

الگوریتم کنترل خودرو برای سامانه کروز کنترل تطبیقی در ترافیک شهری

ندا کرمی محمدی^{۱*}؛ شهرام آزادی^۲؛ سیدعلی جزایری

چکیده

برای کنترل سرعت خودرو در بزرگراه‌ها و فاصله خودرو در ترافیک شهری، قوانین کنترل دینامیک طولی خودرو برای یک خودروی سواری پیشنهاد داده شده است. در این مقاله معادلات دینامیک غیرخطی و کاملی از دینامیک طولی یک خودرو شامل موتور و سامانه انتقال حرکت آورده شده است. همچنین کنترلر دارای دو حلقه داخلی و خارجی است. کنترلر حلقه داخلی شامل دو کنترلر مجزا برای کنترل گشتاور موتور و گشتاور ترمز است که نقش آن ردیابی شتاب مطلوب بدست آمده توسط کنترلر حلقه خارجی با استفاده از کنترلر گشتاور موتور، ترمز و کلیدزنی بین آن دو است. کنترلر حلقه خارجی شامل دو الگوریتم کنترل سرعت و کنترل فاصله است و نقش آن تولید پروفیل شتاب مطلوب است که با ردیابی آن توسط خودرو، کنترل فاصله و سرعت خودرو انجام می‌شود. در این مقاله پروفیل شتاب مطلوب به خوبی از حل مسأله کنترل بهینه خطی بدست آمده است. استفاده از این کنترلر دو لایه به همراه یک الگوی کامل خودرو باعث افزایش دقت کار نسبت به کارهای قبلی شده است، همچنین در طراحی این کنترلر به عوامل راحتی و امنیت سرنشینان توجه شده است. نشان داده شده است که عملکرد کنترلر سرعت و فاصله خودرو در موقعیت‌های مختلف به صورت رضایت بخشی پاسخ داده است.

کلمات کلیدی: کروز کنترل خودرو، الگوی مقدار متوسط موتور اشتعال جرقه‌ای، دریچه گاز، ترمز، کنترل بهینه خطی

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

تاریخ دریافت مقاله: ۱۳۸۸/۱۱/۲۱

تاریخ اصلاحات مقاله: ۱۳۹۱/۲/۴

*^۱ نویسنده مسئول و کارشناسی ارشد، دانشگاه خواجه نصیر طوسی، دانشکده مهندسی مکانیک؛ nkaramim@yahoo.com

^۲ استادیار، دانشگاه خواجه نصیر طوسی، دانشکده مهندسی مکانیک؛ azadi@kntu.ac.ir

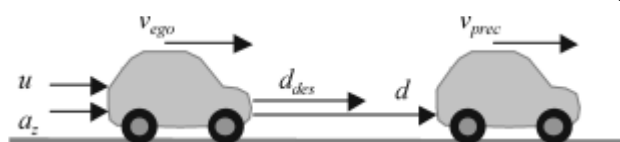
پهنای باند سامانه کنترلی دینامیک طولی خودرو به علت کاهش فاصله پیشروی^۷ و نیز پاسخگو بودن در ترافیک شدید بزرگراه‌های شهری باید بیشتر شود. از آنجا که نسبت سرعت در پمپ مبدل گشتاور^۸ و سرعت توربین به مقدار زیادی تغییر می‌نماید، قوانین کنترل ترمز- گاز باید با توجه به سامانه انتقال قدرت خودرو و دینامیک سامانه ترمز طراحی شود [۷]. کنترل بهینه درجه گاز برای خودروی ACC بدون در نظر نگرفتن دینامیک ترمز نیز بررسی شده است [۸].

در بیشتر کارهای قبلی انجام شده در زمینه تعقیب خودرو فرض شده که مبدل گشتاور قفل شده است و یا تغییرات نسبت سرعت مبدل گشتاور ناچیز در نظر گرفته شده است و مشخصه‌های مبدل گشتاور در مسئله کنترلی در نظر گرفته نشده است. اگرچه این فرضیات در خودروهای کروز کنترل هوشمند^۹ ICC و بزرگراه‌های خودکار، که با سرعت‌های بالاتر حرکت می‌نمایند، درست هستند، اما در موقعیت‌های رانندگی SG قابل اعمال نیستند. مبدل گشتاور، نقش مهمی در موقعیت‌های رانندگی SG دارد و باید در توسعه قانون کنترل درجه گاز- ترمز به شمار آید.

در این مقاله از یک الگوی ریاضی کامل برای شبیه‌سازی خودرو استفاده شده است، همچنین الگوریتمی برای کنترل سرعت خودرو و کنترل فاصله دو خودرو نسبت به هم برای یک خودروی SG پیشنهاد شده است. کنترلر دارای دو حلقه داخلی و خارجی است که در شکل (۲) نشان داده شده است. کنترلر حلقه خارجی، مستقل از خودرو، شتاب مطلوب a_{hd} را برای خودرو مشخص می‌کند. در این بخش برای کنترل سرعت از کنترلر P و برای کنترل فاصله از تئوری کنترل بهینه خطی مرتبه دوم^{۱۰} استفاده شده است. کنترلر حلقه داخلی (وابسته به خودرو) سیگنال‌های کنترلی ترمز و درجه گاز (u_{th}, u_{br}) را معین می‌نماید که برای رسیدن به شتاب مطلوب مورد نیاز است. برای محاسبه زمان واقعی که ورودی درجه گاز و ترمز برای رسیدن به شتاب مطلوب نیاز دارند، کنترلر داخلی از الگوهای ریاضی دینامیکی خودرو و نگاشت‌های موتور استفاده می‌نماید. با روشن شدن سامانه کنترلی توسط راننده، سرعت مطلوب بدست می‌آید. استفاده از این نوع کنترلر و نیز یک الگوی ریاضی غیرخطی و کامل برای خودرو باعث افزایش قابلیت‌های این سامانه نسبت به دیگر موارد شده است. قانون کنترل برای تعویض ترمز- گاز با توجه به مبدل گشتاور و سامانه دینامیک ترمز طراحی شده است.

کنترل حرکت طولی خودرو^۱ برای آسایش راننده، کاهش تصادفات، فراهم نمودن شرایط ایمنی و نیز کاهش مصرف سوخت و آلودگی؛ در سطوح مختلف و توسط محققان و کارخانه‌های اتومبیل‌سازی بسیاری دنبال شده است. با افزایش تصادفات گسترده که ناشی از بی‌احتیاطی راننده و دقت نکردن در کنترل خودرو است و همچنین با توجه به گسترش روز افزون خودروها در شهرها و ایجاد پدیده‌ای به نام ترافیک، نقش راننده تغییر نموده و نیاز به ایجاد سامانه‌هایی برای کنترل حرکت خودرو است. در سال ۱۹۴۵، اولین سامانه کنترل سرعت خودرو ابداع شد؛ که فقط برای ثابت نگه داشتن سرعت خودرو در یک مقدار مطلوب بود. از سال ۱۹۹۹ یک نوع جدید از سامانه‌های پیشرفته کنترل طولی؛ سامانه‌های کروز کنترل تطبیقی^۲ ACC، طراحی شدند تا در سرعت‌های کم نیز قادر به تعقیب خودروی جلویی باشند. عملکرد این نوع کنترلرهای طراحی شده بر روی خودروهای واقعی آزمایش شد [۲].

اگرچه امروزه سامانه‌های کروز کنترل تطبیقی در صدر تحقیقات روز قرار دارند، اما محدودیت سامانه‌های کروز کنترل تطبیقی آن است که برای سرعت‌های بالاتر از 40 km/h تعریف شده است، بدین منظور برای رفع این مشکل در سامانه‌های کنترلی جدید برای سرعت‌های بین 0 تا 30 km/h از کنترلر توقف و حرکت^۳ (SG) استفاده می‌شود و بین این دو سرعت همان حالت قبلی حفظ می‌شود. شروط اولیه برای تحقق یک سامانه کروز کنترل توقف و حرکت توسط ونهونز بیان شده است [۱].



شکل (۱): نمای یک سامانه ACC و حفظ فاصله خودرو

در سال ۲۰۰۶، کنترلر تطبیقی خودتنظیم^۴ به همراه کنترلر PID برای درجه گاز الکترونیکی خودرو طراحی و آزمایش شد [۳]. همچنین نرنجو، مانورهای ACC و SG را با کنترل فازی ترمز درجه گاز^۵ انجام داد [۴]. در سال ۲۰۰۸ کوئن؛ با استفاده از الگوی پیش‌بین مقید^۶ کنترلی را برای خودروی ACC طراحی نمود، این الگوی پیش‌بین، معادلات بهینه را با قیود داده شده حل می‌نماید [۵]. کنترلر بهینه دینامیک طولی برای واگن‌های برقی نیز با استفاده از روش کنترلی مود لغزش بررسی شده است [۶]. در موقعیت‌های رانندگی ایست و حرکت،

$$\dot{m}_{at} = MAX_m \cdot TC \cdot PRI = 0.212 \cdot C_d \frac{P_o}{\sqrt{T_o}} A(\theta) \beta(P_r) \quad (1-1)$$

که در آن MAX_m حداکثر نرخ جریان عبوری از دریچه گاز، TC مشخصه نرمالیزه شده دریچه گاز به عنوان تابعی از زاویه آن، اثر نسبت فشار نرمالیزه، T_o و P_o دما و فشار بالادست جریان هستند. P_r نسبت فشار دو طرف دریچه گاز و P_m فشار منیفولد ورودی و θ_o زاویه دریچه هنگام بسته بودن ($\theta_o \approx 5^\circ$) است. ضریب C_d برای جبران خطاهای ناشی از ساده‌سازی معادله دریچه گاز است که به صورت تجربی بدست می‌آید (در اینجا $C_d = 0.55$).

$$\beta(P_r) = \begin{cases} \frac{1}{0.74} \sqrt{P_r^{0.4404} - P_r^{2.3086}} & \text{if } P_r \geq 0.4125 \\ 1 & \text{if } P_r < 0.4125 \end{cases} \quad (2-1)$$

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

$$\sigma = \sqrt{1 - \left(\frac{d}{D}\right)^2} \quad \delta = \sqrt{1 - \left(\frac{d \cos(\theta_o)}{D \cos(\theta + \theta_o)}\right)^2} \quad (3-1)$$

۲-۲- الگوی ریاضی منیفولد ورودی

نقش منیفولد ورودی؛ توزیع یکنواخت هوا بین سیلندرها است. منیفولد ورودی بصورت یک حجم کنترل در نظر گرفته می‌شود که هوا از بخش دریچه گاز به آن وارد و از سوپاپها از آن خارج می‌شود. با فرض اینکه تغییرات دما در منیفولد ثابت باشد و گاز درون منیفولد از قانون گاز کامل تبعیت نماید؛ از قانون بقای جرم می‌توان نوشت:

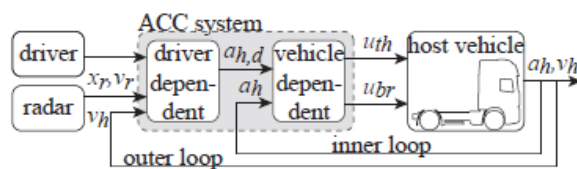
$$\frac{dm_m}{dt} = \dot{m}_{ath} - \dot{m}_{acyl} \quad (2)$$

$$\dot{P}_m = \frac{RT_m}{V_m} (\dot{m}_{ath} - \dot{m}_{acyl}) \quad (3)$$

که در آن \dot{m}_{acyl} جریان هوای ورودی به سیلندر و V_m, T_m, P_m به ترتیب فشار، دما و حجم منیفولد ورودی هستند. رابطه (۴) بیانگر نرخ جریان هوای ورودی به سیلندرها است [۱۰]:

$$\dot{m}_{acyl} = \frac{V_d}{2RT_m} \times [s(N)P_m - y(N)] \times N \quad (4)$$

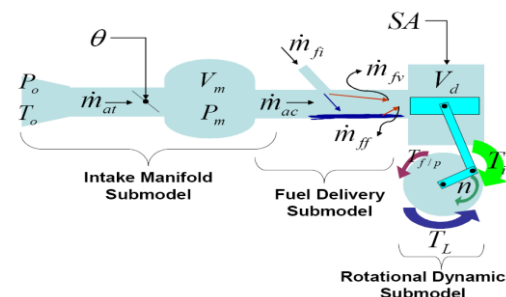
که در آن V_d حجم جابجایی موتور و N دور موتور است. ضرایب s و y برای هر موتور معین تابع ضعیفی از دور موتور هستند که با آزمایش بدست می‌آیند و به علت تغییرات اندک آنها نسبت به دور ثابت در نظر گرفته می‌شوند. یکی از مهم‌ترین ویژگی این معادله تغییر اندک این دو عامل در موتورهای متفاوت است [۱۱]. ($s=0.905, y=0.604 \text{ bar}$)



شکل (۲): نمای حلقه‌های کنترلی ACC [۹]

۲- شبیه‌سازی دینامیک طولی خودرو

دو عنصر اصلی در شبیه‌سازی دینامیک طولی خودرو، دینامیک سامانه انتقال قدرت و دینامیک خودرو است. سامانه انتقال قدرت خودرو شامل موتور، مبدل گشتاور، جعبه دنده خودکار، دیفرانسیل، محورها و چرخها است. در این مقاله از اطلاعات فنی خودروی سمند برای شبیه‌سازی استفاده شده است. از بین الگوهای موتور، الگوی ریاضی مقدار متوسط؛ ضمن دارا بودن سرعت محاسباتی مناسب و دقت خوب در تخمین متغیرهای موتور، در کنترل موتور نیز کاربرد وسیعی دارد، بدین دلیل از این الگوی ریاضی استفاده شده است.



شکل (۳): نمای زیر اجزای موتور در الگوی مقدار متوسط [۱۰]

الگوی مقدار متوسط موتور را می‌توان به سه زیرالگوی دینامیک گاز، دینامیک سوخت و دینامیک بار تقسیم‌بندی نمود. از زیرالگوی دریچه گاز و منیفولد ورودی؛ فشار منیفولد و دبی جرمی ورودی به سیلندرها، محاسبه می‌شود. زیرالگوی دینامیک سوخت؛ دبی سوخت وارد شده به سیلندرها و زیرالگوی تولید گشتاور و دینامیک دورانی؛ تغییرات دور را محاسبه می‌نمایند.

۲-۱- الگوی ریاضی دریچه گاز

برای کنترل گشتاور تولیدی موتور باید جریان هوای ورودی به موتور کنترل شود. این امر توسط دریچه گاز انجام می‌شود. دریچه گاز بر اساس معادله جریان آیزونتروپیک حاکم بر یک اوریفیس طراحی می‌شود. در این الگو میزان هوای گذرنده از دریچه گاز \dot{m}_{ath} برحسب میزان زاویه باز شدگی دریچه θ و نسبت فشار دو طرف دریچه گاز ($P_r (= p_m / p_o)$) بیان می‌شود [۱۰]:

۲-۳- الگوی ریاضی تولید گشتاور و دینامیک دورانی

مقدار گشتاور ترمزی موتور، تابعی از عوامل مختلف است که مهم‌ترین آنها ویژگی‌های طراحی، میزان هوای ورودی به سیلندرها، دور، نسبت هوا به سوخت و آوانس جرعه است. گشتاور ترمزی را می‌توان با استفاده از روابط رگرسیونی طراحی نمود. در این روش با اندازه‌گیری گشتاور ترمزی و ثبت پارامترهای مختلف، تابعی برای گشتاور بدست می‌آید. راه دیگر استفاده از الگوهای فیزیکی تولید گشتاور است که براساس مفهوم گشتاور اندیکاتوری و تلفاتی بنا شده است. در این الگوها ابتدا گشتاور اندیکاتوری و تلفاتی محاسبه شده و سپس گشتاور ترمزی بدست می‌آید. اثرات نسبت هوا به سوخت و آوانس جرعه بصورت توابع نرمال شده بر روی گشتاور اندیکاتوری اعمال می‌شود. بنابراین گشتاور ترمزی برابر با رابطه (۵) خواهد بود:

$$T_b = T_i \times AFI \times SI - T_{f/p} \quad (5)$$

که در آن $T_b, T_i, T_{f/p}$ بترتیب گشتاور تلفاتی، اندیکاتوری و ترمزی هستند. توابع AFI, SI بیانگر اثر آوانس جرعه و نسبت هوا به سوخت بر گشتاور تولیدی است [۱۰].

برای محاسبه دور موتور الگوی دینامیک دورانی بکار می‌رود. رابطه حاکم عبارت است از:

$$\omega(t) - \omega(t_0) = \frac{1}{J_e} \int_{t_0}^t (T_b - T_{load}) dt \quad (6)$$

که مقدار ممان اینرسی موتور سمند $J_e = 0.285 \text{ kg.m}^2$ است. در سامانه انتقال قدرت خودرو، جعبه دنده خودکار و مبدل گشتاور را به کار گرفتیم. مبدل گشتاور، طبق قوانین هیدرولیکی طراحی شده است. با استفاده از نسبت گشتاور μ

$$\mu = \frac{T_T}{T_P} \quad (7)$$

و نسبت سرعت V

$$V = \frac{\omega_T}{\omega_P} \quad (8)$$

و از مقادیر مشخصه $k(V)$ که به صورت تجربی بدست آمده‌اند، گشتاور منتقل شده از موتور به جعبه دنده بدست می‌آید. ω سرعت زاویه‌ای و زیرنویس‌های P و T مربوط به پمپ و توربین است [۱۲]-[۱۳].

نیروی کلی وارد بر هر چرخ بستگی به نیروی عمودی وارد بر تایر، نسبت لغزش طولی و ضریب اصطکاک تایر- جاده دارد. در اینجا از لغزش تایرها صرف‌نظر شده است. ترمز این خودرو یک سامانه سروشیر در نظر گرفته شده است. در معادله (۹) تعادل نیروها در امتداد محور طولی خودرو بیان شده است:

$$\frac{1}{r} \left(\underbrace{M_{eng} \cdot i_{tot} \cdot \eta_{tot}}_{T_w} + T_b \right) = m \cdot \dot{v} + \underbrace{m \cdot g \cdot f \cdot \cos \alpha + m \cdot g \cdot \sin \alpha}_{F_{rolling-resistance}} + \underbrace{\frac{\rho}{2} \cdot A \cdot c_d \cdot v^2}_{F_{aerodynamic}} \quad (9)$$

که در آن از راست به ترتیب نیروهای دراک ایرودینامیکی، مقاومت گرانش بالاروی، مقاومت غلتشی، مقاومت شتاب و نیروی وارد به چرخ از طریق موتور و ترمز آورده شده است [۱۳]. با معلوم بودن نیروهای مقاوم و نیروی رانشی می‌توان سرعت خودرو را محاسبه نمود.

$$V(t) - V(t_0) = \frac{1}{M} \int_{t_0}^t (F_{trac} - (F_r + F_D + F_G) - F_{brake}) dt \quad (10)$$

جدول (۱): کمیت‌های موتور و خودرو

مقادیر عددی	نام کمیت	علامت اختصاری
۰/۵۵	ضریب درگ خودرو	C_d
۰/۲۸۵	ممان اینرسی موتور	$J_e \text{ (Kg.m}^2\text{)}$
۸	قطر محور دريچه گاز	$d \text{ (mm)}$
۴۲	قطر گلوگاه دريچه گاز	$D \text{ (mm)}$
۵	زاویه دريچه هنگام بسته بودن	$\theta_0 \text{ (deg)}$
۰/۰۱۵	ضریب اصطکاک	f

۳- طراحی کنترلر

مسائل مربوط به تعقیب خودروها برای اعمال در خودروهای کروز کنترل هوشمند و بزرگراه‌های خودکار، به شدت در دهه اخیر مورد توجه قرار گرفته است. هدف استفاده از کنترلر SG خودکار نمودن بخشی از دینامیک طولی خودرو به منظور کاهش بار رانندگی بر راننده، در ترافیک شهری است. کنترلر دینامیک طولی خودرو در یک سامانه ACC شامل دو حالت پایدار عملکرد است:

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

در حالت کنترل فاصله؛ خودرو باید قادر به پایداری انفرادی خود باشد؛ به این صورت که وقتی خودروی پیشرو با سرعت ثابت حرکت می‌نماید؛ هر خطای فاصله بین دو خودرو باید به صفر همگرا شود. همچنین حفظ پایداری سلسله‌ای^{۱۲} به صورتی که خطای فاصله تقویت نشود؛ نیز مطلوب است [۱۴].

کنترلر با دو حلقه داخلی و خارجی باعث افزایش قابلیت‌های سامانه می‌شود. کنترلر حلقه داخلی برای کنترل فاصله، به دو کنترلر مجزای دريچه گاز و ترمز تقسیم‌بندی شده است و کنترلر حلقه خارجی برای کنترل سرعت خودرو به کار رفته است. بلوک دیاگرام شکل (۴) عملکرد الگوریتم‌های کنترل فاصله و سرعت را نشان می‌دهد که با قانون کنترل دريچه گاز- ترمز ترکیب شده است. فاصله و سرعت نسبی در رابطه

با خودروی جلویی و سرعت انتخابی اولیه به کنترلر داده می‌شود. با مقایسه فاصله پیشروی و فاصله تا خودروی جلویی حالت کنترلی بین کنترل سرعت و کنترل فاصله به صورت زیر انتخاب می‌شود:

اگر $d_r > d_{h,s} + d_{offset}$ باشد، کنترل سرعت مناسب است و در غیراین صورت از حالت کنترل فاصله باید استفاده شود. d_r فاصله دو خودرو نسبت به هم، $d_{h,s}$ فاصله پیشروی مقیاس شده است که توسط رادار اندازه‌گیری می‌شود و d_{offset} فاصله آفست است.

تنظیم شده v_{set} میل نماید، به صورت رابطه (۱۳) است:

$$a_{des} = K(v_{set} - v_{cc}) \quad (13)$$

که K ضریب بهره است و سرعت تنظیم شده v_{set} به صورت رابطه (۱۴) تعریف می‌شود:

$$v_{set} = v_p + v_{offset} \quad (14)$$

که v_{offset} اختلاف سرعت ثابت بین دو خودرو است که در این مطالعه برابر با 5 km/h در نظر گرفته شده است. برای تضمین آنکه حالت کنترل سرعت در یک زمان محدود به حالت کنترل فاصله تغییر کند، سرعت v_{set} در معادله (۱۴) استفاده شده است.

بهره K طوری تنظیم شده است که جرک (مشتق شتاب)^{۱۳} خودروی کنترل شده را محدود نماید؛ که در این مطالعه مقدار 0.8 برایش در نظر گرفته شده است.

۳-۲- حالت کنترل فاصله شتاب مطلوب

روش کنترل بهینه خطی برای طراحی شتاب مطلوب در حالت کنترل فاصله استفاده شده است. الگوی فضای حالت را برای خودروی SG-ACC و خودروی جلویی می‌توان به صورت زیر بدست آورد:

$$\dot{x} = Ax + Bu + \Gamma w = \begin{bmatrix} 0 & -1 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} x + \begin{bmatrix} 0 \\ -1 \end{bmatrix} u + \begin{bmatrix} ct_h \\ 1 \end{bmatrix} w \quad (15)$$

که متغیرهای حالت عبارتند از:

$$x^T = [x_1 \quad x_2]^T = [d_{h,s} - d_r \quad v_p - v_{cc}]^T \quad (16)$$

که در آن ورودی u شتاب خودروی کنترل شده و اغتشاش w شتاب خودروی پیشرو است. d_r فاصله نسبی بین خودروی کنترل شده و خودروی جلویی است و v سرعت خودرو است. زیرنویس‌های p و cc خودروی جلویی و خودروی کنترل شده را مشخص می‌نمایند.

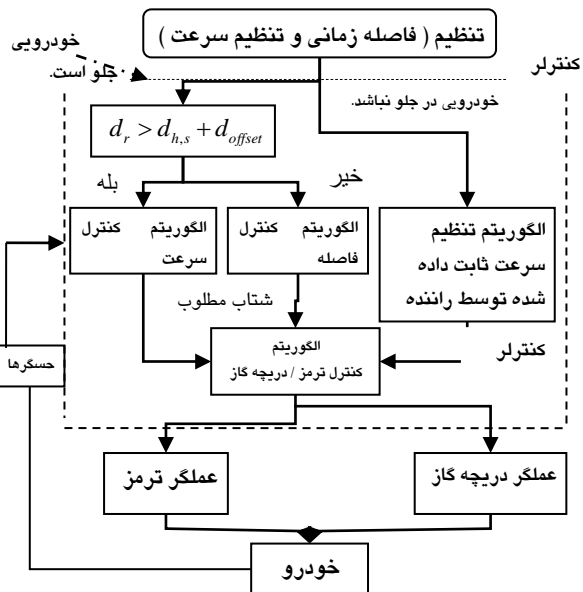
برای طراحی کنترل بهینه، تابع معیار به صورت رابطه (۱۷) انتخاب شده است [۱۵]:

$$J = \int_0^{\infty} (x^T Q x + u^T R u) dt \quad (17)$$

در اینجا ماتریس‌های Q و R به صورت رابطه (۱۸) تعریف شده‌اند:

$$Q = \begin{bmatrix} \rho_1 & 0 \\ 0 & \rho_2 \end{bmatrix}, \quad R = [\gamma] \quad (18)$$

ضرایب وزنی، ρ_i و γ با هدف تامین راحتی رانندگی و حداقل انرژی کنترل انتخاب شده‌اند. در این مطالعه؛ براساس تجربه و سعی و خطا مقادیر $\rho_1 = 1$ ، $\rho_2 = 6$ و $\gamma = 8$ در نظر گرفته شده است. قانون کنترل پسخوراند حالت، به صورت $u = -K \cdot x$ است که در آن ماتریس ضرایب k به صورت رابطه (۱۹) خواهد بود:



شکل (۴): الگوریتم کنترل طولی خودرو

رابطه بین سرعت خودرو و فاصله مطلوب به صورت روابط (۱۱) و (۱۲) است:

$$d_{h,s} = d_{min} + v_{pre} t_h \quad (11)$$

$$\dot{v}_{pre} = u_{des} + a_z \quad (12)$$

که در آن t_h زمان پیشروی (۱/۲ ثانیه) و d_{min} حداقل فاصله خودرو در سرعت صفر است. u_{des} شتاب مطلوب خودرو و a_z شتاب خودروی عقبی است. برای تشخیص شتاب مطلوب؛ هنگام تعقیب خودروی جلویی (برای کنترل سرعت و فاصله نسبی دو خودرو) از تئوری کنترل بهینه خطی با معیار مجزوری استفاده شده است.

۳-۱- حالت کنترل سرعت

اگر فاصله نسبی خودرو بزرگتر از فاصله پیشروی مقیاس شده، d_{des} ، به اضافه فاصله جبرانی d_{offset} باشد، شتاب مطلوب با استفاده از یک کنترل تناسبی ساده طراحی می‌شود، به طوریکه سرعت خودروی کنترل شده تمایل دارد به سرعت

$$u_{sat} = sat(u) = \begin{cases} u_{max} & \text{if } u \geq u_{max} \\ u & \text{if } u_{min} < u < u_{max} \\ u_{min} & \text{if } u \leq u_{min} \end{cases} \quad (23)$$

که به این صورت از ایجاد شتاب‌های زیاد جلوگیری شده است. $u = -K \cdot x = -(k_1 x_1 + k_2 x_2)$ (24)

که در آن نسبت میرایی فیلتر $\zeta = 1$ و فرکانس قطع $\omega = 5 \text{ rad/s}$ در نظر گرفته شده است. مقدار u_{min} برابر با 2 m/s^2 و مقدار u_{max} برابر 1 m/s^2 در نظر گرفته شده است که کیفیت راحتی سواری را تامین می‌نماید و برای جلوگیری از استفاده دنده معکوس در حین شتاب‌گیری است. در این روش یک حد اشباع برای مشتق شتاب و شتاب خودرو در نظر گرفته شده است. معلوم شده است؛ تا زمانی که شتاب تا مقدار $2/5 \text{ m/s}^2$ کاهش یابد، راحتی راننده تامین می‌شود [17]. بنابراین شتاب مطلوب a_{des} در محدوده‌ای بین 1 m/s^2 تا 2 m/s^2 در نظر گرفته شده است.

۳-۳- قانون تعویض گاز- ترمز

بسته به آنکه خودروی کنترل شده باید چه مقداری از شتاب مطلوب را دنبال نماید، کنترلر سیگنالی را به دریچه گاز یا ترمز ارسال می‌کند [16]. شکل (6) خط تعویض حداقل شتاب خودرو را وقتی که زاویه دریچه گاز بسته است برحسب سرعت خودرو با یک لایه مرزی نشان می‌دهد. خط حداقل شتاب به عنوان خط تعویض در کنترلر دریچه گاز/ ترمز استفاده می‌شود. لایه مرزی برای جلوگیری از فرکانس تعویض به وجود آمده است.

حتی وقتی که دریچه گاز به طور کامل بسته است، جریان هوا هنوز (از راه بای‌پس دریچه) می‌تواند به منیفولد وارد شود، بنابراین برای منیفولد یک فشار حداقلی P_{ct} و گشتاور τ_{ct} در حالت دریچه بسته به وجود می‌آورد. این دو عامل با دور موتور تغییر نموده و در پائین‌ترین قسمت نگاشت موتور تعریف شده‌اند. بنابراین گشتاور موتور به دو دسته تقسیم می‌شود؛ گشتاور τ_{ct} در حالت دریچه بسته و گشتاور τ_{ec} در حالت دریچه باز (حالت معمولی). می‌توان شتاب باقی‌مانده را در نبود ورودی کنترلر تعریف نمود:

$$\tau_{ec} = \tau_b = 0 \quad (25)$$

$$a_{resid} = \frac{1}{\beta} (T_{ct} - R_g \cdot r_w (F_{roll} + F_{air} + F_g)) \quad (26)$$

حال برای حذف اثرات چتر^{۱۴} با در نظر گرفتن مقدار هیستریزس $\Phi = 0.05 \text{ m/s}^2$ ، می‌توان از معیارهای زیر برای تعویض گاز به ترمز و برعکس استفاده نمود [17]:

$$K = R^{-1} B^T P \quad (19)$$

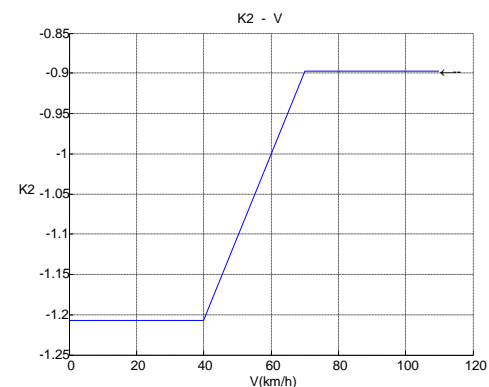
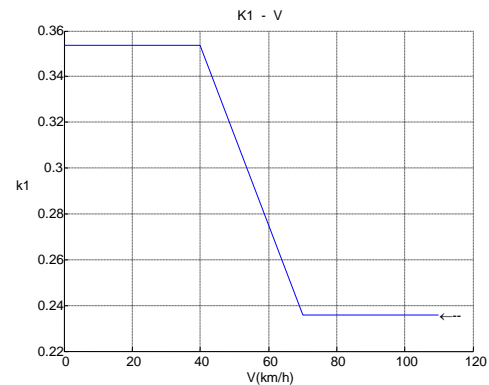
و ماتریس P از حل معادله ریکاتی رابطه (20) بدست می‌آید:

$$A^T P + PA - PBR^{-1} B^T P + Q = 0 \quad (20)$$

بنابراین شتاب مطلوب به صورت رابطه (21) خواهد بود:

$$a_{des}(t) = u(t) = -Kx \\ = -k_1(v_{cc}(t)) \cdot (d_{h,s}(t) - d_r(t)) - k_2(v_{cc}(t)) \cdot (v_p(t) - v_{cc}(t)) \quad (21)$$

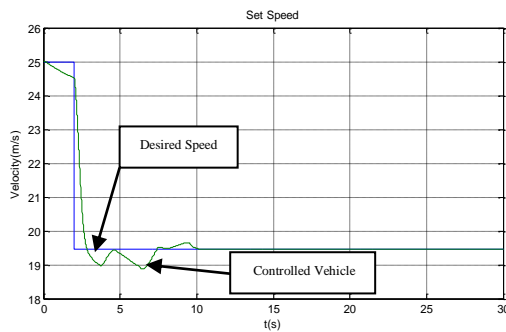
در معادله بالا، $k_1(\cdot)$ و $k_2(\cdot)$ بهره‌های کنترلی به عنوان تابعی از سرعت خودرو $v_{cc}(t)$ هستند که با تنظیم ماتریس‌های وزنی Q و R بدست آمده‌اند. این مقادیر در شکل (5) آورده شده‌اند.



شکل (5): بهره‌های کنترلی $k_1(\cdot)$ و $k_2(\cdot)$ به عنوان تابعی از سرعت خودرو

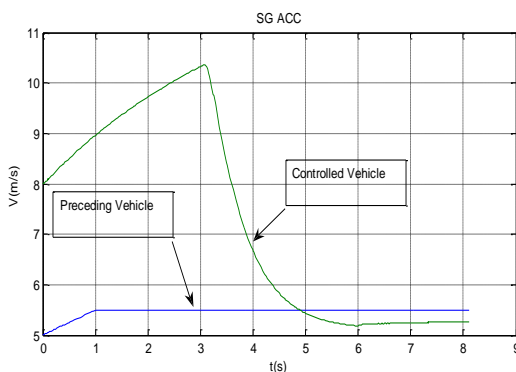
وقتی خودرویی ناگهان وارد مسیر خودروی دارای سامانه کنترلی می‌شود، کنترلر با قانون کنترلی $u = -Kx$ ، شتاب‌های بزرگی ایجاد نموده و باعث ناراحتی سرنشینان می‌شود. بدین منظور، برای جلوگیری از شتاب‌های بزرگ و تضمین راحتی و امنیت بیشتر در بدترین شرایط رانندگی، با استفاده از یک تابع اشباع و یک فیلتر درجه دوم؛ شتاب مطلوب، مقدار a_{des} محاسبه شده است:

$$\frac{a_{des}}{u_{sat}} = \frac{\omega^2}{s^2 + 2\zeta\omega s + \omega^2} \quad (22)$$

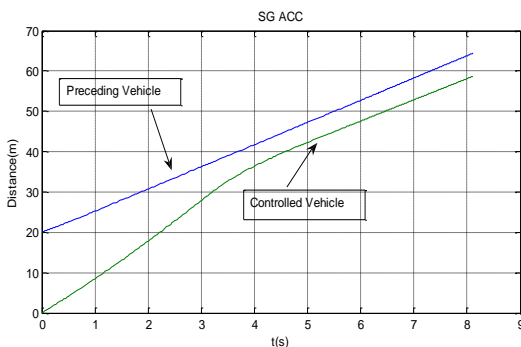


شکل (۷): منحنی سرعت برای خودروی کروز کنترل

آزمایش‌های تعقیب خودروی جلویی با استفاده از دو خودرو؛ یکی در جلو و دیگری خودروی کنترلی در عقب انجام شده است. مانور (۱) در حالت کنترل فاصله به این صورت است که خودروی جلویی با سرعت ثابت بسیار کمتر از خودروی عقبی در حال حرکت است، بنابراین خودروی عقب باید سریع سرعت خود را کاهش داده و قبل از رسیدن به خودروی جلویی در فاصله امن قرار گرفته تا بتواند با تنظیم سرعت خودرو در فاصله‌ای ایمن قرار گیرد.



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

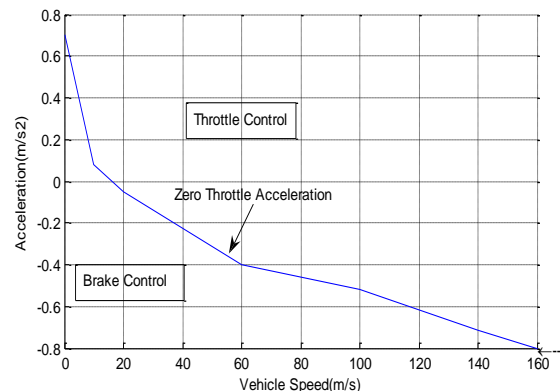


شکل (۹): منحنی فاصله در حالت کنترل فاصله (مانور ۱)

در این حالت با توجه به نمودار جابجایی مشاهده می‌شود که خودروی عقبی با رعایت حداقل فاصله ایمن، خودروی جلویی را دنبال می‌کند.

مانور (۲) در حالت کنترل فاصله به این صورت است که خودروی جلویی دارای سرعت 36 km/h است که تحت شرایط

$$\begin{aligned} a > a_{resid} + \Phi &\Rightarrow \text{Throttle} \\ a < a_{resid} - \Phi &\Rightarrow \text{brake} \\ a_{resid} + \Phi \geq a \geq a_{resid} - \Phi &\Rightarrow \text{Hold} \end{aligned} \quad (27)$$



شکل (۶): قانون تعویض گاز - ترمز برای خودروی SGACC

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

$$\alpha_{des} = \alpha_f + K_p(a_{des} - a) + K_I \int (a_{des} - a) dt \quad (28)$$

در کنترلر حلقه دوم؛ الگوی ریاضی برای موتور در نظر گرفتیم که با توجه به ورودی گشتاور مورد نیاز (برای تامین شتاب مطلوب) زاویه دریچه گاز مناسب را تعیین کند.

گشتاور ترمزی مطلوب از رابطه (۲۹) محاسبه می‌شود:

$$T_{b,des} = -r(M_v a_{des} + F_L) + T_s \quad (29)$$

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

$$P_{d,des} = \frac{1}{K_b} T_{b,des} \quad (30)$$

مقدار $K_b = 850 \text{ Nm/Pa}$ در نظر گرفته شده است. برای کنترل فشار ترمزی از کنترلر PID استفاده شده است:

$$\begin{aligned} u &= g^{-1}(P_{d,des}) + P(P_{d,des} - P_d) + I \int (P_{d,des} - P_d) dt + D(\dot{P}_{d,des} - \dot{P}_d) \\ P_d &= g(u) \end{aligned} \quad (31)$$

۴- نتایج

در شبیه سازی حالت کنترل سرعت؛ سرعت اولیه خودرو فرض شده است که باید به سرعت تنظیم شده توسط راننده که 70 km/h است؛ تغییر یابد. با توجه به نمودار شکل (۷) ملاحظه می‌شود که کنترلر خودرو، در عرض ۱۰ ثانیه، با دقت خوبی سرعت خودرو را به این سرعت می‌رساند.

ترافیک و ...) متغیر است؛ کنترلر طراحی شده دقت خوبی دارد و حساسیت سامانه نسبت به تغییرات به خوبی نشان داده شده است. همچنین الگوی کاملی که برای شبیه‌سازی حرکت طولی خودرو آورده شده است؛ باعث افزایش دقت این کار نسبت به دیگر کارها، شده است.

۵- نتیجه‌گیری

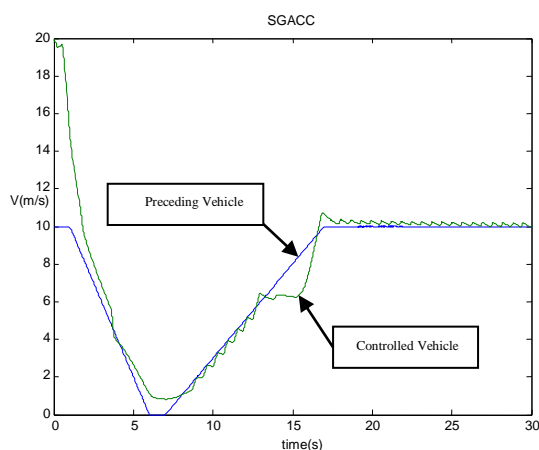
در این مقاله کنترل حرکت یک خودروی سواری در جاده‌های شهری و بزرگراه‌ها برای ایمنی و آسایش بیشتر رانندگان و کاهش مصرف سوخت به خوبی انجام شده است. یک سامانه ACC به همراه سامانه ایست و حرکت، در ترافیک با سرعت‌های پایین، توسعه یافته است. کنترلر طولی خودرو شامل الگوریتم‌های کنترل سرعت و الگوریتم کنترل فاصله خودرو است. قوانین کروز کنترل تطبیقی پیشنهاد شده برای خودروها برحسب مشخصه‌های عملکرد ترمز و دریچه گاز بیان شده‌اند. استفاده از این قوانین باعث افزایش راحتی و امنیت خواهد شد. عملکرد کنترل سرعت و فاصله خودرو در موقعیت‌های مختلف به صورت رضایت‌بخشی پاسخ داده است. آزمایش کنترلر طراحی شده بر روی یک خودروی واقعی، توسعه یک الگوریتم کنترل مقاوم برای تغییرات شدید بار رانندگی، پایداری سلسله‌ای خودرو در SG کروز کنترل‌ها و نیز توسعه قوانین کنترلی ترمز- دریچه گاز برای SG پیشنهاد شده‌اند.

۶- فهرست علائم

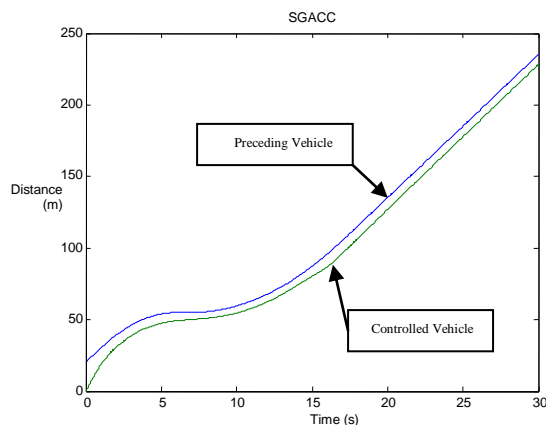
جدول (۲): برخی علائم اختصاری استفاده شده

M (kg)	جرم خودرو
η_{tot}	بازده کلی موتور
a (m/s^2)	شتاب خودرو
α	شیب جاده
r	شعاع چرخ خودرو
A (m^2)	سطح مقطع عمودی خودرو
F_b (N)	نیروی ترمزی
g (m/s^2)	شتاب گرانش زمین
T (N.m)	گشتاور نیروهای مقاوم وارد بر خودرو
ω (rad/s)	سرعت دورانی چرخ

ترافیک، سرعت خود را با شتاب $2 m/s^2$ کم نموده، یک ثانیه به طور کامل می‌ایستد، سپس با شتاب $1 m/s^2$ شروع به حرکت می‌نماید و پس از چند ثانیه با همان سرعت اولیه و ثابت به حرکت خود ادامه می‌دهد. خودروی عقبی نیز که با سرعت $72 km/h$ در حال حرکت است، وقتی در فاصله $20 m$ از خودروی جلویی قرار می‌گیرد، از حالت کنترل فاصله استفاده می‌کند، به طوری که باید با حفظ فاصله مناسب و تعریف شده، خودروی جلو را تعقیب نماید. با توجه به شکل (۱۰) مشخص است که خودروی عقبی به خوبی کنترل شده و با دقت بالایی به کنترل فاصله می‌پردازد.



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



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

نتایج نشان می‌دهند که سامانه به خوبی قادر به کنترل خودرو در حالت‌های مختلف رانندگی است، با توجه به آنکه شرایط رانندگی (وزن خودرو، بار رانندگی، شرایط جاده و

۷- مراجع

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.

[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., Hesselow, E., and Johansson, R., "Stop & Go Controller for Adaptive Cruise Control", Proceedings of the International

- 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.
- 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.
- 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.
- Rajamani, R.,; Vehicle Dynamics and Control, 1st Edition, USA: Springer, 2006.
- 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.
- Huang, S., Ren, W., "A Vehicle longitudinal control using throttles and brakes", Journal of Robotics and Autonomous Systems, vol. 26, pp. 241–253, 1999.
- 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.
- [۱۱] 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.
- [۱۲] 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.
- [۱۳] 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.
- [۱۴] Yiting, L., Ozguner, U., "Intelligent Cruise Control Stop and Go with and without Communication", American Control Conference, pp. 4356–4361, 2006.
- [۱۵] 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.
- [۱۶] 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.
- [۱۷] Sharifirad, M., "Development and validation for mean value engine models", ASME, Internal Combustion Engine fall technical conference, 2005.
- [۴]
- [۵]
- [۶]
- [۷]
- [۸]
- [۹]
- [۱۰]

۸- زیر نویس ها

- ∩ Longitudinal Vehicle Dynamics
- ∪ Adaptive Cruise Control
- ∩ Stop and Go
- ⊖ Self-Tuning Adaptive Controller
- ° Throttle Angle
- ∩ Model Predictive Controller (MPC)
- ∪ Headway Distance
- ^ Torque Converter
- ∩ Intelligent Cruise Control
- ∪ Linear Quadratic (LQ) Optimal Control
- ∩ Automatic Transmissions
- ∪ String Stability
- ∩ Jerk
- ∪ Chatter

