

توسعه الگوی پویای سامانه انتقال قدرت CVT و پایش بهینه آن برای دستیابی به مصرف سوخت کمینه

موسی رضائی*
دانشیار دانشکده مهندسی مکانیک - دانشگاه تبریز
m_rezaee@tabrizu.ac.ir

وحید شاطریان القلندیس
کارشناس ارشد نیروی محرکه خودرو - دانشگاه تبریز
Vahid729@gmail.com

* نویسنده مسئول تاریخ دریافت: ۹۰/۰۲/۱۵ پذیرش نهایی مقاله: ۹۰/۰۶/۳۰

چکیده

در این مقاله، به منظور دستیابی به مصرف سوخت کمینه در خودروهای مجهز به سامانه انتقال قدرت CVT، با در نظر گرفتن اتلاف توان در اجزای مختلف سامانه انتقال قدرت مجهز به CVT در شرایط مختلف رانندگی و عوامل موثر در آن، الگوی جامعی برای پایش سامانه انتقال قدرت ارائه شده است. با توجه به پویایی خودرو، موتور و سامانه انتقال قدرت، دستیابی به مصرف سوخت کمینه به یک مسأله پایش بهینه منجر می‌شود که برای حل آن از روش برنامه‌ریزی پویای بلمن استفاده شده است. به منظور ارزیابی روش پیشنهادی و صحت‌گذاری بر نتایج حاصل، با بهره‌گیری از داده‌های تجربی خودروی پراید این خودرو به صورت نظری به سامانه CVT مجهز می‌شود و با اعمال پایش بهینه، میزان مصرف سوخت آن در بخشی از چرخه رانندگی استاندارد NEDC شبیه‌سازی می‌شود. برای مقایسه، مصرف سوخت همان خودرو با جعبه‌دنده دستی نیز در همان چرخه استاندارد محاسبه می‌شود. مقایسه نتایج شبیه‌سازی نشانگر این است که مصرف سوخت خودروی مجهز به CVT به میزان چشمگیری کمتر از خودروی با جعبه‌دنده دستی است.

کلید واژه‌ها: CVT، جعبه‌دنده دستی، کاهش مصرف سوخت، پایش بهینه، الگوی پویا، برنامه‌ریزی پویا

۱- مقدمه

پایش سامانه انتقال قدرت در خودروهای مجهز به CVT چندین سال است که موضوع بحث و بررسی و تحقیق گسترده محققان و مهندسان در شرکت‌های خودروسازی و مراکز علمی و دانشگاهی است. تاکنون روش‌ها و الگوهای گوناگونی ارائه شده‌اند که برخی در حال بررسی و توسعه هستند و بعضی نیز به مرحله اجرا رسیده و به وسیله سازندگان CVT به کار گرفته شده‌اند.

یکی از اولین راهبردها که به مرحله بکارگیری رسید، الگوی «مسیر

تکین»^۱ است که در سال ۱۹۸۵ ایده اولیه آن ارائه شد ولی در سال ۱۹۹۶ توسط انگلسدروف^۲، سنجر^۳ و بولز^۴ تکامل یافت و در CVT‌های تولیدی شرکت بوش اعمال شد [۱]. در این روش، با در نظر گرفتن بازده موتور، دور و گشتاور بهینه برای سرعت‌ها و شتاب‌های مختلف خودرو محاسبه شده و در «واحد پایش موتور»^۵ ذخیره می‌شود. در حالت‌های مختلف حرکت یکنواخت و شتاب‌دار، نسبت دور CVT به گونه‌ای تنظیم می‌شود که موتور تا حد ممکن نزدیک به مقادیر بهینه آن کار کند.

الگوی دیگر «الگوی مسیر فرعی»^۶ است که در سال ۱۹۹۱ پایه‌گذاری

۱- Single Track

۲- Engelsdrof

۳- Senger

۴- Bolz

۵- ECU

۶- Off the Beaten Track

دادند و نسبت دور مناسب برای CVT در هر لحظه را برحسب تابعی از سرعت لحظه‌ای خودرو و زاویه دریچه گاز به دست آوردند [۶ و ۷].

کیم و ریو^۸ در سال ۲۰۰۸ نمودار نسبت دور بهینه CVT برحسب سرعت لحظه‌ای خودرو و توان مورد نظر راننده را که از طریق زاویه پایی گاز تعیین می‌شود، توسعه دادند. آنها در نمودار جدید، تلفات توان در CVT را برحسب دور و گشتاور ورودی به آن و نیروهای درگیری تسمه و پولی‌های اولیه و ثانویه، الگوسازی کردند [۸].

پیترز^۹ در سال ۲۰۰۶ در پژوهشی به این نتیجه رسید که از مهمترین عوامل اتلاف توان در CVT مربوط به نیروی درگیرکننده تسمه و پولی و سامانه روغنی مربوط به آن است. لذا با در نظر گرفتن ناهمواری‌های سطح جاده (که ممکن است سبب آسیب رسیدن به CVT گردد) و با در نظر گرفتن «قابلیت راندگی»^{۱۰} الگویی را برای تامین نیروی درگیر کننده ارائه داد که با پایش لغزش موجود بین تسمه و پولی، سبب کاهش اتلاف توان می‌شد [۹].

فیفر^{۱۱} در سال ۲۰۰۱ الگوی پویای مناسبی را برای سامانه انتقال قدرت خودرو تدوین کرد و مسأله پایش بهینه‌ای را با در نظر گرفتن اتلاف توان در موتور و CVT برای حرکت شتاب‌دار خودرو تعریف کرد. تابع هزینه این مسأله، سوخت مصرف شده در بازه زمانی معینی از حرکت خودرو بود. در مسأله تعریف شده وی، نسبت دور CVT و موقعیت پایی گاز به عنوان دو ورودی، باید به گونه‌ای پایش می‌شدند که مقدار سوخت مصرف شده خودرو در طی حرکتی از پایش تعیین شده در بازه زمانی معین، کمینه شود. وی در نهایت به این نتیجه رسید که با اعمال تغییراتی در الگوی اصلاح شده مسیر تکین می‌توان به جواب به دست آمده برای مسأله پایش بهینه رسید. روش ارائه شده توسط وی به سرعت‌های تند خودرو که مبدل گشتاور به وسیله کلاچ قفل‌کننده^{۱۲} درگیر است و به صورت محور یکپارچه‌ای عمل می‌کند، محدود می‌شود [۱۰].

در پژوهش حاضر، برای دست‌یابی به پایش بهینه برای راندگی در شرایط مختلف، الگوی پویای ارائه شده توسط فیفر با در نظر گرفتن مبدل گشتاور و اتلاف توان در آن در سرعت‌های کند خودرو، توسعه یافته و با بهره‌گیری از الگوی جدید، مسأله پایش بهینه CVT برای کمینه کردن مصرف سوخت خودرو استخراج می‌شود که با استفاده از روش برنامه‌ریزی پویای بلمن حل می‌شود. به منظور ارزیابی نتایج به دست آمده برای مصرف سوخت خودروی مجهز به CVT و مقایسه آن با خودروی

شد ولی استفاده عملی از آن در سال ۱۹۹۵ توسط ونوچلن^۱ و همکارانش عملی شد [۲]. در این روش به ازای هر موقعیت معین از پایی^۲ گاز، یک نقطه در نمودار مصرف سوخت ویژه ترمزی^۳ موتور تعیین می‌شود که در آن، مصرف سوخت آن موقعیت پایی، کمینه است. زمانی که راننده موقعیت پایی گاز را تغییر می‌دهد، نقطه عملکرد موتور از حالت بهینه مربوط به موقعیت اولیه پایی سریعاً به حالت بهینه مربوط به موقعیت نهایی پایی گاز می‌رسد. در برخی خودروهای مجهز به ECU که موقعیت پایی گاز به عنوان مورد نیاز تفسیر می‌شود، با فشردن یا رها شدن پایی گاز، نقطه عملکرد موتور از منحنی توان موقعیت اولیه پایی به سرعت به منحنی توان موقعیت نهایی آن منتقل می‌شود.

اما راهبرد غالب در بسیاری از خودروهای مجهز به CVT الگوی «بسته سرعت»^۴ است. این ایده اولین بار در سال ۱۹۹۴ توسط دیکون^۵ و همکارانش مطرح شد و پس از تکمیل، در سال ۱۹۹۶ بر روی CVT نوع «Honda Multi Matic» بکار گرفته شد. در این روش، در حرکت یکنواخت خودرو، دور موتور به ازای هر سرعت معین خودرو، به وسیله CVT به کمترین مقدار ممکن می‌رسد که در نتیجه منجر به کاهش مصرف سوخت می‌شود. امتیاز این روش، سادگی مکانیزم پایش و عدم نیاز به سامانه‌های الکترونیکی گران قیمت است و امروزه در بیشتر خودروها از این الگو و اشکال بهبود یافته آن استفاده می‌شود [۳]. خودروی نیسان مورانو از جمله این خودروهاست [۴].

سه راهبرد یاد شده و الگوهای تکامل یافته آنها، پایه و اساس پایش CVT در بیشتر خودروهای با انتقال قدرت خودکار است. گذشته از موارد یاد شده، فعالیت‌های تحقیقاتی بسیاری نیز برای توسعه الگوهای یاد شده و ارائه الگوهای جدید در حال انجام است که به برخی از آنها در مرجع [۵] اشاره شده است. از دیگر کارهای جدید صورت گرفته می‌توان به کار لی^۶ و کیم^۷ در سال ۲۰۰۲ اشاره کرد. آنها با افزایش آهنگ تغییر نسبت دور CVT در حالت پویا (شتاب‌گیری مثبت و منفی) توانستند مصرف سوخت را ۲٪ کاهش دهند، برای این کار، آنها با اعمال تغییراتی در سامانه روغنی CVT، نیروی درگیر کننده تسمه و پولی را افزایش دادند. این عمل گرچه سبب افزایش اتلاف توان در خود CVT شد ولی بازده کلی خودرو را افزایش داد. همین گروه در پژوهش دیگری در سال ۲۰۰۳ با در نظر گرفتن زمان تأخیر در انتقال توان، روش مسیر آزاد را توسعه

۱- Vanvuchelen

۲- Pedal

۳- Brake Specific Fuel Consumption

۴- Speed Envelope

۵- Deacon

۶- Lee

۷- Kim

۸- Ryu

۹- Peeters

۱۰- Driveability

۱۱- Pfiffner

۱۲- Lock up Clutch

از انتگرال گیری متغیر یاد شده محاسبه خواهد شد.

روش پویا^۴: روش پویا بر پایه الگوسازی ریاضی خودرو بنا می شود. معمولاً الگوی پویای سامانه انتقال قدرت با استفاده از یک سری معادله دیفرانسیل مرتبه اول به صورت فضای حالت تعریف می شود (معادله ۱):

$$\begin{cases} \frac{d}{dt} x(t) = f(x(t), u(t)) \\ x(t) \in \mathfrak{R}^n, u(t) \in \mathfrak{R}^m \end{cases} \quad (1)$$

از روابط یاد شده می توان برای بررسی اثرات پویایی متغیرهای بسیاری در سامانه انتقال قدرت استفاده کرد. برخی از این متغیرها کمابیش در آهنگ مصرف سوخت موثر هستند (مانند دمای موتور و...)، در حالی که برخی دیگر (مانند پویایی هوا در چندراهه ورودی موتورهای اشتعال جرقه ای، پویایی آهنگ بازگردانی دوده^۵ در موتورهای دیزل و...) تاثیر چندانی در مصرف سوخت ندارند. بیشتر متغیرهای موثر در مصرف سوخت دارای پویایی کمتری نسبت به سایر متغیرها هستند و به عبارت دیگر، تغییرات این متغیرها کندتر از سایر متغیرها است در حالی که بسیاری از متغیرها با پویایی سریع در قابلیت رانندگی^۶، راحتی سفر^۷ و تولید آلاینده ها اهمیت دارند. با استفاده از روابط یاد شده و با داشتن مقادیر متغیرهای پایشی (u) می توان تغییرات متغیرهای حالت (x) و میزان مصرف سوخت را به دست آورد [۱۱]. در مقاله حاضر، به منظور الگوسازی واقع بینانه برای محاسبه مصرف سوخت، از روش پویا استفاده شده است. با در نظر گرفتن چنین الگوئی می توان اثر برخی محدودیت های پویایی سامانه انتقال قدرت مانند محدودیت های سامانه CVT و تأخیر در پاسخ دهی موتور به تغییرات پایی گاز را اعمال کرد.

۳- شبیه سازی و پایش بهینه سامانه انتقال قدرت CVT

۳-۱ معادله های پویایی سامانه انتقال قدرت

در شکل ۱، سامانه انتقال قدرت مجهز به CVT و متغیرهای موثر در شبیه سازی پویای آن نشان داده شده است.

مجهز به جعبه دنده دستی، با بهره گیری از کلیه اطلاعات و داده های تجربی خودروی پراید، از جمله ثوابت مربوط به سامانه انتقال قدرت و نیز مشخصات موتور خودرو، مصرف سوخت خودروی پراید مجهز به CVT با عملکرد پایش شده و پراید با سامانه انتقال قدرت متعارف، شبیه سازی و محاسبه می شود که برای این کار از چرخه استاندارد NEDC^۱ استفاده شده است. نتایج نشان می دهد که در سرعت های کند خودرو، پویایی مبدل گشتاور کاملاً حاکم بر رفتار پویایی کل سامانه انتقال قدرت است به طوری که عملکرد موتور در مسأله پایش، بسیار متفاوت از عملکرد آن در حالتی است که از پویایی مبدل گشتاور چشم پوشی شده است. با این حال، حتی در سرعت های کند نیز مصرف سوخت خودروی مجهز به CVT با عملکرد بهینه شده کمتر از خودرو با جعبه دنده دستی است.

۲- روش های محاسبه مصرف سوخت خودرو

تاکنون روش های مختلفی برای شبیه سازی مصرف خودرو با در نظر گرفتن عوامل و متغیرهای مختلف موثر بر آن ارائه شده اند. این روش ها را می توان در سه گروه اصلی طبقه بندی کرد:

روش نقطه عملکرد متوسط^۲: در این روش، با تعیین توان متوسط مورد نیاز خودرو برای طی مسیر مشخصی در زمان معین، با در نظر گرفتن اتلاف توان در سامانه انتقال قدرت و همچنین با تعیین سرعت متوسط خودرو در این مسیر، دور و گشتاور متوسط موتور تعیین شده و با استفاده از نمودار مصرف سوخت ویژه ترمزی، آهنگ متوسط مصرف سوخت موتور در نقطه عملکرد موتور به دست می آید. گرچه این روش تقریبی است و برای تخمین سریع مورد استفاده قرار می گیرد، اما از دقت خوبی برخوردار است.

روش شبه پایا^۳: در این روش، بازه زمانی حرکت خودرو به زیربازه های بسیار کوچک تقسیم می شود طوری که همه متغیرهای پویای خودرو اعم از شتاب، سرعت، نیروی کشندگی، دور و گشتاور موتور و توان خروجی موتور در هر یک از این زیربازه ها را می توان ثابت در نظر گرفت. در هر یک از این زیربازه ها، با معلوم بودن سرعت و شتاب خودرو و شیب سطح جاده، می توان نیروی کشندگی و گشتاور مورد نیاز در چرخ ها را به دست آورد. با دانستن دور و گشتاور چرخ ها و همچنین نسبت دنده جعبه دنده و با لحاظ کردن اتلاف توان در سامانه انتقال قدرت (به ویژه در جعبه دنده) دور و گشتاور لحظه ای موتور و در نتیجه، آهنگ لحظه ای مصرف سوخت به دست می آید. مقدار کل سوخت مصرف شده،

۴- Dynamic approach

۵- EGR

۶- Driveability

۷- Ride Comfort

۱- New European Driving Cycle

۲- Average Operating Point Approach

۳- Quasistatic Approach

برای شبیه‌سازی مبدل گشتاور در مقاله حاضر از الگوی پایا استفاده شده است. در چنین الگویی با معلوم بودن دور و گشتاور ورودی مبدل، می‌توان دور و گشتاور خروجی آن را به دست آورد. برای این منظور کمیتی به نام ضریب ظرفیت مبدل گشتاور با معادله (۴) تعریف می‌شود و در هر لحظه با استفاده از نمودارهای مشخصه مبدل گشتاور [۱۲]، نسبت دور (SR) و نسبت گشتاور (TR) به صورت تابعی از ضریب ظرفیت بیان می‌شوند:

$$CF = \frac{n_e}{\sqrt{T_e}} \quad (4)$$

$$SR = f_1(CF) \quad (5)$$

$$TR = f_2(CF) \quad (6)$$

در معادله‌های اخیر، n_e ، دور موتور (برحسب دور بر دقیقه) و T_e ، گشتاور ترمزی موتور است.

همچنین:

$$SR = \frac{n_t}{n_e} \quad (7)$$

$$TR = \frac{T_t}{T_e} \quad (8)$$

در معادله‌های بالا، T_t ، گشتاور توربین (خروجی مبدل) و n_t ، دور توربین (برحسب دور بر دقیقه) است.

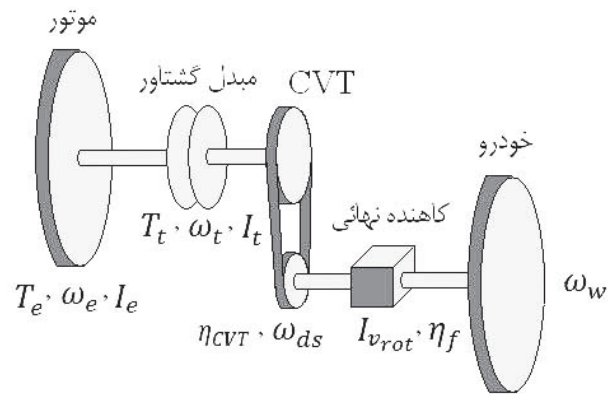
توابع f_1 و f_2 به صورت تجربی به دست می‌آیند و وابسته به مشخصه‌های مبدل گشتاور هستند. با استفاده از معادله‌های (۴) تا (۸) با معلوم بودن دور و گشتاور ورودی به مبدل گشتاور می‌توان دور و گشتاور خروجی آن را به دست آورد.

سامانه CVT در برخی مراجع، با الگوی تأخیر مرتبه اول، همانند موتور توصیف می‌شود با این تفاوت که ثابت زمانی مربوط به CVT بسیار کوچکتر از موتور است. از این‌رو الگوی ساده‌تری بدین صورت برای پایش کافی خواهد بود [۱۰]:

$$\dot{\eta}_{CVT} = u \quad (9)$$

که u متغیر پایشی است که بوسیله ECU تعیین می‌شود.

برای به‌دست آوردن معادله پویای تغییرات دور موتور، از اصل بقا انرژی یا توان در سامانه انتقال قدرت استفاده می‌شود. در هر لحظه، توان ورودی به مبدل گشتاور در حالت پویا را می‌توان بدین صورت محاسبه



شکل ۱ سامانه انتقال قدرت CVT و متغیرهای موثر در عملکرد آن

در این شکل، T_e و ω_e ، به ترتیب دور (بر حسب رادیان بر ثانیه) و گشتاور خروجی موتور، I_e ، ممان لختی اجزا از موتور تا تلمبه مبدل گشتاور، T_e و ω_e ، به ترتیب دور و گشتاور خروجی از توربین مبدل گشتاور، I_t ممان لختی اجزا از توربین تا محور ورودی CVT، η_{CVT} ، نسبت دور CVT، ω_{ds} ، دور ورودی دیفرانسیل، I_{vrot} ، ممان لختی اجزای دوران کننده سامانه انتقال قدرت از خروجی CVT تا چرخ‌ها، η_f ، نسبت دور کاهنده نهائی و ω_w سرعت دورانی چرخ است. ممان لختی کلی سامانه انتقال قدرت از خروجی CVT به بعد (شامل ممان معادل جرم خودرو) برحسب سرعت دورانی چرخ‌ها از معادله (۲) به دست می‌آید:

$$I_v = I_{vrot} + mr_w^2 \quad (2)$$

که در آن، m ، جرم خودرو و r_w ، شعاع پویایی چرخ خودرو است. تا پیش از این در تدوین الگوی پایش بهینه برای سامانه انتقال قدرت CVT، اتلاف توان فقط در موتور و یا در بهترین حالت، در CVT مورد توجه قرار گرفته و بازده سایر اجزای سامانه انتقال قدرت ۱۰۰٪ فرض شده است. در این مقاله به منظور تدوین و حل مسأله پایش بهینه برای رانندگی در سرعت‌های کند، برای اولین بار اثر مبدل گشتاور نیز در رفتار سامانه انتقال قدرت در نظر گرفته شده است.

گشتاور خروجی موتور به عنوان یکی از متغیرهای حالت موثر در مصرف سوخت، با در نظر گرفتن تأخیر در پاسخ گشتاور موتور به تغییرات دور آن و نیز زاویه پایی، با معادله (۳) محاسبه می‌شود [۱۰]:

$$\dot{T}_e = \frac{1}{\tau} (f(\omega_e, \alpha) - T_e) \quad (3)$$

در معادله اخیر، α ، زاویه پایی گاز، τ ثابت زمانی مربوط به تأخیر پاسخ موتور و f گشتاور پایای خروجی از موتور برحسب دور موتور و زاویه پایی گاز است.

کرد:

$$P_{t_{in}} = (T_e - I_e \dot{\omega}_e) \omega_e \quad (10)$$

اگر بازده میڈل گشتاور برابر e_t فرض شود، توان خروجی از میڈل گشتاور را می‌توان بدین صورت بیان کرد:

$$\begin{cases} P_{t_{out}} = P_{t_{in}} e_t \\ = [(T_e - I_e \dot{\omega}_e) \omega_e] e_t \end{cases} \quad (11)$$

از طرفی بازده میڈل گشتاور بدین صورت تعریف می‌شود:

$$e_t = \frac{\omega_t T_t}{\omega_e T_e} = \frac{\omega_t}{\omega_e} \frac{T_t}{T_e} = SR \cdot TR \quad (12)$$

با توجه به معادله‌های (۴) تا (۸) در هر لحظه با معلوم بودن دور و گشتاور موتور می‌توان بازده میڈل گشتاور را نیز به دست آورد. توان خروجی از میڈل گشتاور و توان ورودی به CVT با معادله زیر به هم مربوط می‌شوند:

$$P_{CVT_{in}} = P_{t_{in}} - I_t \dot{\omega}_t \omega_t \quad (13)$$

اگر بازده CVT برابر با e_{CVT} باشد، در این صورت توان خروجی از CVT برابر خواهد بود با:

$$P_{tr} = P_{CVT_{in}} e_{CVT} \quad (14)$$

چون اتلاف توان در بقیه اجزای سامانه انتقال قدرت ناچیز است بنابراین، توان خروجی از CVT صرف غلبه بر نیروهای مقاوم در برابر حرکت و نیز صرف شتاب‌گیری خودرو می‌شود:

$$\begin{cases} P_{tr} = I_{v_{rot}} \omega_w \dot{\omega}_w + \left(F_R + m \frac{dV}{dt} \right) V \\ = \left(F_R r_w + m r_w^2 \dot{\omega}_w + I_{v_{rot}} \dot{\omega}_w \right) \omega_w \end{cases} \quad (15)$$

در معادله فوق، F_R نیروی مقاوم غلتشی و هواپویایی و V ، سرعت خودرو است. مقدار F_R از معادله (۱۶) به دست می‌آید [۱۱]:

$$F_R = \left(c_r mg + \frac{1}{2} c_d A \rho_{air} V^2 \right) \quad (16)$$

که در آن، c_r ، ضریب مقاومت هواپویایی، c_d ، ضریب مقاومت غلتشی، m جرم معادل خودرو، ρ_{air} چگالی هوا و A ، سطح تصویر شده

خودرو در جهت حرکت است.

با جمع‌بندی و ساده‌سازی معادله‌های (۱۰) تا (۱۵) و (۲)، معادله توازن توان در سامانه انتقال قدرت را می‌توان بدین صورت به دست آورد:

$$\begin{cases} [(T_e - I_e \dot{\omega}_e) \omega_e] e_t - I_t \dot{\omega}_t \omega_t \\ = T_w \omega_w + I_v \omega_w \dot{\omega}_w \end{cases} \quad (17)$$

در این معادله، T_w ، گشتاور ناشی از نیروهای مقاوم بوده و برابر است با:

$$T_w = F_R r_w \quad (18)$$

برای استخراج معادله پویایی مربوط به دور موتور، بایستی سرعت‌های دورانی بخش‌های مختلف سامانه انتقال قدرت برحسب سرعت دورانی موتور نوشته شوند:

$$\omega_t = SR \omega_e = f_3 (CF) \omega_e \quad (19)$$

$$\omega_w = \eta_f \eta_{CVT} SR \omega_e \quad (20)$$

با جاگذاری معادله‌های (۱۸) تا (۲۰) در معادله (۱۷) و مشتق‌گیری و مرتب‌کردن جملات، معادله پویای حاکم بر سرعت دورانی موتور بدین صورت حاصل می‌شود:

$$\dot{\omega}_e = \frac{T_e e_{CVT} + \frac{\pi \omega_e \dot{T}_e H - \eta \eta_f r_w F_R - I_v \eta_f^2 \omega_e \eta SR u}{60 T_e}}{I_e e_{CVT} + H + I_v \eta_f^2 \eta^2 + I_t e_{CVT} SR} \quad (21)$$

که در آن:

$$H = (I_t e_{CVT} SR + I_v \eta_f^2 \eta \eta_{CVT}) \frac{dSR}{dCP} CP \quad (22)$$

$$\eta = \eta_f \eta_{CVT} SR \quad (23)$$

معادله‌های فوق، کلی هستند و با در نظر گرفتن رفتار میڈل گشتاور به دست آمده و برای اولین بار در این مقاله استخراج شده‌اند.

زمانی که میڈل گشتاور در سرعت‌های تند به وسیله کلاچ قفل‌کننده قفل می‌شود، همانند یک میله پیوسته عمل می‌کند، در نتیجه نسبت دور و نسبت گشتاور آن برابر ۱ شده و بازده آن برابر ۱۰۰٪ می‌شود. همچنین با توجه به معادله (۲۳) و با دانستن اینکه نسبت دور برابر ۱ است، مقدار H برابر صفر خواهد بود. در چنین شرایطی خواهیم داشت:

$$H=0, e_t=100\%, SR=1, TR=1$$

[۵] ارائه شده است. از نتایج حاصل از این مسأله بهینه‌سازی، برای تعیین مقادیر اولیه و نهائی متغیرهای حالت (که متناظر با مقادیر بهینه آنها نیز است) در مسأله پایش بهینه سامانه انتقال قدرت در طی حرکت شتاب‌دار از لحظه T_0 تا لحظه T_1 استفاده می‌شود.

در ادامه، مسأله پایش بهینه بدین صورت مطرح می‌شود: خودروئی با مشخصات معلوم، با سرعت ثابت V_0 در حال حرکت است. در لحظه $T = T_0$ راننده پائی گاز را می‌فشارد (یا رها می‌سازد) و خودرو شتاب می‌گیرد (مثبت یا منفی) به طوری که سرعت خودرو با زمان تغییر یافته و با پیروی از تغییرات زمانی تعیین شده برای سرعت در چرخه رانندگی استاندارد، در لحظه $t = t_1$ به سرعت V_1 می‌رسد. در طی این مانور، با استفاده از دو متغیر پایش u و a متغیرهای حالت سه‌گانه T_e ، ω_e و η_{CVT} باید طوری پایش شوند تا مقدار سوخت مصرف شده کمینه شود. مقادیر اولیه و نهائی این متغیرها قبلاً با بهینه‌سازی به دست آمده و معلوم هستند.

معادله‌های پویایی سه متغیر حالت به ترتیب با معادله‌های (۳)، (۹)، و (۲۱) ارائه می‌شوند. سوخت مصرف شده در این بازه زمانی، از معادله (۲۵) به دست می‌آید:

$$J = \int_{t_0}^{t_1} \omega_e T_e bsfc(\omega_e, T_e) dt \quad (25)$$

در این معادله، حاصل ضرب گشتاور و دور موتور، برابر با توان ترمزی موتور بوده و تابع $bsfc$ مصرف سوخت ویژه ترمزی موتور است. مقدار $bsfc$ موتور از معادله (۲۵) مشخص می‌شود، تابعی از دور و گشتاور خروجی موتور است. در طی این حرکت شتاب‌دار، متغیرهای حالت و پایش در هر لحظه باید در محدوده مجاز عملکرد موتور و CVT قرار گیرند:

$$800rpm \leq n_e \leq 5000rpm \quad (26)$$

$$0Nm \leq T_e \leq T_{max}(n_e) \quad (27)$$

$$0.426 \leq \eta_{CVT} \leq 2.36 \quad (28)$$

تابع $T_{max}(n_e)$ منحنی فوقانی نمودار $bsfc$ بوده و بیان‌کننده گشتاور بیشینه (گشتاور معادل با بار کامل) به ازای دورهای مختلف موتور است. اگر پائی گاز در حالت آزاد با عدد صفر و در حالت کاملاً فشرده با عدد

بدین ترتیب، در حالت درگیری مبدل گشتاور، معادله پویایی حاکم بر سرعت دورانی موتور به صورت ساده‌تر و به شکل زیر به دست می‌آید:

$$\dot{\omega}_e = \frac{T_e e_{CVT} - \eta_f r_w F_R - I_v \eta_f^2 \omega_e \eta \mu}{I_e e_{CVT} + I_v \eta_f^2 \eta^2 + I_t e_{CVT}} \quad (24)$$

در مراجع قبلی از معادله (۲۴) برای پویایی متغیر حالت ω_e استفاده شده و از تلفات مبدل گشتاور چشم‌پوشی شده است. درحالی‌که ملاحظه شد معادله اخیر حالت خاصی از معادله (۲۱) می‌باشد و نمی‌توان از آن در حالی که مبدل گشتاور به‌طور کامل درگیر نیست استفاده کرد.

در سرعت‌های کند و رانندگی در شرایط ترافیکی، مجموعه معادله‌های (۳)، (۹) و (۲۱)، سه متغیر حالت توصیف‌کننده پویایی سامانه انتقال قدرت را ارائه می‌دهند. این سه متغیر برای تعیین مقدار توان در حال انتقال و بازده کلی سامانه انتقال قدرت کافی خواهند بود. همچنین، تغییرات سه متغیر فوق، با متغیرهای u و a پایش می‌شود. بسته به تعریف مسأله و روش پایش، دو متغیر پایشی در طی زمان معینی مثلاً در طی یک حرکت شتاب‌دار باید به‌گونه‌ای تغییر یابند که هدف معینی تأمین شود.

۳-۲- ارائه مسأله پایش بهینه و روش حل آن

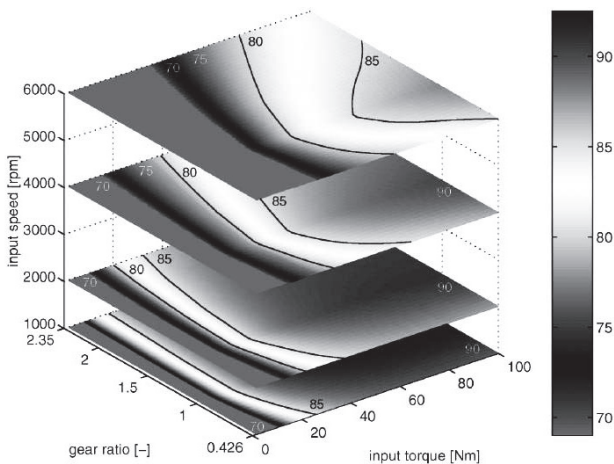
چون در خودروهای مجهز به CVT، از ECU برای پایش الکترونیکی استفاده می‌شود در این مقاله نیز پایش بهینه با فرض پایش الکترونیکی موتور تدوین می‌شود.

مسأله پایش بهینه، برای حرکت شتاب‌دار اعم از شتاب مثبت یا منفی تعریف می‌شود، یعنی حرکتی که در طی آن راننده پائی گاز را فشرده و یا رها می‌سازد و در نتیجه خودرو از یک حالت پایای اولیه به یک حالت پایای نهائی می‌رسد. برای ارائه مسأله پایش بهینه، باید مقادیر پایای اولیه و نهائی متغیرهای حالت و پایش معلوم باشند، اگر لحظه آغاز شتابگیری را T_0 و لحظه پایان شتابگیری (که خودرو دوباره به سرعت ثابت می‌رسد) را T_1 فرض کنیم، متغیرهای حالت و پایش باید به شکلی تعیین شوند که در حالت‌های اولیه و نهائی (قبل از لحظه T_0 و بعد از لحظه T_1) که خودرو دارای سرعت یکنواخت است نیز عملکرد خودرو بهینه باشد. تعیین متغیرهای بهینه در حالت‌های مذکور، به یک مسأله بهینه‌سازی به شکل زیر می‌انجامد: خودروئی با سرعت ثابت و توان ثابت معینی (قبل از لحظه T_0 و بعد از لحظه T_1) در حال حرکت است، با در نظر گرفتن تلفات سامانه انتقال قدرت و موتور، دور و گشتاور موتور و نسبت دور CVT باید طوری تعیین شوند تا بازده خودرو بیشینه باشد. این مسأله، یک مسأله بهینه‌سازی بوده و روش حل آن در مرجع

خطوط نمودار شکل ۴، خطوط پایی ثابت موتور هستند.

جدول ۱ مشخصات خودروی پراید [۵]

r_w	شعاع دورانی موثر چرخ	m	۰,۲۷۲
ρ_{air} <td>چگالی هوا <td>kg/m^3 <td>۱,۱۷۷</td> </td></td>	چگالی هوا <td>kg/m^3 <td>۱,۱۷۷</td> </td>	kg/m^3 <td>۱,۱۷۷</td>	۱,۱۷۷
m <td>جرم خالص خودرو <td>kg <td>۸۴۵</td> </td></td>	جرم خالص خودرو <td>kg <td>۸۴۵</td> </td>	kg <td>۸۴۵</td>	۸۴۵
m_{au} <td>جرم معادل اجزای دوران کننده <td>kg <td>۲۷,۰۳</td> </td></td>	جرم معادل اجزای دوران کننده <td>kg <td>۲۷,۰۳</td> </td>	kg <td>۲۷,۰۳</td>	۲۷,۰۳
A <td>سطح تصویر شده خودرو در جهت حرکت <td>m^2 <td>۲,۳۳۵</td> </td></td>	سطح تصویر شده خودرو در جهت حرکت <td>m^2 <td>۲,۳۳۵</td> </td>	m^2 <td>۲,۳۳۵</td>	۲,۳۳۵
c_d <td>ضریب مقاومت هواپویایی <td>---</td> <td>۰,۳۶</td> </td>	ضریب مقاومت هواپویایی <td>---</td> <td>۰,۳۶</td>	---	۰,۳۶
c_r <td>ضریب مقاومت غلتشی <td>---</td> <td>۰,۰۰۸</td> </td>	ضریب مقاومت غلتشی <td>---</td> <td>۰,۰۰۸</td>	---	۰,۰۰۸
η_f <td>نسبت دور کاهنده نهایی <td>---</td> <td>۳,۷۷۷</td> </td>	نسبت دور کاهنده نهایی <td>---</td> <td>۳,۷۷۷</td>	---	۳,۷۷۷
η_{g1} <td>نسبت دور جعبه‌دنده در دنده یک <td>---</td> <td>۳,۴۵۴</td> </td>	نسبت دور جعبه‌دنده در دنده یک <td>---</td> <td>۳,۴۵۴</td>	---	۳,۴۵۴
η_{g2} <td>نسبت دور جعبه‌دنده در دنده دو <td>---</td> <td>۱,۹۴۴</td> </td>	نسبت دور جعبه‌دنده در دنده دو <td>---</td> <td>۱,۹۴۴</td>	---	۱,۹۴۴
η_{g3} <td>نسبت دور جعبه‌دنده در دنده سه <td>---</td> <td>۱,۲۷۵</td> </td>	نسبت دور جعبه‌دنده در دنده سه <td>---</td> <td>۱,۲۷۵</td>	---	۱,۲۷۵
η_{g4} <td>نسبت دور جعبه‌دنده در دنده چهار <td>---</td> <td>۰,۸۶۱</td> </td>	نسبت دور جعبه‌دنده در دنده چهار <td>---</td> <td>۰,۸۶۱</td>	---	۰,۸۶۱
η_{g5} <td>نسبت دور جعبه‌دنده در دنده پنج <td>---</td> <td>۰,۶۹۲</td> </td>	نسبت دور جعبه‌دنده در دنده پنج <td>---</td> <td>۰,۶۹۲</td>	---	۰,۶۹۲
ω_{emin} <td>دور آرام موتور <td>RPM <td>۸۰۰</td> </td></td>	دور آرام موتور <td>RPM <td>۸۰۰</td> </td>	RPM <td>۸۰۰</td>	۸۰۰



شکل ۲ نمودار تغییرات بازده CVT بر حسب دور و گشتاور ورودی و نسبت دور CVT [۱۰]

با اعمال مسأله پایش بهینه برای خودروی پراید مجهز شده به CVT می‌توان برآورد دقیقی از مقدار مصرف سوخت در یک چرخه استاندارد یا بخشی از آن به عمل آورد. برای قضاوت در مورد بهینه بودن استفاده از این سامانه، بایستی مقدار مصرف سوخت همان خودرو ولی با جعبه‌دنده دستی را نیز در همان چرخه محاسبه کرد. بدین منظور، در ادامه به محاسبه مقدار سوخت مصرفی خودروی با جعبه‌دنده دستی و با در نظر گرفتن پویایی سامانه انتقال قدرت پرداخته خواهد شد.

۱۰۰ نمایش داده شود، محدوده تغییرات متغیر پایشی u را می‌توان بدین صورت تعریف کرد:

$$0 \leq u \leq 100 \quad (29)$$

همچنین به علت محدودیت‌های سامانه روغنی CVT، آهنگ زمانی تغییرات نسبت دور CVT (متغیر پایشی u) نمی‌تواند از محدوده معادله (۳۰) تجاوز کند [۱۰]:

$$-0.85\eta_{CVT} \leq u \leq 0.85\eta_{CVT} \quad (30)$$

چون در حالت واقعی، امکان اینکه سرعت واقعی خودرو دقیقاً منطبق بر سرعت تعیین شده در چرخه NEDC باشد بسیار دشوار است، از این رو عموماً مقداری را به عنوان بیشینه خطای مجاز در نظر می‌گیرند (معادله ۳۱):

$$V_{NEDC}(t) - \Delta V \leq V_{act} \leq V_{NEDC}(t) + \Delta V \quad (31)$$

که در آن، V_{act} ، سرعت لحظه‌ای خودرو، V_{NEDC} ، سرعت تعریف شده در چرخه NEDC و ΔV حداکثر مقدار خطای مجاز سرعت است.

دو روش اصلی پرکاربرد در مبحث پایش بهینه، اصل کمینه‌یابی پونتریاگن^۱ و روش برنامه‌ریزی پویای بلمن^۲ هستند که در اینجا از روش برنامه‌ریزی پویای بلمن استفاده می‌شود [۱۳ و ۱۴].

برای اعمال پایش بهینه و محاسبه مصرف سوخت با روش پویا، علاوه بر مقادیر ثابت‌های موجود در معادله‌های مذکور باید مقادیر بازده CVT و نیز گشتاور پایای موتور، f ، نیز در هر لحظه معلوم باشند. بازده CVT مورد نظر در این مقاله، در هر لحظه تابعی از دور و گشتاور ورودی به آن و نیز نسبت دور آن است (شکل ۲). همچنین برای تعیین گشتاور پایای f بر حسب دور موتور و زاویه پایی گاز، از «نمودار پایی»^۳ استفاده می‌شود که نموداری بر حسب گشتاور موتور، دور موتور و موقعیت پایی گاز است. به منظور استفاده عملی از روش پویا و تعیین توانائی آن در محاسبه مصرف سوخت، روش مذکور به خودروی پراید صبا اعمال شده و مصرف سوخت این خودرو در بخش مشخصی از چرخه رانندگی استاندارد NEDC، با اعمال روش پیشنهادی محاسبه می‌شود. ثابت‌ها و مشخصه‌های مربوط به پراید در جدول ۱ ارائه شده است. همچنین، شکل ۳ نمودار $bsfc$ موتور و شکل ۴ نمودار پایی موتور خودروی مذکور را که به صورت تجربی در شرکت مگاموتور تهیه شده‌اند، نشان می‌دهد.

۱- The Minimum Principle of Pontryagin

۲- Bellman,s Dynamic Programing

۳- Pedal Map

تا ورودی جعبه‌دنده، I_{vrot} ، ممان لختی اجزاء از خروجی جعبه‌دنده تا چرخ‌ها و η_g ، نسبت دنده جعبه‌دنده است.

معادله‌های پویایی حاکم بر سامانه انتقال قدرت در لحظات آغازین حرکت خودرو که کلاچ هنوز کاملاً درگیر نشده است با معادله‌های پویایی مربوط به سرعت‌های تند تفاوت دارد. زمانی که کلاچ هنوز به طور کامل درگیر نشده است، گشتاور انتقال یافته از کلاچ برابر با گشتاور تولیدی موتور نیست بلکه با استفاده از قانون اصطکاک کولمب تعیین می‌شود [۱۵]:

$$T_c = F_n \mu r_a \operatorname{sgn}(\omega_e - \omega_c) \quad (32)$$

در این معادله، T_c ، گشتاور خروجی از کلاچ، F_n ، نیروی عمودی درگیری کلاچ که رابطه مستقیم با موقعیت پای کلاچ دارد، μ ، ضریب اصطکاک پویا، r_a ، شعاع درگیری موثر کلاچ، ω_c ، دور خروجی کلاچ و تابع sgn همان تابع علامت است. شعاع موثر کلاچ از معادله زیر به دست می‌آید:

$$r_a = \frac{r_o^3 - r_i^3}{r_o^2 - r_i^2} \quad (33)$$

که در آن، r_i ، شعاع داخلی صفحه کلاچ و r_o شعاع خارجی آن است. معادله‌های (۳۲) و (۳۳) برای هر دو نوع کلاچ خشک و کلاچ مرطوب معتبر است [۱۶]. در حالت لغزش کلاچ، گشتاور محرک خودرو و تامین کننده شتاب مورد نیاز، گشتاور اصطکاک کولمب است که از معادله (۳۲) به دست می‌آید. در این حالت، معادله پویایی سرعت دورانی موتور بدین صورت به دست می‌آید [۱۴]:

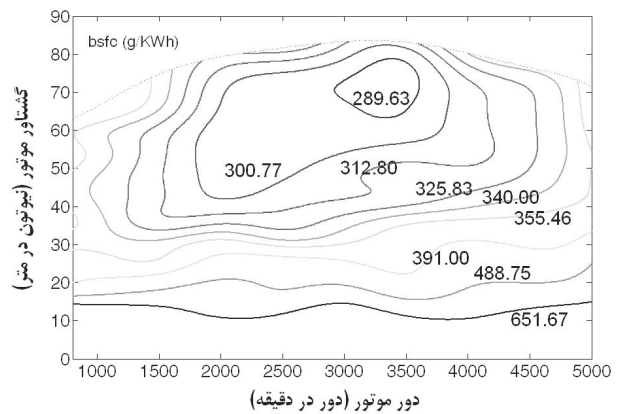
$$\dot{\omega}_e = \frac{1}{I_e} (T_e - T_c) \quad (34)$$

در حالی که تغییرات گشتاور موتور در این حالت نیز همانند سامانه انتقال قدرت CVT از معادله (۳) محاسبه می‌شود:

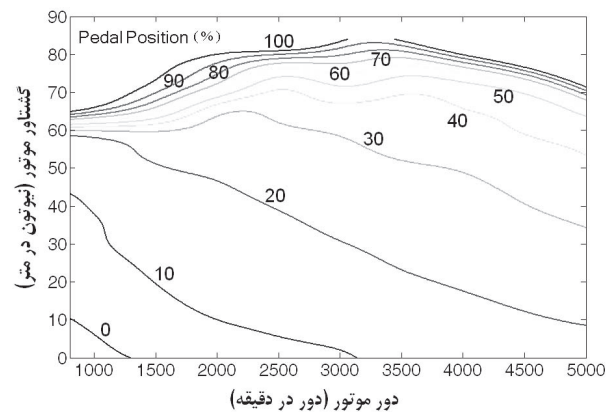
$$\dot{T}_e = \frac{1}{\tau} (f(\omega_e, \alpha) - T_e)$$

در سامانه انتقال قدرت با جعبه‌دنده دستی نیز همانند سامانه CVT برای به دست آوردن سرعت دورانی سامانه انتقال قدرت، باید معادله بقا انرژی یا توان استخراج شود با این تفاوت که معادله توازن توان ورودی و خروجی جعبه‌دنده و با لحاظ نمودن تلفات جعبه‌دنده اعمال می‌شود. در این حالت، معادله پویایی سامانه انتقال قدرت بر حسب سرعت دورانی محور خروجی کلاچ به صورت زیر به دست می‌آید:

$$(T_c - I_e \dot{\omega}_e) \omega_e e_g = T_w \omega_w + I_w \dot{\omega}_w \quad (35)$$



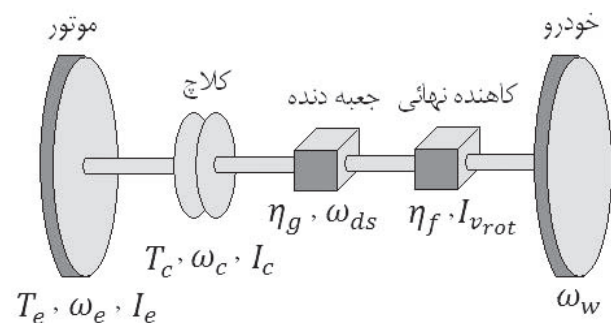
شکل ۳ نمودار مصرف سوخت ویژه ترمزی



شکل ۴ نمودار پای

۴- استخراج معادله‌های پویایی سامانه انتقال قدرت با جعبه‌دنده دستی و محاسبه مصرف سوخت

اجزای سامانه انتقال قدرت با جعبه‌دنده دستی در شکل ۵ نشان داده شده است.



شکل ۵ سامانه انتقال قدرت با جعبه‌دنده دستی

در شکل ۵، T_c و ω_c ، به ترتیب دور و گشتاور خروجی از کلاچ، I_e ، ممان لختی موتور و بخش ورودی کلاچ، I_e ، ممان لختی خروجی کلاچ

با مرتب نمودن معادله (۳۸)، معادله پویایی موتور به شکل زیر به

$$\dot{\omega}_e = \frac{1}{(\eta_g \eta_f)^2 I_v + (I_c + I_e) e_g} (T_c e_g - T_w \eta_g \eta_f) \quad (40)$$

دست می‌آید:

معادله پویایی گشتاور موتور در این حالت نیز معادله (۵) است.

با درگیر شدن کامل کلاچ، از تعداد درجات آزادی سامانه انتقال قدرت دو عدد کاسته خواهد شد: متغیر پایشی T_c و متغیر حالت ω_e به ترتیب برابر با گشتاور و دور خروجی موتور می‌شوند.

برای محاسبه مصرف سوخت با روش پویا در خودروی با جعبه‌دنده دستی، علاوه بر مقادیر ثابت‌های موجود در معادله‌های مذکور، مقادیر $bsfc$ و نیز گشتاور پایای موتور، f ، باید مقادیر بازده جعبه‌دنده نیز در هر لحظه معلوم باشند. در این مقاله بازده جعبه‌دنده بصورت تجربی تعیین شده و تابعی از دور ورودی و نسبت دور جعبه‌دنده در نظر گرفته شده است [۱۲].

بدین ترتیب با محاسبه تغییرات دور و گشتاور موتور در هر لحظه از بازه زمانی مورد بررسی، سوخت مصرف شده در بازه زمانی یاد شده، با استفاده از معادله (۲۵) و شکل ۳ به دست می‌آید.

۵- نتایج حاصل از پایش بهینه عملکرد موتور در خودروی مجهز به CVT برای کمینه کردن مصرف سوخت و مقایسه آن با مصرف سوخت همان خودرو با جعبه‌دنده دستی

در این پژوهش، برای مطالعه و مقایسه دقیق، رفتار پویایی دو سامانه انتقال قدرت مورد بحث در بخش‌های معینی از چرخه NEDC شبیه‌سازی و ارائه شده است. بخش اول، بازه زمانی $t=10$ sec تا $t=15$ sec از چرخه NEDC است که طی آن، سرعت خودرو از صفر به 16 km/h می‌رسد.

با حل مسأله پایش بهینه به شکلی که در بخش ۳ اشاره شد، عملکرد بهینه CVT و مقدار سوخت مصرف شده در این مانور به دست آمد. همچنین، با استفاده از الگوی ارائه شده در بخش ۴ رفتار سامانه انتقال قدرت با جعبه‌دنده دستی نیز شبیه‌سازی شد. شکل ۶ گشتاور محرک سامانه انتقال قدرت با جعبه‌دنده دستی را نشان می‌دهد. همانطور که در این شکل مشهود است، قبل از لحظه درگیری کامل کلاچ، گشتاور ورودی جعبه‌دنده برابر با گشتاور اصطکاکی کلاچ است که آهنگ تغییرات آن توسط راننده تعیین می‌شود و بعد از درگیر شدن کامل کلاچ، گشتاور ورودی جعبه‌دنده برابر گشتاور خروجی موتور است.

در معادله فوق، e_g ، بازده جعبه‌دنده است.

در این حالت نیز، گشتاور نیروهای مقاوم با معادله‌های (۱۶) و (۱۸) به دست می‌آید که در آن، سرعت خودرو با معادله (۳۶) با دور خروجی کلاچ مربوط می‌شود:

$$V = \omega_e \eta_g \eta_f r_w \quad (36)$$

با نوشتن سرعت دورانی چرخ‌ها برحسب سرعت دورانی خروجی کلاچ و ساده کردن معادله (۳۵)، معادله (۳۷) حاصل می‌شود:

$$\dot{\omega}_c = \frac{1}{(\eta_g \eta_f)^2 I_v + I_c e_g} (T_c e_g - T_w \eta_g \eta_f) \quad (37)$$

معادله‌های (۳۲) تا (۳۷) معلومات لازم برای بررسی پویایی سامانه انتقال قدرت و محاسبه مقادیر متغیرهای مربوطه را در اختیار قرار می‌دهند. دو متغیر زاویه پایی گاز، α ، و گشتاور اصطکاکی کلاچ، T_c (که متناسب با موقعیت پایی کلاچ است) ورودی‌های معادله‌های یاد شده هستند و با دانستن مقادیر آنها در هر لحظه و مقادیر اولیه سایر متغیرها می‌توان رفتار پویایی سامانه انتقال قدرت را دقیقاً پیش‌بینی کرد. اما تغییرات متغیرهای ورودی، وابسته به رفتار راننده بوده و تعیین دقیق آنها امکان‌پذیر نیست. با این حال، در مراجع مختلف الگوهایی برای شبیه‌سازی رفتار راننده ارائه شده‌اند [۱۷]. عمومی‌ترین رفتار به این صورت است که قبل از روشن کردن موتور در حالی که پائی گاز آزاد است، پائی کلاچ به طور کامل فشرده می‌شود، سپس موتور روشن شده و پس از عمل درگیری دنده، پایی کلاچ بتدریج رها و همزمان پایی گاز فشرده می‌شود. آهنگ تغییرات زاویه پای‌ها بستگی به شتاب مورد نظر راننده دارد. در این مقاله، این دو متغیر به شکلی تغییر می‌کنند که تغییرات زمانی سرعت، تا حد امکان منطبق بر چرخه NEDC باشد.

وقتی کلاچ به طور کامل درگیر شد، محور انتقال قدرت از موتور تا ورودی جعبه‌دنده به صورت محور صلب یکپارچه‌ای عمل خواهد کرد. در این شرایط، موازنه توان در ورودی و خروجی جعبه‌دنده با در نظر گرفتن محور یکپارچه از موتور تا ورودی جعبه‌دنده، به معادله (۳۸) می‌انجامد:

$$(T_c - (I_c + I_e) \dot{\omega}_e) \omega_e e_g = T_w \omega_w + I_v \omega_w \dot{\omega}_w \quad (38)$$

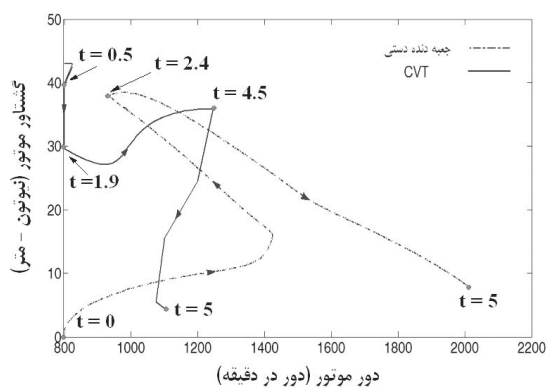
در این حالت، سرعت خودرو با معادله (۳۹) با سرعت دورانی موتور مربوط می‌شود:

$$V = \omega_e \eta_g \eta_f r_w \quad (39)$$

در آن بسیار شدید است. این موضوع سبب می‌شود تا در لحظات اولیه، موتور نتواند توان و گشتاور کافی برای شتاب‌گیری خودرو مطابق چرخه NEDC را به چرخ‌ها برساند.

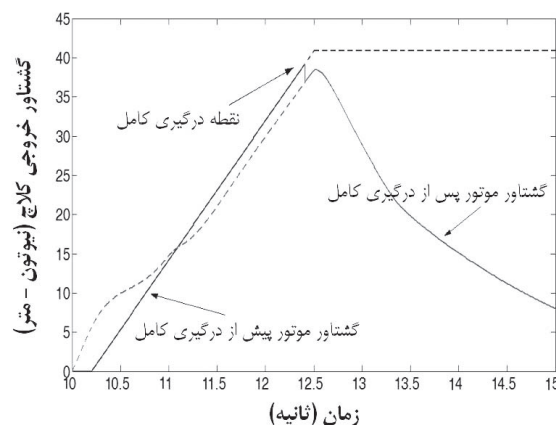
شکل ۸ تغییرات نقطه عملکرد موتور در طی شتاب‌گیری اول از حالت ایست کامل تا سرعت ۱۶ km/h را برای دو سامانه انتقال قدرت مورد بحث، نمایش می‌دهد. همانطور که ملاحظه می‌شود، در خودروی با جعبه‌دنده دستی، در لحظات اولیه حرکت (در حالت لغزش کلاچ)، گشتاور ترمزی موتور از صفر تا حدود ۴۰ نیوتون - متر افزایش یافته و همزمان، دور موتور نیز همانطور که در شکل ۷ نیز نشان داده شد، ابتدا افزایش یافته و سپس دوباره کاهش می‌یابد. پس از درگیری کامل کلاچ، گشتاور تولیدی موتور بتدریج کاهش و دور آن افزایش می‌یابد. علت این است که در جعبه‌دنده دستی با کلاچ کاملاً درگیر، افزایش سرعت خودرو در حرکت با یک دنده مشخص، با افزایش دور موتور امکان‌پذیر است. این عوامل سبب می‌شوند تا نقطه عملکرد موتور به ناحیه با بازده پایین‌تر میل کند. این موضوع با تطابق ناحیه عملکرد خودرو با نمودار bsfc در شکل ۳ روشن می‌شود. پس می‌توان نتیجه گرفت که در سامانه انتقال قدرت با جعبه‌دنده دستی، نسبت دنده جعبه‌دنده عامل اصلی تعیین کننده عملکرد موتور است.

در خودروی مجهز به سامانه CVT، توان مورد نیاز در لحظات اولیه با افزایش شدید گشتاور حاصل می‌شود در حالی که دور موتور در حوالی دور آرام آن قرار می‌گیرد. نقطه عملکرد موتور تا جای ممکن (تا ۱۴.۵ sec) در ناحیه با بازده زیاد باقی می‌ماند و سپس در عرض ۰.۵ ثانیه به نقطه نهائی منتقل می‌شود. در واقع، سامانه CVT عملکرد موتور را بسیار انعطاف‌پذیرتر کرده و با انتقال نقطه عملکرد موتور به ناحیه با bsfc پایین سبب افزایش بازده خودرو می‌شود.



شکل ۸ مسیر عملکرد موتور در دو سامانه انتقال قدرت در شتاب‌گیری از سکون تا ۱۶ km/h

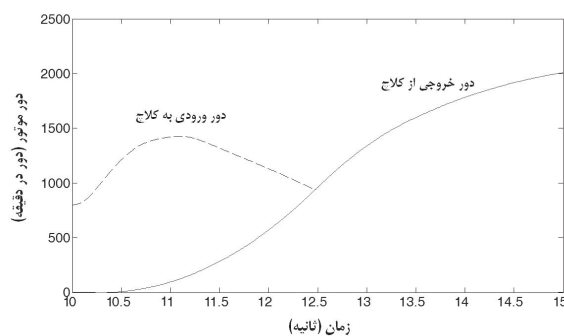
در شکل ۶ ملاحظه می‌شود، گشتاور ترمزی موتور در ۱ ثانیه اول، بیشتر از گشتاور انتقال یافته از کلاچ است. گشتاور اضافی سبب افزایش دور موتور می‌شود، درحالی‌که بعد از یک ثانیه اول، گشتاور اصطکاکی کلاچ بیشتر از گشتاور ترمزی موتور است و این اختلاف گشتاور، تا لحظه درگیری تقریباً ثابت می‌ماند، در نتیجه، دور موتور به صورت خطی با زمان کاهش می‌یابد.



شکل ۶ گشتاور خروجی کلاچ در شتاب‌گیری از سکون تا ۱۶ km/h

همچنین با توجه به شکل ۷، درگیری کامل کلاچ تقریباً در لحظه $t=5/12 \text{ sec}$ روی می‌دهد. قبل از درگیری کامل کلاچ، دور موتور از ۸۰۰ تا حدود ۱۴۵۰ rpm افزایش یافته و سپس تا کامل شدن درگیری، به تدریج کاهش می‌یابد و در لحظه درگیری کامل، حدوداً به ۱۰۰۰ rpm می‌رسد. با استفاده از نمودار شکل ۷، می‌توان بازده کلاچ را در زمان لغزش آن محاسبه کرد:

$$e_c = \frac{T_c \omega_c}{T_e \omega_e} = \frac{\omega_c}{\omega_e} \quad (41)$$

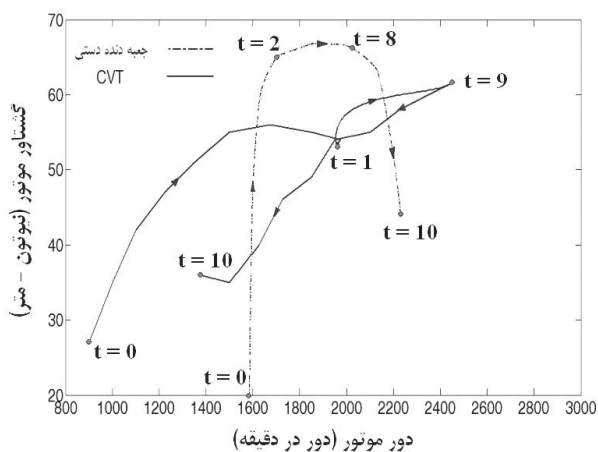


شکل ۷ دور ورودی و خروجی کلاچ طی شتاب‌گیری خودرو از ۰ تا ۱۶ km/h

با توجه به معادله اخیر و با مراجعه به شکل ۷، معلوم می‌شود که در لحظات آغازین حرکت خودرو، بازده کلاچ بسیار پایین بوده و اتلاف توان

انتقال قدرت CVT، مصرف سوخت خودروی مجهز به CVT کمتر از خودرو با جعبه‌دنده دستی باشد. جدول ۲ مقدار سوخت مصرف شده در طی مانورهای اول و دوم با دو سامانه انتقال قدرت مورد بحث را نشان می‌دهد.

در نهایت به منظور صحت‌گذاری بر نتایج حاصل از روش پایش بهینه می‌توان آنها را با نتایج به دست آمده از روش ارائه شده در مرجع [۵] مقایسه نمود. در مرجع مذکور، برای دستیابی به عملکرد بهینه خودرو در بازه‌های زمانی مشابه از چرخه استاندارد رانندگی NEDC، از روش بهینه‌سازی استفاده شده است. مقایسه نتایج، حاکی از همخوانی کامل آنها دارد.



شکل ۹ رفتار موتور در دو سامانه انتقال قدرت در طی شتاب‌گیری از سرعت ۷۰ km/h تا ۵۰ km/h

جدول ۲ مقدار سوخت مصرف شده در خودروی پراید با دو سامانه انتقال قدرت دستی و CVT و درصد کاهش مصرف سوخت در حالت استفاده از CVT

بازه زمانی مورد نظر از چرخه NEDC	جعبه‌دنده دستی (گرم)	CVT (گرم)	درصد کاهش مصرف سوخت
مرحله اول شتاب‌گیری	۱,۸۲۸	۱,۵۱۵	۱۷,۱۲ %
مرحله دوم شتاب‌گیری	۱۰,۳۵۶	۱۰,۱۹۹	۱,۵۲ %

۶- نتیجه‌گیری

در این مقاله، معادله‌های پویایی برای خودرو مجهز به CVT و مبدل گشتاور استخراج شد و برای اولین بار الگویی برای پایش بهینه سامانه مذکور، با لحاظ کردن لغزش در مبدل گشتاور پیشنهاد شد. برای اعمال پایش بهینه، بخش‌هایی از چرخه NEDC، شامل دو بخش سرعت کند و سرعت تند از چرخه مذکور در نظر گرفته شد. برای سایر بازه‌های چرخه

در لحظات آغازین حرکت خودرو، بازه هر دو نوع سامانه انتقال قدرت پائین است. در سامانه با جعبه‌دنده دستی، کلاچ سبب پائین بودن بازه است در حالی که در سامانه CVT، مبدل گشتاور سبب افت شدید بازه می‌شود. اما در سامانه انتقال قدرت CVT، ECU با پایش موتور و CVT سبب می‌شود تا موتور در ناحیه با بازه بیشتر، توان مورد نیاز برای آغاز حرکت را تولید کند و در نتیجه، مصرف سوخت خودرو کاهش می‌یابد. برای مقایسه پویایی خودرو در حالت مبدل گشتاور درگیر در سامانه انتقال قدرت CVT و نیز کلاچ درگیر در سامانه انتقال قدرت دستی در سرعت‌های تند، رفتار خودرو مجهز به دو سامانه در بازه زمانی $t = 990 \text{ sec}$ تا $t = 1000 \text{ sec}$ از چرخه استاندارد NEDC شبیه‌سازی شد. با توجه به اینکه در این بازه زمانی، در خودروی با جعبه‌دنده دستی، کلاچ در خودروی مجهز به CVT مبدل گشتاور به صورت مکانیکی درگیر هستند، ساختار معادله‌های پویایی دو سامانه انتقال قدرت ساده‌تر از حالت اول هستند.

شکل ۹ منحنی رفتار موتور در دو سامانه را نشان می‌دهد. مطابق شکل در این حالت رفتار موتور در دو سامانه در بخش عمده‌ای از بازه زمانی بسیار به هم نزدیک هستند. همانطور که قبلاً گفته شد، در سامانه انتقال قدرت دستی نسبت دنده جعبه‌دنده تعیین کننده رفتار کلی موتور است و برخلاف حالت قبلی که محدودیت نسبت دور جعبه‌دنده سبب عملکرد موتور در ناحیه با بازه پائین‌تر می‌شد، در این حالت نسبت دنده طوری است که سبب می‌شود تا عملکرد موتور در ناحیه‌ی نزدیک به حالت بهینه باشد. در این حالت، جعبه‌دنده در دنده ۴ است و زمانی که سرعت خودرو از ۵۰ km/h تا ۷۰ km/h افزایش می‌یابد، دور موتور نیز از ۱۶۰۰ rpm به ۲۲۰۰ rpm می‌رسد. همچنین، برای تولید توان مورد نیاز خودرو برای حرکت با این سرعت، گشتاور خروجی موتور در حدود ۶۵ نیوتون - متر است. این مسیر عملکرد در شکل ۹ با نقطه چین نمایش داده شده است، با مراجعه به نمودار $bsfc$ معلوم می‌شود که این ناحیه، ناحیه‌ای با بازه نسبتاً زیاد است. در نتیجه، مقدار سوخت مصرفی خودرو با جعبه‌دنده دستی تا حد زیادی نزدیک به مقدار بهینه آن است. این وضع، همیشه اتفاق نمی‌افتد و در حالت‌های دیگر، رفتار موتور متفاوت خواهد بود. در حالی که سامانه انتقال قدرت مجهز به CVT بر پایه بهینه نمودن مصرف سوخت پایش شده و مصرف سوخت آن همواره کمینه است. نکته حائز اهمیت اینکه با توجه به مقادیر به دست آمده برای دور و گشتاور موتور، بازه جعبه‌دنده در بازه زمانی مورد بحث حدوداً ۹۵٪ است در حالی که بازه CVT در این بازه زمانی حدوداً ۹۰٪ می‌باشد، اما پایش بهینه CVT سبب می‌شود تا علیرغم پائین‌تر بودن بازه سامانه

مذکور نیز محاسبه مصرف سوخت با دو سامانه مورد بحث امکان پذیر است. به عنوان مهمترین نتیجه، نشان داده شد که در خودروی مجهز به CVT و مبدل گشتاور، پایش بهینه همواره منجر به کمینه شدن مصرف سوخت می شود در حالی که در خودرو با جعبه دنده دستی، نسبت دور جعبه دنده تعیین کننده رفتار کلی موتور است. در سامانه با جعبه دنده دستی، در حالت های خاصی ممکن است نسبت دور ثابت جعبه دنده سبب شود تا با توجه به سرعت و شتاب آنی خودرو، موتور در ناحیه ای با بازده زیاد کار کند و در نتیجه عملکرد موتور به عملکرد بهینه آن نزدیک باشد ولی در حالت های دیگر، این امکان وجود ندارد.

در تحقیقات قبلی، برای پایش سامانه انتقال قدرت CVT، از اثر لغزش در مبدل گشتاور چشم پوشی شده و مسأله پایش بهینه برای سرعت های تند که مبدل گشتاور به صورت مکانیکی درگیر است، مورد بررسی قرار گرفته است. در تحقیق حاضر با در نظر گرفتن رفتار مبدل گشتاور در سرعت های پائین، معادله های پویایی سامانه انتقال قدرت مجهز به CVT دوباره استخراج شد و ملاحظه گردید که در حالت لغزش مبدل گشتاور، رفتار پویایی سامانه انتقال قدرت، بسیار متفاوت با حالت مبدل گشتاور درگیر است و لذا نمی توان از معادله های موجود در پژوهش های قبلی

برای ارائه و تحلیل مسأله پایش بهینه استفاده نمود. نتایج تحقیق حاضر نشان می دهد که در آغاز حرکت از حال سکون، اتلاف توان در هر دو نوع سامانه انتقال قدرت زیاد است که این اتلاف توان به علت بازده پائین کلاچ در سامانه با جعبه دنده معمولی و مبدل گشتاور در سامانه مجهز به CVT است. با این حال در این وضع نیز با پایش بهینه سامانه CVT مصرف سوخت کاهش می یابد. همچنین، تاثیر محدودیت نسبت دنده جعبه دنده در عملکرد مطلوب موتور عملاً نشان داده شد و از سوی دیگر، اثر پیوستگی تغییرات نسبت دور CVT در انعطاف پذیری رفتار سامانه انتقال قدرت و امکان پذیری دستیابی به پایش بهینه آن به روشنی مشاهده شد. نتایج حاصل نشان داد که علیرغم پائین بودن بازده CVT نسبت به جعبه دنده معمولی، به این دلیل که CVT ناحیه عملکرد موتور را به ناحیه با $bsfc$ پائین منتقل می کند، سبب کاهش چشمگیر مصرف سوخت می شود.

References:

1. Engelsdorf K., Senger K.H. and Bolz M.P., Electronic CVT Control for Power Train Optimization, Yokohama Proceedings of the International Conference on Continuously Variable Power Transmissions CVT, Yokohama, Japan, 1996.
2. Vanvuchelen P., Moons C., Minten W. and De Moor B., Electronic Control of Continuously Variable Transmissions, Proceedings of the 2nd International Conference on Road Vehicle Automation, Bolton, U.K., 1995.
3. Funatsu K., Koyama H. and Aoki T., Electronic Control System of Honda for CVT, Yokohama Proceedings of the International Conference on Continuously Variable Power Transmissions CVT, Yokohama, Japan, 1996.
4. Oshita et al., Hydraulic System, Shift and Lockup Clutch Controls Developed for a Large Torque Capacity CVT, 04CVT-7, Intl. CVT & Hybrid Congress, 2004.
5. Rezaee M. and Shaterian Alghalandis V., "Introducing an Approach for Feasibility Study of Replacing the Manual Transmission System with CVT System to Reduce the Fuel Consumption", Journal of Engine Research 16 (2010): 52-61.
6. Lee L. and Kim H. "Optimal Engine Operation by Shift Speed Control of a CVT", KSME International Journal 16 (2002): 882-888.
7. Lee L. and Kim H. "CVT Ratio Control for Improvement of Fuel Economy by Considering Power train Response Lag", KSME International Journal 17 (2003): 1725-1731,
8. Ryu W. and Kim H. "CVT Ratio Control with Consideration of CVT System Loss", International Journal of Automotive Technology 9 (2008): 459-465.
9. Peeters L.H.P.G. Actuation system design specifications for a variator slip controlled CVT Based on a road disturbance and driveability analysis, Ms thesis, Eindhoven university of technology, 2006.
10. Pfiffner R., Guzzella L., "Optimal operation of CVT-based powertrains", International Journal of Robust and Nonlinear Control 11 (2001): 1003 - 1021.
11. Guzzella, L, and Sciarretta A. Vehicle Propulsion Systems Introduction to Modeling and Optimization, Second Edition, Springer Berlin Heidelberg, 2008.
12. Wong J.Y. Theory of Ground Vehicles, Third Edition, John Wiley & Sons Inc, 2001.
13. Kirk D. E. Optimal Control Theory: An Introduction, USA, Mineola, Newyork: Dover Publication Inc., 2004.
14. Shaterian Alghalandis V., Optimization of Fuel Consumption in a Vehicle with an IVT Powertrain, Msc Thesis, University of Tabriz, 2010.
15. Serrarens A., Dassen M. and Steinbuch M. Simulation and Control of an Automotive Dry Clutch, Proceeding of the American Control Conference, Boston, Massachusetts, USA, 2004.
16. Mansouri M., Holgerson M., Khonsari M.M. and Aung W. "Thermal and Dynamic Characterization of Wet Clutch Engagement with Provision for Drive Torque", Journal of Tribology 123 (2001) : 313 - 323.
17. Dolcini P.J., Wit C.C. and Béchart, H, Dry Clutch Control for Automotive Applications, London: Springer-Verlag, 2010.

Development of a Dynamic Model and Optimal Control of CVT Transmission System for Minimum Fuel Consumption

M. Rezaee*

Associate Professor
School of Mechanical Engineering
University of Tabriz
m_rezaee@tabrizu.ac.ir

V. S. Alghalandis

Graduate Student
School of Mechanical Engineering
University of Tabriz
vahid729@gmail.com

*Corresponding Authors

Received: Mar. 05.2011

Accepted in Revised Form: May. 24.2011

Abstract

In this paper, to minimize the fuel consumption in a vehicle equipped with a CVT transmission system, by taking in to account the power losses in the system components, a new comprehensive optimal control strategy is presented. According to the vehicle dynamic model, formulation of the problem leads to an optimal control problem which has been solved using Bellman's dynamic programming method. In order to evaluate the efficiency of the method, the optimal control strategy is applied to an Iranian vehicle, Pride, which is theoretically equipped with the CVT transmission system, and its fuel consumption is evaluated in some parts of a standard driving cycle, NEDC. Then the fuel consumption of the vehicle with manual transmission is calculated in the same driving cycle and is compared with the case in which it is equipped with the CVT. Results show that the fuel consumption of the vehicle with an optimally controlled CVT is considerably less than that of the vehicle with manual transmission.

Keywords: CVT, Manual Gearbox, Fuel Consumption Reduction, Optimal Control, Dynamic Model, Dynamic Programming.