فصلنامهٔ علمی تحقیقات موتور

تارنمای فصلنامه: www.engineresearch.ir

DOI:10.22034/ER.2022.697911

بهینه‌سازی نسبت‌های تبدیل جعبه‌دنده خودرو بر اساس ارائه بیشترین نیروی کششی در دنده‌های مختلف

سیّد مسعود هاشمی[۱*]، مسعود ترحمی[۲]، مسلم هوشیار[۳]

[۱] استادیار، مهندسی مکانیک، گرایش طراحی و ساخت خودرو، دانشگاه صنعتی مالک اشتر، ایران، m_hashemi@mut.ac.ir

[۲] کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، گرایش طراحی و ساخت خودرو، دانشگاه صنعتی مالک اشتر، ایران

[۳] کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، گرایش طراحی و ساخت خودرو، دانشگاه صنعتی مالک اشتر، ایران

[*] نویسندهٔ مسئول

چکیده

هدف از این مقاله بهینه‌سازی نسبت‌های تبدیل جعبه‌دنده خودروهاست و نسبت‌های تبدیل جعبه‌دنده به گونه‌ای محاسبه می‌شود که موتور بیشترین نیروی کششی ممکن، در نتیجه بیشترین قدرت شیب‌روی را با رعایت شرط پایداری تأمین کند. ابتدا نسبت‌های تبدیل جعبه‌دنده با درنظرگرفتن نوع وسیلهٔ نقلیه و روش محاسبهٔ مناسب با آن، تعیین می‌شود. سپس نسبت‌های تبدیل دنده‌ها طوری تغییر داده می‌شوند که با درنظرگرفتن شرط پایداری، نمودار نیروی کششی در دنده‌ها تا حد امکان به نمودار نیروی کششی آرمانی نزدیک شده و قسمت‌های پوشش داده‌نشده در نمودار نیروی کششی آرمانی و نمودار واقعی دنده‌های میانی کمتر باشد. این کار برای یک جعبه‌دنده پنج دنده دو مرحله‌ای با محور واسطه که با یک موتور دیزلی در خط انتقال قدرت قرار گرفته است، صورت می‌گیرد. نتایج به‌دست‌آمده نشان می‌دهد با بهینه‌سازی جعبه‌دنده، میزان بهبود نیروی کششی در بیشترین حالت ۱۷٫۵ درصد، شیب‌روی ۱۶٫۳ درصد، شتاب‌گیری ۱۷٫۲ درصد و گشتاور ۱۳٫۵ درصد در دندهٔ سه می‌باشد. مقایسات انجام‌شده به منظور صحه‌سنجی نیز با یک خودرو مبنا نشان‌دهندهٔ یک تطابق خوب بین خودرو مبنا و خودرو مورد نظر در این پژوهش هستند.

اطلاعات مقاله

تاریخچهٔ مقاله:

دریافت: ۱۸ اسفند ۱۴۰۰

پذیرش: ۱۶ خرداد ۱۴۰۱

کلیدواژه‌ها:

بهینه‌سازی

جعبه‌دنده

شرط پایداری

موتور

نیروی کششی

تمامی حقوق برای انجمن علمی موتور ایران محفوظ است.

۱- مقدمه

عملکرد جعبه‌دنده که یکی از اجزای خط انتقال قدرت محسوب می‌شود تأثیر بسزایی در مشخصات دینامیکی خودرو و کاهش مصرف سوخت موتور دارد و به شاخصه‌های مختلفی از جمله به نوع نمودار مشخصهٔ موتور ایجاد قدرت و حوزهٔ به‌کارگیری آن بستگی دارد. اگر جعبه‌دنده صرفاً بر مبنای قیود اضافی نظیر کاهش مصرف سوخت و یا صرفاً بر مبنای کاهش برخی آلاینده‌ها طراحی شود، به‌ناچار باید نقاطی از میدان مشخصهٔ موتور که در آن حداقل سوخت یا حداقل مواد آلاینده تحقق می‌پذیرد مبنا قرار گیرد و نسبت‌های تبدیل دنده‌ها بر اساس قیود یادشده محاسبه شود. رعایت این قیود اضافی موقعی امکان‌پذیر است که خودرو در جادهٔ مسطح و با سرعت معینی حرکت کند. اما چون به طور معمول نیاز حرکت در جاده‌های پرشیب الزامی است و بالابودن شتاب‌گیری اولیه و همچنین بالابودن سرعت نهایی نیز در اولویت‌های بعدی قرار دارد، نسبت‌های تبدیل خط انتقال قدرت باید بر اساس این درخواست‌ها تعیین شود، یعنی لاجرم باید منحنی بیرونی نمودار مشخصهٔ موتور که منحنی تحت بار کامل است مبنا قرار گیرد [۱]. قیود اضافی یادشده صرفاً برای خودروهای درون‌شهری که سرعت نهایی آنها زیاد نیست و با شیب‌های تند نیز مواجه نمی‌شوند، موضوعیت پیدا می‌کند که به آن پرداخته نمی‌شود [۲].

ساید و دانگ سون در سال ۱۹۸۸، نسبت‌های تبدیل میانی جعبه‌دنده و سایر مشخصات خودرو را بر اساس کمترین مصرف سوخت و کاهش زمان رسیدن به سرعت ۱۰۰ km/h بهینه کرده‌اند [۳].

معصومی و همکاران در سال ۱۳۸۵ به طراحی بهینهٔ جعبه‌دنده بر اساس شاخص‌های عملکرد و مصرف سوخت پرداختند و نتیجه‌گیری کردند بهینه‌سازی دنده‌ها سبب کاهش مصرف سوخت خودرو در برخی دنده‌ها می‌شود [۴]. رضایی و شاطریان در سال ۱۳۸۹ به ارائهٔ الگویی برای جایگزینی جعبه‌دندهٔ پیوسته تعویض‌پذیر با جعبه‌دندهٔ دستی پرداختند و نتیجه‌گیری کردند حتی در صورتی‌که جعبه‌دندهٔ دستی ماهرانه تعویض شود، باز هم مصرف سوخت بیشتر از خودروهای مجهز به جعبه‌دنده‌هایی با نسبت‌های تبدیل پیوسته تعویض‌پذیر می‌باشد [۵]. پنگ و همکاران در سال ۲۰۱۸ به بهینه-سازی نسبت‌های تبدیل خط انتقال قدرت خودروهای سنگین پرداختند و نتیجه‌گیری کردند با بهینه‌سازی نسبت‌های تبدیل مصرف سوخت خودرو کاهش می‌یابد [۶]. سان و همکاران در سال ۲۰۲۱ به بهینه‌سازی جعبه‌دندهٔ دو سرعته در خودروهای برقی پرداختند و نتیجه‌گیری کردند با انجام بهینه‌سازی سرعت خودرو افزایش و زمان شتاب‌گیری آن کاهش می‌یابد [۷]. هان و همکاران در سال ۲۰۲۱ به بهینه‌سازی بازده خط انتقال قدرت پیوسته تعویض‌پذیر پرداختند و نتیجه‌گیری کردند بازده جعبه‌دنده پس از بهینه‌سازی به مقدار ۹ درصد افزایش می‌یابد [۸].

در پژوهش حاضر، قیود اصلی نظیر قدرت شیب‌روی و سرعت نهایی، مبنای تعیین نسبت‌های تبدیل دنده‌های اول و آخر قرار می‌گیرد، و نسبت‌های تبدیل دیگر دنده‌ها بر مبنای اصل پایداری محاسبه و تعیین می‌شوند. رعایت اصل پایداری سبب می‌شود که خودرو تغییر ناگهانی سرعت در دنده‌های میانی که راحتی سرنشینان را کاهش می‌دهد و بعضاً به مخاطره می‌اندازد، نداشته و از قابلیت شتاب‌گیری و قدرت کشندگی بهتری برخوردار و در مجموع عملکردی پایدار داشته باشد. بنابراین در این مقاله روش بهینه‌سازی نسبت‌های تبدیل دنده‌ها از منظر بهینه‌سازی قدرت کشندگی خودرو، جلوگیری از ناپایدارشدن خودرو در موقع تعویض دنده‌ها و همچنین تأمین راحتی و ایمنی سرنشینان معرفی می‌گردد.

۲- مبانی محاسبات نسبت‌های تبدیل خط انتقال قدرت

در این بخش به محاسبهٔ بزرگ‌ترین و کوچک‌ترین نسبت تبدیل خط انتقال قدرت و تعیین نسبت تبدیل دنده‌های میانی جعبه‌دنده پرداخته می‌شود.

۲-۱- محاسبهٔ بزرگ‌ترین نسبت تبدیل خط انتقال قدرت

به طور کلی معیار اصلی و مبنای محاسبهٔ بزرگ‌ترین نسبت تبدیل خط انتقال قدرت، بیشترین نیروی کششی مورد نیاز خودرو در موقع بالارفتن از بیشترین شیب درخواست شده است که بر اساس حد آن یا به بیان دیگر قدرت حرکت از توقف در سربالایی که بیشتر در مورد سواری‌های دارای اتاق سیار و باری‌های سنگین زنجیره‌ای مطرح است تعیین می‌شود. چون در موقع بالارفتن از سربالایی سرعت خودرو کم و تقریباً ثابت است برای محاسبهٔ بزرگ‌ترین نسبت تبدیل خط انتقال قدرت از مقاومت ناشی از شتاب‌گیری و مقاومت هوا صرف‌نظر می‌شود. معادلهٔ نیروی کششی خودرو با توجه به این‌که صرفاً یک محور محرک وجود دارد، به صورت زیر در می‌آید [۲]:

$$F_Z = \frac{M_W}{r} = f_R G\cos\alpha + G\sin\alpha \qquad (۱)$$

بیشترین شیب‌روی که مترادف با بیشترین نیروی کششی است موقعی وجود دارد که بیشترین گشتاور موتور و بزرگ‌ترین نسبت تبدیل خط انتقال قدرت اعمال شود. بنابراین معادلهٔ فوق به صورت زیر در می‌آید:

$$F_{Z,\max} = \frac{M_{m,\max}\times i_{A,\max}\times\eta_k}{r} = f_R G\cos\alpha + G\sin\alpha \qquad (۲)$$

$$\Rightarrow i_{A,\max} = \frac{rG(\sin\alpha + f_R\cos\alpha)}{\eta_k M_{m,\max}}$$

به طور معمول در بسیاری مواقع، به ویژه در مواقعی که شیب جاده کم است، شیب جاده را با اندکی اغماض به صورت درصدی به صورت زیر بیان می‌کنند:

$$\sin\alpha \approx \tan\alpha = p \qquad (۳)$$

این اغماض سبب می‌شود که بتوان از $\cos\alpha$ صرف‌نظر کرد و براحتی بیشترین شیب‌روی را از معادلهٔ (۲) به دست آورد:

$$\Rightarrow p_{\max} = \eta_k i_{A,\max} \frac{M_{m,\max}}{rG} - f_R \qquad (۴)$$

۲-۲- محاسبهٔ کوچک‌ترین نسبت تبدیل خط انتقال قدرت

با فرض عدم لغزش در خط انتقال قدرت، کوچک‌ترین نسبت تبدیل خط انتقال قدرت از رابطهٔ زیر به دست می‌آید [۲]:

$$i_{A,\min} = \frac{3/6\frac{\pi}{30} n_{m,\max} r_{dyn}}{v_{\max}} \qquad (۵)$$

بر حسب این‌که برای $n_{m,max}$ چه دوری از موتور در نظر گرفته شود، $i_{a,min}$ تغییر می کند. در عمل برای انتخاب $n_{m,max}$ دو روش مرسوم وجود دارد، یکی برحسب بیشترین سرعتی است که در دور مربوط به بیشترین توان موتور تحقق می‌پذیرد ($n_{m,max}=n_m(P_{max})$) و دیگری بر مبنای بیشترین سرعتی که در محدوده دور کمتر از دور مربوط به بیشترین توان ($n_{m,max}<n_m(P_{max})$) است، ایجاد می‌شود.

۲-۳- انتخاب نسبت تبدیل دنده‌های میانی جعبه‌دنده

با توجه به این‌که نسبت تبدیل خط انتقال قدرت از حاصل ضرب نسبت تبدیل جعبه‌دنده و نسبت تبدیل ثابت دیفرانسیل (نسبت تبدیل پایانی) $i_A=i_g\times i_E$ تشکیل می‌شود، برای محاسبهٔ نسبت تبدیل دنده های میانی خط انتقال قدرت کافی است نسبت تبدیل دنده‌های میانی جعبه‌دنده محاسبه شود. این دنده‌ها، یعنی دنده‌های بین سبک‌ترین و سنگین‌ترین دنده بر اساس معیارهای زیر محاسبه و انتخاب می‌شوند [۲ و ۹]:

- خودرو باید در وضعیت‌های مختلف حرکتی و تعویض دنده پایدار باشد. این موضوع به ویژه در مورد خودروهایی که نسبت جرم به توان آنها زیاد است، بیشتر دارای اهمیت است.
- نسبت‌های تبدیل دنده‌ها باید طوری باشند که گوشه‌های پوشش داده نشده از منحنی آرمانی نیروی کششی به حداقل برسد.

پایداری خودرو در هنگام تعویض دنده موقعی تحقق می پذیرد که تعویض دنده از دنده z به دنده پایین‌تر (z-۱) قبل از این‌که منحنی مشخصه گشتاور چرخشی دنده z از راست به چپ به بیشترین مقدار خود $M_{max(z)}$ برسد، امکان پذیر باشد.

وجود پایداری باعث می‌شود که هرگاه گشتاور مورد نیاز خودرو به صورت پیوسته زیاد و در نتیجه سرعت حرکت کم شود (زمانی که شیب جاده به صورت ممتد زیاد شود)، گشتاور موجود در دنده درگیر افزایش یابد و درخواست‌های افزایش گشتاور مورد نیاز تأمین شود. شرط پایداری به صورت زیر درخواست می‌شود:

$$v_{M_{\max}(z)} \le v_{n,a(z-1)} \qquad (۶)$$

$V_{Mmax(z)}$: سرعت حرکت در دنده z هنگامی‌که بیشترین گشتاور چرخشی وجود دارد.

$V_{n.amax(z-1)}$: سرعت حرکت در دنده (z-۱) هنگامی‌که دور موتور در بازهٔ دور مجاز قرار دارد.

برای بررسی نسبت‌های تبدیل دنده‌های میانی ضرورت دارد که جهش پلکانی معرفی شود. خارج قسمت نسبت تبدیل دو دنده متوالی z و (z-۱) را جهش پلکانی می‌نامند.

$$\varphi_1 = \frac{i_1}{i_2};\quad \varphi_2 = \frac{i_2}{i_3};\quad \ldots;\quad \varphi_{z-1} = \frac{i_{z-1}}{i_z} \qquad (۷)$$

موقعی که در حین تعویض دنده سرعت ثابت می‌ماند، می‌توان نشان داد که رابطهٔ زیر برقرار است:

$$\varphi_{z-1} = \frac{i_{z-1}}{i_z} = \frac{n_{z-1}}{n_z} \qquad (۸)$$

با لحاظ‌کردن شرط پایداری رابطهٔ فوق به صورت زیر محدود می‌شود.

$$\varphi_{z-1} \le \frac{n_{a(z-1)}}{n_{a(z)}} = \frac{n_{a(z-1)}}{n_{m_{\max}(z)}}$$
$$\rightarrow \qquad \varphi_{(z-1)\max} = \frac{n_{a(z-1)}}{n_{m_{\max}(z)}} \qquad (۹)$$

$N_{a(z-1)}$ دور مجاز موتور در دنده (z-۱) و $nM_{max(z)}$ دور موتور در دنده z هنگامی‌که بیشترین گشتاور در دنده z حاکم است، می‌باشند. در موتورهایی که بیشترین گشتاور آنها در دورهای پایین قرار می‌گیرد، می‌توان جهش پلکانی نسبت تبدیل دنده‌ها را بزرگ‌تر انتخاب کرد و در نتیجه تعداد دنده‌ها را کاهش داد. علاوه بر شرط پایداری دو معیار اساسی برای طراحی نسبت‌های تبدیل دنده‌های میانی وجود دارد:

- یکسان‌بودن توان، یعنی تعداد دور در تمامی نقاط تعویض دنده یکسان بماند.
- پوشش‌دهی خوب نمودار مشخصه نیروی کششی.

بر اساس معیارهای فوق و در نظرگیری شرط پایداری، انتخاب نسبت‌های تبدیل دنده‌های میانی بر اساس دو نوع درجه‌بندی مرسوم زیر انجام می‌گیرد [۲ و ۹]:

- درجه‌بندی هندسی
- درجه‌بندی فزآینده

ناگفته نماند که ملاک انتخاب نسبت‌های تبدیل دنده‌های میانی، قدرت شتاب‌گیری است که علاوه بر دو روش درجه‌بندی یاد شده، بعضاً با مراجعه به چرخ‌دنده‌های موجود و اصلاح آنها به کمک نمودارهای وضعیت حرکت بر اساس کوتاهی مدت شتاب‌گیری نیز انجام می‌گیرد. برای بررسی دو روش درجه‌بندی یادشده یک

جعبه‌دنده z دنده‌ای در نظر گرفته و بازه تبدیل یا جهش کل جعبه‌دنده به صورت زیر تعریف می‌شود.

$$I = \frac{i_1}{i_z} = \frac{i_{\max}}{i_{\min}} \qquad (۱۰)$$

$i_{max}=i_1$ بیشترین نسبت تبدیل در سنگین‌ترین دنده (دنده یک) و $i_{min}=i_z$ کوچک‌ترین نسبت تبدیل در سبک‌ترین دنده (دنده آخر) می‌باشند. با استفاده از رابطهٔ (۱۰) بازهٔ تبدیل یا جهش کل جعبه‌دنده به صورت وابسته به جهش پلکانی دنده‌های میانی درآورده می‌شود:

$$I = \frac{i_1}{i_2} \times \frac{i_2}{i_3} \times \ldots \times \frac{i_{z-1}}{i_z} = \varphi_1 \times \varphi_2 \times \ldots \times \varphi_{z-1} \qquad (۱۱)$$

تفاوت دو روش درجه‌بندی یادشده در نوع انتخاب و محاسبهٔ جهش پلکانی دنده‌هاست که در ادامه معرفی می‌شود.

۲-٤- انتخاب نسبت تبدیل دنده‌ها بر اساس درجه‌بندی هندسی

در این حالت جهش پلکانی دنده‌ها یکسان انتخاب می‌شود و در نتیجه با استفاده از معادلهٔ (۱۲) به راحتی محاسبه می‌شود:

$$\begin{aligned} &\varphi_g = \varphi_1 = \varphi_2 = \varphi_3 = \ldots = \varphi_{z-1} \\ &I = \varphi_1 \times \varphi_2 \times \varphi_3 \times \ldots \times \varphi_{z-1} = \varphi_g^{z-1} \\ &\Rightarrow \varphi_g = \sqrt[z-1]{I} = \sqrt[z-1]{\frac{i_{\max}}{i_{\min}}} \end{aligned} \qquad (۱۲)$$

بنابراین با مشخص‌شدن φ_g می‌توان نسبت‌های تبدیل دنده‌های دنده‌های میانی را با توجه به معادلهٔ (۷) به صورت زیر محاسبه کرد:

$$i_2 = \frac{i_1}{\varphi_g}; \quad i_3 = \frac{i_2}{\varphi_g}; \quad \ldots; \quad i_g = \frac{i_{g-1}}{\varphi_g} \qquad (۱۳)$$
$$(z-1 \geq g \geq 2)$$

از این روش به دلیل مزایایی که در ارتباط با خودروهای سنگین دارد، بیشتر در همین نوع خودروها استفاده می‌شود.

۲-۵- انتخاب نسبت تبدیل دنده‌ها بر اساس درجه‌بندی فزاینده

در این نوع درجه‌بندی انتخاب نسبت‌های تبدیل دنده‌ها به صورت فزاینده کم می‌شود و دور تعویض دنده‌ها به صورت فزاینده افزایش می‌یابد، یعنی برای جهش بین دنده‌ها ضریب فزاینده p انتخاب می‌شود:

$$\begin{aligned} &\varphi_2 = p\varphi_1 \\ &\varphi_3 = p\varphi_2 = p(p\varphi_1) = p^2\varphi_1 \\ &\varphi_4 = p\varphi_2 = p(p^2\varphi_1) = p^3\varphi_1 \end{aligned} \qquad (۱۴)$$

$$\varphi_z = p\varphi_{z-1} = p^{z-2}\varphi_1$$

با استفاده از معادلهٔ (۱۲) خواهیم داشت:

$$\begin{aligned} &I = \varphi_1(p\varphi_1) \times (p^2\varphi_1) \times \ldots \times p^{z-1}\varphi_1 \\ &I = \varphi_1^{(z-1)} \times p \times p^2 \times p^3 \times \ldots \times p^{z-2} \\ &I = \varphi_1^{z-1} \times p^{\frac{(z-2)(z-1)}{2}} \Rightarrow \\ &p = \sqrt[0/5(z^2-3z+2)]{\frac{I}{\varphi_1^{(z-1)}}} \end{aligned} \qquad (۱۵)$$

اگر بازه تبدیل (جهش کل) I و φ_1 معلوم باشد، مقدار ضریب فزاینده p به کمک معادلهٔ (۱۵) به دست می‌آید.

اگر بازده تبدیل I و ضریب فزاینده p داده شده باشد، می‌توان جهش پلکانی پایه (φ_1) را محاسبه کرد:

$$\varphi_1 = \sqrt[z-1]{\frac{I}{p^{0/5(z^2-3z+2)}}} \qquad (۱۶)$$

در این روش به طور معمول φ_1 از ۱/۱ تا ۱/۷و p از ۱ تا ۱/۲ تغییر می‌کند. در نهایت می‌توان نسبت تبدیل $i_g(g=1,\ldots,z)$ را به کمک معادلهٔ زیر محاسبه کرد:

$$i_g = i_z \varphi_1^{(z-n)} p^{0/5(z-n)(z-n-1)} \qquad (۱۷)$$

حال با مشخص‌شدن نسبت تبدیل دنده‌های میانی جعبه‌دنده براحتی می‌توان نسبت تبدیل دنده‌های میانی خط انتقال قدرت را از حاصل ضرب نسبت تبدیل دنده‌های میانی جعبه‌دنده با نسبت تبدیل پایانی (نسبت تبدیل دیفرانسیل) به دست آورد.

۳- نیروی کششی مقاوم و نیروی کششی موجود

مقاومت غلتشی F_R، مقاومت شیب F_{St}، مقاومت هوا F_L و مقاومت در برابر شتاب‌گیری F_a، مقاومت‌هایی هستند که در موقع حرکت ایجاد می‌شوند و خودرو باید بتواند با قدرت کششی خود بر آنها غلبه کند. بنابراین می‌توان برای حاصل جمع نیروهای مقاوم و در نتیجه نیروی کششی مورد نیاز $F_{Z,B}$ نوشت:

$$\begin{aligned} &F_{Z,B} = F_R + F_S + F_L + F_a = \\ &G(f_R \cos\alpha + \sin\alpha) + \frac{1}{2}\rho_L c_W A v^2 + G\lambda\frac{a}{g} \end{aligned} \qquad (۱۸)$$

نیروی کششی موجود که از طرف موتور برای غلبه بر نیروهای کششی مقاوم ایجاد و به چرخ‌ها انتقال داده می‌شود برابر با حاصل جمع نیروهای رانشی وارد بر چرخ‌هاست که با درنظرگرفتن نسبت تبدیل و بازده خط انتقال قدرت می‌توان آن را در ارتباط با گشتاور موتور که ناشی از دور موتور است، به صورت زیر نوشت:

$$F_{Z,A} = \frac{M_m(n_m) i_A}{r}\eta_k \qquad (۱۹)$$

در موقعی که خودرو با شتاب و سرعت معینی حرکت می‌کند، نیروی کششی مازاد که می‌تواند برای افزایش شتاب و یا بالارفتن از شیب

بیشتری به‌کار گرفته شود از تفاضل نیروی کششی موجود و نیروی کششی مقاوم به دست می‌آید:

$$F_{Z,Ex} = F_{Z,A} - F_{Z,B} = F_{Z,A} - F_R - F_{St} - F_L - F_a = \frac{M_m(n_m) i_A}{r}\eta_k - G(f_R\cos\alpha + \sin\alpha) - \frac{1}{2}\rho_L c_W A v^2 - G\lambda\frac{a}{g} \quad (۲۰)$$

٤- قدرت شیب‌روی و شتاب‌گیری

موقعی که نمودار نیروی کششی مقاوم با نمودار نیروی کششی موجود، یعنی با نمودار نیروی کششی موتور برخورد کند، نیروی کششی مازاد صفر می‌شود و اگر سرعت خودرو ثابت، یعنی شتاب صفر باشد، قدرت شیب روی خودرو بر اساس معادلهٔ (۲۰) به دست می‌آید:

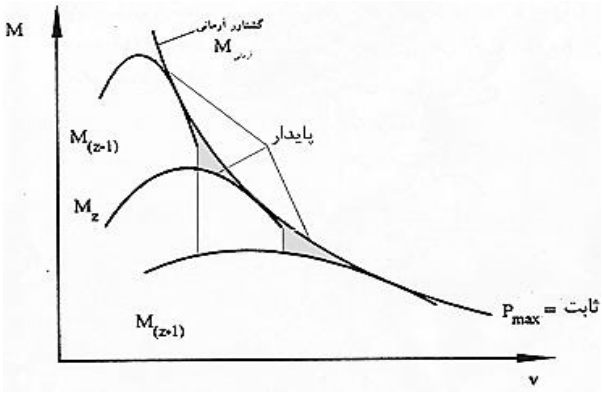
$$\sin\alpha = \frac{M_m(n_m) i_A}{r\,G}\eta_k - f_R\cos\alpha - \frac{1}{2G}\rho_L c_W A v^2 \quad (۲۱)$$

در این معادله نیز می‌توان در موقعی که زاویهٔ شیب جاده کم است، به جای $\sin\alpha$ از p استفاده کرد و از $\cos\alpha$ صرف‌نظر کرد. به همین سبک نیز می‌توان در موقعی که خودرو در جادهٔ مسطح حرکت می‌کند، قدرت شتاب‌گیری را از معادلهٔ (۲۱) به دست آورد:

$$a = \frac{1}{\lambda}\left[\frac{M_m(n_m) i_A}{mr}\eta_k - g f_R\cos\alpha - \frac{1}{2m}\rho_L c_W A v^2\right] \quad (۲۲)$$

٥- روش بهینه‌سازی

در شکل ۱ نمودار گشتاورهای یک جعبه دنده سه‌دنده‌ای با رعایت اصل پایداری نشان داده شده است. در این شکل نمودار گشتاور آرمانی نیز کشیده شده است. روش بهینه‌سازی بر این اصل استوار است که سطوح محصور بین نمودار گشتاور آرمانی و نمودار گشتاورهای جعبه دنده با رعایت اصل پایداری به حداقل ممکن برسد، یعنی هر اندازه مساحت سطوح یادشده کمتر باشد، گشتاور موجود در دنده‌های مختلف به گشتاور آرمانی نزدیک‌تر می‌شود. چون محاسبه دنده‌های اول و آخر (در شکل ۱ دنده یک و سه)، بر اساس حداکثر قدرت شیب‌روی و حداکثر سرعت درخواست‌شده صورت می‌پذیرد، امکان تغییر آنها در موقع بهینه‌سازی وجود ندارد. کمینه‌سازی سطوح مورد نظر صرفاً از طریق تغییر نسبت‌های تبدیل دنده‌ها تحقق می‌پذیرد، یعنی در جعبه‌دندهٔ پنج‌دنده‌ای این مقاله، نسبت‌های تبدیل دنده‌های دو، سه و پنج بهینه می‌شوند.

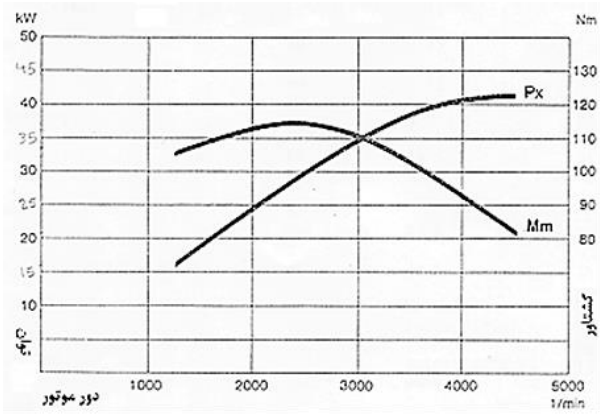


شکل ۱: نمودار گشتاور دنده‌ها نسبت به سرعت حرکت خودرو

٦- بررسی نتایج و صحه‌گذاری آنها

مشخصات خودرویی که جعبه دندهٔ پنج‌دنده‌ای برای آن طراحی می‌شود، در جدول ۱ ذکر شده است.

شعاع استاتیکی r را می‌توان در موقع عدم لغزش برابر با شعاع دینامیکی[1] گرفت که به کمک محیط غلت تایر (جدول ۱) و بر اساس روش معمول در مبحث خودرو محاسبه می‌شود [۱۰]. مقدار آن برابر ۲۸۳/۶ mm است. روی خودرو مورد نظر، یک موتور دیزلی متعلق به شرکت فورد[2] که نمودار آن در شکل ۲ نشان داده شده، نصب می گردد.



شکل ۲: نمودار مشخصهٔ موتور [۱۱]

طبیعی است که طراحی جعبه دندهٔ خودرو مورد نظر باید با درنظرگرفتن مشخصات موتور موجود به گونه‌ای بهینه انجام گیرد که قدرت شیب‌روی خودرو در جاده‌های شیب‌دار و قدرت شتاب‌گیری خودرو در جاده‌های معمولی به بهترین حالت ممکن انجام پذیرد.

برای این کار از روش درجه‌بندی فزاینده که به طور معمول جهت تعیین نسبت‌های تبدیل جعبه‌دنده خودروهای سواری به‌کار می‌رود، استفاده می شود. در این روش بهترین ضریب فزاینده‌ای که بعد از

1 r_{dyn}
2 Ford Econovan

بررسی‌های اولیه انتخاب شد، برابر ۱,۱۷ است. ابتدا قبل از این‌که روش بهینه‌سازی اعمال شود، نسبت‌های تبدیل تمامی دنده‌ها بر اساس معادلات قبلی محاسبه و در جدول ۲ ذکر می‌شود و همچنین نمودار مربوط به گشتاور دنده‌های مختلف در شکل ۲ نشان داده شده است تا متعاقباً امکان مقایسهٔ نتایج حاصل از بهینه‌سازی با آنها مهیا شود.

جدول ۱: مشخصات خودرو [۱]

ردیف	نام مشخصه	مقدار مشخصه
۱	ضریب مقاومت هوا	۰,۳۴
۲	جرم خودرو	۲۲۵۵kg
۳	ضریب مقاومت غلتشی	۰,۰۱
۴	محیط تایر	۱۷۸۲mm
۵	بازدهی خط انتقال قدرت	۸۵ درصد
۶	چگالی هوا	۱,۲ kg/m^3
۷	سطح مقطع عرضی خودرو	۱,۹m^2
۸	ضریب لختی جرم‌های چرخشگر	۱,۰۴<λ <۱,۵
۹	نسبت تبدیل دیفرانسیل	i_E=4,44
۱۰	بیشترین سرعت خودرو	۱۲۸km/h
۱۱	بیشترین دور موتور	۴۶۵۰ rpm
۱۲	بیشترین گشتاور چرخشی موتور	۱۱۶Nm

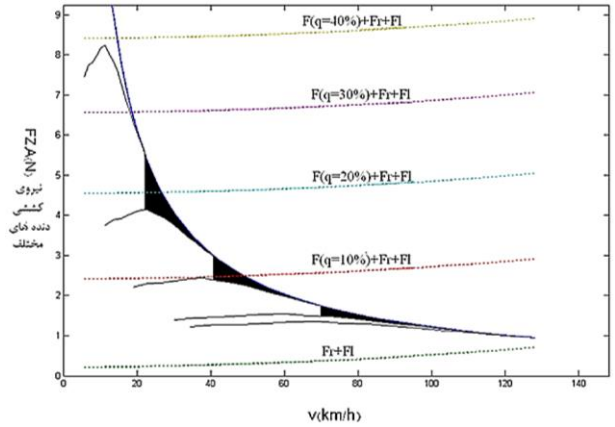
جدول ۲: نسبت‌های تبدیل، حداکثر قدرت شیب‌روی، حداکثر قدرت شتاب‌گیری و حداکثر نیروی کششی موجود در دنده‌های مختلف قبل از بهینه‌سازی

مشخصه (واحد)	شماره دنده				
	۱	۲	۳	۴	۵
نسبت تبدیل	۵,۳۴	۲,۶۷	۱,۵۷	۱	۰,۸۷
حداکثر قدرت شیب روی (٪)	۳۹	۱۷,۹۵	۹,۸۷	۵,۵۳	۴,۵۴
حداکثر قدرت شتاب‌گیری (m/s^2)	۲,۳۷	۱,۳۳	۰,۸۷	۰,۵۲	۰,۴۲
حداکثر نیروی کششی موجود (kN)	۸,۲۴	۴,۴۴	۲,۴۴	۱,۵۴	۱,۳۵

در شکل ۳ نمودار نیروی کششی و غیره در دنده‌های مختلف خودرو برحسب سرعت حرکت قبل از بهینه‌سازی نشان داده شده است.

در ادامه با استفاده از روش بهینه‌سازی مذکور، نسبت‌های تبدیل دنده‌های میانی بهینه‌می‌شود. نتایج حاصل از این بهینه‌یابی در جدول ۳ ذکر شده است.

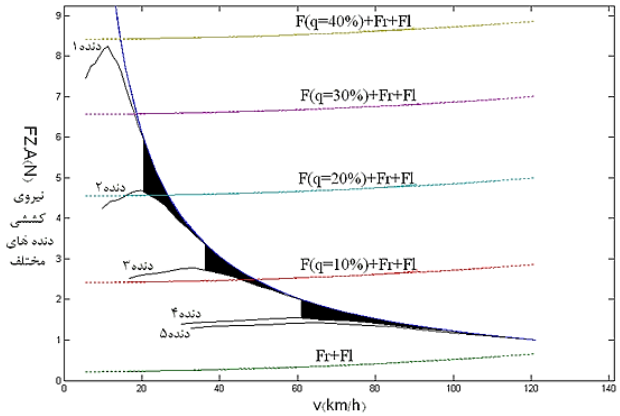
همچنین، در شکل ۴ نمودارهای نیروی کششی آرمانی و نیروی کششی دنده‌های مختلف و حاصل جمع مقاومت‌های غلتشی، هوا و شیب بعد از بهینه‌سازی نشان داده شده و نسبت به شکل ۳ کاهش یافته است.



شکل۳: نمودارهای نیروی کششی آرمانی و نیروی کششی دنده‌های مختلف و حاصل جمع مقاومت‌های غلتشی، هوا و شیب قبل از بهینه‌سازی

جدول ۳: نسبت‌های تبدیل، حداکثر قدرت شیب‌روی، حداکثر قدرت شتاب‌گیری و حداکثر نیروی کششی موجود در دنده‌های مختلف بعد از بهینه‌سازی

مشخصه (واحد)	شماره دنده				
	۱	۲	۳	۴	۵
نسبت تبدیل	۵,۳۴	۳,۰۴	۱,۷۹	۱	۰,۹۲
حداکثر قدرت شیب روی (٪)	۳۹	۲۰,۰۶	۱۱,۴۸	۵,۵۳	۴,۹۳
حداکثر قدرت شتاب‌گیری (m/s^2)	۲,۳۷	۱,۵۲	۱,۰۲	۰,۵۲	۰,۴۶
حداکثر نیروی کششی موجود (kN)	۸,۲۴	۴,۷	۲,۸۷	۱,۵۴	۱,۴۳



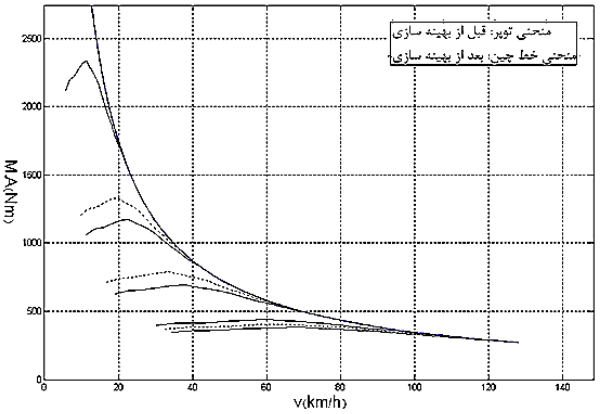
شکل۴: نمودارهای نیروی کششی آرمانی و نیروی کششی دنده‌های مختلف و حاصل جمع مقاومت‌های غلتشی، هوا و شیب بعد از بهینه‌سازی

میزان بهبود نیروی کششی خودرو در دنده‌های مختلف در جدول ۴ محاسبه شده است.

جدول ۴: بهبود نیروی کششی در دنده‌های مختلف بعد از بهینه‌سازی

مشخصه (واحد)	شماره دنده				
	۱	۲	۳	۴	۵
تغییرات نیروی کششی (درصد)	–	۶	۱۷,۵	–	۶

در انتها نمودارهای گشتاور، قدرت شتاب‌گیری و قابلیت شیب‌روی در دنده‌های مختلف برحسب سرعت حرکت خودرو قبل و بعد از بهینه‌سازی با یکدیگر مقایسه می‌شوند. مطابق شکل ۵ بعد از بهینه‌سازی، گشتاور دنده‌ها افزایش یافته است. افزایش گشتاور در دنده‌های دو و سه بیشتر است. ازآنجایی‌که از جعبه‌دنده دو مرحله‌ای با محور واسطه استفاده شده است، نسبت تبدیل دنده چهار (دنده مستقیم) که برابر ۱ است، قبل و بعد از بهینه‌سازی ثابت باقیمانده است. نسبت تبدیل دنده یک هم که بر اساس حداکثر شیب درخواستی تعیین می‌شود، قبل و بعد از بهینه‌سازی بدون تغییر مانده است. همچنین ملاحظه می‌شود که بعد از انجام بهینه‌سازی نیز اصل پایداری برقرار است. مقدار بهبود گشتاور در دنده‌های مختلف در جدول ۵ محاسبه شده است.

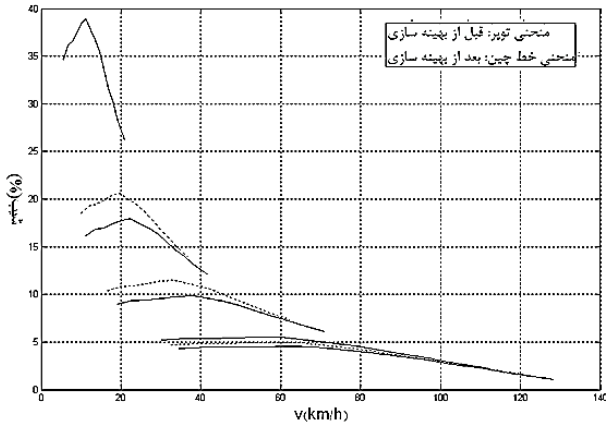


شکل ۵: نمودار گشتاور دنده‌ها بر حسب سرعت حرکت خودرو

جدول ۵: بهبود گشتاور در دنده‌های مختلف بعد از بهینه‌سازی

مشخصه (واحد)	شماره دنده				
	۱	۲	۳	۴	۵
تغییرات نیروی کششی (درصد)	–	۱۱	۱۳,۵	–	۹

مطابق شکل ۶ بعد از بهینه‌سازی قدرت شیب‌روی خودرو در دنده‌ها افزایش یافته است. قدرت شیب روی خودرو در دنده‌های دو و سه بیشتر است. همچنین قدرت شیب‌روی در دنده پنج بعد از بهینه‌سازی افزایش یافته است. بنابراین حرکت خودرو در دنده پنج بعد از بهینه‌سازی با نیروی کششی بیشتری صورت می‌گیرد که سبب بهترشدن پایداری حرکت خودرو می‌شود. میزان بهبود قدرت شیب-روی خودرو در دنده‌های مختلف در جدول ۶ محاسبه شده است.

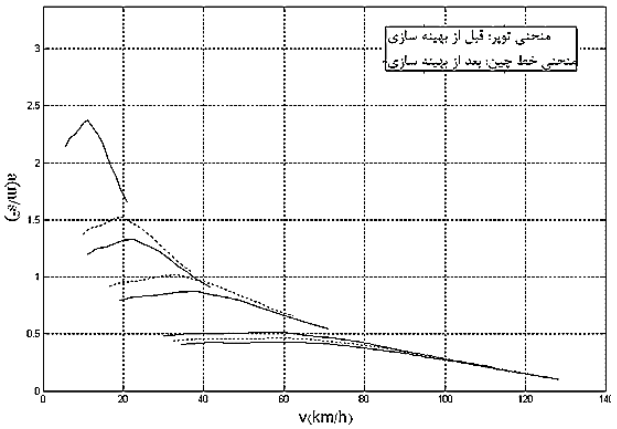


شکل ۶: نمودار قدرت شیب روی خودرو در دنده‌های مختلف بر حسب سرعت حرکت

جدول ۶: بهبود قدرت شیب‌روی در دنده‌های مختلف بعد از بهینه‌سازی

مشخصه (واحد)	شماره دنده				
	۱	۲	۳	۴	۵
تغییرات قدرت شیب‌روی (درصد)	–	۱۱	۱۶,۳	–	۸,۶

قدرت شتاب‌گیری خودرو نیز در شکل ۷ نشان داده شده است. مطابق این شکل بعد از بهینه‌سازی توان شتاب‌گیری خودرو در دنده‌های مختلف افزایش یافته و به ویژه در دنده‌های دو و سه بیشتر است. میزان تغییرات و بهبود شتاب‌گیری خودرو در جدول ۷ محاسبه شده است.



شکل۷: نمودار شتاب‌گیری خودرو در دنده‌های مختلف برحسب سرعت

جدول ۷: بهبود شتاب‌گیری در دنده‌های مختلف بعد از بهینه‌سازی

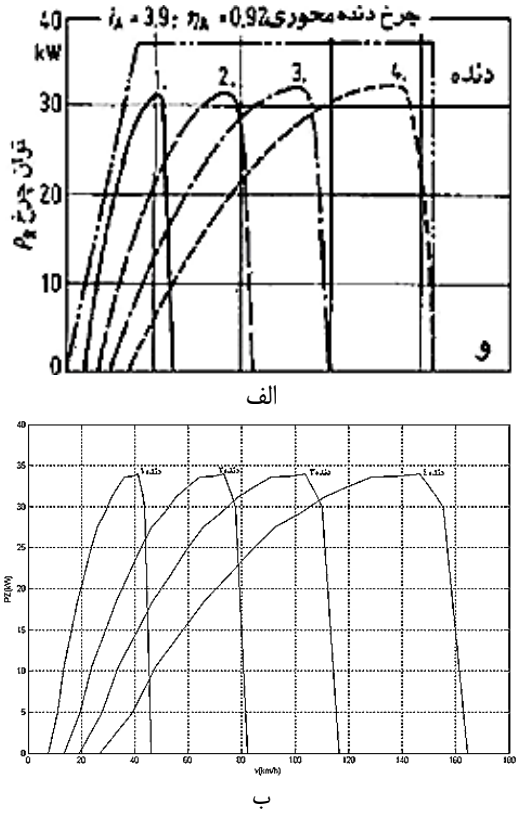
مشخصه (واحد)	شماره دنده				
	۱	۲	۳	۴	۵
تغییرات قدرت شیب‌روی (درصد)	–	۱۴	۱۷,۲	–	۹

به منظور صحه‌سنجی نتایج، نمودارهای مشخصهٔ توان و گشتاور یک خودرو موجود در دنده‌های مختلف، برگرفته از منبع [۲] که به عنوان

خودرو مبنا نام‌گذاری می‌شود، انتخاب و نمودارهای آن به کمک روش ارائه‌شده محاسبه و رسم شده‌اند (قسمت بالای شکل‌های ۸ و ۹). در ابتدا نمودارهای توان چرخ برحسب سرعت خودرو مبنا و خودرو بهینه‌شده در شکل ۸ مقایسه شده‌اند.

جرم خودرو مبنا ۸۸۰ کیلوگرم، حاصل ضرب ضریب مقاومت هوا در سطح مقطع عرضی ۰,۷۷، ضریب مقاومت غلتشی ۰,۰۱، نسبت تبدیل دیفرانسیل ۳,۹، محیط غلت ۱,۸۸۵ m و بازدهی خط انتقال قدرت برابر ۰,۹۳ در نظر گرفته شده است [۲]. همان‌طور که ملاحظه می‌شود، ترکیب کلی نمودارها شبیه به هم است، حداکثر توان در هر دو نمودار تقریباً برابر ۳۴kW بوده و حداکثر سرعت برابر ۱۶۴km/h است.

در شکل ۹ نمودارهای گشتاور وارد بر چرخ‌های محرک برحسب سرعت حرکت در خودرو مبنا و خودرو بهینه‌شده مقایسه شده‌اند [۲]. ملاحظه می‌شود که ترکیب کلی نمودارها شبیه به هم است، حداکثر گشتاور در هر دو نمودار تقریباً برابر ۱۱۰۰Nm بوده و حداکثر سرعت برابر ۱۶۴km/h است.

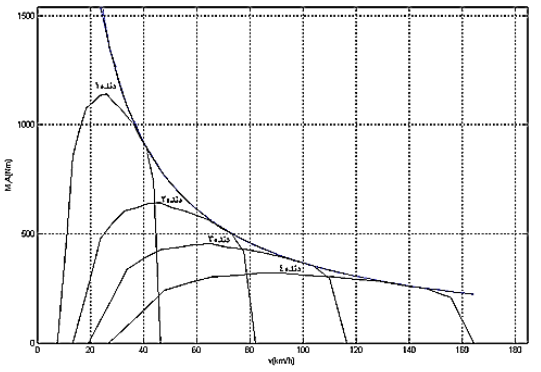


الف

ب

شکل ۸: مقایسهٔ نمودار توان چرخ نسبت به سرعت حرکت، الف: خودرو مبنا [۲]، ب: خودرو بهینه‌شده

الف



ب

شکل ۹: مقایسهٔ نمودار گشتاور وارد بر چرخ‌ها نسبت به سرعت حرکت، الف: خودرو مبنا [۲]، ب: خودرو بهینه‌شده

۷- نتیجه‌گیری

در این کار ابتدا روش محاسبه نسبت‌های تبدیل جعبه‌دنده ارائه و سپس چگونگی بهینه‌کردن نسبت‌های تبدیل دنده‌های میانی بر مبنای افزایش قدرت شیب‌روی و شتاب‌گیری همراه با رعایت اصل پایداری معرفی شد. نتایج به‌دست‌آمده نشان داد که نیروی کششی خودرو بعد از بهینه‌سازی نسبت‌های تبدیل جعبه‌دنده افزایش یافته و در نتیجه قدرت شیب‌روی و همچنین قدرت شتاب‌گیری خودرو در دنده‌های مختلف، به ویژه در دنده‌های دو، سه و پنج افزایش یافته است. بنابراین توصیه می‌شود که بعد از محاسبهٔ نسبت‌های تبدیل دنده‌های یک جعبه دنده عطف به نمودارهای مشخصهٔ موتور منتخب، به کمک این روش نسبت‌های تبدیل را بهینه کرد.

فهرست علائم

شتاب، m/s^2	a
ضریب مقاومت هوا، c_w	-
نیروی مقاومت شتاب‌گیری، N	F_a
نیروی مقاومت هوا، N	F_L
نیروی مقاومت غلتشی، N	F_R
ضریب مقاومت غلتشی، N	f_R
نیروی مقاومت شیب، N	F_{st}

نیروی کششی موجود، N	$F_{Z,A}$
نیروی کششی مقاوم، N	$F_{Z.B}$
حداکثر نیروی کششی مورد نیاز، N	$F_{Z,max}$
وزن وسیلهٔ نقلیه، N	G
بازهٔ تبدیل یا جهش کل جعبه‌دنده	I
نسبت تبدیل خط انتقال قدرت	i_A
بزرگ‌ترین نسبت تبدیل خط انتقال قدرت	$i_{A,max}$
کوچک‌ترین نسبت تبدیل خط انتقال قدرت	$i_{A,min}$
نسبت تبدیل دیفرانسیل	i_E
نسبت تبدیل دنده‌های جعبه‌دنده	i_g
جرم وسیلهٔ نقلیه، kg	m
حداکثر گشتاور موتور، Nm	$M_{m,max}$
بیشترین گشتاور موتور در دندهٔ z، Nm	$M_{max,\ z}$
گشتاور موتور در دور موتور n_m، Nm	$M_{(nm)}$
گشتاور وارد بر چرخ‌های محور محرک، Nm	M_w
حداکثر دور موتور در بیشترین توان، rpm	$n_{m,max}$
توان موتور در دور موتور n_m، W	$P_{(nm)}$
ضریب فزایندهٔ نسبت‌های تبدیل جعبه‌دنده	p
شیب جاده به درصد	p
شعاع استاتیکی تایر، m	r
شعاع دینامیکی تایر، m	r_{dyn}
سرعت وسیلهٔ نقلیه، km/h	v
حداکثر سرعت وسیلهٔ نقلیه، km/h	v_{max}

علائم یونانی

زاویهٔ شیب جاده	α
بازدهی خط انتقال قدرت	η_k
چگالی هوا، kg/m^3	ρ_L
ضریب لختی جرم‌های چرخشی	λ
جهش پلکانی دنده‌ها در درجه‌بندی هندسی	φ_g
جهش پلکانی دنده‌های ۱ تا z	$\varphi(i = ۱،۲،..z)$

مراجع و منابع

[1] M. Mitschke, , Dynamid der kraftfahrzeuge, Band A, Antrieb und bremsung, 3, Auflage, Springer, Germany Translated by: S. M. Hashemi,1995

[2] S. M. Hashemi, Vehicle design, Power transmission systems, Malek ashtar university, Iran, 2015, (In Persian)

[3] M. El-Sayed, D. Song, Automotive performance optimization, Transmission and Driveline Symposium, SAE Technical, paper series: 980825, 1998

[4] A. Masomi, M. Shariat, A. Motamedi, Optimal design of car gearbox based on performance and fuel consumption indicators, Journal of faculty of engineering, Vol 40, Tehran, 2007

[5] M. Rezaee, V. Shaterian, Provide a model for feasibility of replacing continiusly variable transmission with a manual transmission to reduce fuel consumption, Journal of engine research, Vol 16, Iran, 2010

[6] M. Peng, J. Lin, X. Liu, Optimizing Design of Powertrain Transmission Ratio of Heavy Duty Truck, IFAC (International Federation of Automatic Control) Hosting by Elsevier Ltd, China, 2018

[7] J. Sun, Y. Chiu, W. Zuo, S. Zhou, J. Gan, Y. li, Transmission ratio optimization of two-speed gearbox in battery electric passenger vehicles, Advances in Mechanical Engineering, Vol 13, 2021

[8] L. Han, H. Zhang, R. Fang, H. Liu, Optimization Transmission Efficiency with Driver Intention for Automotive Continuously Variable Transmission under Slip Mode, Chinese Journal of Mechanical Engineering, China, 2021

[9] G. Lechner, H. Naunheimer, Automotive Transmissions, published by Springer, Berlin, Heldelberg, New York, 1994

[10] J. Reimpell, H.t Stoll, J. W. Betzler, The Automotive Chassis:Engineering Principles, Second edition published by Butterworth-Heinemann, Oxford, Auckland, 2001

[11] Motor management diagram, Ford econovan (Diesel), http://www.ford.com, Germany, 2000

The Journal of Engine Research

Journal Homepage: www.engineresearch.ir

DOI:10.22034/ER.2022.697911

Optimizing vehicle gear box conversion ratios based on providing the most traction force in different gears

S.M. Hashemi [1*], M. Tarahomi [2], M. Houshyar [3]

[1] *Assistant Professor, Mechanical Engineering, Malek Ashtar University of Technology, Iran, m_hashemi@mut.ac.ir*
[2] *MSc graduate, Mechanical Engineering, Malek Ashtar University of Technology, Iran*
[3] *MSc graduate, Mechanical Engineering, Malek Ashtar University of Technology, Iran*
[*] *Corresponding Author*

ARTICLE INFO

Article history:
Received: 9 March 2022
Accepted: 6 June 2022

Keywords:
engine
gearbox
optimization
traction force
stability condition

ABSTRACT

The purpose of this paper is to optimize the gearbox conversion ratios of vehicles and the gearbox gear ratios are calculated in such a way that the engine provides the maximum possible traction, thus providing the maximum slope force with respect to the stability condition. First, the gearbox conversion ratios are determined by considering the type of vehicle and the appropriate calculation method. Then the gear conversion ratios are changed so that, considering the stability condition, the traction force diagram in the gears is as close as possible to the ideal traction force diagram and the uncovered parts are less in the ideal traction force diagram and the actual middle gear diagram. This is done for a two-stage gearbox with two intermediate axles, which is located in the transmission line with a diesel engine. The obtained results show that with the optimization of the gearbox, the rate of improvement of traction force in the maximum case is 17.5%, slope 16.3%, acceleration 17.2% and torque 13.5% in 3rd gear. Comparisons made for validation with a base vehicle also show a good agreement between the base vehicle and the vehicle in this study.

© Iranian Society of Engine (ISE), all rights reserved.