مجله کنترل
جلد ۴، شماره ۴، زمستان ۱۳۸۹، صفحه ۳۸-۳۲

طراحی کنترلر تطبیقی مدل مرجع با استفاده از فیلتر باریک شبکه ای

ایمان غفاری[۱]، عبدالمجید خوشنود[۲]، جعفر روشنی یان[۳]

[۱] فارغ‌التحصیل کارشناسی ارشد مهندسی هوافضا ، گروه مکانیک پرواز، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، i.ghaffari@sina.kntu.ac.ir

[۲] دانشجوی دکتری، دانشکدهٔ مهندسی مکانیک، گروه کنترل، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، khoshnood@dena.kntu.ac.ir

[3] دانشیار، دانشکدهٔ مهندسی هوافضا، گروه مکانیک پرواز، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی ، roshanian@kntu.ac.ir

(تاریخ دریافت مقاله ۱۳۸۹/۹/۱۹، تاریخ پذیرش مقاله ۱۳۸۹/۱۲/۱۶

چکیده: کنترلرهای بازخوردی مرسوم، در سیستم هایی با انعطاف پذیری و عدم قطعیت هایی ناشی از اثرات نیروهای خارجی و اغتشاشات ، به دلیل کاهش پایداری سیستم عملکرد مطلوبی ندارند. این مقاله به طراحی استراتژی کنترلی براساس مدل مرجع-تطبیقی برای شناسایی فرکانس ارتعاشی نامطلوب می پردازد. سپس از فیلترباریک مدل مرجع تطبیقی برای حذف فرکانس ارتعاشی نامطلوب استفاده می گردد. در خاتمه، عملکرد الگوریتم کنترلی پیشنهاد شده در محیط متلب و سیمولینک ارزیابی و صحت سنجی می گردد.

کلمات کلیدی: کنترل مدل مرجع تطبیقی، فیلترباریک شبکه ای، تخمین فرکانس ارتعاشی

Design of model reference adaptive control using a lattice notch filter to suppress unsatisfied vibration

Iman Ghaffari, Abdol Majid Khoshnood, Jafar Roshanian

Abstract: The conventional feedback controller cannot perform well especially in presence of elastic behavior of flexible systems and variation in the character of disturbances, resulting in the reduction on the stability of the control system. This paper deals with designing a control strategy based on 'model reference adaptive approach 'applied to appraise a single vibration mode of the system. This approach makes of a model reference adaptive lattice notch filter which has been implemented on the system in the case of recursive form to the elimination of the unsatisfied vibrating frequency. The performances of the proposed control algorithms are evaluated by means of simulation on MATLAB and Simulink.

Keywords: Model reference adaptive control, Lattice notch filter, Vibrational frequency identification

۱- مقدمه

سیستم کنترل، عمدتا رگلاتوری برای پایدارسازی و کاهش خطای ماندگار سیستم می باشد. سیستم حلقه بسته کنترلی مستقیما در مواجهه با اثرات نامطلوب ارتعاشی دچار عملکرد نامطلوب می گردد که می بایست این مشکل را با لحاظ نمودن معادلات انعطاف پذیری در سیستم دینامیکی و استفاده از کنترلر های دقیق تر و پیچیده به حالت مطلوب رسانید. در این مقاله یک تیر دو سر آزاد اولر-برنولی با در نظر گرفتن جرم نقطه ای جهت در نظر گرفتن بهتر اغتشاشات ارائه می گردد. سپس اثر مدلسازی انعطاف پذیری و جرم روی ارتعاشات بررسی می‌گردد و نتایج مدلسازی روی دامنه

نویسنده عهده دار مکاتبات: ایمان غفاری

[Downloaded from joc.kntu.ac.ir on 2026-11-12]

[DOR: 20.1001.1.20088345.1389.4.4.1.5]

ارتعاشات ناخواسته نشان داده می‌شود. مشاهده می‌گردد که با افزایش جرم به علت کاهش فرکانس، نوسانات و ارتعاشات افزایش می‌یابد . لذا برای جلوگیری از این مشکل یکی از بهترین استراتژی ها حذف تحریک با استفاده از فیلتر تطبیقی در فرآیند حذف فعال ارتعاشات می‌باشد. بدین ترتیب می‌توان اثر نامطلوب افرایش جرم را با بهره گیری از فیلترهای تطبیقی کاهش داد.بطور کلی برای کنترل سیستم های غیر خطی روشهای مختلفی استفاده شده است. در این زمینه شاوچنگ و همکاران [1] از کنترل فازی تطبیقی برای سیستم دینامیکی مدل نشده با چند ورودی و چند خروجی استفاده نمودند. آنها از تابع فازی برای تقریب مدل دینامیکی و از مشاهده گر تطبیقی برای تقریب و شناسایی وضعیت سیستم بهره بردند. همچنین روشهای مختلفی برای خطی سازی سیستم های غیر خطی بر پایه تکنیک های تخمین در نقاط کاری استفاده شده است [2,3]. در این روشها فرض می گردد که که سیستم غیر خطی در بازه های ثابت زمانی دارای رفتار خطی می باشند و سیستم غیر خطی به مجموعه ای از سیستم های خطی تقسیم می گردد و بر این اساس تابع کنترل هدف را بدست می آورند. در عمل نیز از کنترل های PID برای کنترل سیستم خطی بدست آمده استفاده نموده و برای مقابله با عدم قطعیت ها و اغتشاشات وارد بر سیستم از کنترلهای مدل مرجع تطبیقی استفاده می نمایند. [4-10] . همچنین در زمینه استفاده از فیلترهای طبیقی در زمینه کنترل فعال سیستم های ارتعاشی فعالیت های مختلفی انجام شده است. فیلترهای باریک برای کاهش اثرات دینامیک مدال هنگامیکه که سیستم کنترل برای دینامیک صلب طراحی شده است بکار می رود. بطور مثال اثرات انعطاف پذیری در طراحی کنترل یک سیستم ارتعاشی، جهت ساده سازی در پیاده سازی لحاظ نمی گردد ولیکن برای پایداری سیستم و عملکرد بهتر سیستم کنترل مدل صلب، با استفاده از فیلترهای باریک فرکانس اثرات انعطاف پذیری حذف می گردد..در این زمینه، choi و Bang [11] با لحاظ نمودن مود ارتعاشی با استفاده از الگوریتم هی تطبیقی و استفاده از فیلتر باریک توانستند اثر نامطلوب ارتعاشات را کاهش دهند. در فعالیتی دیگر لیانگ و همکاران [12] دو فیلتر باریک تطبیقی مرتبه دوم با پاسخ ورودی ضربه ارائه نمودند. آنها از الگوریتم حداقل مربعات برگشتی برای تخمین پارامترهای فیلتر باریک استفاده نمودند.

لازم به یادآوری است در طراحی سیستم کنترل توجه به اثرپارامترهایی مثل جرم که تاثیر بسزائی در کاهش فرکانس ارتعاش خمشی و به دنبال آن افزایش دامنه ارتعاشات دارد، نشده است که در این مقاله سعی خواهد شد که این مورد بر روی سیستم کنترلی بررسی گردد. همچنین در این مقاله از فیلتر باریک شبکه ای جهت حذف فرکانس ارتعاش خمشی استفاده می شود. این پژوهش شامل چهار بخش اصلی می‌باشد. همانگونه که مشاهده شد در فصل اول مقدمه ای از کلیت موضوع، تاریخچه تحقیقات انجام شده و هدف از این تحقیق بیان گردید. دربخش دوم به استخراج معادلات لاگرانژ و شبیه سازی مدل 8 درجه آزادی غیر خطی مدل ارتعاشی می پردازیم. در بخش سوم جزئیات کنترل پیشنهادی، تشریح می گردد و نهایتا در بخش چهارم آزمایش روش شناسایی پارامترهای ارتعاشی و فیلتر کردن اثرات نامطلوب آنها بر روی مدل خطی و پیاده سازی بر روی مدل اصلی غیر خطی مورد بررسی قرار خواهد گرفت.

۲- معادلات الاستیک

برای بدست آوردن معادلات حرکت فرض می کنیم تغییر شکل تنها در جهت x و y ناشی از خمش می باشد. بنابراین تغییر شکل الاستیک را در امتداد شکل مودهای مشخصی فرض می کنیم. به این روش برای تغییر شکل های الاستیک روش مودهای جمع شده گفته می شود. همچنین به دلیل تقارن، شکل مودهای ارتعاشی در جهات y و z مشابه است و آن را با $\phi_i(x)$ برای مود i ام نشان می دهیم بنابراین داریم:

$$\bar{e}(x,t)=\begin{Bmatrix}0\\ \sum_{i=1}^{n}\eta_i(t)\phi_i(x)\\ \sum_{i=1}^{m}\varsigma_i(t)\phi_i(x)\end{Bmatrix} \quad (۱)$$

که درآن ς_i و η_i بخش‌های زمانی‌مربوط به خمش سازه در کانال‌های عرضی وطولی و ϕ_i شکل‌مود خمش سیستم است . برای سادگی فرض می کنیم $n=m$.برای بدست آوردن معادلات حرکت از روش لاگرانژ استفاده می شود. علت انتخاب این روش سادگی در به دست آوردن معادلات حرکت الاستیک می باشد.

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\eta}_i}\right)-\frac{\partial T}{\partial \dot{\eta}_i}+\frac{\partial U}{\partial \dot{\eta}_i}+\frac{\partial D}{\partial \dot{\eta}_i}=Q_{\eta i} \quad (۲)$$

که در آن T انرژی‌جنبشی کل سیستم، U انرژی پتانسیل کرنشی در سیستم، D انرژی استهلاکی و $Q_{\eta i}$ نیروهای تعمیم یافته در جهت مختصات تعمیم یافته η_i می باشد. ازآنجاکه معادلات مربوط به روند استخراج انرژی ها در مراجع مختلف آمده است در اینجا به آنها اشاره نمی‌کنیم و تنها نتایج آنها را بیان خواهیم نمود که به قرار زیر است.

[Downloaded from joc.kntu.ac.ir on 2026-11-12]
[DOR: 20.1001.1.20088345.1389.4.4.1.5]

$$\dot{U} = \frac{F_X}{m_S} + RV - QW$$

$$\dot{V} = \frac{1}{m_S}\left(F_y + \dot{m}X_{out}R\right) + PW - RU$$

$$\dot{W} = \frac{1}{m_S}\left(F_Z + \dot{m}X_{out}Q\right) + QU - PV$$

$$\dot{P} = \frac{1}{\left(I_X + \sum\left(\eta_i^2 + \varsigma_i^2\right)\right)}[M_X - \sum\left(\eta_i\ddot{\varsigma}_i - \ddot{\eta}_i\varsigma_i\right)$$
$$-2p\sum\left(\varsigma_i\dot{\varsigma}_i + \eta_i\dot{\eta}_i\right) + \left(Q^2 - R^2\right)\sum\eta_i\varsigma_i + QR\sum\left(\varsigma_i^2 - \eta_i^2\right)]$$
$$\dot{Q} = \frac{1}{\left(I_y + \sum\varsigma_i^2\right)}[M_y + PR\left(I_y - I_X\right) - PR\sum\varsigma_i^2 \qquad (۳)$$
$$+\left(\dot{R} - PQ\right)\sum\eta_i\varsigma_i + 2R\sum\varsigma_i\dot{\eta}_i - 2Q\sum\varsigma_i\dot{\varsigma}_i]$$
$$\dot{R} = \frac{1}{\left(I_Z + \sum\eta_i^2\right)}[M_Z + PQ\left(I_X - I_Z\right) + PQ\sum\eta_i^2$$
$$+\left(\dot{Q} + PR\right)\sum\eta_i\varsigma_i + 2Q\sum\eta_i\dot{\varsigma}_i - 2R\sum\eta_i\dot{\eta}_i]$$

$$\ddot{\eta}_i = Q_{\eta i} - 2\mu_i\omega_i\dot{\eta}_i + \left(P^2 + R^2 - \omega_i^2\right)\eta_i$$
$$+2P\dot{\varsigma}_i + \left(-QR + \dot{P}\right)\varsigma_i$$

$$\ddot{\varsigma}_i = Q_{\eta i} - 2\mu_i\omega_i\dot{\varsigma}_i + \left(P^2 + R^2 - \omega_i^2\right)\varsigma_i$$
$$+2P\dot{\eta}_i - \left(QR + \dot{P}\right)\eta_i$$

۳- روش مدل مرجع برای شناسایی فرکانس

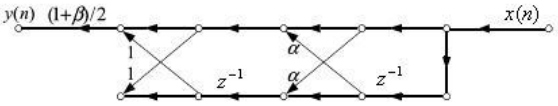
در این روش مطابق معادلات زیر ، خطای بین سیستم اصلی و سیستم مرجع که مطلوب ماست به صورت یک تابع اتلاف تعریف می‌شود.

$$e = y_m - y$$
$$j(\theta) = \frac{1}{2}e^2 \qquad (۴)$$

برای کوچک کردن J پارامترها را در جهت منفی J تغییر می دهیم. در نتیجه:

$$\frac{d\theta}{dt} = -\gamma\frac{\partial j}{\partial\theta} \Rightarrow \frac{d\theta}{dt} = -\gamma e\frac{\partial e}{\partial\theta} \qquad (۵)$$

که در اینجا θ پارامتر قابل تنظیم سیستم می‌باشد. با توجه به آنکه عملکرد مطلوب بر حسب مدل مرجعی که به سیگنال فرمان پاسخ مطلوب می‌دهد بیان می‌شود لذا برای اینکه بتوانیم رفتار سیستم را به رفتار حالت صلب آن معطوف نمائیم به عنوان یک استراتژی در زمینه حذف فرکانس ارتعاش خمشی مدل صلب سیستم را به عنوان مدل مرجع انتخاب می‌نمائیم برای این کار از یک الگوریتم که در واقع شناسایی و فیلتر نمودن را با هم ترکیب کرده است بهره گرفته‌ایم. در شکل(۱) پیکر بندی یک فیلتر باریک شبکه ای به تصویر کشیده می‌شود[12].



شکل (۱) فیلتر باریک شبکه ای

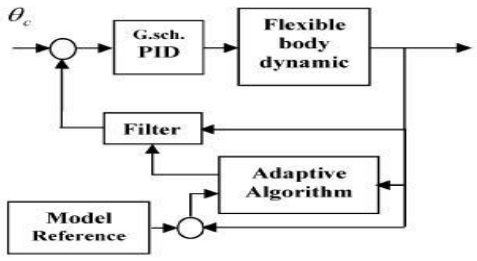
یک فیلتر باریک شبکه ای را می توان به فرم ساده شده زیردر نظر گرفت[12]

$$H(z) = \frac{N(z)}{D(z)} = \frac{1}{2}(1+\beta)\frac{1+2k_0z^{-1}+z^{-2}}{1+k_0(1+\beta)z^{-1}+\beta z^{-2}} \qquad (۶)$$

که در آن K معرف یک بخش کسینوسی از فرکانس مرکزی فیلتر می‌باشد. و بصورت زیر تعریف می گردد.

$$k_0 = -\cos\left(T\omega_0\right) \qquad (۷)$$

که در آن T زمان نمونه برداری و ω0 فرکانس طبیعی دینامیک صلب می باشد. . همچنین β پارامتر اصلی کنترل پهنای باند فیلتر باریک می‌باشد که جهت پایداری الگوریتم بایستی کوچکتر از واحد انتخاب گردد. در شکل (۲) بلوک دیاگرام روش کنترلی اتخاذ شده به تصویر کشیده شده است.



شکل (۲) دیاگرام بلوکی الگوریتم تطبیقی و فیلتر شبکه ای

[Downloaded from joc.kntu.ac.ir on 2026-11-12]
[DOR: 20.1001.1.20088345.1389.4.4.1.5]

برای اینکه بتوانیم از روش MIT استفاده نماییم فرم ورودی خروجی فیلتر را به صورت زیر در نظر می‌گیریم:

$$x(n)=\frac{1}{D(z)}u(n)$$
$$y(n)=\frac{1}{2}(1+\beta)\left[x(n)+2k_0x(n-1)+x(n-2)\right] \quad (۸)$$

اگر از معادلات فوق y(n) را در معادله (۸) در حالت گسسته قرار دهیم و پارامتر قابل تنظیم را K در نظر بگیریم و معادلات را در قالب تفاضلی نگاه کنیم

$$\frac{\Delta k_0}{\Delta t}=-\gamma\left(y-y_m\right)\left(\frac{\Delta e}{\Delta k_0}\right) \quad (۹)$$

در شکل استاندارد معادلات گسسته و با میان‌گیری از سیگنال‌های ورودی با فرض پله واحد داریم:

$$\frac{\Delta e}{\Delta k_0}=\frac{e(n+1)-e(n)}{k_0(n+1)-k_0(n)}=$$
$$\frac{1}{k_0(n+1)-k_0(n)}[x(n+1)+2k_0(n+1)x(n)+x(n-1) \quad (۱۰)$$
$$-x(n)-2k_0(n)x(n-1)-x(n-2)]$$
$$\equiv 2x(n-1)$$

با جایگذاری رابطه (۱۰) در معادله (۹)و بازنویسی y در حالت گسسته، خواهیم داشت:

$$k_0(n+1)-k_0(n)=$$
$$-\gamma\left(\begin{matrix}\frac{1}{2}(1+\beta)x(n)+2k_0(n)x(n-1)\\+x(n-2)-y_m\end{matrix}\right)\left(2x(n-1)\right) \quad (۱۱)$$

به این ترتیب یک معادله برحسب تخمین گام به گام پارامتر قابل تنظیم به دست آمده است که می‌توان هر لحظه آن را به فیلتر باریک به عنوان ورودی ارائه نمود. به کمک این الگوریتم که ترکیبی از مدل مرجع و تخمین‌گر و فیلتر می‌باشد می‌توانیم ارتعاشات خمشی را از سیگنال اصلی رفع نماییم. برای بررسی پایداری الگوریتم فوق از روشهای تطبیقی در واقع روند همگرایی مقدار پارامتر قابل تنظیم k0 را مورد توجه قرار می‌دهیم. اگر معادله (۹) را بفرم استاندارد یک معادله فضای حالت در سیستم های گسسته بنویسیم:

$$k_0(n+1)+\gamma\left(4x^2(n-1)-1\right)k_0(n)=$$
$$\gamma\left(-x(n-2)+y_m-x(n)2x(n-1)\right) \quad (۱۲)$$

با در نظر گرفتن پایداری سیستم های گسسته داریم:

$$\left|\gamma\left(4x^2(n-1)-1\right)\right|<1$$
$$\Rightarrow 0<\gamma<\frac{1}{2x^2(n-1)} \quad (۱۳)$$

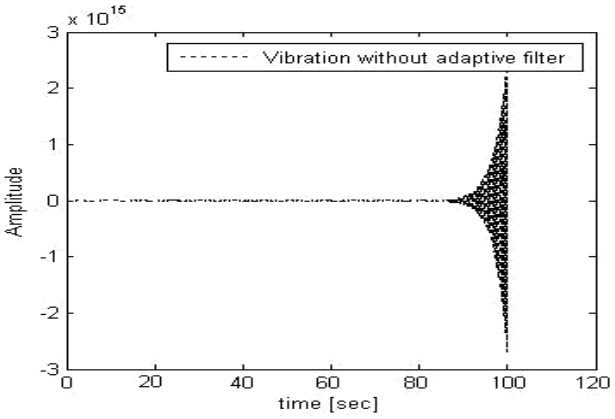
با توجه به رابطه (۱۳) مشاهده می شود که پایداری به مقدار متوسط نهایی (حالت پایدار) $x(t)$ بستگی دارد که با توجه به خصوصیات دینامیکی در این تحقیق

$$\Rightarrow 0<\gamma<2.3 \quad (۱۴)$$

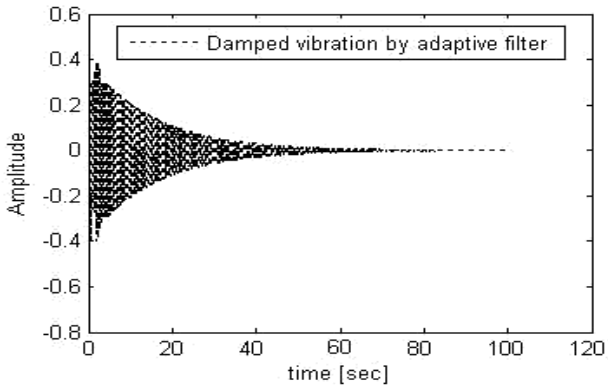
٤- شبیه سازی

در این بخش تاثیر جرم متمرکز بر روی حلقه کنترلی مورد بررسی قرار می‌گیرد. لازم به یادآوری است به دلیل کاهش فرکانس و بار محوری ناشی از جرم، دامنه ارتعاشات با افزایش جرم افزایش می‌یابد. در ادامه در اشکال (۳)و (۴)عملکرد مجموعه حلقه کنترل بدون در نظر گرفتن الگوریتم و فیلتر و با استفاده از آن بر مدل خطی شده را بررسی می‌نمائیم. همانگونه که مشاهده می‌شود بدون استفاده از الگوریتم مدل مرجع و فیلتر، سیستم ناپایدار می‌شود. حال آنکه با استفاده از این متد تطبیقی، بعلت حذف اثر ارتعاشات در سیستم اندازه گیری، سیستم پایدار شده است..ر بخش ۳ ، محدوده ای را برای پارامتر ثابت γ ، جهت بررسی پایداری الگوریتم مدل مرجع بدست آوردیم که در ادامه صحت این ادعا در همگرایی الگوریتم در محدوده فوق و واگرایی آن در خارج از آن در اشکال (۵)و (۶)نشان داده شده است. همچنین شکل (۷) شناسایی فرکانس ارتعاشات غالب خمشی را با استفاده از الگوریتم فیلتر شده مدل مرجع بازگشتی نشان می دهد. این شکل نشان می دهد که الگوریتم فوق فرکانس ارتعاشی غالب سیستم را به خوبی شناسایی می نماید. در ادامه به بررسی خطای ماندگار الگوریتم کنترلی پیشنهادی می پردازیم. همانگونه که در شکل (۸) مشاهده می گردد خطای ماندگار تقریبا برابر صفر می باشد که نشاندهنده عملکرد مطلوب حلقه کنترلی پس از اضافه کردن فیلتر می باشد.

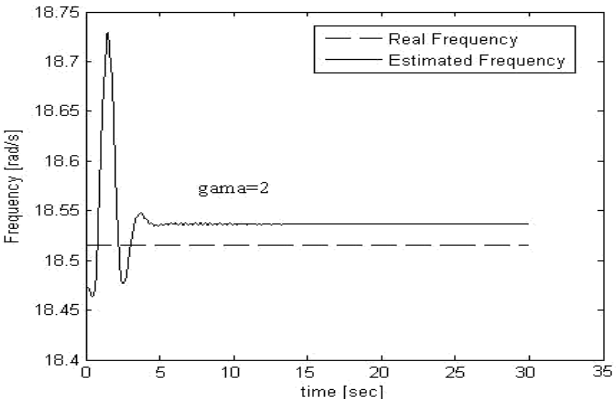
[Downloaded from joc.kntu.ac.ir on 2026-11-12]
[DOR: 20.1001.1.20088345.1389.4.4.1.5]



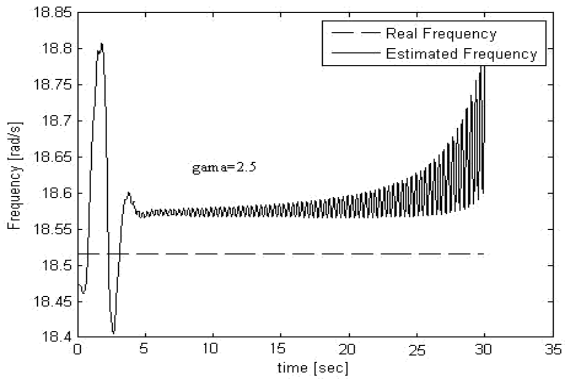
شکل (۳) عملکرد حلقه کنترلی بدون فیلتر تطبیقی



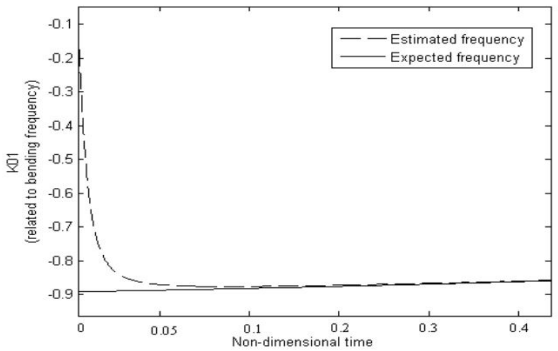
شکل(۴) عملکرد حلقه کنترلی مدل مرجع با فیلتر تطبیقی



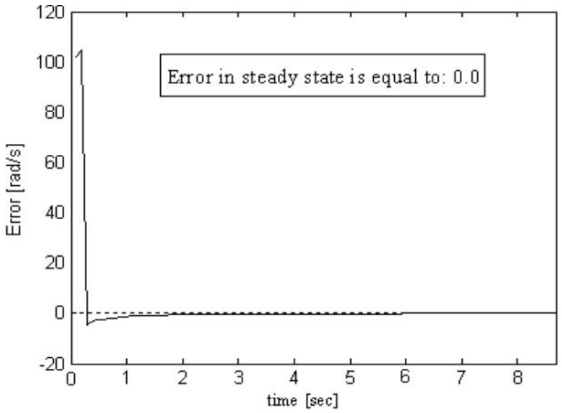
شکل (۵) بررسی پایداری الگوریتم مدل مرجع بر حسب محدوده پارامتر ثابت γ در مقدار2



شکل (۶) بررسی پایداری الگوریتم مدل مرجع بر حسب محدوده پارامتر ثابت γ در مقدار2.5



شکل (۷) تست تخمین اولین فرکانس خمشی در مقایسه با مقدار پیش بینی شده



شکل (۸) خطای ماندگار الگوریتم پیشنهادی

[Downloaded from joc.kntu.ac.ir on 2026-11-12]
[DOR: 20.1001.1.20088345.1389.4.4.1.5]

۵- نتیجه گیری

در این مقاله، اثرات انعطاف پذیری بر روی یک سیستم انعطاف پذیربا جرم متمرکز (نقطه ای) مورد تحلیل قرار گرفت. نتایج شبیه سازی نشان دهنده آنست که تاثیرات ایجاد شده بوسیله انعطاف پذیری، باعث آثار نامطلوب بر روی حلقه کنترل می گردد. وجود فرکانس اول خمش در خروجی ها محسوس می باشد اما فرکانس های بالاتر مودهای ارتعاشی به دلیل فرکانس بالا و دامنه کم دیده نمی شود، همچنین جرم متمرکز باعث کاهش فرکانس مودهای ارتعاشی گردید که منجر به افزایش دامنه ارتعاشات می شود. برای کاهش این تاثیرات، ارتعاشات خمشی با رفتار یک تیر با 2 مود ارتعاشی مدلسازی شده است. یک سیستم کنترل تطبیقی بر مبنای شناسایی فرکانس ارتعاشات خمشی و فیلتر باریک شبکه‌ای تطبیقی با فرکانس مرکزی متغیر طراحی شده است تا بتواند تاثیرات نامطلوب ارتعاشات را از سیستم اندازه گیری حذف نماید. نکته حائز اهمیت دیگر آنست که در الگوریتم های تطبیقی مساله همگرایی الگوریتم بسیار مهمتر از مساله دقت شناسایی می باشد چرا که اگر الگوریتم همگرا نشود باعث ناپایداری سیستم خواهد شد اما خطای شناسایی تنها عملکرد را نامطلوب خواهد کرد. لذا معیار پایداری در این طراحی همگرایی الگوریتم تطبیقی قرار داده شده است. نتایج شبیه سازی این تاثیرات بر روی مدل غیر خطی و متغیر با زمان سیستم نشان دهنده آنست که الگوریتم پیشنهادی که در فعالیت‌های گذشته بر روی سیستم تیر گونه بدون در نظر گرفتن جرم متمرکز به خوبی عمل کرده بود در این بررسی، بر روی سیستم انعطاف پذیر تیر گونه با اثر جرم نقطه ای، به خوبی توانسته ارتعاشات نامطلوب خمشی را از سیستم اندازه گیری برطرف نماید و کاهش دهد. و این در حالیست که از هیچ گونه تغییرات سخت افزاری مطابق روشهای مشابه کنترل ارتعاشات بهره برده نشده است.

مراجع

[1] T. Shaocheng∗, L. Changying, L.Yongming," Fuzzy adaptive observer backstepping control for MIMO nonlinear systems" *Fuzzy Sets and Systems*, Volume 160, Issue 19, 2755-2775,2009

[2] G. K. Lowe and M. A. Zohdy, "Modeling nonlinear systems using multiple piecewise linear equations," *Lithuanian Association of Nonlinear Analysts (LANA). Nonlinear Analysis. Modelling and Control*, vol. 15, no. 4, pp. 451–458, 2010.

[3] M.Rewienski, J. White, "A trajectory piecewise-linear approach to model order reduction and fast simulation of nonlinear circuits and micromachined devices" IEEE transactions on computer-aided design of integrated circuits and systems,vol. 22, no. 2, 2003

[4] P. Dolezel and I. Taufer, "Piecewise-linear artifcial neural ˇ networks for PID controller tuning," *Acta Montanistica Slovaca*,
vol. 17, no. 3, pp. 224–233, 2012.

[5] R. H. B. Fey, R. M. T. Wouters, and H. Nijmeijer, "Proportional and derivative control for steady-state vibration mitigation in a piecewise linear beam system," *Nonlinear Dynamics*, vol. 60, no. 4, pp. 535–549, 2010.

[6] W. O. Dennis, *Adaptive control of plants with jumping parameters [Master, thesis]*, Elective, University of Virginia, USA, 1995

[7] P. Ioannou and J. Sun, *Robust Adaptive Control*, Prentice-Hall, Englewood Cliffs, NJ, 1996.

[8] M. Sastry, S. Sastry, and M. Bosdon, *SBosdon, adaptive Control: Stability, Convergence and Robustness*, Prentice-Hall, Englewood Cliffs, NJ, 1989.

[9] O. Jay Oaks and G. Cook, "Piecewise Linear Control of Nonlinear Systems," *IEEE Transactions on Industrial Electronics and Control Instrumentation*, vol. 23, no. 1, pp. 56–63, 1976.

[10] K. S. Narendra and L. S. Valavani, "Stable Adaptive Controller Design—Direct Control," *IEEE Transactions on Automatic Control*, vol. 23, no. 4, pp. 570–583, 1978.

[11] N.L, Cho, S.U.Lee, "On the adaptive lattice notch filter for the detection of sinusoids". IEEE, pp. 405-414. 1993.

[12] Junli Liang, Bangjie Ji, "Recursive Least Squares-Like algorithms for the adaptive second-order Lattice notch filter", Digital Signal Processing 18 (2008)

[Downloaded from joc.kntu.ac.ir on 2026-11-12]
[DOR: 20.1001.1.20088345.1389.4.4.1.5]

علائم اختصاری و نمادها

پارامتر	توضیح	دیمانسیون
$Q_{\eta i}, Q_{\varsigma i}$	نیروهای تعمیم یافته مود ام	-
η_i, ς_i	مختصات تعمیم یافته مود ام	-
$\phi_i(x)$	شکل مود ام	-
k_0	فرکانس مرکزی فیلتر باریک	rad/s
β	ثابت فیلتر باریک	-
e	خطا	-
F_x, F_y, F_z	نیروهای خارجی در دستگاه بدنی	N
M_x, M_y, M_z	گشتاورهای خارجی در دستگاه بدنی	$N.m$

[Downloaded from joc.kntu.ac.ir on 2026-11-12]

[DOR: 20.1001.1.20088345.1389.4.4.1.5]