌باشند.



شکل ۳-۱۳ ضریب ترمزی تراکتور - نیمه تریلر پنج محوره

شرایط گوناگون بار، جابجایی طولی بار در هنگام ترمزگیری و جابجایی بار یک محور به سبب واکنش به ترمز (جابجایی درون محوری) سبب از بین رفتن هماهنگی کامل در سیستم است. این مسایل سبب می‌شوند که بازدهی ترمز کاهش یابد نسبت به اندازه بیشینه تئوری آن که ۱ است. برای تریلر نشان داده شده، بازدهی ترمز در هنگام اعمال ترمز به سرعت به مقدار ۰/۹ می‌رسد، اما در فشارهای بالاتر کاهش می‌یابد. به سبب انقطاع در ضرایب ترمزی محورها در کندش‌های شدیدتر.

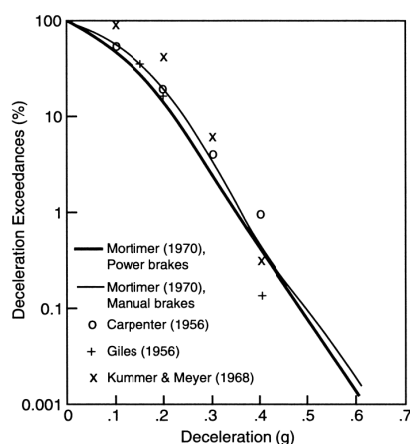
۳-۱۰ قفل شدگی چرخ پشت

در بحث‌های پیشین، قفل شدگی چرخ فقط به عنوان مرز کارکرد ترمز در نظر گرفته می‌شد. هرچند این مسأله تاثیرات عمده‌ای در رفتار فرمان‌پذیری خودرو دارد و بایستی طراحان ترمز آن

را در نظر داشته باشند. هنگامی که یک چرخ قفل می‌گردد، توانایی ایجاد نیروهای کناری را برای مسیر دادن خودرو در جاده ندارد.

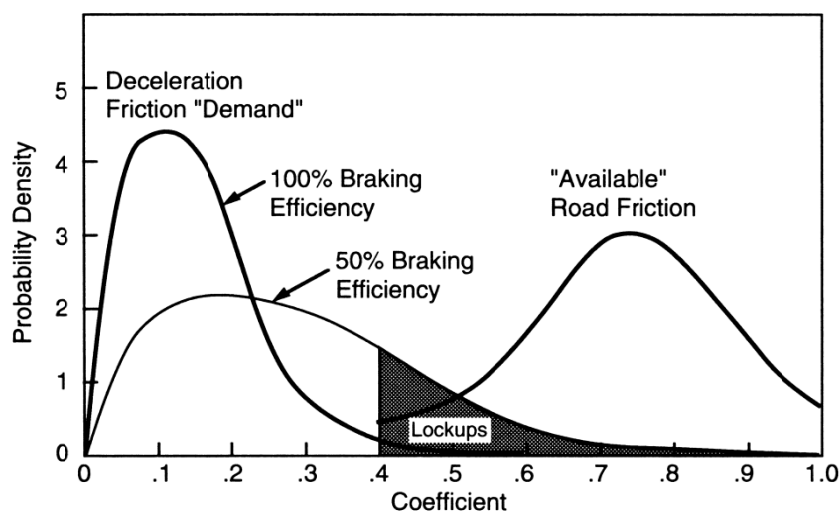
قفل شدگی چرخ‌های جلو سبب از دست دادن فرمان‌دهی خودرو است و با وجود ورودی فرمان، عموماً خودرو رو به جلو حرکت می‌کند و تنها در صورت شیب کناری و یا بادهای کناری حرکت کناری خواهد داشت.

از مسایل کاملاً شناخته شده در خودروهای موتوری ناپایداری خودرو در هنگام قفل شدگی چرخ‌های پشت است. هنگام قفل شدگی چرخ، هر اغتشاش چرخشی (که همیشه وجود دارد) آغازگر چرخش خودرو است. چرخ‌های جلو که همراه خودرو می‌گردند، ایجادگر نیروهای کناری هستند که سبب دوران است و بنابراین زاویه گردش خودرو افزایش می‌یابد. فقط هنگامی که خودرو به طور کامل چرخیده باشد، آنگاه دوباره پایدار می‌گردد. در خودروهای دراز (بعضی از کامیون‌ها و اتوبوس‌ها) شتاب چرخشی معمولاً به اندازه کافی کم است، به طوری که راننده می‌تواند ورودی درست فرمان را اعمال نموده و از دوران کامل جلوگیری نماید. اما در خودروهای سواری کوچکتر، رانندگان متوسط توانایی کنترل خودرو را در چنین شرایطی ندارند. بنابراین فلسفه‌ای برای طراحان خودرو را در چنین شرایطی ندارند. بنابراین فلسفه‌ای برای طراحان خودرو وجود دارد به این صورت که طراحی برتر ترمز آن است که متمایل به سوی جلو باشد.



شکل (۱۴-۳) پراکندگی کندش ترمزی در خودروهای سواری

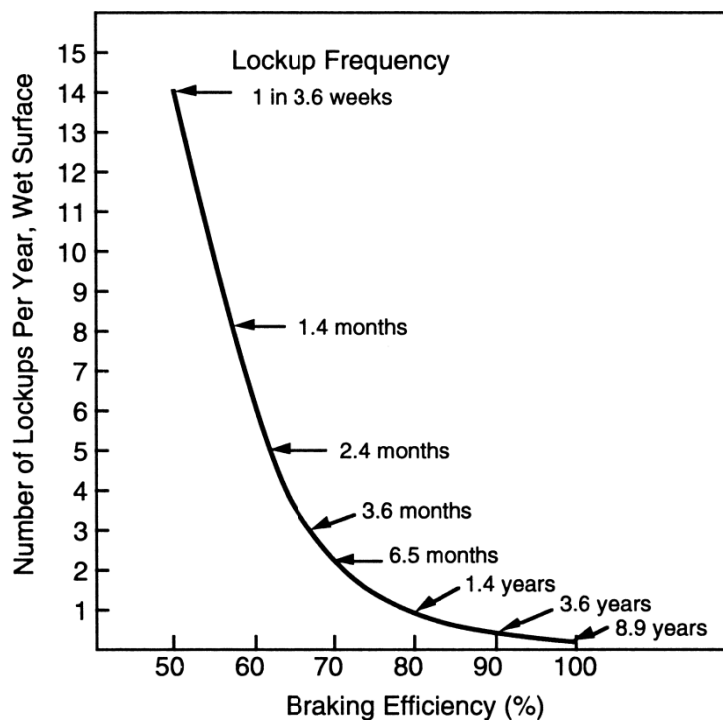
برتری و تقدم قفل شدگی چرخ جلو به سادگی در طراحی سیستم ترمز قابل دست‌یابی نیست در همه شرایط محیطی به سبب تغییرات بهره ترمز، بلندی گرانیگاه (به ویژه در کامیون‌های سبک)، اصطکاک جاده و لزومات ترمز در شرایط پارک کردن. پی‌آمد منطقی که در دست‌طراحان است، بهره از بازدهی ترمزی به عنوان سنجه‌ای از کارکرد ترمز است [۹]. پایه آن برخاسته از مطالعه بر روی رانندگان است که نشان می‌دهد اعمال ترمز به طور میانگین $1/5$ بار در هر مایل است. همچنین بیشتر کاربردهای ترمز در سطوح متوسط است، کندش بالا در درصدی از کاربردهای ترمز مورد نیاز است. درخواست رانندگان نسبت به سطح ترمزی در شکل ۳-۱۴ نمایانده شده است که ترسیم درصد فراتر بودن کندش به ازای سطح کندش به دست آمده است. در بیست درصد از موارد اعمال ترمز، کندش از $0/2$ شتاب گرانشی فراتر بوده است، تنها در ۱ درصد کندش از $0/35$ شتاب گرانشی و در کمتر از $0/1$ در صد کندش بیش از $0/5$ شتاب گرانشی گردیده است.



شکل (۳-۱۵) مقایسه درخواست ترمزی و اندازه قابل دسترس

مقایسه کندش مورد نیاز در سواری‌های معمولی به سطح اصطکاک قابل دسترس جاده در شکل ۳-۱۵ نمایانده شده است. توزیع ضریب اصطکاک جاده از طرح‌های متعدد مقاومت سرخوردگی توسط انجمن‌های بزرگراهی برآورد گردیده است. بیشتر جاده‌ها دارای سطح اصطکاک کافی برای نیل به کندش مورد درخواست رانندگان است اگر از اصطکاک به خوبی استفاده گردد. این

شکل به این معنی است که اگر سیستم‌های ترمز در همه خودروها و در هر شرایطی صد در صد کارا باشند، آنگاه روی هم افتادگی کمی بین درخواست ترمزی و اصطکاک قابل دسترس در خم مورد نظر رخ می‌دهد و نقاط کمی وجود دارد که قفل شدگی در چرخ‌ها اتفاق می‌افتد.

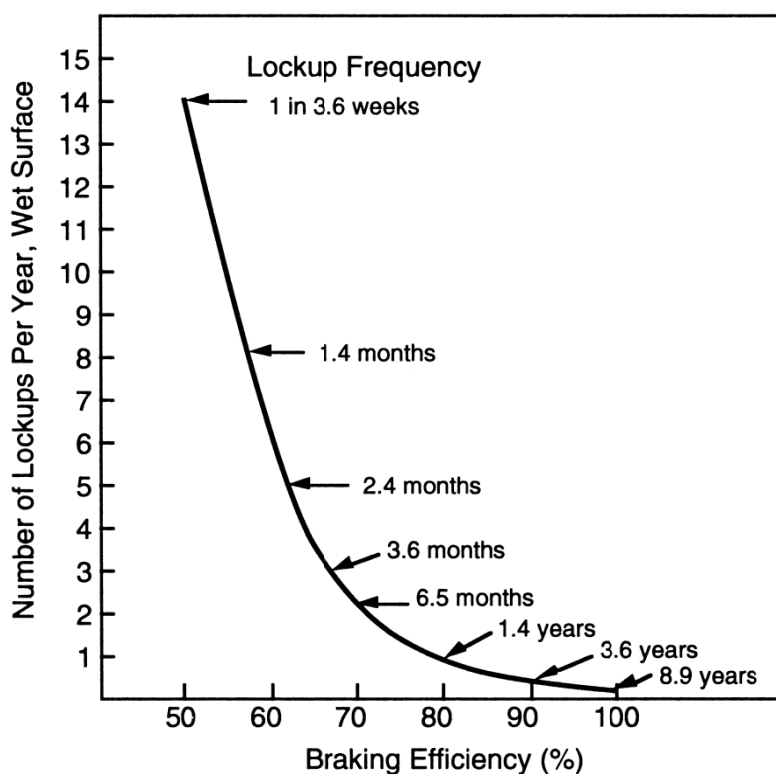


شکل (۱۶-۳) پیش‌بینی بسامد قفل شدگی

با این حال، هنگامی که بازدهی ترمزی کمتر از صد در صد باشد، اصطکاک بیشتری برای دستیابی به کندش مورد نظر لازم است. هنگام پایین تر بودن بازدهی خم درخواست ترمزی به سمت راست جابجا می‌گردد. بنابراین روی هم افتادگی و بسامدی که درخواست ترمزی افزون بر اصطکاک قابل دسترس می‌شود، افزایش می‌یابد. با بهره از شکل میانگین $1/5$ ترمز در هر مایل و 10000 مایل در سال برای یک خودرو سواری معمولی، آنگاه بسامد قفل شدگی ترمز برای کارایی سیستم‌های ترمزی مختلف مطابق شکل ۱۶-۳ برآورد می‌شود. به طور واضح، آن شکل توصیف‌گر حساسیت بحرانی بسامد قفل شدگی بر حسب بازدهی ترمز است. اگر ناکارایی به سبب تمایل به پشت توزیع نیروی ترمزی باشد، آنگاه قفل شدگی در محور پشت رخ می‌دهد و بنابراین ناپایداری چرخشی

پیش می‌آید. بیشتر پیش‌آمدها در جاده‌هایی با سطوح اصطکاک پایین‌تر است، که عموماً جاده‌های مرطوب است.

از آنجا که عمده پیش‌آمدها در جاده‌هایی با ضریب اصطکاک در گستره ۰/۴ تا ۰/۶ است، بایستی تاکید بیشتری در به دست آوری کارایی خوب سیستم ترمز در جاده‌هایی با چنین گستره اصطکاکی اعمال گردد.

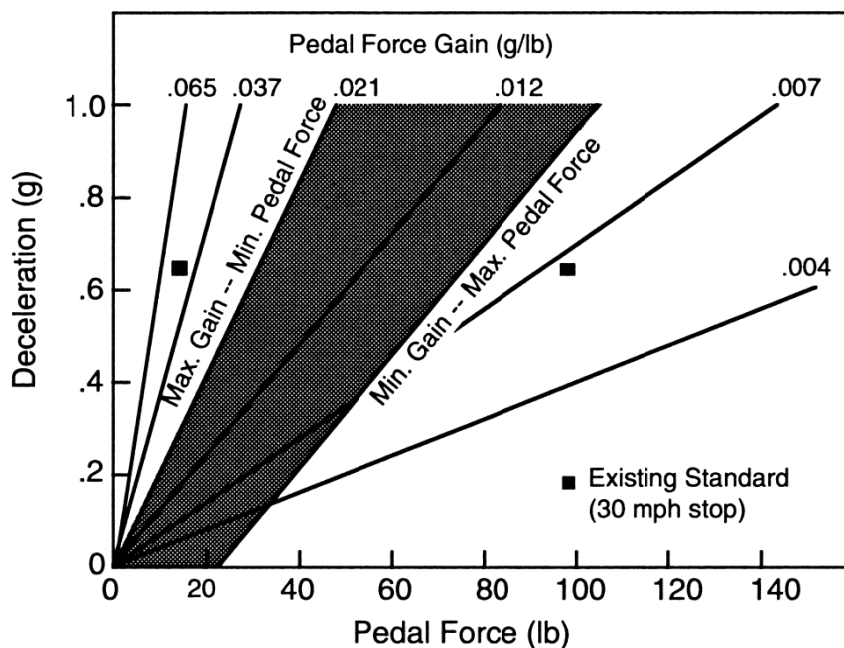


شکل (۳-۱۷) پیش‌بینی بسامد قفل شدگی

۳-۱۱ بهره نیروی پدال

ملاحظات و الزامات ارگونومیکی در طراحی سیستم ترمز نقش عمده داشته به طوری که همه افراد توانایی بهره‌گیری از ویژگی‌های قرار داده شده در سیستم ترمز خودرو را دارا باشند. قرارگیری پدال ترمز، ویژگی‌های تلاش و جابجایی پدال در هنگام ترمزگیری از پارامترهای موثر طراحی می‌باشند. در سال ۱۹۵۰ میلادی که سیستم‌های ترمز برای کاربرد همگانی ارایه گردید، هماهنگی

کمی میان سازندگان از نظر مقدار تلاش و جابجایی پدال وجود داشت. در سال ۱۹۷۰ میلادی انجمن مدیریت ایمنی بزرگراه‌ها، تحقیقاتی را در زمینه تعیین ویژگی‌های ارگونومیکی پدال ترمز برای کنترل موثر از سوی راننده انجام داد [۱۰]. بر پایه این بررسی‌ها گستره بهینه‌ای برای بهره نیروی پدال (ارتباط بین نیروی اعمالی به پدال و کندش خودرو) به دست آمد. شکل ۳-۱۷ نشانگر نتایج مطالعات اداره ملی ایمنی بزرگراهی^۱ است که ناحیه سایه زده شده مقدار بهینه را نشان می‌دهد.



شکل (۳-۱۸) ویژگی‌های بهره بهینه پدال

۱۲-۳) مسایل نمونه

۱-۱۲-۳) مسأله ۱

ضرایب و بازده ترمز را برای یک خودروی سواری با فشار کارکرد ۱۰۰ تا ۷۰۰ پوند بر اینچ مربع را با افزایش فشار کارکرد ۱۰۰ پوند بر اینچ مربع محاسبه کنید. اطلاعات داده شده به قرار زیر

^۱ - National Highway Traffic Safety Administration (NHTSA)

است:

(L)	۱۰۸/۵ اینچ	فاصله محور چرخ‌ها
(H_{CG})	۲۰/۵ اینچ	بلندی گرانیگاه
(W_f)	۲۲۱۰ پوند	وزن روی تایرهای جلو
(W_r)	۱۸۶۴ پوند	وزن روی تایرهای پشت
(G_f)	۲۰ (in-lb/psi)	بهره ترمز جلو
(G_r)	۱۴ (in-lb/psi)	بهره ترمز پشت
	290/0.3	کارکرد طراحی شیر هماهنگ کننده
(r)	۱۲/۱۱ اینچ	شعاع تایر
(W)	۴۰۷۴ پوند	وزن کل

۳-۱۲-۲ پاسخ

آسانترین روش برای پاسخیابی مسأله، تشکیل یک جدول ستونی برای مسأله است. گام‌های محاسبه به قرار زیر است:

۱- فشار کارکرد ترمز جلو، مبنا قرار گرفته، بنابراین مقادیر از ۱۰۰ به بالا فهرست می‌گردد.

۲- فشار کارکرد ترمز پشت با بهره‌گیری از معادله ۳-۳۲ و قرار دادن فشار ترمز جلو در آن، محاسبه می‌گردد، برای نمونه:

$$P_f = P_r = P_a = \text{Application Force} \quad P_a < 290 \text{ (psi)} \quad (1-32-3)$$

$$P_f = P_a, \quad P_a > 290 \text{ (psi)} \quad (2-32-3)$$

$$P_r = 290 + 0.3(P_a - 290)$$

۳- نیروهای ترمزی محور چرخ‌های جلو و پشت برابر است با نسبت حاصل ضرب فشار کارکرد در بهره گشتاور ترمز محور مربوطه بر شعاع تایر:

$$F_{xf} = 2G_f \left(\frac{P_f}{r} \right)$$

$$F_{xr} = 2G_r \left(\frac{P_r}{r} \right)$$

۴- شتاب کاهنده یا کندش از مجموع نیروهای ترمز تقسیم بر وزن کل خودرو به دست می‌آید (واحد شتاب کاهنده بر حسب شتاب گرانش است):

$$D_x = \frac{F_{xf} + F_{xr}}{W}$$

۵- بار محورهای جلو و پشت از معادلات ۳-۲۱ و ۳-۲۲ محاسبه می‌شود:

$$W_f = W_{fs} + \left(\frac{h}{L} \frac{W}{g} \right) D_x \quad (21-3)$$

$$W_r = W_{rs} - \left(\frac{h}{L} \frac{W}{g} \right) D_x \quad (22-3)$$

که واحد D_x فوت بر مجذور ثانیه است.

۶- ضرایب ترمز μ_f و μ_r نسبت نیروی ترمز محور به بار محور می‌باشد.

$$\mu_f = \frac{F_{xf}}{W_f}$$

$$\mu_r = \frac{F_{xr}}{W_r}$$

۷- بازده ترمز (η_b) از تقسیم شتاب کاهنده بر بیشینه ضریب ترمز روی محورها به دست می‌آید.

P_f	P_r	F_f	F_r	D_x	W_f	W_r	μ_f	μ_r	η_b
psi	psi	lb	lb	g	lb	lb	-	-	%
۱۰۰	۱۰۰	۳۳۰	۲۳۱	۰/۱۳۸	۲۳۱۶	۱۷۵۸	۰/۱۴۲	۰/۱۳۱	۹
۲۰۰	۲۰۰	۶۶۱	۴۶۲	۰/۲۷۶	۲۴۲۲	۱۶۵۲	۰/۲۷۳	۰/۲۸۰	۹۹
۳۰۰	۲۹۳	۹۹۱	۶۷۷	۰/۴۰۹	۲۵۲۵	۱۵۴۹	۰/۳۹۳	۰/۴۳۷	۹۴
۴۰۰	۳۲۳	۱۳۲۱	۷۴۷	۰/۵۰۸	۲۶۰۱	۱۴۷۳	۰/۵۰۸	۰/۵۰۷	۱۰۰
۵۰۰	۳۵۳	۱۶۵۱	۸۱۶	۰/۶۰۶	۲۶۷۶	۱۳۹۸	۰/۶۱۷	۰/۵۸۳	۹۸
۶۰۰	۳۸۳	۱۹۸۲	۸۸۶	۰/۷۰۴	۲۷۵۲	۱۳۲۲	۰/۷۲۰	۰/۶۷۰	۹۸
۷۰۰	۴۱۳	۲۳۱۲	۹۵۵	۰/۸۰۲	۲۸۲۷	۱۲۴۷	۰/۸۱۸	۰/۷۶۶	۹۸

- با مقایسه بهره‌های ترمز و بارهای محور مشخص می‌شود که بازده ترمز در حدود ۹۷ تا ۹۹ درصد افزایش می‌یابد، اما بازده با شتاب کاهنده کاهش می‌یابد، زیرا بار روی محور پشت کاهش یافته است.
- هنگامی که فشار به ۲۹۰ پوند بر اینچ مربع می‌رسد، شیر تقسیم ترمز عمل می‌کند و سبب کاهش فشار محور پشت می‌شود. تعادل در بازده ۱۰۰ درصد و با فشار ترمز جلو برابر با ۴۰۰ پوند بر اینچ مربع صورت می‌گیرد.

مراجع

- [۱] Newcomb, T.P., and Spurr, R.T., "Braking of Road Vehicles", Chapman and Hall, Ltd., London, England, 1976, 292 p.
- [۲] Limpert, R., "Analysis and Design of Motor Vehicle Brake Systems", The University of Michigan, May 1971, 466 p.
- [۳] Engineering Design Handbook, "Analysis and Design of Automotive Brake Systems", DARCOM-P 706-358, US Army Material Development and Readiness Command, Alexandria, VA, December 1976, 252 p.
- [۴] Meyer, W. E., Kummer, H. W., "Mechanism of Force Transmission between Tire and Road", Society of Automotive Engineers, Paper No. 620407 (490A), 1962, 18 p.
- [۵] "Standard No. 105: Hydraulic Brake Systems", Code of Federal Regulations, Title 49, Part 571.105, October 1, 1990, pp. 199-215.
- [۶] "Standard No. 121: Air Brake Systems", Code of Federal Regulations, Title 49, Part 571.121, October 1, 1990, pp. 366-382.
- [۷] Gillespie, T.D., and Balderas, L., "An Analytical Comparison of a European Heavy Vehicle and a Generic U.S. Heavy Vehicle", The University of Michigan Transportation Research Institute, Report No. UMTRI-87-17, August 1987, 374 p.
- [۸] "Test Method for Skid Resistance of Paved Surfaces Using a Full-Scale Tire", Method E274-85, 1986 Annual Book of ASTM Standards, American Society for Testing and Materials, Philadelphia, PA.
- [۹] Ervin, R.D., Winkler, C.B., "Estimation of the Probability of Wheel Lockup" IAVD Congress on Vehicle Design and Components, Geneva, March 3-5, 1986, pp. D145-D165.
- [۱۰] Mortimer, R.E., Segel, L., Dugoff, H., Campbell, J.O., Jorgeson, C.M., Murphy, R.W., "Brake Force Requirement Study: Driver-Vehicle Braking Performance as a Function of Brake System Design Variables", The University of Michigan Highway Safety Research Institute, Report No. HuF-6, April 1979, 22 p.
- [۱۱] Johson, L., Fancher, P.S., Gillespie, T.D., "An Empirical Model for the Prediction of the Torque Output of Commercial Vehicle Air Brakes", Highway Safety Research Institute, University of Michigan, Report No. UM-HSRI-78-53, December 1979, 83 p.