

بررسی رفتار دینامیکی مدل هفت درجه آزادی یک خودرو

دکتر ابراهیم اسماعیل زاده

استاد دانشکده مهندسی مکانیک دانشگاه صنعتی شریف

مهندس علی صالح زاده

آزمایشگاه تحقیقاتی ارتعاشات

دانشکده مهندسی مکانیک دانشگاه صنعتی امیر کبیر

چکیده

در این مقاله حرکات یک خود رو به صورت یک مدل ریاضی خطی با هفت درجه آزادی مورد تجزیه و تحلیل قرار گرفته است . روش به کار گرفته شده در این بررسی ، متسد واکنش به فرکانس بوده که توسط آن نواحی تشدید و حداکثر مقادیر متغییر ها تعیین شده است . این مقادیر در اصول طراحی شاسی و رفتار دینامیکی خود رو ها مورد استفاده قرار می گیرد . محاسبات بر اساس سه مقدار مختلف ضریب استهلاک برای سیستم انجام شده و واکنش های فرکانسی آن رسم گردیده است .

مقدمه

استفاده از روش های دیگر به علت وجود استهلاک در سیستم به جزدر حالتی که استهلاک متناسب (Proportional Damping) باشد به سادگی امکان پذیر نمی باشد .

مدل ریاضی و تحلیل آن :

حرکات در نظر گرفته شده برای خود رو به صورت یک مدل ریاضی با هفت درجه آزادی طبق شکل (۱) می باشد . از این تعداد درجات آزادی در نظر گرفته شده ، سه حرکت آن مربوط به رفتار بدنه خود رو و دو درجه آزادی دیگر برای محور عقب و بالاخره دو حرکت باقی مانده مربوط به چرخ های جلو می باشد . درجات آزادی و نماد هائی که برای نمایش آن ها در این مقاله به کار رفته است به شرح زیر می باشد :

بررسی رفتار یک خود رو در برابر عوامل مزاحم خارجی که از طرف جاده بر آن القاء می گردد حائز اهمیت خاصی می باشد . این امر نه تنها از لحاظ کیفیت حرکتی خود رو **ride quality** حائز اهمیت می باشد ، بلکه اثر مستقیمی بر مقاومت و دوام اجزاء تشکیل دهنده خود رو ، اعم از شاسی ، قاب و سیستم انتقال قدرت دارد . بررسی این مسأله در طبیعت خود از نوع مسائل ارتعاشی بوده و بسته به درجه آزادی در نظر گرفته شده برای مدل ، دارای دقت های متفاوتی در پاسخ خواهد بود . روش های متفاوتی برای برخورد با مسأله فوق الذکر وجود دارد که معمولترین آن ها روش واکنش به فرکانس می باشد . با این روش می توان فرکانس های طبیعی سیستم وهم چنین توابع تبدیل تقریبی را برای هر یک از درجات آزادی به دست آورد .

θ_P	≡	دوران بدنه حول محور X	≡	Pitch angle
θ_R	≡	دوران بدنه حول محور Y	≡	Roll angle
x_B	≡	حرکت انتقالی بدنه در امتداد محور Z	≡	Bounce
θ_{RA}	≡	دوران محور عقب حول محور Y	≡	Tramp
x_a	≡	حرکت انتقالی محور عقب در امتداد محور Z	≡	Rear axle Bounce
x_R	≡	حرکت انتقالی چرخ جلوسمت راست در امتداد Z	≡	Right front wheel Bounce
x_L	≡	حرکت انتقالی چرخ جلوسمت چپ در امتداد Z	≡	Left front wheel Bounce

در این مدل خاصیت کشسانی و استهلاک لاستیک ها از جرم

با در نظر گرفتن تحریک هارمونیک به شکل زیر :

$$x_e = \bar{A}_a e^{i\omega t} \quad (3)$$

که از ناهمواری های سطح جاده بر پایه های B در شکل (1) وارد می آید ، دستگاه معادلات دیفرانسیل تبدیل به یک دستگاه هفت معادله و هفت مجهول خطی با ضرایب موهومی خواهد شد . با در نظر گرفتن مقادیر عددی برای فرکانس تحریک ω هر بار دستگاه یاد شده باروش گاوس-جوردن حل شده و پاسخ های هفت درجه سیستم محاسبه شده اند .

این نتایج به صورت منحنی تغییرات دامنه حرکتی درجات آزادی نسبت به تغییرات فرکانس تحریک در منحنی های به شکل های (3) تا (9) نمایش داده شده است .

محاسبات با سه مقدار مختلف ضریب استهلاک C به شرح زیر انجام شده است :
منحنی های نقطه چین

$$C_1 = C_3 = 0 \quad C_2 = C_4 = 1,0 \quad \left[\frac{\text{lbf} \cdot \text{sec}}{\text{ft}} \right]$$

منحنی های خط چین

$$C_1 = 68/44 \quad \left[\frac{\text{lbf} \cdot \text{Sec}}{\text{ft}} \right]$$

$$C_3 = 81/50 \quad \left[\frac{\text{lbf} \cdot \text{sec}}{\text{ft}} \right]$$

$$C_2 = C_4 = 1/0 \quad \left[\frac{\text{lbf} \cdot \text{sec}}{\text{ft}} \right]$$

منحنی های خط پر

$$C_1 = 136/88 \quad \left[\frac{\text{lbf} \cdot \text{Sec}}{\text{ft}} \right]$$

$$C_3 = 163 \quad \left[\frac{\text{lbf} \cdot \text{sec}}{\text{ft}} \right]$$

$$C_2 = C_4 = 1/0 \quad \left[\frac{\text{lbf} \cdot \text{sec}}{\text{ft}} \right]$$

ملاحظه می شود که در سه حالت مقادیر استهلاک در نظر گرفته شده برای لاستیک ها یعنی C_2 و C_4 ثابت نگاه داشته شده ، که عملاً نیز بدین شکل است ، ولی مقادیر استهلاک کمک فنر های سیستم یعنی C_1 و C_3 تغییر داده شده است .

بحث و نتیجه گیری :

نخست منحنی های شکل های 3 تا 5 در نظر گرفته می شوند . این سه شکل نمایانگر تغییرات حرکات بدنه اصلی نسبت به فرکانس

آن ها جدا شده و برای چرخ های جلو با K_4 و C_4 و برای چرخ های عقب با K_2 و C_2 نمایش داده شده است ، هم چنین جرم معادل چرخ های عقب همراه با جرم معادل محور عقب به صورت مجموع ، جسم صلب در نظر گرفته شده است . به علت وجود تقارن مرکز جرم بدنه اصلی که شامل قاب ، بدنه ، موتور و متعلقات و سیستم انتقال قدرت است ، از نمای رو به رو و جلوی خود رو یعنی در امتداد محور Y در وسط فرض شده ، حال آن که در مورد نمای جانبی خودرو ، یعنی در امتداد محور X به لحاظ سنگین تر بودن قسمت جلوی خودرو در اتومبیل های موتور جلو به جلوی خود رو نزدیک تر فرض شده است . فنر پیش $K_{F\theta}$ در جلوی خودرو برای کنترل ارتعاشات زاویه ای θ_R بدنه در نظر گرفته شده است . در حالت واقعی نقش این فنر را میله ای در قسمت جلویی خود رو ایفا می نماید که از واژگونی خودرو بر اثر افزایش θ_R جلوگیری به عمل می آورد .

معادلات حرکت :

اساس تجزیه و تحلیل مسأله ، نوشتن معادلات دیفرانسیل حرکت ، یعنی معادلات اویلر و نیوتن برای مدل شکل (1) می باشد . معادلات نیوتن برای حرکات انتقالی مرکز جرم بدنه و محور عقب و چرخ های جلو نسبت به دستگاه انیرسی نوشته شده است . معادلات اویلر دستگاه مختصات متصل به بدنه (Body Coordinate) ، XYZ در مرکز جرم به شرح زیر نوشته می شوند :

$$M_x = I_{xx} \ddot{\theta}_x + \omega_y \omega_z (I_{zz} - I_{yy}) \quad (1)$$

$$M_y = I_{yy} \ddot{\theta}_y + \omega_x \omega_z (I_{xx} - I_{zz})$$

باتوجه به اینکه $\omega_z = 0$ فرض شده است معادلات (1) به قرار زیر ساده می گردند :

$$M_x = I_{xx} \ddot{\theta}_P \quad (2)$$

$$M_y = I_{yy} \ddot{\theta}_R$$

ذکر این نکته ضروری است که در صورت در نظر گرفتن دوران حول محور Z ($\omega_z \neq 0$) معادلات (1) غیر خطی شده و مسأله به روش های معمول قابل بررسی نمی باشد ، لیکن در عمل این حرکت خودرو حائز اهمیت چندانی نبوده و صلبیت سیستم شاسی نسبت به این حرکت بالا می باشد و با دقت کافی می توان از این حرکت در مطالعات اولیه صرفه نظر نمود .

معادلات حرکت که از نوشتن روابط یاد شده حاصل می آید ، تشکیل یک دستگاه معادلات دیفرانسیل را با هفت معادله می دهد که این هفت معادله در هفت درجه آزادی در نظر گرفته شده کوپل می باشند .

تحریک می‌باشد. ملاحظه می‌گردد که علیرغم تغییرات مقادیر استهلاک، C ، حداقل در ناحیه تشدید تا حداکثر فرکانس 14 rad/s وجود دارد، دامنه ارتعاشات بدنه در این فاصله حداکثر بوده و سیستم متحمل ارتعاشات بزرگی می‌گردد. در فرکانس 14 رادیان بر ثانیه هر سه منحنی مربوط به هر نوع حرکت بدنه (مستقل از مقدار C) از یک نقطه می‌گذرند و پس از این نقطه تاثیر استهلاک بر قابلیت انتقال ارتعاشات معکوس می‌گردد. به طور کلی می‌توان گفت که دامنه ارتعاشات بدنه، حتی برای مقادیر کوچک C ، برای هر سه درجه آزادی، در فرکانس‌های تحریک بالاتر از 14 رادیان بر ثانیه بسیار کوچکتر از دامنه‌های مربوطه در محدوده پایین تر از این فرکانس می‌باشد و بعد از فرکانس 14 رادیان بر ثانیه نواحی تشدید قابل-ملاحظه‌ای به چشم نمی‌خورد.

از این بحث می‌توان نتیجه گرفت که بدنه خودرو نسبت به فرکانس‌های تحریک پایین تر از 14 رادیان بر ثانیه بسیار حساس بوده و آرامش حرکتی برای سرنشینان در محدوده کمتر از 14 رادیان بر ثانیه حاصل نمی‌باشد. با توجه به این که فرکانس تحریک در حرکت خودرو با سرعت خودرو متناسب می‌باشد، لذا عبور از ناهمواری‌های سطح جاده با سرعت پایین دامنه ارتعاشی بزرگی را به بدنه منتقل می‌نماید، که در کیفیت و راحتی سفر کاملاً موثر است.

با توجه به این که خودرو بیشتر عمر حرکتی خود را در سرعت‌های بالا می‌گذراند، طرح نمودن سیستم شاسی به این ترتیب منطقی می‌نماید.

از مقایسه سه منحنی (۳) و (۴) و (۵) ملاحظه می‌شود که سه ازاء جمع مقادیر C دامنه ارتعاشات در حرکت انتقالی مرکز جرم بدنه

یعنی X_B بسیار بزرگتر از شکل‌های ارتعاشی θ_P و θ_R می‌باشد و اصولاً دامنه ارتعاشات در مود‌های زاویه‌ای θ_P و θ_R بعد از فرکانس 14 رادیان بر ثانیه عملاً "صفر" می‌باشد و مود‌های زاویه‌ای ظاهر نمی‌گردد.

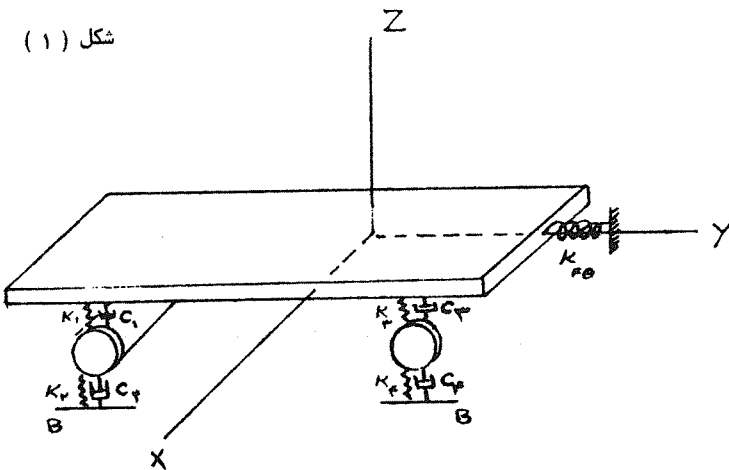
منحنی‌های اشکال ۶ تا ۹ تغییرات چهار درجه آزادی مربوط به چرخ‌های جلو و محور عقب را نمایش می‌دهد. ملاحظه می‌شود که در هر چهار شکل به ازاء جمع مقادیر C منحنی‌ها در فرکانس تحریک 30 رادیان بر ثانیه از یک نقطه گذشته و پس از این نقطه تاثیر استهلاک معکوس می‌گردد.

از منحنی‌های شکل (۹) کاملاً مشخص است که حرکت زاویه‌ای محور عقب یعنی θ_{RA} بسیار ناچیز بوده و سیستم شاسی طوری طراحی شده که محور عقب دارای حرکت زاویه‌ای نباشد و این بسیار منطقی است چرا که در غیر این صورت سیستم انتقال قدرت و به خصوص محور عقب و دیفرانسیال دچار اشکال می‌گردید.

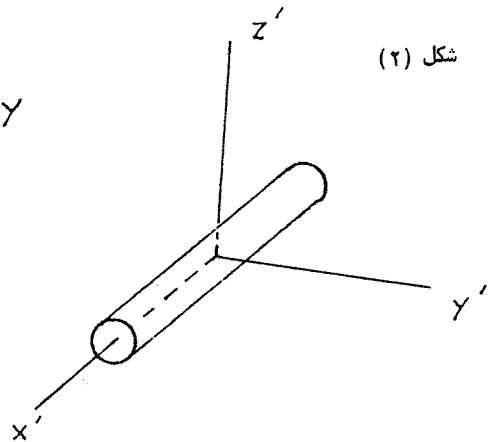
از بررسی منحنی‌های اشکال ۶ تا ۸ معلوم می‌گردد که دامنه ارتعاشات چرخ‌ها و محور عقب در فرکانس‌های تحریک بالاتر از 30 رادیان بر ثانیه بسیار بزرگ بوده و بزرگتر از مقادیر مربوطه در فرکانس‌های پایین تر از این مقدار می‌باشد. این کاملاً برعکس وضعیت است که در مورد بدنه اصلی وجود داشت و این مهم‌ترین نتیجه‌ای است که می‌توان از بحث‌های انجام شده، به دست آورد:

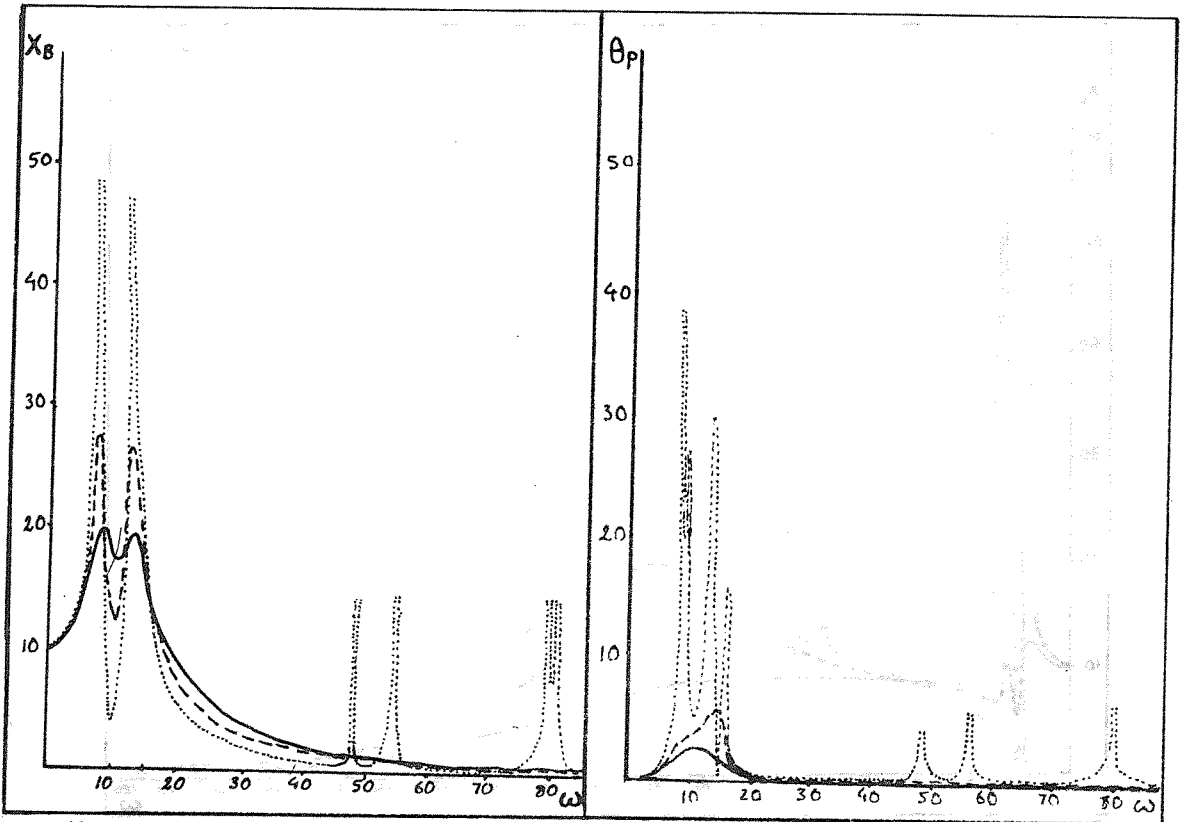
سیستم شاسی و تعلیق خودرو طوری طراحی می‌شود که محور عقب و چرخ‌های جلو در فرکانس‌های بالا مانند جادب دینامیکی برای بدنه اصلی عمل نمایند.

شکل (۱)



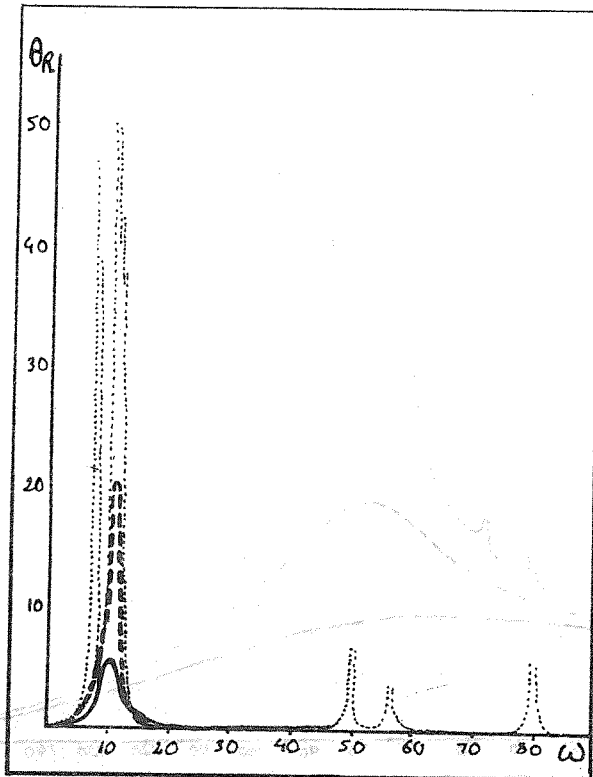
شکل (۲)





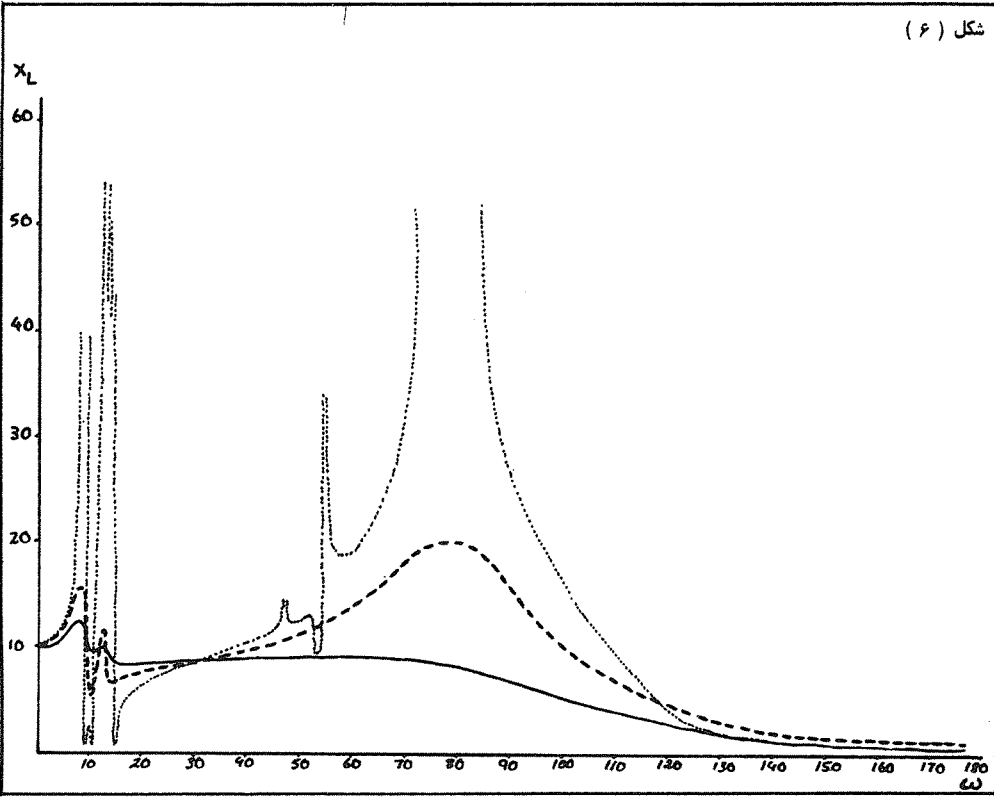
شکل (۳)

شکل (۴)

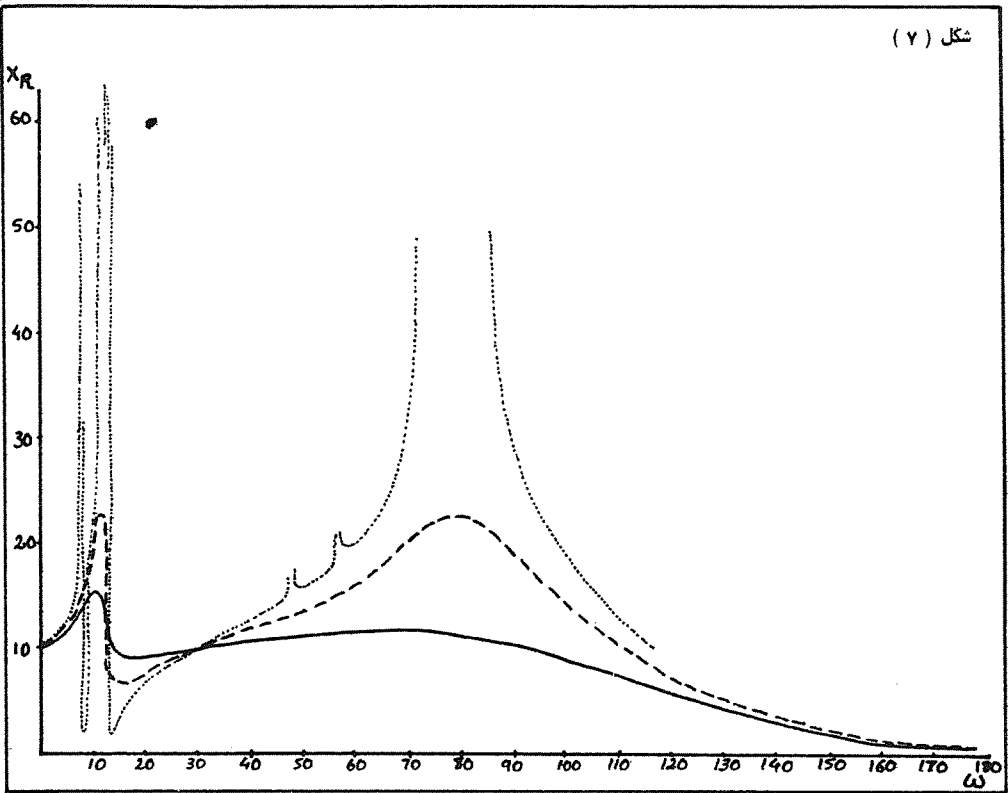


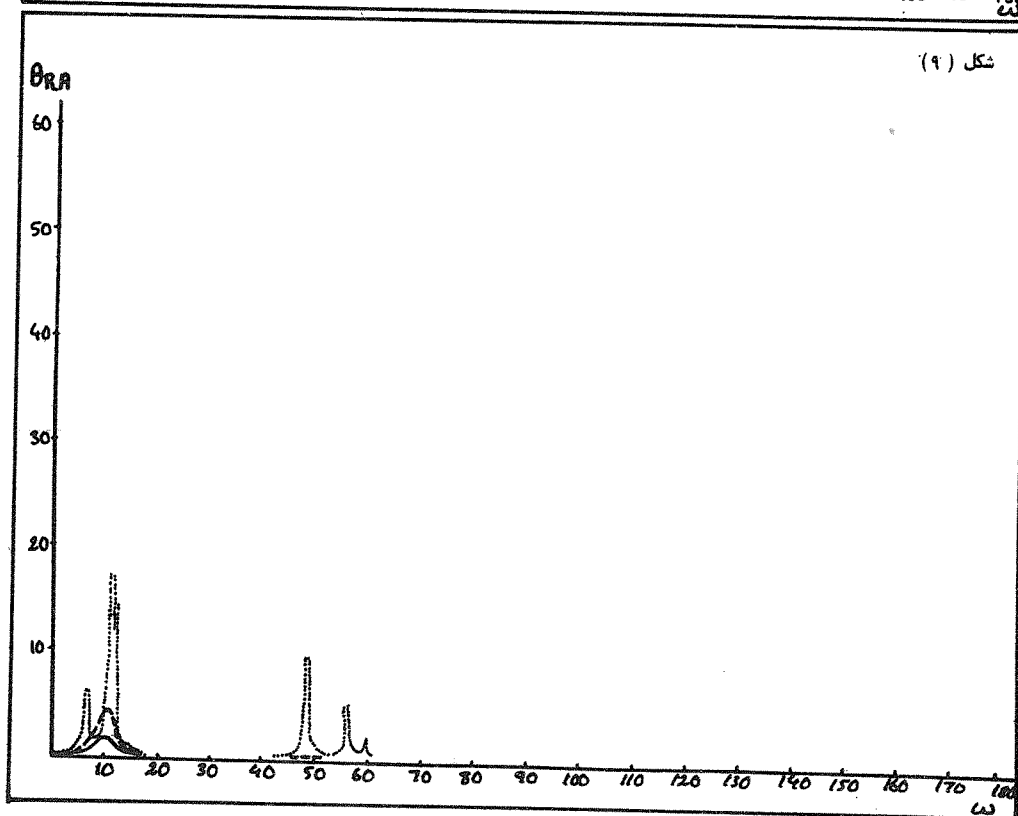
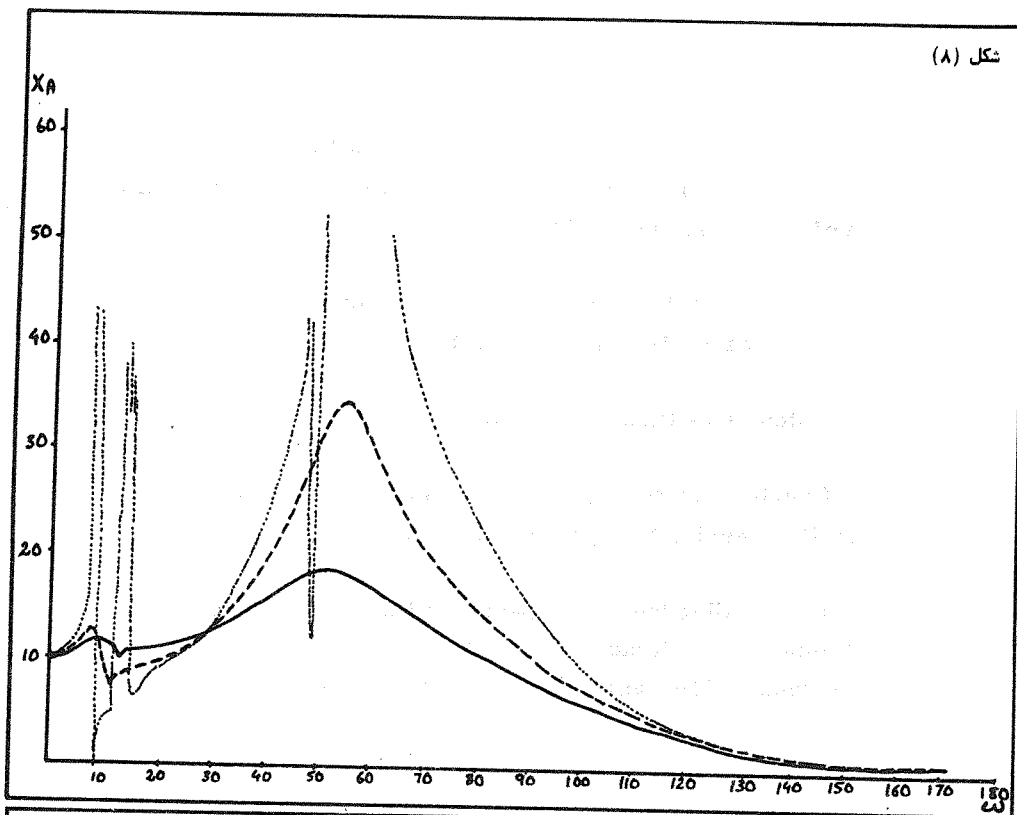
شکل (۵)

شکل (۶)



شکل (۷)





- 1- E. Esmailzadeh", Design Synthesis of a Vehicle Suspension system., International Journal of vehicle system Dynamics, Vol. 7. No. 2, April 1978
- 2- "L evy and Wilkinson ", The Comonent Element Mehtod In Dynamics, MC- Graw - Hill-1976
- 3- " Automotive Handbook", Bosch Company - 1978
- 4- " Charles E. Crede", Shock and Vibration Concepts In Engineering Design, Prentice-Hall-1965
- 5- " E. Esmailzadeh", Compact self Damped pneumatic I solators for Road vehicles, Trans. ASME Journal of Mechanical Design Vol. 102, No. 2-1980