

مدل سازی دینامیکی سیستم تعلیق خودرو

مهران فخرایی^{۱*}، مهران اباذری^۲، عبدالرضا توکلی^۲

^۱گروه مهندسی مکانیک دانشگاه آزاد اسلامی واحد لاهیجان

^۲گروه مهندسی الکترونیک دانشگاه آزاد اسلامی واحد لاهیجان

چکیده

در این مقاله ابتدا به معرفی سیستم های مختلفی که در تعلیق مورد استفاده قرار می گیرند، پرداخته شده و مزایا و معایب هر کدام به طور کلی مورد بررسی قرار گرفته است. اولین گام در تحلیل یک سیستم ارایه یک مدل فیزیکی مناسب و دقیق می باشد. منظور از مدل الزاما مدل پیچیده نیست بلکه مدلی است که رابطه بین متغیرهای حالت سیستم را واقعی تر بیان کند و اهداف طراح آن سیستم را تامین کند. از این مدل های فیزیکی می توان جهت تحلیل پایداری، راحتی سفر و ضرایب سختی فنرها و ضرایب میرایی تحت تاثیر ناهمواری های جاده اشاره کرد. سیستم های تعلیق کنترل پذیر به دو گروه اصلی کنترل پیش خور و کنترل پس خور تقسیم می شود. با توجه به تاخیر زمانی غیرقابل اجتناب در سیستم های کنترل پذیر همواره عملکرد سیستم کنترل شده به طور دقیق متناسب با ورودی تحریک هم زمان نخواهد بود. برای رفع این مشکل از سنسورهایی در خودرو استفاده می شود.

کلمات کلیدی: مدل سازی دینامیک، کنترل، سیستم تعلیق، راحتی سفر، فرمان پذیری، میراکننده، سیستم تعلیق فعال.

۱ مقدمه

اگر همه جاده ها کاملا هموار بودند، و هیچ پستی و بلندی و نیز خمیدگی نداشتند، اصلا نیازی به سیستم تعلیق نبود. وظیفه سیستم تعلیق مصون نگاه داشتن سرنشینان از ضربات انتقالی به چرخ ها در حین حرکت در جاده ها می باشد به این ترتیب، سیستم تعلیق اتاق و سرنشینان آن را از چرخ های جلو و عقب ایزوله کرده و سرنشینان را از حرکت های شدید به بالا و پایین که می تواند در جاده های ناهموار رخ دهد حفظ می کند. اجزاء اصلی سیستم تعلیق، فنرها و کمک فنرها هستند.

در مدل های ارایه شده صرفا به مشخصات فیزیکی سیستم تعلیق که شامل ضرایب میرایی و ضریب سختی آن می باشد توجه می شود و در روابط به دست آمده اثرات شکل هندسی سیستم تعلیق منظور نمی شود. در این مدل مجموعه شناسی، بدنه، موتور و متعلقات بدنه خودرو و به عنوان جرم فنر بندی شده در نظر گرفته شده است. اکسل ها و تایر بعنوان جرم فنر بندی نشده هستند. سیستم تعلیق محور عقب و جلو خودرو صلب می باشد. بنابراین برای مدل هندلینگ در جات آزادی به صورت زیر خواهد بود.

X, Y, Z , جابجایی مرکز ثقل خودرو در صفحه افق
 ϕ دوران جرم فنر بندی شده حول محور غلت
 Y_u جابجایی جانبی مرکز ثقل جرم فنر بندی نشده
 Z_u جابجایی عمودی مرکز ثقل جرم فنر بندی نشده
 ϕ_u زاویه غلت جرم فنر بندی نشده
 $\phi_{s/u}$ زاویه غلت جرم فنر بندی شده نسبت به فنر بندی نشده
 $Z_{z/u}$ جابجایی عمودی جرم فنر بندی شده نسبت به فنر بندی نشده

۲ معادلات حرکت خودرو

جهت نوشتن معادلات مربوط به یک دستگاه مختصات صفحه ای که مبدا آن در مرکز جرم خودرو می باشد در نظر گرفته شده است. (شکل ۱) همان طور که قبلا عنوان شد مدل مذکور دارای سه درجه آزادی است که معادلات حرکت مربوط به آن با استفاده از رابطه نیوتن اولر به صورت زیر نوشته می شود که جهت ساده سازی معادلات بالا فرضیات زیر اعمال می کنیم.

۱- مرکز ثقل کل خودرو و مرکز ثقل قسمت جرم فنر بندی شده بر روی هم قرار دارد بنابراین $\alpha_s = 0$

۲- ممان های اینرسی $I_{yzs}, I_{xys}, I_{xzs}$ جرم فنر بندی شده، کوچک هستند و می توان از آن ها صرف نظر کرد.

$$M_{uf} \alpha = M_a b \quad 3-$$

بنابراین خواهیم داشت:

$$\begin{cases} \sum Y = M(V + Ur) + M_s h_{RA} P + M_{Uf} a_f(P) + M_{Ur} a_R(P) \\ \sum N = I_z Y \\ \sum FX = M(U - Vr) \end{cases} \quad (1)$$

و برای مدل غلت داریم:

$$\sum L_s = I_{xs} P + M_s h_{RA} (V + Ur) \quad (2)$$

با صرف نظر کردن از نیروهای آیرودینامیکی، نیروی جانبی و ممان محوری عمل کننده در یک خودرو از نیروهای جانبی و گشتاور تنظیم کننده وارد بر تایر ناشی می گردد. حرکت غلت جرم فنر بندی شده به دور محور غلت خودرو می باشد که نیروی وارد بر آن توسط فنر و دمپر می باشد بنابراین خواهیم داشت:

$$\begin{aligned} \sum Y &= F_{yf0} + F_{yfi} + F_{yro} + F_{yri} \\ \sum N &= a(F_{xf0} + F_{yfi}) - b(F_{xf0} + F_{yfi}) + \frac{\partial N_f}{\partial a_f} a_f + \frac{\partial N_r}{\partial a_r} a_r \\ \sum L_s &= \left(M_s g h_{RA} - \frac{\partial L_{RA}}{\partial \phi} \right) \phi - \frac{\partial L_{RA}}{\partial P} P \end{aligned}$$

$$\sum Fx = Fx_{f0} + F_{xfi} + F_{xr0} + F_{xri} \quad (3)$$

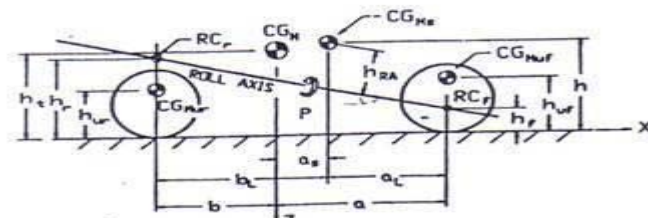
جهت به دست آوردن نیروهای جانبی نیاز به نیروهای عمودی داریم:

$$F_{xf0} = \frac{Mgh}{2L} + \frac{M_s a_x gh}{2L} + W_{TF}$$

$$F_{xfi} = \frac{mgh}{2L} + \frac{M_s a_x gh}{2L} - W_{TF} \quad (4)$$

$$F_{xr0} = \frac{Mga}{2L} - \frac{M_s a_x gh}{2L} + W_{TR}$$

$$F_{xri} = \frac{Mgh}{2L} - \frac{M_s a_x gh}{2L} - W_{TR}$$



شکل ۱: مدل دینامیکی خودرو

برای محاسبه انتقال وزن کل باید انتقال وزن ناشی از حرکت رول بدنه (W_{BF}, W_{BR})، ارتفاع مرکز غلت و جرم فنر بندی نشده مشخص می گردد بنابراین خواهیم داشت:

$$W_{TF} = W_{BF} + W_{RF} + W_{UF}$$

$$W_{BF} = \frac{M_s a_y}{t_f} \left(h_{RA} \cos \phi \frac{k_f}{K_{tot}} \right)$$

$$W_{RF} = \frac{M_s a_y}{t_f} \left(\frac{bhf}{L} \right)$$

$$W_{UF} = M_{UF} a_y \frac{h_{uf}}{t_f} \quad (5)$$

$$W_{TR} = W_{BR} + W_{RR} + W_{UR}$$

$$W_{BR} = \frac{M_s a_y}{t_r} \left(h_{RA} \cos \phi \frac{K_r}{K_{tot}} \right)$$

$$W_{RR} = \frac{M_s a_y}{t_r} \left(\frac{ahr}{L} \right)$$

$$W_{UR} = M_{URay} \frac{h_{ur}}{t_r}$$

۲-۱ معادله حرکت عمودی بدنه

$$\sum F_o = M \ddot{y}_o$$

$$M \ddot{y}_o - k_1 y_{t1} - k_2 y_{t2} + (k_1 + k_2) y_o - C_1 \dot{y}_{t1} - C_2 \dot{y}_{t2} + (C_1 + C_2) \dot{y}_o = 0 \quad (6)$$

$$m_1 \ddot{y}_{t1} + (k_o + k_1) y_{t1} - k_1 y_o - C_1 \dot{y}_o + C_1 \dot{y}_{t1} = F_1$$

۲-۲ معادله حرکت چرخ عقب

$$m_2 \ddot{y}_{t2} + (k_o + k_2) y_{t2} - k_2 y_o - C_2 \dot{y}_o + C_2 \dot{y}_{t2} = F_2 \quad (7)$$

۳ سیستم های تعلیق سنتی و فعال ونیمه فعال خودرو

اهداف طراحی و کنترل سیستم تعلیق به طور کلی عبارت است از:

- ۱- ایجاد راحتی سفر مناسب برای سرنشین
- ۲- حفظ تماس مناسب تایرها با جاده ها
- ۳- کنترل جابجایی تعلیق

سیستم های تعلیق سنتی یا غیرفعال به طور کلی شامل دو قسمت ذخیره کننده فنر و میراکننده انرژی می باشند. مزیت اصلی این سیستم ها آسانی تولید و قیمت پایین آنها می باشد. اما برای رسیدن به یک عملکرد مطلوب از نظر راحتی سفر و فرمان پذیری خودرو سیستم های جدیدی ارائه شده اند.

سیستم تعلیق نیمه فعال نیز حاصل این پیشرفت ها می باشد. اگر چه این سیستم ها نیز به نوبه خود دارای ضعف هایی از جمله هزینه نسبتا بالا و جزییات زیاد می باشد که همه گیر کردن آنها را با اشکال مواجه ساخته است اما با لحاظ برتری هایی که نسبت به سیستم های فعال در مقایسه بالا تولید دارند در خودروهای امروزی بسیار مورد توجه می باشند. قوت سیستم های نیمه فعال را می توان در کنترل جداگانه حالت های تشدید دانست.

برخلاف سیستم های تعلیق غیرفعال که دارای ضرایب سختی و میرایی ثابت هستند، سیستم های تعلیق فعال به صورت کنترل شده قادر به تغییر پارامترهای سیستم تعلیق به گونه ای هستند که اهداف سیستم تعلیق در هر لحظه مدنظر قرار گیرد. سیستم های فعال با استفاده از یک عمگر هیدرولیکی، در لحظات مناسب، انرژی سیستم تعلیق را افزایش و یا کاهش می دهد. اطلاعات مورد نیاز توسط سنسورها از نقاط مشخص مرتعش بدنه و سیستم تعلیق خودرو جمع آوری شده به کنترلر سیستم تعلیق ارسال می شود. آن گاه کنترلر با توجه به استراتژی طراحی شده، نیروی عملگر هیدرولیکی را مشخص می کند.

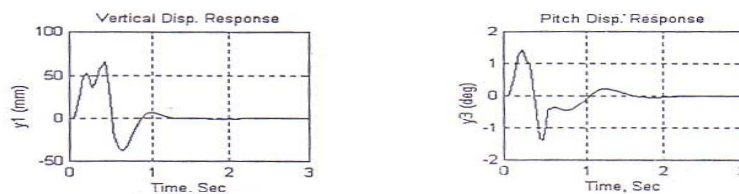
۴ روش های کنترل در سیستم تعلیق

روش های کنترل سیستم تعلیق کنترل پذیر به دو گروه اصلی کنترل پیش خور و کنترل پس خور تقسیم می شود. روش کنترل پس خور به علت نیاز به سنسورهای کمتر و ارزان تر نسبت به سیستم پیش خور کاربرد بیشتری داشته و مورد توجه پژوهشگران است. در سیستم های پس خور اطلاعات مورد نیاز کنترلر، توسط سنسورهای نصب شده روی جرم ارتجاعی بعد از تحریک شدن مدل توسط ناهمواری های جاده، جمع آوری شده به واحد کنترل ارسال می گردد. با توجه به تاخیر زمانی غیرقابل اجتناب در سیستم های کنترل پذیر همواره عملکرد سیستم کنترل شده به طور دقیق متناسب با ورودی تحریک همزمان نخواهد بود. برای رفع این مشکل در نوعی از سیستم های تعلیق پذیر پیش خور سنسورهایی در جلوی سپر خودرو نصب می کنند که می توانند ناهمواری های جاده را قبل از تحریک خودرو شناسایی کنند. در لحظه ای که خودرو توسط آن تحریک می شود کنترلر عکس العمل مناسب همزمان را برای اعمال نیروی عملگر (در سیستم های فعال) و یا تغییر ضریب میرایی (در سیستم های نیمه فعال) و یا تغییر ضریب میرایی در سیستم های نیمه فعال انجام می دهد. بدین طریق عملکرد سیستم تعلیق نسبت به حالت پس خور بهبود می یابد.

۵ نتیجه گیری

در یک جمع بندی کلی اشکال اساسی تعلیق فعال را می توان پیچیدگی و قیمت بالای آن دانست. از این گذشته عیب دیگر آن وجود سنسورهای پیچیده و متعدد می باشد که مستلزم داشتن سخت افزاری گران می باشد و باید سرعت و جابجایی نسبی رانیز اندازه گیری کرد. اما در این نوع سیستم تعلیق دامنه پاسخ فرکانسی در حول و حوش فرکانس تشدید اصلا مناسب نمی باشد.

لذا برعهده طراح است که با در نظر گرفتن شرایط کارکرد متفاوت یکی از موارد فوق را برگزیند.



شکل ۲: پاسخ های سیستم به ورودی زمین ناهموار

منابع

- [1] A. G, Thompson, An Active suspension optimal Liner state Feedback, vehicle system dynamics, Vol.5,1976,PP.187-203.
- [2] R. M. Chalsani, Ride of performance potential of Active suspension system, ASME monograph. AMD. Vol. 80, 1986.
- [3] D. A. WWilson, R. S. Sharp, Hassan, The Application of linear optimal control theory to the Design of Active Automotive suspension Vehicle system Dynamics,Vol.15,1986,PP.105-118
- [4] D. C. Karnopp, Crosby .M.J.L Harwood .R.A. Avibration control using semi-Active force Generators, ASME paper 73-122.
- [5] J. L. Alanoly sankar ,A New Concept in semi-Active Vibration Isolation, Trans ASME of Mechanisms, Transmissions Automation Design, Vol. 109,1987,PP242-247.
- [6] K. L. Kavagoe, M. Loguchi, Semi-Active control and Optimum preview Control Applications to Vehicle suspension, ISAE Review, August, 1985.
- [7] H. Ovat, D. L Margolis, M. Hubbard, An Approach Toward the optimal semi-Active suspension J. Dyn. Sys Measurement and control, Vol, 110, No 3,1988,PP.288-296.