الگوريتم كنترل خودرو براي سامانه كروز كنترل تطبيقي در ترافيك شهري

ندا كرمي محمدي[i] *؛ شهرام آزادي[ii]؛ سيدعلي جزايري

چكيده

براي كنترل سرعت خودرو در بزرگراه‌ها و فاصله خودرو در ترافيک شهري، قوانين كنترل ديناميک طولي خودرو براي يک خودروي سواري پيشنهاد داده شده است. در اين مقاله معادلات ديناميک غيرخطي و كاملي از ديناميک طولي يک خودرو شامل موتور و سامانه انتقال حركت آورده شده است. هم‌چنين كنترلر داراي دو حلقه داخلي و خارجي است. كنترلر حلقه داخلي شامل دو كنترلر مجزا براي كنترل گشتاور موتور و گشتاور ترمز است كه نقش آن رديابي شتاب مطلوب بدست آمده توسط كنترلر حلقه خارجي با استفاده از كنترل گشتاور موتور، ترمز و كليدزني بين آن دو است. كنترلر حلقه خارجي شامل دو الگوريتم كنترل سرعت و كنترل فاصله است و نقش آن توليد پروفيل شتاب مطلوب است كه با رديابي آن توسط خودرو، كنترل فاصله و سرعت خودرو انجام مي‌شود. در اين مقاله پروفيل شتاب مطلوب به خوبي از حل مسأله كنترل بهينه خطي بدست آمده است. استفاده از اين كنترلر دو لايه به همراه يک الگوي كامل خودرو باعث افزايش دقت كار نسبت به كارهاي قبلي شده است، هم‌چنين در طراحي اين كنترلر به عوامل راحتي و امنيت سرنشينان توجه شده است. نشان داده شده است كه عملكرد كنترلر سرعت و فاصله خودرو در موقعيت‌هاي مختلف به صورت رضايت بخشي پاسخ داده است.

كلمات كليدي : كروز كنترل خودرو، الگوي مقدار متوسط موتور اشتعال جرقه‌اي، دريچه گاز، ترمز، كنترل بهينه خطي

A Vehicle Control Algorithm For Stop-and-Go Cruise Control System

N. Karami Mohammadi; S. Azadi and A. Jazayeri

ABSTRACT

This paper describes a vehicle speed & vehicle-to-vehicle distance control algorithm for vehicle stop-and-go cruise control. So first, a complete dynamic model of car has been simulated that consists of an SI engine, automatic transmission. The vehicle longitudinal control scheme consists of a speed control algorithm and a distance control algorithm and throttle-brake control law. A desired acceleration for the vehicle has been designed using linear quadratic optimal control theory. It has been shown that the proposed control law provides good performance.

KEYWORDS : Adaptive Cruise Control, Mean Value SI Engine model, Throttle, Brake, Stop-and-Go, Optimal control, Vehicle

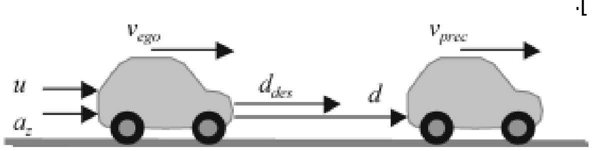
تاريخ دريافت مقاله:۱۳۸۸/۱۱/۲۱
تاريخ اصلاحات مقاله: ۱۳۹۱/۲/٤

[i] * نويسنده مسئول و كارشناسي ارشد، دانشگاه خواجه نصير طوسي، دانشكده مهندسي مكانيك؛ nkaramim@yahoo.com
[ii] استاديار، دانشگاه خواجه نصير طوسي، دانشكده مهندسي مكانيك؛ azadi@kntu.ac.ir

۱- مقدمه

کنترل حرکت طولي خودرو[1] براي آسايش راننده، کاهش تصادفات، فراهم نمودن شرايط ايمني و نيز کاهش مصرف سوخت و آلودگي؛ در سطوح مختلف و توسط محققان و کارخانه‌هاي اتومبيل‌سازي بسياري دنبال شده است. با افزايش تصادفات گسترده که ناشي از بي‌احتياطي راننده و دقت نکردن در کنترل خودرو است و هم‌چنين با توجه به گسترش روز افزون خودروها در شهرها و ايجاد پديده‌اي به نام ترافيک، نقش راننده تغيير نموده و نياز به ايجاد سامانه‌هايي براي کنترل حرکت خودرو است. در سال ۱۹٤۵، اولين سامانه کنترل سرعت خودرو ابداع شد؛ که فقط براي ثابت نگه داشتن سرعت خودرو در يک مقدار مطلوب بود. از سال ۱۹۹۹ يک نوع جديد از سامانه‌هاي پيشرفته کنترل طولي؛ سامانه‌هاي کروز کنترل تطبيقي[2] ACC، طراحي شدند تا در سرعت‌هاي کم نيز قادر به تعقيب خودروي جلويي باشند. عملکرد اين نوع کنترلرهاي طراحي شده بر روي خودروهاي واقعي آزمايش شد [۲].

اگرچه امروزه سامانه‌هاي کروز کنترل تطبيقي در صدر تحقيقات روز قرار دارند، اما محدوديت سامانه‌هاي کروز کنترل تطبيقي آن است که براي سرعت‌هاي بالاتر از ٤۰ km/h تعريف شده است، بدين منظور براي رفع اين مشکل در سامانه‌هاي کنترلي جديد براي سرعت‌هاي بين ۰ تا ۳۰ km/h از کنترلر توقف و حرکت[3] (SG) استفاده مي‌شود و بين اين دو سرعت همان حالت قبلي حفظ مي‌شود. شروط اوليه براي تحقق يک سامانه کروز کنترل توقف و حرکت توسط ونهوونز بيان شده است [۱].

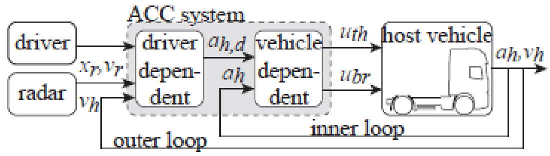


شکل (۱): نماي يک سامانه ACC و حفظ فاصله خودرو

در سال ۲۰۰٦، کنترلر تطبيقي خودتنظيم[4] به همراه کنترلر PID براي دريچه گاز الکترونيکي خودرو طراحي و آزمايش شد [۳]. هم‌چنين نرنجو، مانورهاي ACC و SG را با کنترل فازي ترمز دريچه گاز[5] انجام داد [٤]. در سال ۲۰۰۸ کوئن؛ با استفاده از الگوي پيش‌بين مقيد[6] کنترلري را براي خودروي ACC طراحي نمود، اين الگوي پيش‌بين، معادلات بهينه را با قيود داده شده حل مي‌نمايد [5]. کنترل بهينه ديناميک طولي براي واگن‌هاي برقي نيز با استفاده از روش کنترلي مود لغزش بررسي شده است [٦]. در موقعيت‌هاي رانندگي ايست و حرکت، پهناي باند سامانه کنترلي ديناميک طولي خودرو به علت کاهش فاصله پيشروي[7] و نيز پاسخگو بودن در ترافيک شديد بزرگراه‌هاي شهري بايد بيشتر شود. از آنجا که نسبت سرعت در پمپ مبدل گشتاور[8] و سرعت توربين به مقدار زيادي تغيير مي‌نمايد، قوانين کنترل ترمز- گاز بايد با توجه به سامانه انتقال قدرت خودرو و ديناميک سامانه ترمز طراحي شود [۷]. کنترل بهينه دريچه گاز براي خودروي ACC بدون درنظر نگرفتن ديناميك ترمز نيز بررسي شده است [۸].

در بيشتر کارهاي قبلي انجام شده در زمينه تعقيب خودرو فرض شده که مبدل گشتاور قفل شده است و يا تغييرات نسبت سرعت مبدل گشتاور ناچيز در نظرگرفته شده است و مشخصه‌هاي مبدل گشتاور در مسئله کنترلي درنظرگرفته نشده است. اگرچه اين فرضيات در خودروهاي کروز کنترل هوشمند[9]ICC و بزرگراه‌هاي خودکار، که با سرعت‌هاي بالاتر حرکت مي‌نمايند، درست هستند، اما در موقعيت‌هاي رانندگي SG قابل اعمال نيستند. مبدل گشتاور، نقش مهمي در موقعيت‌هاي رانندگي SG دارد و بايد در توسعه قانون کنترل دريچه گاز- ترمز به شمار آيد.

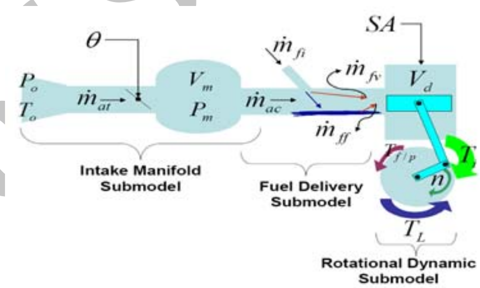
در اين مقاله از يک الگوي رياضي کامل براي شبيه‌سازي خودرو استفاده شده است، همچنين الگوريتمي براي کنترل سرعت خودرو و کنترل فاصله دو خودرو نسبت به هم براي يک خودروي SG پيشنهاد شده است. کنترلر داراي دو حلقه داخلي و خارجي است که در شکل (۲) نشان داده شده است. کنترلر حلقه خارجي، مستقل از خودرو، شتاب مطلوب $a_{h,d}$ را براي خودرو مشخص مي‌کند. در اين بخش براي کنترل سرعت از کنترلر P و براي کنترل فاصله از تئوري کنترل بهينه خطي مرتبه دوم[10] استفاده شده است. کنترلر حلقه داخلي (وابسته به خودرو) سيگنال‌هاي کنترلي ترمز و دريچه گاز (u_{th}, u_{br}) را معين مي‌نمايد که براي رسيدن به شتاب مطلوب مورد نياز است. براي محاسبه زمان واقعي که ورودي دريچه گاز و ترمز براي رسيدن به شتاب مطلوب نياز دارند، کنترلر داخلي از الگوهاي رياضي ديناميکي خودرو و نگاشت‌هاي موتور استفاده مي‌نمايد. با روشن شدن سامانه کنترلي توسط راننده، سرعت مطلوب بدست مي‌آيد. استفاده از اين نوع کنترلر و نيز يك الگوي رياضي غيرخطي و کامل براي خودرو باعث افزايش قابليت‌هاي اين سامانه نسبت به ديگر موارد شده است. قانون کنترل براي تعويض ترمز- گاز با توجه به مبدل گشتاور و سامانه ديناميک ترمز طراحي شده است.



شكل (۲): نماي حلقه‌هاي كنترلي ACC [۹]

۲- شبيه‌سازي ديناميك طولي خودرو

دو عنصر اصلي در شبيه‌سازي ديناميك طولي خودرو، ديناميك سامانه انتقال قدرت و ديناميك خودرو است. سامانه انتقال قدرت خودرو شامل موتور، مبدل گشتاور، جعبه دنده خودكار، ديفرانسيل، محورها و چرخها است. در اين مقاله از اطلاعات فني خودروي سمند براي شبيه سازي استفاده شده است. از بين الگوهاي موتور، الگوي رياضي مقدار متوسط؛ ضمن دارا بودن سرعت محاسباتي مناسب ودقت خوب در تخمين متغيرهاي موتور، در كنترل موتور نيز كاربرد وسيعي دارد، بدين دليل از اين الگوي رياضي استفاده شده است.



شكل (۳): نماي زير اجزاي موتور در الگوي مقدار متوسط [۱۰]

الگوي مقدار متوسط موتور را مي‌توان به سه زيرالگوي ديناميک گاز، ديناميک سوخت و ديناميک بار تقسيم‌بندي نمود. از زيرالگوي دريچه گاز و منيفولد ورودي؛ فشار منيفولد و دبي جرمي ورودي به سيلندرها، محاسبه مي‌شود. زيرالگوي ديناميک سوخت؛ دبي سوخت وارد شده به سيلندرها و زيرالگوي توليد گشتاور و ديناميک دوراني؛ تغييرات دور را محاسبه مي‌نمايند.

۲-۱- الگوي رياضي دريچه گاز

براي كنترل گشتاور توليدي موتور بايد جريان هواي ورودي به موتور كنترل شود. اين امر توسط دريچه گاز انجام مي‌شود. دريچه گاز بر اساس معادله جريان آيزونتروپيک حاکم بر يک اوريفيس طراحي مي‌شود. در اين الگو ميزان هواي گذرنده از دريچه گاز $\dot m_{ath}$، برحسب ميزان زاويه باز شدگي دريچه θ و نسبت فشار دو طرف دريچه گاز $P_r(=p_m/p_0)$ بيان مي‌شود [۱۰]:

$$\dot m_{at} = MAX_m \cdot TC \cdot PRI = 0.212 \cdot C_d \frac{P_o}{\sqrt{T_o}} A(\theta)\beta(P_r) \qquad (۱-۱)$$

كه در آن MAX_m حداكثر نرخ جريان عبوري از دريچه گاز، TC مشخصه نرماليزه شده دريچه گاز بـه عنـوان تـابعي از زاويـه آن، PRI اثـر نـسبت فـشار نرمـاليزه، T_0 و P_0 دمـا و فـشار بالادست جريان هستند. P_r نسبت فشار دو طرف دريچـه گـاز و P_m فشار منيفولد ورودي و θ_0 زاوية دريچه هنگام بـسته بـودن ($\theta_0 \approx 5^\circ$) است. ضـريب C_d بـراي جبـران خطاهـاي ناشـي از ساده‌سازي معادله دريچـه گـاز اسـت كـه بـه صـورت تجربـي بدست مي‌آيد (در اينجا $C_d = ۰/۵۵$).

$$\beta(P_r) = \begin{cases} \frac{1}{0.74}\sqrt{P_r^{0.4404} - P_r^{2.3086}} & if \quad P_r \ge 0.4125 \\ 1 & if \quad P_r < 0.4125 \end{cases} \qquad (۲-۱)$$

$$A(\theta) = \begin{cases} -\frac{d}{D}\times\sigma + \frac{d\cdot D}{2}\times\delta + \frac{D^2}{2}\sin^{-1}(\sigma) - \frac{D^2\cos(\theta+\theta_0)}{2\cos(\theta_0)}\times\sin^{-1}(\delta) & \theta \le \theta_{max} \\ \frac{\pi D^2}{4} - d\cdot D & Otherwise \end{cases}$$

$$\sigma = \sqrt{1-\left(\frac{d}{D}\right)^2} \qquad \delta = \sqrt{1-\left(\frac{d\cos(\theta_0)}{D\cos(\theta+\theta_0)}\right)^2} \qquad (۳-۱)$$

۲-۲- الگوي رياضي منيفولد ورودي

نقش منيفولد ورودي؛ توزيع يكنواخت هوا بين سيلندرها است. منيفولد ورودي بصورت يک حجم كنترل در نظر گرفته مي‌شود كه هوا از بخش دريچه گاز به آن وارد و از سوپاپها از آن خارج مي‌شود. با فرض اينكه تغييرات دما در منيفولد ثابت باشد و گاز درون منيفولد از قانون گاز كامل تبعيت نمايد؛ از قانون بقاي جرم مي‌توان نوشت:

$$\frac{dm_m}{dt} = \dot m_{ath} - \dot m_{acyl} \qquad (۲)$$

$$\dot P_m = \frac{RT_m}{V_m}\left(\dot m_{ath} - \dot m_{acyl}\right) \qquad (۳)$$

كه در آن $\dot m_{acyl}$ جريان هواي ورودي به سيلندر و V_m, T_m, P_m به ترتيب فـشار، دمـا و حجـم منيفولد ورودي هـستند. رابطـه (٤) بيانگر نرخ جريان هواي ورودي به سيلندرها است [۱۰]:

$$\dot m_{acyl} = \frac{V_d}{2RT_m}\times[s(N)P_m - y(N)]\times N \qquad (٤)$$

كـه در آن V_d حجـم جابجـايي موتـور و N دور موتـور اسـت. ضرايب s و y براي هر موتور معين تابع ضعيفي از دور موتور هستند كه با آزمايش بدست مي‌آيند و به علت تغييرات اندك آنها نسبت به دور ثابت درنظر گرفته مـي‌شـوند. يكـي از مهـم‌تـرين ويژگي ايـن معادلـه تغييـر انـدك ايـن دو عامـل در موتورهـاي متفاوت است [۱۱]. (s=۰/۹۰۵ , y=۰/٦۰٤ bar)

۲-۳- الگوي رياضي توليد گشتاور و ديناميک دوراني

مقدار گشتاور ترمزي موتور، تابعي از عوامل مختلف است که مهم‌ترين آنها ويژگي‌هاي طراحي، ميزان هواي ورودي به سيلندرها، دور، نسبت هوا به سوخت و آوانس جرقه است. گشتاور ترمزي را مي‌توان با استفاده از روابط رگرسيوني طراحي نمود. در اين روش با اندازه‌گيري گشتاور ترمزي و ثبت پارامترهاي مختلف، تابعي براي گشتاور بدست مي‌آيد. راه ديگر استفاده از الگوهاي فيزيکي توليد گشتاور است که براساس مفهوم گشتاور انديکاتوري و تلفاتي بنا شده است. در اين الگوها ابتدا گشتاور انديکاتوري و تلفاتي محاسبه شده و سپس گشتاور ترمزي بدست مي‌آيد. اثرات نسبت هوا به سوخت و آوانس جرقه بصورت توابع نرمال شده بر روي گشتاور انديکاتوري اعمال مي‌شود. بنابراين گشتاور ترمزي برابر با رابطه (۵) خواهد بود:

$$T_b = T_i \times AFI \times SI - T_{f/p} \qquad (۵)$$

کـه در آن $T_b, T_i, T_{f/p}$ بترتيـب گـشتاور تلفـاتي، انـديکاتوري و ترمزي هستند. توابع AFI, SI بيانگر اثر آوانس جرقـه و نـسبت هوا به سوخت بر گشتاور توليدي است [۱۰].

براي محاسبه دور موتور الگوي ديناميک دوراني بکار مي‌رود. رابطه حاکم عبارت است از:

$$\omega(t) - \omega(t_o) = \frac{1}{J_e}\int_{t_o}^{t}(T_b - T_{load})dt \qquad (٦)$$

که مقدار ممان اينرسي موتور سمند $Je = ۰/۲۸۵\ kg.m^2$ است.

در سامانه انتقال قدرت خودرو، جعبه دنده خودکار[۱۱] و مبدل گشتاور را به کار گرفتيم. مبدل گشتاور، طبق قوانين هيدروليکي طراحي شده است. با استفاده از نسبت گشتاور μ

$$\mu = \frac{T_T}{T_P} \qquad (۷)$$

و نسبت سرعت ν

$$\upsilon = \frac{\omega_T}{\omega_P} \qquad (۸)$$

و از مقـادير مشخـصه $k(\nu)$ کـه بـه صـورت تجربـي بدسـت آمده‌اند، گشتاور منتقل شـده از موتـور بـه جعبـه دنـده بدسـت مي‌آيد. ω سرعت زاويه‌اي و زيرنـويس‌هـاي P و T مربـوط بـه پمپ و توربين است [۱۲]- [۱۳].

نيروي کلي وارد بر هر چرخ بستگي به نيروي عمودي وارد بر تاير، نسبت لغزش طولي و ضريب اصطکاک تاير- جاده دارد. در اينجا از لغزش تايرها صرفنظر شده است. ترمز اين خودرو يک سامانه سروشير درنظر گرفته شده است. در معادله (۹) تعادل نيروها در امتداد محور طولي خودرو بيان شده است:

$$\frac{1}{r}\left(\underbrace{M_{eng}\cdot i_{tot}\cdot \eta_{tot}}_{T_w} + T_b\right) = m\cdot\dot{v} + \underbrace{m\cdot g\cdot f\cdot\cos\alpha}_{F_{rolling-resistance}} + \underbrace{m\cdot g\cdot\sin\alpha}_{F_{gravitational}} + \underbrace{\frac{\rho}{2}\cdot A\cdot c_d\cdot v^2}_{F_{aerodynamic}} \qquad (۹)$$

کـه در آن از راسـت بـه ترتيـب نيروهـاي دراگ ايرودينـاميکي، مقاومت گـرانش بـالاروي، مقاومـت غلتـشي، مقاومـت شـتاب و نيروي وارد به چرخ از طريق موتور و ترمز آورده شـده اسـت [۱۳]. با معلوم بودن نيروهاي مقاوم و نيروي رانـشي مـي‌تـوان سرعت خودرو را محاسبه نمود.

$$V(t) - V(t_0) = \frac{1}{M}\int_{t_0}^{t}(F_{trac} - (F_r + F_D + F_G) - F_{bact})dt \qquad (۱۰)$$

جدول (۱): کميت‌هاي موتور و خودرو

علامت اختصاري	نام کميت	مقادير عددي
C_d	ضريب درگ خودرو	۰/۵۵
J_e (Kg.m^2)	ممان اينرسي موتور	۰/۲۸۵
d (mm)	قطر محور دريچه گاز	۸
D (mm)	قطر گلوگاه دريچه گاز	۴۲
(deg) θ_0	زاوية دريچه هنگام بسته بودن	۵
f	ضريب اصطکاک	۰/۰۱۵

۳- طراحي کنترلر

مسائل مربوط به تعقيب خودروها براي اعمال در خودروهاي کروز کنترل هوشمند و بزرگراه‌هاي خودکار، به شدت در دهه اخير مورد توجه قرارگرفته است. هدف استفاده از کنترلر SG خودکار نمودن بخشي از ديناميك طولي خودرو به منظور كاهش بار رانندگي بر راننده، در ترافيك شهري است.

کنترلر ديناميک طولي خودرو در یک سامانه ACC شامل دو حالت پايدار عملکرد است:

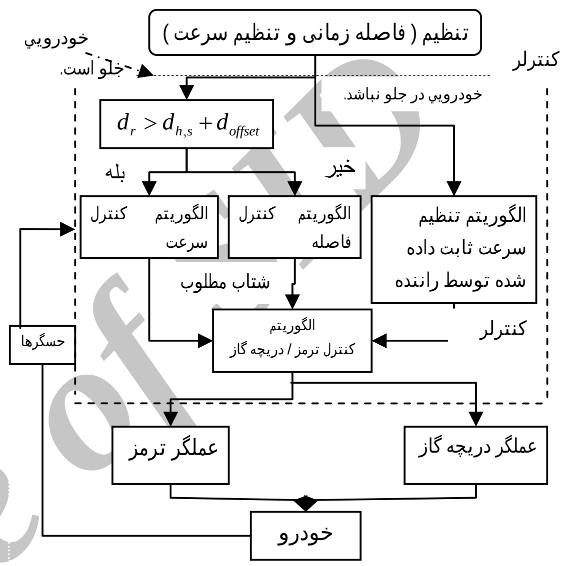
۱- کنترل سرعت ۲- کنترل فاصله (تعقيب خودرو).

در حالت کنترل فاصله؛ خودرو بايد قادر به پايداري انفرادي خود باشد؛ به اين صورت که وقتي خودروي پيشرو با سرعت ثابت حرکت مي‌نمايد؛ هر خطاي فاصله بين دو خودرو بايد به صفر همگرا شود. همچنين حفظ پايداري سلسله‌اي[۱۲] به صورتي که خطاي فاصله تقويت نشود؛ نيز مطلوب است [١٤].

کنترلر با دو حلقه داخلي و خارجي باعث افزايش قابليت‌هاي سامانه ميشود. کنترلر حلقه داخلي براي کنترل فاصله، به دو کنترلر مجزاي دريچه گاز و ترمز تقسيم‌بندي شده است و کنترلر حلقه خارجي براي کنترل سرعت خودرو به کار رفته است. بلوك دياگرام شكل (٤) عملکرد الگوريتم‌هاي کنترل فاصله و سرعت را نشان مي‌دهد که با قانون کنترل دريچه گاز- ترمز ترکيب شده است. فاصله و سرعت نسبي در رابطه

با خودروي جلويي و سرعت انتخابي اوليه به كنترلر داده مي‌شود. با مقايسه فاصله پيشروي و فاصله تا خودروي جلويي حالت كنترلي بين كنترل سرعت و كنترل فاصله به صورت زير انتخاب مي‌شود:

اگر $d_r > d_{h,s} + d_{offset}$ باشد، كنترل سرعت مناسب است و در غيراين صورت از حالت كنترل فاصله بايد استفاده شود. d_r فاصله دو خودرو نسبت به هم، $d_{h,s}$ فاصله پيشروي مقياس شده است كه توسط رادار اندازه‌گيري مي‌شود و d_{offset} فاصله آفست است.



شكل (٤) : الگوريتم كنترل طولي خودرو

رابطه بين سرعت خودرو و فاصله مطلوب به صورت روابط (١١) و (١٢) است:

$$d_{h,s} = d_{\min} + v_{pre} t_h \qquad (١١)$$

$$\dot{v}_{pre} = u_{des} + a_z \qquad (١٢)$$

كه در آن t_h زمان پيشروي (١/٢ ثانيه) و $d_{\min}$ حداقل فاصله خودرو در سرعت صفر است. u_{des} شتاب مطلوب خودرو و a_z شتاب خودروي عقبي است. براي تشخيص شتاب مطلوب؛ هنگام تعقيب خودروي جلويي (براي كنترل سرعت و فاصله نسبي دو خودرو) از تئوري كنترل بهينه خطي با معيار مجذوري استفاده شده است.

٣-١- حالت كنترل سرعت

اگر فاصله نسبي خودرو بزرگتر از فاصله پيشروي مقياس شده، d_{des}، به اضافه فاصله جبراني d_{offset} باشد، شتاب مطلوب با استفاده از يك كنترل تناسبي ساده طراحي مي‌شود، به طوريكه سرعت خودروي كنترل شده تمايل دارد به سرعت تنظيم شده v_{set} ميل نمايد، به صورت رابطه (١٣) است:

$$a_{des} = K(v_{set} - v_{cc}) \qquad (١٣)$$

كه K ضريب بهره است و سرعت تنظيم شده v_{set} به صورت رابطه (١٤) تعريف مي‌شود:

$$v_{set} = v_P + v_{offset} \qquad (١٤)$$

كه v_{offset} اختلاف سرعت ثابت بين دو خودرو است كه در اين مطالعه برابر با ٥ km/h در نظر گرفته شده است. براي تضمين آنكه حالت كنترل سرعت در يك زمان محدود به حالت كنترل فاصله تغيير كند، سرعت v_{set} در معادله (١٤) استفاده شده است.

بهره K طوري تنظيم شده است كه جرك (مشتق شتاب)[١٣] خودروي كنترل شده را محدود نمايد؛ كه در اين مطالعه مقدار ٠/٨ برايش درنظر گرفته شده است.

٣-٢- حالت كنترل فاصله شتاب مطلوب

روش كنترل بهينه خطي براي طراحي شتاب مطلوب در حالت كنترل فاصله استفاده شده است. الگوي فضاي حالت را براي خودروي SG-ACC و خودروي جلويي مي‌توان به صورت زير بدست آورد:

$$\dot{x} = Ax + Bu + \Gamma w = \begin{bmatrix} 0 & -1 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} x + \begin{bmatrix} 0 \\ -1 \end{bmatrix} u + \begin{bmatrix} ct_h \\ 1 \end{bmatrix} w \qquad (١٥)$$

كه متغيرهاى حالت عبارتند از:

$$x^T = [x_1 \quad x_2]^T = [d_{h,s} - d_r \quad v_p - v_{cc}]^T \qquad (١٦)$$

كه در آن ورودي u، شتاب خودروي كنترل شده و اغتشاش w، شتاب خودروي پيشرو است. d_r فاصله نسبي بين خودروي كنترل شده و خودروي جلوئي است و v سرعت خودرو است. زيرنويس‌هاي p و cc خودروي جلويي و خودروي كنترل شده را مشخص مي‌نمايند.

براي طراحي كنترل بهينه، تابع معيار به صورت رابطه (١٧) انتخاب شده است [١٥]:

$$J = \int_0^\infty \left(x^T Q x + u^T R u\right) dt \qquad (١٧)$$

در اينجا ماتريس‌هاي Q و R به صورت رابطه (١٨) تعريف شده‌اند:

$$Q = \begin{bmatrix} \rho_1 & 0 \\ 0 & \rho_2 \end{bmatrix}, \qquad R = [\gamma] \qquad (١٨)$$

ضرايب وزني، ρ_i و γ با هدف تامين راحتي رانندگي و حداقل انرژي كنترل انتخاب شده‌اند. در اين مطالعه؛ براساس تجربه و سعي و خطا مقادير $\rho_1 = ١$، $\rho_2 = ٦$ و $\gamma = ٨$ در نظر گرفته شده است. قانون كنترل پسخوراند حالت، به صورت $u = -K \cdot x$، است كه در آن ماتريس ضرايب k به صورت رابطه (١٩) خواهد بود:

$$K = R^{-1}B^T P \qquad (۱۹)$$

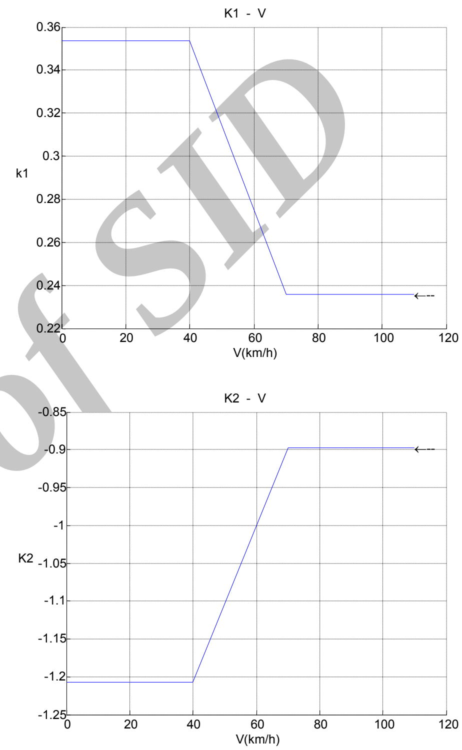
و ماتريس P از حل معادله ريكاتي رابطه (۲۰) بدست مي‌آيد:

$$A^T P + PA - PBR^{-1}B^T P + Q = 0 \qquad (۲۰)$$

بنابراين شتاب مطلوب به صورت رابطه (۲۱) خواهد بود:

$$\begin{aligned} a_{des}(t) &= u(t) = -Kx \\ &= -k_1(v_{cc}(t))\cdot(d_{h,s}(t)-d_r(t)) - k_2(v_{cc}(t))\cdot(v_p(t)-v_{cc}(t)) \end{aligned} \qquad (۲۱)$$

در معادله بالا، $k_1(.)$ و $k_2(.)$ بهره‌هاي كنترلي به عنوان تابعي از سرعت خودرو $v_{cc}(t)$ هستند كه با تنظيم ماتريس‌هاي وزنـي Q و R بدست آمده‌اند. اين مقادير در شكل (۵) آورده شده‌اند.



شكل (۵): بهره‌هاي كنترلي $k1(.)$ و $k2(.)$ به عنوان تابعي از سرعت خودرو

وقتي خودرويي ناگهان وارد مسير خودروي داراي سامانه كنترلي مي‌شود، كنترلر با قانون كنترلي $u=-Kx$، شتاب‌هاي بزرگي ايجاد نموده و باعث ناراحتي سرنشينان مي‌شود. بدين منظور، براي جلوگيري از شتاب‌هاي بزرگ و تضمين راحتي و امنيت بيشتر در بدترين شرايط رانندگي، با استفاده از يک تابع اشباع و يک فيلتر درجه دوم؛ شتاب مطلوب، مقدار a_{des}، محاسبه شده است:

$$\frac{a_{des}}{u_{sat}} = \frac{\omega^2}{s^2+2\zeta\omega s+\omega^2} \qquad (۲۲)$$

$$u_{sat} = sat(u) = \begin{cases} u_{\max} & if \quad u \ge u_{\max} \\ u & if \quad u_{\min} < u < u_{\max} \\ u_{\min} & if \quad u \le u_{\min} \end{cases} \qquad (۲۳)$$

كه به اين صورت از ايجاد شتاب‌هاي زياد جلوگيري شده است.

$$u = -K\cdot x = -(k_1x_1 + k_2x_2). \qquad (۲٤)$$

كه در آن نسبت ميرايي فيلتر $\xi = ۱$ و فركانس قطع ۵ rad/s درنظر گرفته شده است. مقدار $u_{\min}$ برابر با ۲- m/s^2 و مقدار $u_{\max}$ برابر ۱ m/s^2 در نظر گرفته شده است كه كيفيت راحتي سواري را تامين مي‌نمايد و براي جلوگيري از استفاده دنده معكوس در حين شتاب‌گيري است. در اين روش يک حد اشباع براي مشتق شتاب و شتاب خودرو در نظر گرفته شده است. معلوم شده است؛ تا زماني كه شتاب تا مقدار ۲/۵ m/s^2 كاهش يابد، راحتي راننده تامين ميشود [۱۷]. بنابراين شتاب مطلوب a_{des}، در محدوده‌اي بين ۱ m/s^2 تا ۲- m/s^2 در نظر گرفته شده است.

۳-۳- قانون تعويض گاز- ترمز

بسته به آنكه خودروي كنترل شده بايد چه مقداري از شتاب مطلوب را دنبال نمايد، كنترلر سيگنالي را به دريچه گاز يا ترمز ارسال مي‌كند [۱٦]. شكل (٦) خط تعويض حداقل شتاب خودرو را وقتي كه زاويه دريچه گاز بسته است برحسب سرعت خودرو با يك لايه مرزي نشان مي‌دهد. خط حداقل شتاب به عنوان خط تعويض در كنترلر دريچه گاز/ ترمز استفاده مي‌شود. لايه مرزي براي جلوگيري از فركانس تعوض به وجود آمده است.

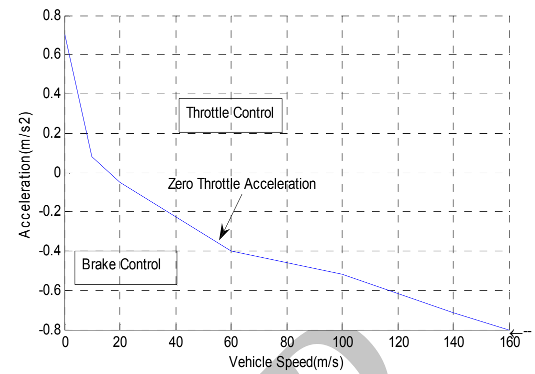
حتي وقتي كه دريچه گاز به طور كامل بسته است، جريان هوا هنوز (از راه باي‌پس دريچه) مي‌تواند به منيفولد وارد شود، بنابراين براي منيفولد يک فشار حداقلي P_{ct} و گشتاور τ_{ct} در حالت دريچه بسته به وجود مي‌آورد. اين دو عامل با دور موتور تغيير نموده و در پائين‌ترين قسمت نگاشت موتور تعريف شده‌اند. بنابراين گشتاور موتور به دو دسته تقسيم مي‌شود؛ گشتاور τ_{ct} در حالت دريچه بسته و گشتاور τ_{ec} در حالت دريچه باز (حالت معمولي). مي‌توان شتاب باقي‌مانده را در نبود ورودي كنترلر تعريف نمود:

$$\tau_{ec} = \tau_b = o \qquad (۲۵)$$

$$a_{resid} = \frac{1}{\beta}\left(T_{ct} - R_g \cdot r_w\left(F_{roll} + F_{air} + F_g\right)\right) \qquad (۲۶)$$

حال براي حذف اثرات چتر[۱٤] با درنظر گرفتن مقدار هيسترزيس $\Phi = ۰/۰۵$ m/s^2 ، مي‌توان از معيارهاي زير براي تعويض گاز به ترمز و برعكس استفاده نمود [۱۷]:

$$a > a_{resid} + \Phi \quad \Rightarrow \quad Throttle$$
$$a < a_{resid} - \Phi \quad \Rightarrow \quad brake \qquad (۲۷)$$
$$a_{resid} + \Phi \geq a \geq a_{resid} - \Phi \quad \Rightarrow \quad Hold$$



شکل (٦) : قانون تعويض گاز - ترمز براي خودروي SGACC

که در آن a_{des}، فرمان زاويه دريچه گاز، از a_f که زاويه دريچه گاز است، محاسبه شده و پسخوراند شتاب خودرو با استفاده از کنترلر PI محاسبه مي‌شود:

$$\alpha_{des} = \alpha_f + K_P(a_{des} - a) + K_I \int (a_{des} - a)dt \qquad (۲۸)$$

در کنترلر حلقه دوم؛ الگوي رياضي براي موتور در نظر گرفتيم که با توجه به ورودي گشتاور مورد نياز (براي تامين شتاب مطلوب) زاويه دريچه گاز مناسب را تعيين کند.

گشتاور ترمزي مطلوب از رابطه (۲۹) محاسبه مي‌شود:

$$T_{b,des} = -r(M_v a_{des} + F_L) + T_s \qquad (۲۹)$$

گشتاور محور، T_s، از خروجي موتور محاسبه مي‌شود. از آنجا که گشتاور کل ترمزي متناسب با فشار ترمزي است؛ فرض شده است که فشار مطلوب ترمزي؛ $P_{d,des}$، از معادله (۳۰) بدست مي‌آيد [۱۷]:

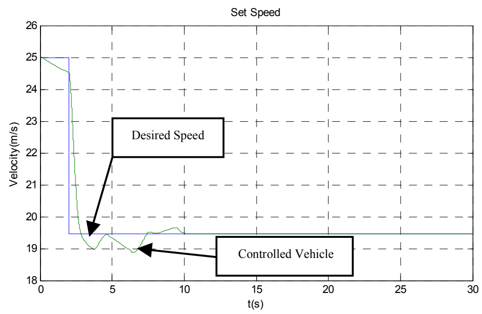
$$P_{d,des} = \frac{1}{K_b} T_{b,des} \qquad (۳۰)$$

مقدار K_b = ۸۵۰ Nm/Pa در نظر گرفته شده است. براي کنترل فشار ترمزي از کنترلر PID استفاده شده است:

$$u = g^{-1}(P_{d,des}) + P(P_{d,des} - P_d) + I\int (P_{d,des} - P_d)dt + D\left(\dot{P}_{d,des} - \dot{P}_d\right)$$
$$P_d = g(u) \qquad (۳۱)$$

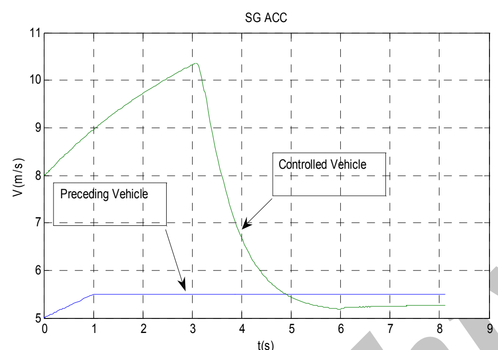
۴- نتايج

در شبيه سازي حالت کنترل سرعت؛ سرعت اوليه خودرو ۹۰ km/h فرض شده است که بايد به سرعت تنظيم شده توسط راننده که ۷۰ km/h است؛ تغيير يابد. با توجه به نمودار شکل (۷) ملاحظه مي‌شود که کنترلر خودرو، در عرض ۱۰ ثانيه، با دقت خوبي سرعت خودرو را به اين سرعت مي‌رساند.

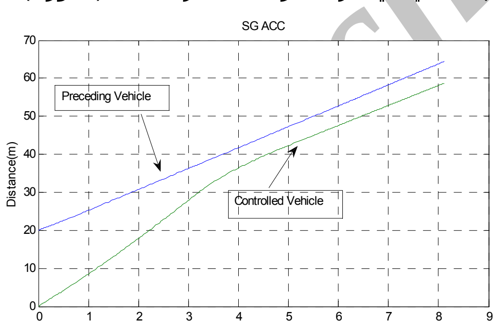


شکل (۷): منحني سرعت براي خودروي کروز کنترل

آزمايش‌هاي تعقيب خودروي جلويي با استفاده از دو خودرو؛ يکي در جلو و ديگري خودروي کنترلي در عقب انجام شده است. مانور (۱) در حالت کنترل فاصله به اين صورت است که خودروي جلويي با سرعت ثابت بسيار کمتر از خودروي عقبي در حال حرکت است، بنابراين خودروي عقب بايد سريع سرعت خود را کاهش داده و قبل از رسيدن به خودروي جلويي در فاصله امن قرار گرفته تا بتواند با تنظيم سرعت خودرو در فاصله‌اي ايمن قرار گيرد.



شکل (۸): منحني‌هاي سرعت در حالت کنترل فاصله (مانور ۱)

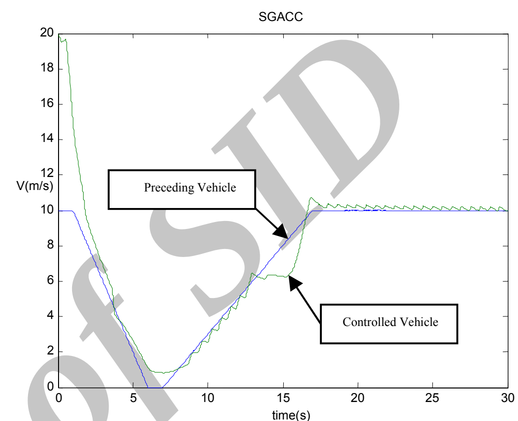


شکل (۹): منحني فاصله در حالت کنترل فاصله (مانور ۱)

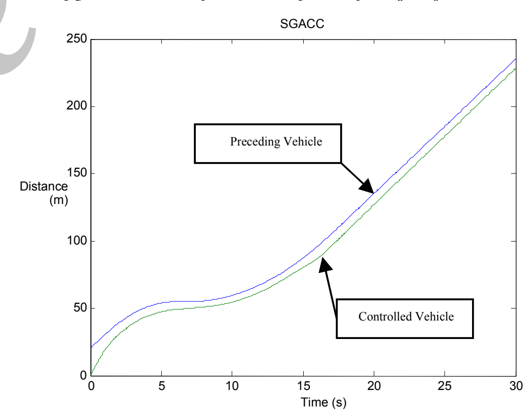
دراين حالت با توجه به نمودار جابجايي مشاهده مي‌شود که خودروي عقبي با رعايت حداقل فاصله ايمن، خودروي جلويي را دنبال مي‌کند .

مانور (۲) در حالت کنترل فاصله به اين صورت است که خودروي جلويي داراي سرعت ۳۶ km/h است که تحت شرايط

ترافيک، سرعت خود را با شتاب $2\,m/s^2$ کم نموده، يک ثانيه به طور کامل مي‌ايستد، سپس با شتاب $1\,m/s^2$ شروع به حرکت مي‌نمايد و پس از چند ثانيه با همان سرعت اوليه و ثابت به حرکت خود ادامه مي‌دهد. خودروي عقبي نيز که با سرعت $72\,km/h$ در حال حرکت است، وقتي در فاصله ۲۰m از خودروي جلويي قرار مي‌گيرد، از حالت کنترل فاصله استفاده مي‌کند، به‌طوري که بايد با حفظ فاصله مناسب و تعريف شده، خودروي جلو را تعقيب نمايد. با توجه به شکل (۱۰) مشخص است که خودروي عقبي به خوبي کنترل شده و با دقت بالايي به کنترل فاصله مي‌پردازد.



شکل (۱۰): منحني‌هاي سرعت در حالت کنترل فاصله (مانور ۲)



شکل (۱۱): منحني فاصله در حالت کنترل فاصله (مانور ۲)

نتايج نشان مي‌دهند که سامانه به خوبي قادر به کنترل خودرو در حالت‌هاي مختلف رانندگي است، با توجه به آنکه شرايط رانندگي (وزن خودرو، بار رانندگي، شرايط جاده و ترافيک و ...) متغير است؛ کنترلر طراحي شده دقت خوبي دارد و حساسيت سامانه نسبت به تغييرات به خوبي نشان داده شده است. همچنين الگوي کاملي که براي شبيه‌سازي حرکت طولي خودرو آورده شده است؛ باعث افزايش دقت اين کار نسبت به ديگر کارها، شده است.

۵- نتيجه‌گيري

در اين مقاله کنترل حرکت يک خودروي سواري در جاده‌هاي شهري و بزرگراه‌ها براي ايمني و آسايش بيشتر رانندگان و کاهش مصرف سوخت به خوبي انجام شده است. يک سامانه ACC به همراه سامانه ايست و حرکت، در ترافيک با سرعت‌هاي پايين، توسعه يافته است. کنترلر طولي خودرو شامل الگوريتم‌هاي کنترل سرعت و الگوريتم کنترل فاصله خودرو است. قوانين کروز کنترل تطبيقي پيشنهاد شده براي خودروها برحسب مشخصه‌هاي عملگر ترمز و دريچه گاز بيان شده‌اند. استفاده از اين قوانين باعث افزايش راحتي و امنيت خواهد شد. عملکرد کنترل سرعت و فاصله خودرو در موقعيت‌هاي مختلف به صورت رضايت‌بخشي پاسخ داده است. آزمايش کنترلر طراحي شده بر روي يک خودروي واقعي، توسعه يک الگوريتم کنترل مقاوم براي تغييرات شديد بار رانندگي، پايداري سلسله‌اي خودرو در SG کروز کنترل‌ها و نيز توسعه قوانين کنترلي ترمز- دريچه گاز براي SG پيشنهاد شده‌اند.

۶- فهرست علائم

جدول (۲): برخي علائم اختصاري استفاده شده

M (kg)	جرم خودرو
η_{tot}	بازده کلي موتور
a (m/s^2)	شتاب خودرو
α	شيب جاده
r	شعاع چرخ خودرو
A (m^2)	سطح مقطع عمودي خودرو
F_b (N)	نيروي ترمزي
(m/s^2)g	شتاب گرانش زمين
T (N.m)	گشتاور نيروهاي مقاوم وارد بر خودرو
ω (rad/s)	سرعت دوراني چرخ

۷- مراجع

[۱] Venhovens, P. Naab, K. and Adiprasito, B., "Stop and go cruise control", International Journal of Automotive Technology, vol. 1, no. 2, pp. 61–69, 2000.

[۲] Persson, M., Botling, F., Hesslow, E., and Johansson, R., "Stop & Go Controller for Adaptive Cruise Control", Proceedings of the International Conference on Control Applications , pp. 1692-1697, August, 1999.

[۳] Pavković, D., Deur, J., Jansz, M., and Peric, N., "Adaptive control of automotive electronic throttle", Control Engineering Practice, vol. 14, pp.121–136, 2006.

[۴] Naranjo, J. E., González, C., García, R., and Pedro, T. D., "ACC + Stop & Go Maneuvers with Throttle and Brake Fuzzy Control", IEEE Transactions On Intelligent Transportation Systems, vol. 7, no. 2, pp. 213–225, 2006.

[۵] Coen, T., Anthonis, J., and Baerdemaeker, J. D., "Cruise control using model predictive control with constraints", Computers and electronics in agriculture, vol. 3, pp. 227–236, 2008.

[۶] Byun, Y., Kim, M., Mok, J., and Kim, Y., "Longitudinal Control of Bimodal-tram using Sliding Mode Control", International Conference on Control, Automation and Systems, pp. 1439–1442, 2008.

[۷] Yiting, L., Ozguner, U., "Intelligent Cruise Control Stop and Go with and without Communication", American Control Conference, pp. 4356–4361, 2006.

[۸] Bin, Y., Li, K., and Lian, X., "Longitudinal Acceleration Tracking Control of Vehicular Stop-and-Go Cruise Control System", IEEE International Conference on Networking, Sensing and Control, 2004.

[۹] Naus, G., Ploeg, J., Molengraft, M., Heemels, W., and Steinbuch, M., "Control Engineering Practice Design and implementation of parameterized adaptive cruise control: An explicit model predictive control approach", Control Engineering Practice, vol. 18, no. 8, pp. 882–892, 2010.

[۱۰] Sharifirad, M., "Development and validation for mean value engine models", ASME, Internal Combustion Engine fall technical conference, 2005.

[۱۱] Moskwa, J. J.; and Hedrick, J. K., "Automotive Engine Modeling for Real-Time Control Using", American Control Conference, Green Valley, AZ, pp. 1–15, 1995.

[۱۲] Kim, D., Peng, H., Bai, S., and Maguire, J., "Control of Integrated Power train with Electronic Throttle and Automatic Transmission", IEEE Transactions on Control Systems Technology, vol. 15, no. 3, pp. 474–482, 2007.

[۱۳] Shakouri, P., Ordys, A., and Askari, M. R.," Adaptive cruise control with stop & go function using the state-dependent nonlinear model predictive control approach", ISA transactions, vol. 51, no. 5, pp. 622–31, Sep. 2012.

[۱۴] Rajamani, R.,; Vehicle Dynamics and Control, 1st Edition, USA: Springer, 2006.

[۱۵] Chou, M., and Xia, X., "Optimal cruise control of heavy-haul trains equipped with electronically controlled pneumatic brake systems", Journal of Control Engineering Practice, vol. 15, pp. 511–519, 2007.

[۱۶] Huang, S., Ren, W., "A Vehicle longitudinal control using throttles and brakes", Journal of Robotics and Autonomous Systems, vol. 26, pp. 241–253, 1999.

[۱۷] Liang, H., Chong, K. T., No, T., and Yi, S., "Vehicle longitudinal brake control using variable parameter sliding control", Journal of Control Engineering Practice, vol. 11, pp. 403–411, 2003.

۸- زیرنویس ها

[۱] Longitudinal Vehicle Dynamics
[۲] Adaptive Cruise Control
[۳] Stop and Go
[۴] Self-Tuning Adaptive Controller
[۵] Throttle Angle
[۶] Model Predictive Controller (MPC)
[۷] Headway Distance
[۸] Torque Converter
[۹] Intelligent Cruise Control
[۱۰] Linear Quadratic (LQ) Optimal Control
[۱۱] Automatic Transmissions
[۱۲] String Stability
[۱۳] Jerk
[۱۴] Chatter