



پیاده‌سازی روش پسخور مستقیم سرعت با استفاده از عملگر دینامیکی فعال به منظور کاهش ارتعاشات ابزار داخل تراش

مریم فاطمیان^۱، ناهید ذبیح حسینیان^۲، بهنام معتکف ایمانی^{۳*}

۱- دانشجوی کارشناسی ارشد، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه فردوسی مشهد، مشهد، ایران

۲- فارغ‌التحصیل کارشناسی ارشد، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه فردوسی مشهد، مشهد، ایران

۳- استاد، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه فردوسی مشهد، مشهد، ایران

* ایمیل نویسنده مسئول: imani@um.ac.ir

چکیده

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی

دریافت: ۲۰ فروردین ۱۴۰۳

پذیرش: ۲۷ مرداد ۱۴۰۳

کلیدواژگان:

پسخور مستقیم سرعت

جاذب دینامیکی فعال

تحریک ضربه

فرایند داخل تراشی

در حوزه ماشین کاری و فلزکاری، ابزارهای داخل تراش نقش مهمی در ایجاد سوراخ‌های دقیق و دستیابی به صافی‌های سطح مورد نظر دارند. ارتعاشات ابزار برش همواره سبب بروز محدودیت در تولید می‌گردد؛ چرا که این ارتعاشات نه تنها کیفیت سطوح ماشین کاری شده را کاهش می‌دهد بلکه طول عمر ابزار را نیز به خطر می‌اندازد و باعث سایش بیش از حد و کاهش بهره‌وری کلی سیستم می‌شوند. روش‌های متعددی اعم از روش‌های کنترل غیرفعال و فعال به منظور کاهش این ارتعاشات ارائه شده است؛ اگرچه روش‌های کنترل غیرفعال ارتعاشات همواره پایدار هستند، ولی دارای عملکرد محدود و وابسته به شرایط ماشین کاری می‌باشند. کنترل پسخور مستقیم سرعت یک روش کنترل فعال با حجم محاسباتی پایین و قابلیت بالا در افزایش عملکرد ابزار برشی راه‌حل موثری برای کاهش ارتعاشات ابزار داخل تراش می‌باشد. از آنجایی که ماهیت این روش دارای حجم محاسباتی پایین است، می‌توان جهت پیاده‌سازی آن از یک بستر سخت افزاری ارزان قیمت استفاده کرد و هزینه‌های کنترل و راه‌اندازی ابزار داخل تراش را کاهش داد. در این پژوهش روش پسخور مستقیم سرعت به وسیله شتاب-سنج دیجیتال Adxl345 و برد آردوینو Due پیاده‌سازی و با استفاده از یک جاذب دینامیکی فعال ارتعاشات ناشی از هرگونه تحریک ضربه میرا شده و با حالت بدون جاذب دینامیکی مقایسه شده است. همچنین با افزایش ولتاژ خروجی از کنترلر میزان افزایش در توانایی میرایی عملگر مورد بررسی قرار گرفته است که در نتیجه آن ۶۴ درصد کاهش در زمان نشست و ۶۵ درصد بهبود در دامنه تبدیل فوریه ارتعاشات ابزار حاصل شد.

Implementation of direct velocity feedback using the active dynamic actuator in order to reducing chatter vibration in boring

Maryam Fatemian¹, Nahid Zabih Hosseiniان², Behnam Motakef Imani^{3*}

1- MSc Student, Department of Mechanical Engineering, Ferdowsi University of Mashhad, Mashhad, Iran

2- MSc Graduate, Department of Mechanical Engineering, Ferdowsi University of Mashhad, Mashhad, Iran

3- Professor, Department of Mechanical Engineering, Ferdowsi University of Mashhad, Mashhad, Iran

* Corresponding Author's Email: imani@um.ac.ir

Article Information

Original Research Paper

Received: 8 April 2024

Accepted: 17 August 2024

Keywords:

Direct Velocity Feedback
Active Dynamic Absorber
Impact Excitation
Boring Bar Process

Abstract

In machining processes, boring bars play a significant role in manufacturing precise holes with desired surface smoothness. Vibrations of cutting tools mostly pose limitations in production. These limitations are attributed not only to the degradation of the quality of the machined surface but also decreases the tool's lifespan. Various methods, including passive and active vibration control methods, have been proposed to reduce these vibrations. The passive vibration control methods are stable, however their performance is limited with dependency on machining conditions. Direct velocity feedback control (DVFC) is an active control method in which a low computational amount is required with high adaptability to improve the performance of boring bar while reducing the vibration. Since the nature of this method has a low computational volume, a low cost hardware platform can be used for its implementation and the costs related to the control and operation of the tool inside the lathe can be reduced. In this paper, direct velocity feedback is applied with a digital accelerometer (ADXL345) and an Arduino DUE board. An active dynamic absorber is used to counteract vibrations resulting from any impact or disturbance and is compared with a condition without a dynamic absorber. Also, last, the increase in output voltage from the controller is investigated by the dynamic absorber's performance. As a result, 64% reduction in settling time and 65% improvement in the amplitude of the Fourier transform of instrument vibrations were obtained.

Please cite this article using:

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

Fatemian M, Zabih Hosseiniان N, Motakef Imani B. Implementation of direct velocity feedback using the active dynamic actuator in order to reducing chatter vibration in boring. Iranian Journal of Manufacturing Engineering. 2024 Aug 22;11(6):1-15. doi: 10.22034/IJME.2024.448988.1939 [In Persian]

۱- مقدمه

یکی از مهمترین فرایندهای تولید در صنعت، فرایند ماشین‌کاری است. افزایش سرعت ماشین‌کاری به معنای کوتاه کردن زمان تولید هر قطعه و افزایش تولید خواهد بود که همواره مورد توجه صنعت‌گران است اما افزایش سرعت سبب ناپایداری سیستم و بروز ارتعاشات ناخواسته می‌گردد که خود سبب ایجاد سطح با کیفیت نامناسب، کاهش دقت ابعادی و عمر ابزار می‌گردد. این ارتعاشات به دلیل ماهیت نیرویی متفاوت شامل سه دسته: ارتعاشات آزاد، ارتعاشات اجباری و ارتعاشات خودبرانگیخته (ارتعاشات چتر)^۱ می‌باشد [۱]. عواملی که سبب بروز ارتعاشات آزاد و اجباری هستند را می‌توان به نحوی در حین فرایند ماشین‌کاری حذف و یا از آن‌ها اجتناب نمود. ارتعاشات چتر که مهمترین این ارتعاشات می‌باشد ناشی از ناپایداری در فرایند ماشین‌کاری است و به آسانی قابل حذف و یا کنترل نیست و وقوع آن منجر به کاهش کیفیت قطعه کار، سر و صدای زیاد، افزایش سرعت خرابی ابزار و آسیب به ماشین ابزار می‌شود که در مجموع هزینه‌های تولید را به شدت افزایش می‌دهد.

تاکنون دو رویکرد متفاوت به منظور کنترل ارتعاشات چتر به کار گرفته شده است. رویکرد اول مبتنی بر تغییر شرایط ماشین‌کاری مانند تغییر سرعت اسپیندل، پیشروی و عمق برش و حتی تغییر در گیره‌بندی و یا شرایط خنک‌کاری حین فرایند و استفاده از ماشین‌کاری تر به جای ماشین‌کاری خشک بوده که در این روش‌ها تغییری در سیستم ایجاد نشده و تنها با تنظیم پارامترهای ماشین‌کاری، فرایند در بخش پایدار پیش می‌رود. برای مثال در روش مدولاسیون سرعت با تغییرات پیوسته در سرعت اسپیندل از پدیده چتر اجتناب می‌شود که این روش به دلیل اینرسی اسپیندل و توان عملگر دارای محدودیت است [۲]. امامی و کریمی [۳] تاثیر خنک‌کاری را بر پایداری چتر در فرایند ماشین‌کاری بررسی کرده و نشان دادند، استفاده از ماشین‌کاری تر می‌تواند مرز پایداری را تحت تاثیر قرار داده و آن را تا حد قابل ملاحظه‌ای بهبود دهد. صفری و همکاران [۴] اثر گیره‌بندی ابزار و قطعه‌کار را بر مرز نواحی پایداری در فرایند فرزکاری بررسی کرده و نشان دادند که گیره‌بندی ابزار و قطعه کار یکی از پارامترهای بسیار تاثیرگذار بر پایداری فرایند فرزکاری بوده و بر سفتی و میرایی مدل اثر گذاشته، به طوری که افزایش گشتاور گیره‌بندی باعث افزایش کمینه عمق برش بحرانی و کاهش دامنه نوسانات سیستم در حالت پایدار و ناپایدار در بازه زمانی مشخص می‌شود.

در رویکرد دوم با تغییر در دینامیک سیستم به وسیله میراگرهای غیرفعال^۲ یا فعال^۳ محدوده ماشین‌کاری پایدار افزایش می‌یابد. این روش‌ها در ماشین‌کاری چه به صورت غیرفعال و چه فعال، منجر به افزایش یکنواخت مرز پایداری برای تمام سرعت‌های اسپیندل می‌شود [۵]. عملکرد میراگرهای غیرفعال همواره وابسته به تنظیم دقیق پارامترهای آن‌ها بوده که به دلیل عدم قطعیت‌های موجود در فرایند مشکل است و با تغییر فرایند و کاربرد نیاز به تنظیم مجدد پارامترها می‌باشد [۶]. روش‌های فعال انرژی بیشتری را به سیستم اعمال کرده و با قابلیت انعطاف بیشتر شرایط برش متفاوتی را پوشش می‌دهند [۷].

تاکنون روش‌های کنترلی متفاوتی برای افزایش پایداری در فرایندهای مختلف ماشین‌کاری به کار گرفته شده است. این روش‌ها با انتخاب مناسب سنسور و عملگر، قابلیت خوبی در کنترل ارتعاشات ماشین‌کاری نشان داده‌اند و به خوبی توانسته‌اند محدوده ماشین‌کاری پایدار را گسترش دهند؛ همچنین این روش‌ها امکان میرا نمودن چندین مود را با استفاده از تنظیم پارامترهای کنترلر عملگر فراهم می‌کنند [۲]. به‌رغم تفاوت‌های کلی در عملگرهای به کار گرفته شده و ماشین‌های ابزار گوناگون، مهمترین و پرکاربردترین روش کنترلی به کار گرفته شده در کنترل ارتعاشات ماشین‌کاری، روش کنترل پسخور مستقیم سرعت (DVF^۴) است [۸]. مونوا و همکاران [۸] با مقایسه روش‌های مختلف کنترل پسخور مستقیم خروجی در افزایش پایداری ماشین‌کاری، به این نتیجه رسیدند که کنترل پسخور مستقیم سرعت موثرترین روش در افزایش پایداری سیستم است. چن و همکاران [۹] عملگر مغناطیسی را طراحی نمودند که ارتعاش ابزار داخل تراش را کنترل نماید. عملگر طراحی شده توسط آن‌ها با استفاده از روش پسخور مستقیم سرعت ارتعاش مود اول ابزار را به طور مطلوبی کنترل نمود. زائه و همکاران [۱۰] به کمک میراگر ارتعاشی فعال و پیاده‌سازی روش پسخور مستقیم سرعت اکثر مودهای نرم ماشین‌فرز را میرا نمودند و با انجام آزمون‌های فرزکاری و بررسی نرخ برداشت ماده در ارتعاشات چتر نشان دادند که سختی دینامیکی ۵۰ الی ۶۰ درصد افزایش یافته است.

¹ Chatter Vibration

² Inactive Damping

³ Active Damping

⁴ Direct Velocity Feedback

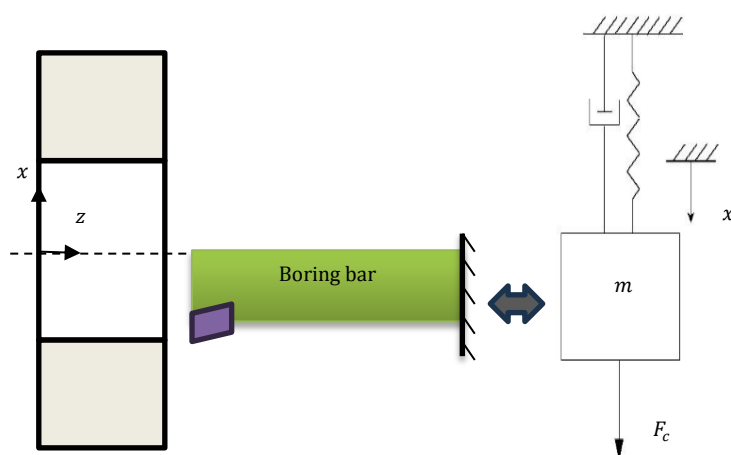
استفاده از کنترل تطبیقی به منظور میرا نمودن ارتعاشات چتر در عملیات داخل تراشی از کارهای ارائه شده توسط فلاح و معتکف [۱۱] است. بدین منظور از الگوریتم کنترل کننده (FxNLMS) استفاده شده است که این کنترلر تطبیقی، ارتعاشات چتر را تا ۷۰ دسی‌بل کاهش داده است. همچنین یک قطعه آلیاژی آلومینیوم (T6-6063) سوراخ‌کاری شده است. از دیگر کارهای ایشان ارائه یک مدل دینامیکی ابزار داخل تراش مجهز به عملگر الکترومغناطیس بوده که به روش شناسایی سیستم به دست آمده است. مدل دینامیکی حاصل از این روش قادر به تخمین مسیر پیشرو به ورودی چیرپ^۱ با دقت ۸۸ درصد و نیز تخمین سیگنال نیروی دینامیکی عملگر با دقت ۸۵ درصد است.

پیاده‌سازی کنترل تناسبی-انتگرالی-مشتقی^۲ غیرخطی برای بهبود عملکرد کنترل فعال ارتعاشات بر روی ابزار داخل تراش، پژوهشی است که توسط نعیمی و معتکف [۲] انجام گرفته است. در این پژوهش با استفاده از معیارهای عملکرد کنترلر توان کسری برای کنترلر غیرخطی بهینه شده و توان مصرفی نیز کاهش یافته است. در نهایت تمامی نتایج بر روی بستر آزمایش با روش کنترلر پسخور مستقیم سرعت مقایسه و صحت‌گذاری شده است.

روش پسخور مستقیم سرعت دارای مزایایی همچون عدم نیاز به مدل سیستم، سهولت در پیاده‌سازی، پایداری مطلوب و حجم محاسبات پایین است و به وسیله آن می‌توان صلبیت دینامیکی ابزار را به مقدار مطلوبی افزایش داد. هدف اصلی این پژوهش پیاده‌سازی الگوریتم پسخور مستقیم سرعت با استفاده از تجهیزاتی مقرون به صرفه است. از آنجایی که نیروی ضربه تمامی فرکانس‌های یک سیستم را خصوصاً فرکانس ارتعاشات چتر را تحریک می‌کند، در این پژوهش ارتعاشات ناشی از تحریک ضربه به ابزار داخل تراش با پیاده‌سازی روش پسخور مستقیم سرعت به وسیله جاذب دینامیکی فعال و تجهیزاتی کاملاً مقرون به صرفه کاهش یافته است. در ادامه ابتدا دینامیک فرایند داخل تراشی بیان و سپس مشخصات بستر آزمون و پیاده‌سازی کنترلر پسخور مستقیم سرعت بر روی بستر آزمون ارائه گردیده و در نهایت به ارزیابی عملکرد کنترلر و معیارهای آن پرداخته شده است.

۲- سینماتیک و دینامیک فرایند داخل تراشی

شکل ۱ نمایی از فرایند داخل تراشی با استفاده از ابزار داخل تراش را نمایش می‌دهد [۱۲]. همان‌طور که قابل مشاهده است، لبه برنده ابزار در راستای محور قطعه کار حرکت کرده و براده‌برداری می‌نماید. در طول فرایند داخل تراشی، ابزار و تکیه‌گاه با یکدیگر حرکت کرده و طول موثر ابزار داخل تراش ثابت باقی می‌ماند و لذا ابزار داخل تراش را می‌توان به صورت یک سیستم یک درجه آزادی در نظر گرفت که در آن m ، c و k به ترتیب جرم، ضریب میرایی و سختی ابزار می‌باشند. x تغییر مکان نوک ابزار و F_c نیروی برش در راستای x و F_{act} نیروی عملگر دینامیکی می‌باشد.



شکل ۱ سینماتیک فرایند داخل تراشی [۱۲]

¹ Chirp

² PID

با در نظر گرفتن ابزار به صورت یک سیستم یک درجه آزادی در جهت شعاعی، معادله حرکت سیستم را می‌توان به صورت زیر نوشت:

$$m\ddot{x}(t) + c\dot{x}(t) + kx(t) = F_c(t) + F_{act}(t) \quad (1)$$

در روش پسخور سرعت از سیگنال سرعت به عنوان سیگنال کنترلی سیستم استفاده می‌شود، بنابراین با به کار بردن این روش نیروی اعمالی از سوی عملگر را می‌توان به صورت زیر در نظر گرفت:

$$F_{act}(t) = -K_i \dot{x}(t) \quad (2)$$

که در آن K_i ضریب بهره کنترل کننده و \dot{x} سرعت سیستم می‌باشد. بنابراین معادله حرکت سیستم به شکل زیر خواهد شد:

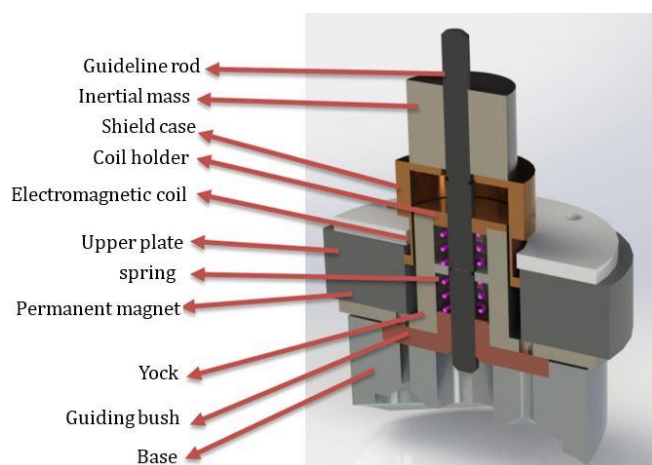
$$m\ddot{x}(t) + (c + K_i)\dot{x} + kx(t) = F_c(t) \quad (3)$$

همان‌طور که در معادله ۳ قابل مشاهده است، میرایی سیستم در نتیجه افزودن عملگر و استفاده از روش پسخور مستقیم سرعت افزایش یافته و از آن جایی که صلبیت دینامیکی برابر با حاصل ضرب صلبیت استاتیکی در میرایی است، لذا افزایش میرایی سیستم منجر به افزایش صلبیت دینامیکی سیستم می‌گردد [۲]. عمق برش بحرانی متناسب با صلبیت دینامیکی سیستم است، بنابراین با بهبود صلبیت دینامیکی ابزار، ارتعاشات چتر کاهش یافته و محدوده ماشین‌کاری پایدار و نیز کارایی سیستم افزایش خواهد یافت [۱۲].

۳- بستر آزمون ابزار داخل تراش مجهز به عملگر VCA

در این پژوهش به منظور کاهش ارتعاش ابزار داخل تراش، از عملگر VCA به کار گرفته شده که در آزمایشگاه CAD/CAM دانشگاه فردوسی مشهد طراحی و ساخته شده است. عملگرهای VCA، تجهیزاتی با کورس محدود و نسبت توان به حجم بالا هستند که نیروی خارجی آن‌ها متناسب با جریان اعمالی به سیم‌پیچ آن‌ها می‌باشد. این تجهیزات در کاربردهای متفاوتی که نیاز به شتاب و دقت بالا می‌باشد به کار گرفته می‌شوند. اجزای اصلی این عملگرها شامل یک مغناطیس دائم و یک سیم‌پیچ است که بر مبنای قانون نیروی الکترومغناطیس لورنتز^۱ عمل می‌کنند و اعمال جریان به سیم‌پیچ سبب ایجاد نیرو در راستای محور سیم‌پیچ می‌شود [۱۳]. شکل ۲ اجزای عملگر به کار رفته در این پژوهش و جدول ۱ مشخصات فنی مربوط به آن را نشان می‌دهد. در واقع با عبور جریان از سیم‌پیچ قرار گرفته در میدان مغناطیسی نیرو در راستای میله راهنما ایجاد شده که سبب حرکت میله و جرم قرار گرفته بر روی آن شده و در نهایت اینرسی جرم سبب ایجاد نیرو می‌گردد که در پژوهش حاضر از نیروی اینرسی ایجاد شده برای میرایی ارتعاشات ابزار استفاده شده است. رابطه ۴ قانون الکترومغناطیس لورنتز را نشان می‌دهد که در آن N تعداد دور سیم‌پیچ، i جریان سیم‌پیچ، l طول سیم‌پیچ قرار گرفته در میدان مغناطیسی و B چگالی میدان مغناطیسی را نشان می‌دهد، جهت نیروی ایجاد شده بر اساس جهت جریان سیم‌پیچ تعیین می‌شود.

$$F_l = N \times i \times l \times B \quad (4)$$



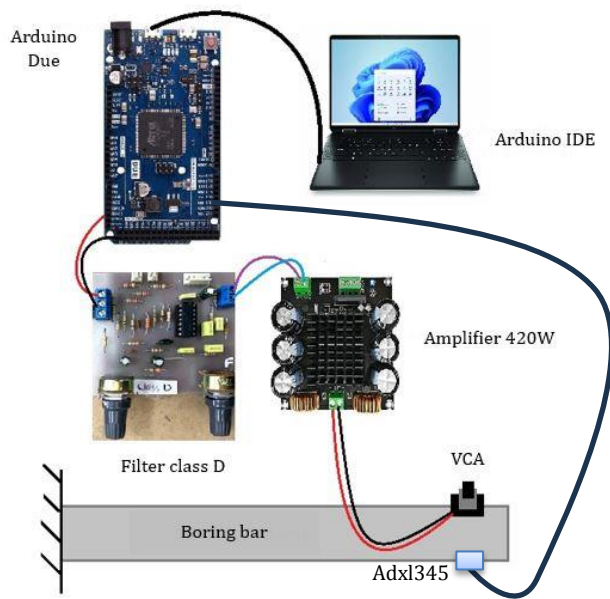
شکل ۲ اجزای عملگر استفاده شده

¹ Lorentz Force Principle

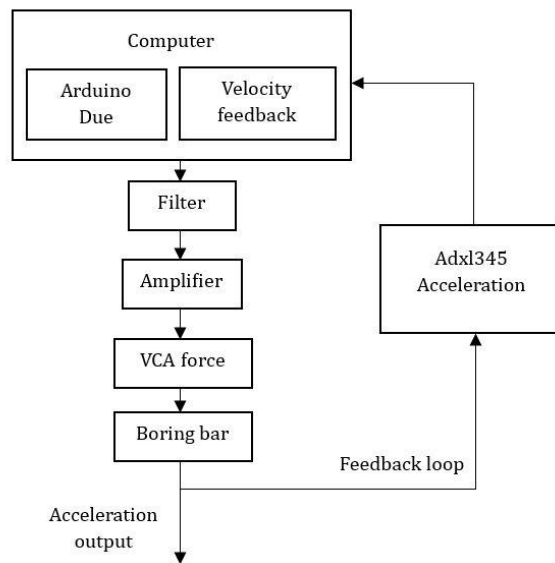
جدول ۱ مشخصات فنی عملگر مورد استفاده

مقدار	متغیر
۳۹ گرم	جرم اینرسی
± 4 میلی متر	بیشینه جابه‌جایی
۱۲۹ نیوتن	بیشینه نیرو
۳۰ تا ۱۰۰ هرتز	بازه فرکانسی

حلقه سخت افزاری سیستم کنترلی شامل حسگر شتاب دیجیتالی Adxl345، برد آردوینو Due، فیلتر پایین‌گذر، تقویت‌کننده ۴۲۰ وات و عملگر VCA می‌باشد. اجزای حلقه سخت افزاری و نحوه ارتباط آن‌ها در شکل ۳ و بلوک دیاگرام مربوطه در شکل ۴ قابل مشاهده است.



شکل ۳ بستر آزمون و نحوه ارتباط اجزا



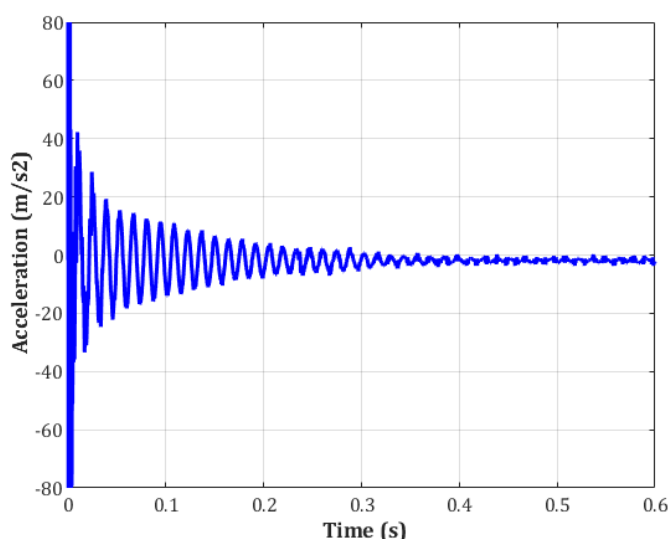
شکل ۴ بلوک دیاگرام نحوه ارتباط اجزا سیستم

به منظور اندازه‌گیری ارتعاشات انتهایی سر آزاد ابزار داخل تراش حسگر شتاب دیجیتالی سه محوره Adxl345 با پهنای باند ۱۶۰۰ هرتز به کار گرفته شده است. برای دریافت و پردازش داده‌های دریافتی از این حسگر و نیز تولید سیگنال کنترلی، از برد آردوینو Due استفاده می‌شود. ویژگی بارز برد آردوینو Due و علت به کار بردن آن در این پژوهش، وجود دو کانال تبدیل دیجیتال به آنالوگ^۱ می‌باشد که امکان تولید سیگنال خروجی آنالوگ را فراهم می‌سازد. فیلتر پایین‌گذر به منظور حذف میانگین سیگنال^۲ خروجی از آردوینو Due، فیلتراسیون نویز و تقویت آن به بستر آزمون افزوده شده است. یک تقویت کننده ۴۲۰ وات نیز جهت تقویت سیگنال کنترلی خروجی از برد آردوینو، برای تامین توان مورد نیاز عملگر به کار رفته است.

یک حسگر شتاب آنالوگ تک محوره ساخت شرکت تنلی^۳ با پهنای باند ۱۰ کیلو هرتز جهت صحت سنجی عملکرد حسگر شتاب دیجیتالی و نیز بررسی تاثیر افزودن عملگر به بستر آزمون به کار گرفته شده است که کارت اکتساب داده^۴ ادونتک (Advanteq1711) برای داده‌برداری و پردازش داده‌های آن استفاده شده است.

ابتدا شتاب ارتعاش ابزار داخل تراش توسط حسگر شتاب دیجیتالی Adxl345 اندازه‌گیری و سیگنال اندازه‌گیری شده به آردوینو Due و سپس رایانه ارسال شده و پس از بررسی و پردازش آن، سیگنال کنترلی مورد نیاز با استفاده از روش پسخور مستقیم سرعت شبیه‌سازی و با استفاده از پایه دیجیتالی به آنالوگ آردوینو Due تولید شده است. سیگنال کنترلی پس از عبور از فیلتر پایین‌گذر و حذف جابه‌جایی میانگین، به تقویت کننده ۴۲۰ وات فرستاده شده تا دامنه آن افزایش یابد و توانایی به حرکت در آوردن جاذب دینامیکی و حذف ارتعاشات ابزار را دارا باشد. سیگنال کنترلی تقویت‌شده به جاذب دینامیکی فعال اعمال و سبب ارتعاش آن می‌گردد، جاذب دینامیکی با ارتعاش خود به ابزار داخل تراش نیرو وارد کرده و سبب کاهش ارتعاش آن می‌شود.

از آنجایی که نیروی ضربه تمامی فرکانس‌های طبیعی سیستم را تحریک می‌کند و فرکانس ارتعاشات چتر نزدیک به یکی از فرکانس‌های طبیعی و با قابلیت انعطاف بالا است، تحریک‌های اعمالی به ابزار داخل تراش در این پژوهش، از نوع ضربه و همراستا با جاذب دینامیکی فعال است. با اعمال ضربه به انتهای این سیستم ارتعاشات به صورت شکل ۵ میرا خواهد شد؛ این در حالی است که هیچ‌گونه عملیاتی در کاهش ارتعاش سیستم صورت نگرفته و میرایی ابزار داخل تراش خود در کاهش این ارتعاشات دخیل بوده است.



شکل ۵ نحوه ارتعاش ابزار داخل تراش در اثر اعمال نیرو ضربه

شکل ۶ نمایی از بستر آزمون در حالی که حسگرهای شتاب و جاذب دینامیکی فعال بر روی آن نصب شده است را نمایش می‌دهد. همان‌طور که در شکل ۶ مشهود است، دو حسگر شتاب آنالوگ و دیجیتالی، جابه‌جایی در راستای x را خروجی می‌دهند. به‌منظور

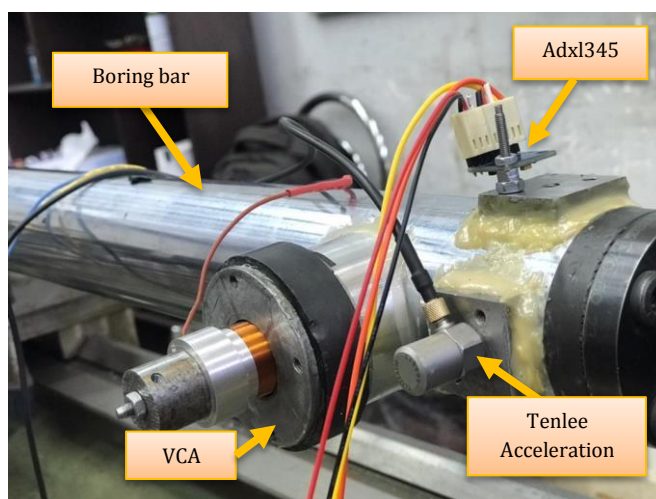
¹ Digital to Analog Converter (DAC)

² DC Offset

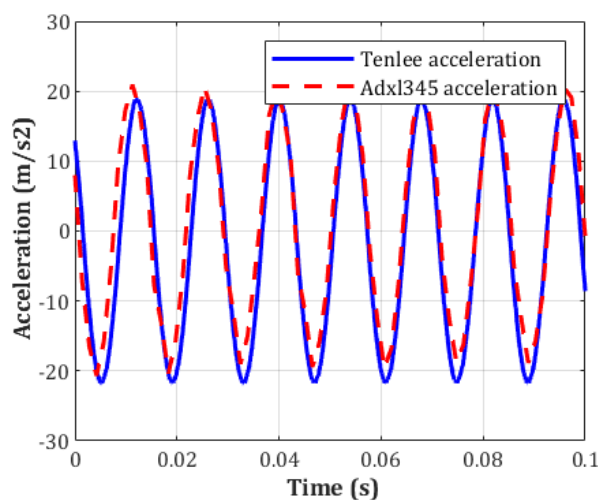
³ Tenlee

⁴ Data Aquation

صحت‌سنجی عملگر حسگر شتاب دیجیتال Adxl345، به کمک جاذب دینامیکی فعال که همانند شیکر عمل کرده تحریکی سینوسی به ابزار داخل تراش اعمال گشته و دامنه‌ی دو حسگر شتاب در فرکانس ۷۲/۲۷ هرتز که فرکانس طبیعی اول ابزار داخل تراش است، با یکدیگر مقایسه شده است. شکل ۷ نمایش سیگنال اندازه‌گیری شده توسط دو شتاب‌سنج را نشان می‌دهد. همان‌طور که قابل مشاهده است، حسگر آنالوگ و دیجیتال مشابه یکدیگر شتاب را اندازه‌گیری کرده و لذا صحت عملکرد شتاب‌سنج Adxl345 تایید می‌شود.



شکل ۶ نمایشی از ابزار داخل تراش به همراه جاذب دینامیکی فعال و حسگرهای شتاب



شکل ۷ مقایسه دو حسگر شتاب دیجیتال Adxl345 و آنالوگ تلی

پس از توضیح کلی بستر آزمون و اطمینان از صحت عملکرد شتاب‌سنج دیجیتال Adxl345 حال به بررسی و توضیح روش کنترلی پسخور مستقیم سرعت که روش مورد استفاده در این پژوهش است، پرداخته می‌شود.

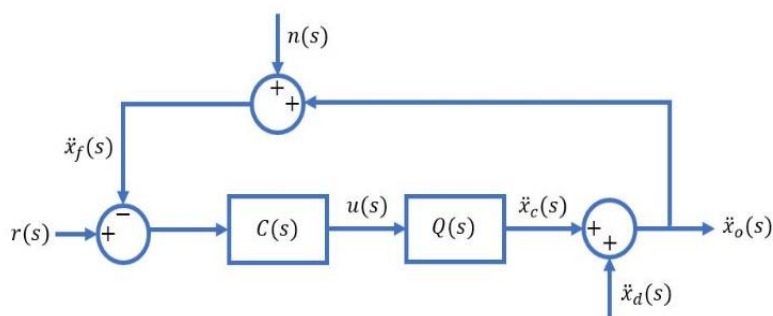
۴- روش پسخور مستقیم سرعت برای کاهش ارتعاشات

روش‌های متعددی در کنترل فعال به منظور میرا نمودن ارتعاشات یک سیستم وجود دارد که یکی از آن‌ها روش پسخور مستقیم سرعت می‌باشد. روش کنترل پسخور سرعت متداول‌ترین روش کنترل ارتعاشات برای سیستم‌های هم‌مکان^۱ است که در آن سیگنال پسخور متناسب با سرعت سیستم است و به صورت میرایی ویسکوز عمل می‌کند، این رویکرد نیازی به مدل سیستم ندارد و یکی از

^۱ Collocated

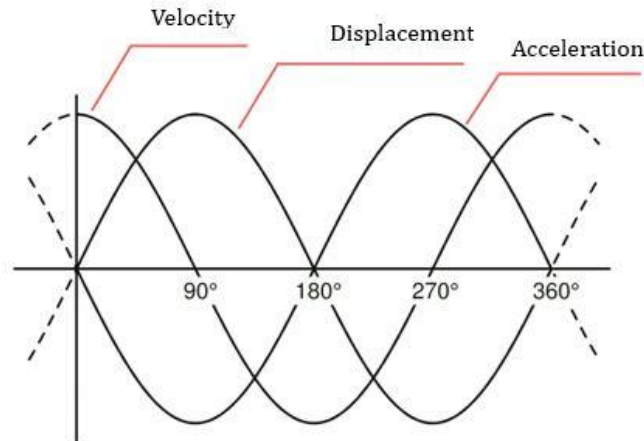
موثرترین روش‌ها در کنترل ارتعاشات است [۱۴]. در این روش بر خلاف سیستم‌های کنترل سنتی که در آن سیگنال کنترل بر اساس تفاوت بین موقعیت مورد نظر و موقعیت واقعی سیستم بوده است، سیگنال کنترل بر اساس تفاوت بین سرعت مورد نظر و سرعت واقعی سیستم است. این عملکرد باعث ایجاد اختلاف فاز ۱۸۰ درجه‌ای بین اغتشاشات و نیروی فعال ایجاد می‌گردد [۱۰]. استفاده از اطلاعات سرعت سیستم مستقیماً بر پویایی فرایند تاثیر گذاشته و زمان پاسخ سیستم را به طور قابل توجهی بهبود بخشیده و امکان پیاده‌سازی کنترل دقیق‌تر و کارآمدتری را فراهم می‌آورد. مزایای این روش عبارتند از امکان پذیری حذف اثرات تاخیر و غیرخطی بودن سیستم و کنترل سریع‌تر و دقیق‌تر. همچنین این روش قادر است نوسانات و بی‌ثباتی در حلقه کنترل را کاهش دهد. پیاده‌سازی روش پسخور مستقیم سرعت به ویژه در سیستم‌هایی که کنترل سرعت در آن‌ها بسیار مهم است، مانند رباتیک، سیستم‌های کنترل حرکت و سیستم‌های سروو مفید است. پیاده‌سازی این روش معمولاً شامل اندازه‌گیری سرعت سیستم با استفاده از حسگرهایی مانند انکودرها، سرعت‌سنج‌ها و یا شتاب‌سنج‌ها و ارائه سیگنال‌های بازخورد لازم برای تنظیم ورودی‌های کنترلر است. این تکنیک امکان کنترل پویاتر و پاسخگوتر سیستم‌ها را فراهم می‌کند و عملکرد و دقت کلی کنترلر را بهبود می‌بخشد.

در شکل ۸ نمایی از سیستم کنترل فعال ارتعاشات با ساختار پسخور نمایش داده شده است [۱۵]. $Q(s)$ تابع تبدیل مسیر پیشرو یا همان تابع تبدیل میان سیگنال فرمان $u(s)$ ورودی به عملگر و سیگنال شتاب کنترل $\ddot{x}_c(s)$ ناشی از تحریک مجموعه عملگر-ابزار توسط کنترل کننده است. لذا این تابع تبدیل دربرگیرنده مشخصات دینامیکی مجموعه جاذب دینامیکی و ابزار برشی است. علاوه بر تحریک ابزار توسط سیستم کنترل، در حین آزمون ضربه یا فرایند براده‌برداری، یک نیروی تحریک به عنوان اغتشاش خارجی به انتهای آزاد ابزار اعمال می‌گردد که پاسخ دینامیکی ابزار برشی به این تحریک برابر سیگنال شتاب اغتشاش $\ddot{x}_d(s)$ خواهد بود. بنابراین، سیگنال پاسخ خروجی از نوک ابزار $\ddot{x}_o(s)$ که توسط سنسور شتاب‌سنج اندازه‌گیری می‌شود، برابر مجموع دو مولفه شتاب $\ddot{x}_c(s)$ و $\ddot{x}_d(s)$ است. در ساختار سیستم کنترل، با صرف نظر کردن از اثرات نویز محیطی $n(s)$ ، سیگنال $\ddot{x}_o(s)$ به عنوان سیگنال پسخور به ورودی بلوک کنترل کننده $C(s)$ وارد می‌شود. باید توجه داشت که در مسئله کنترل فعال ارتعاشات، مقدار سیگنال مرجع $r(s)$ برابر صفر بوده و لذا سیگنال همان $\ddot{x}_o(s)$ سیگنال خطا است. در حالت ایده‌آل و برای حذف کامل $\ddot{x}_d(s)$ باید سیگنال $\ddot{x}_c(s)$ دارای دامنه و در فاز مخالف با سیگنال شتاب اغتشاش باشد. در این پژوهش برای حذف ارتعاشات ابزار داخل تراش از الگوریتم کنترل پسخور مستقیم سرعت استفاده شده است. لذا بلوک کنترل کننده فقط شامل یک انتگرال‌گیر بوده و ضابطه آن به صورت $C(s) = K_i/s$ است. K_i ضریب بهره کنترل کننده است که با تغییر آن می‌توان کارایی و پایداری سیستم کنترل حلقه بسته را تغییر داد [۱۵].



شکل ۸ دیاگرام سیستم کنترل فعال ارتعاشات با ساختار پسخور [۱۵]

در عمل به منظور پیاده‌سازی عملکرد بلوک کنترل کننده $C(s)$ می‌توان از سیگنال شتاب انتگرال‌گیری نمود، که فرایند آن زمان‌بر بوده و دقت کافی را ندارد. از آن‌جا که ارتعاشات دارای ماهیت نوسانی بوده و در هر چرخه تکرار می‌شود و نیز هر سیگنال متغیر با زمان را می‌توان به صورت مجموع توابع سینوسی و کسینوسی با فرکانس و دامنه‌های مختلف نشان داد، ارتعاشات ابزار با تقریب خوب به صورت هارمونیک نمایش داده می‌شود و اختلاف فاز میان سیگنال سرعت و شتاب ۹۰ درجه تخمین زده می‌شود [۱۶] (شکل ۹). لذا با ایجاد تغییر در دامنه و فاز سیگنال شتاب می‌توان به سیگنال سرعت رسید و از آن به عنوان سیگنال کنترلی در ساختار روش پسخور مستقیم سرعت استفاده نمود.

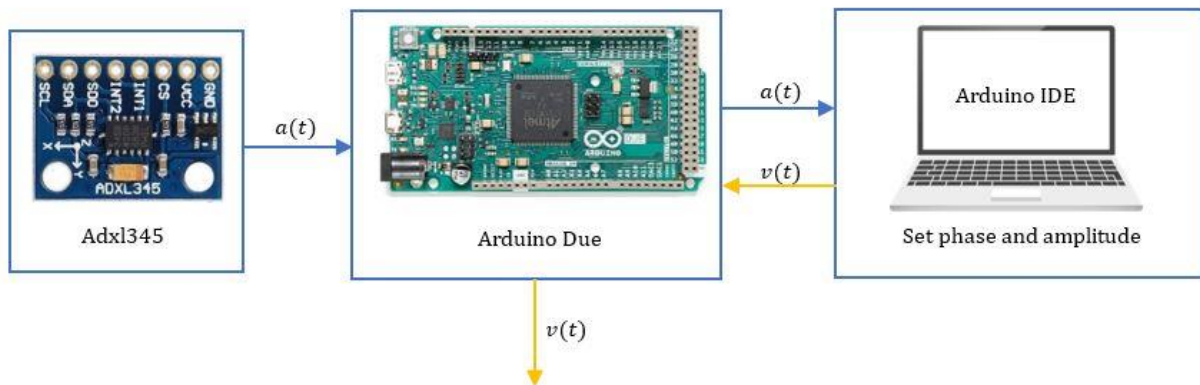


شکل ۹ سیگنال‌های سرعت و شتاب و اختلاف فاز موجود میان آن‌ها

پس از توضیح روش پسخور مستقیم سرعت، در ادامه به توضیح و بیان چگونگی تنظیم دامنه و فاز سیگنال شتاب و پیاده‌سازی روش پسخور مستقیم سرعت بر روی بستر آزمون پرداخته می‌شود.

۵- پیاده‌سازی روش پسخور مستقیم سرعت بر روی بستر آزمون

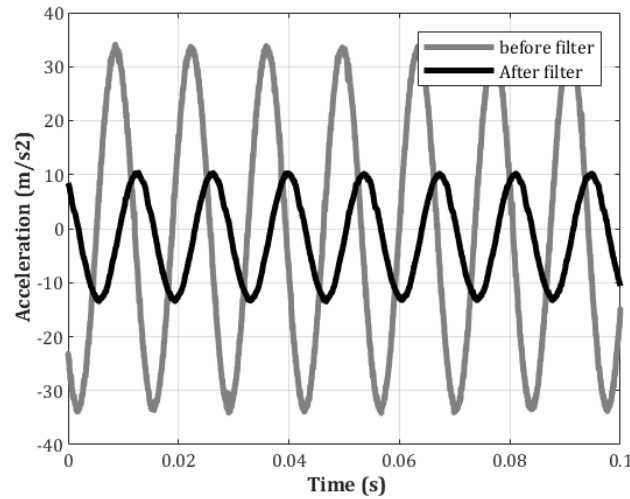
پیاده‌سازی روش پسخور مستقیم سرعت نیازمند سیگنال سرعت ارتعاشات ابزار داخل تراش است؛ اما از آنجایی که حسگرهای سرعت معمولاً گران‌قیمت بوده و به دلیل جرم زیاد بر مشخصات سیستم تأثیر می‌گذارند، از حسگرهای شتاب‌سنج که علاوه بر قیمت مناسب دارای جرم کمی بوده و تغییراتی در خصوصیات سیستم مورد نظر ایجاد نمی‌کنند، در این پژوهش استفاده شده است. همان‌طور که در بخش قبل ذکر شد به منظور تبدیل سیگنال شتاب به سیگنال سرعت و تولید سیگنال کنترلی، لازم است دامنه و فاز سیگنال شتاب تنظیم گردد. شکل ۱۰ دیاگرام تبدیل سیگنال شتاب به سرعت را نشان می‌دهد.



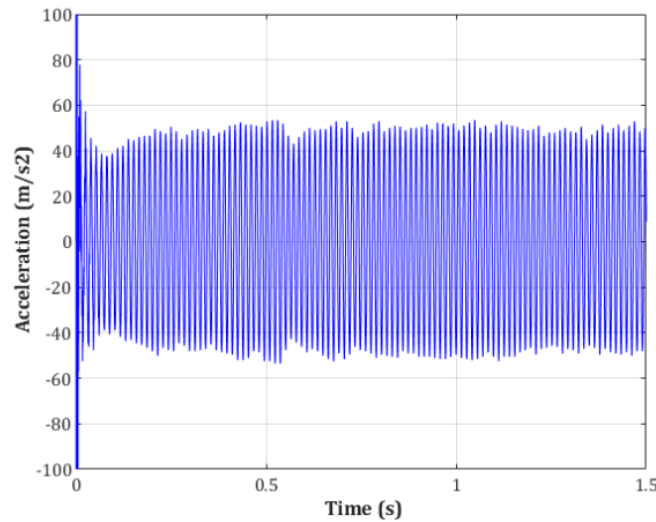
شکل ۱۰ دیاگرام تبدیل سیگنال شتاب به سیگنال سرعت

به منظور تنظیم فاز سیگنال شتاب لازم است ابتدا اختلاف فاز بین دو سیگنال تولیدی و سیگنال نهایی محاسبه شود. شکل ۱۱ نمایانگر سیگنال تولیدی بعد از پایه DAC برد آردوینو و دریافتی از حسگر شتاب آنالوگ تئلی سیستم و مقایسه آن‌ها با یکدیگر است. اختلاف فاز میان این دو سیگنال محاسبه و برابر ۷۹/۵۱ درجه بدست آمده است.

اکنون با در نظر گرفتن اختلاف فاز کلی ایجاد شده توسط اجزا بستر پژوهش، باید فاز سیگنال شتاب تنظیم شود؛ چرا که در صورت تنظیم نبودن فاز سیگنال کنترلی ممکن است سیگنال ارتعاش ابزار داخل تراش و سیگنال کنترلی هم‌فاز شده و ارتعاشات ابزار تشدید گردد. شکل ۱۲ نمونه‌ای از افزایش ارتعاشات ابزار داخل تراش در نتیجه تنظیم نامناسب اختلاف فاز می‌باشد.



شکل ۱۱ بررسی اختلاف فاز کلی سیستم



شکل ۱۲ تشدید ارتعاشات ابزار داخل تراش در نتیجه تنظیم نامناسب اختلاف فاز

در این پژوهش هر سیگنال شتاب دریافت شده توسط شتاب سنج Adxl345 در فرکانس طبیعی اول ابزار داخل تراش (۲۲/۲۷ هرتز) دارای ۱۲ داده بوده است، لذا فاصله بین هر دو داده برابر ۳۰ درجه می‌باشد. در شرایط روشن بودن جاذب دینامیکی فعال، ضربه به ابزار داخل تراش وارد شده و جاذب دینامیکی با اختلاف فازهای ۰ تا ۱۲ داده که دوره کامل یک نوسان ابزار را تشکیل می‌دهد، فعال گردیده است. در جدول ۲ مقادیر اختلاف فاز اعمال شده به سیگنال شتاب و استفاده از آن به عنوان سیگنال کنترلی و نتایج حاصل ذکر شده است. همان‌طور که قابل مشاهده است، در اختلاف فازهای ۰ تا ۶۰ درجه ارتعاشات ابزار میرا شده و در اختلاف فازهای ۹۰ تا ۲۴۰ درجه هم فاز شدن سیگنال‌های ارتعاش و فرمان و در نتیجه تشدید ارتعاشات ابزار قابل مشاهده است، در ۲۷۰ تا ۳۶۰ درجه مجدداً میرایی ارتعاشات دیده می‌شود.

جدول ۲ اختلاف فازهای اعمال شده بر سیگنال شتاب و نتایج حاصل

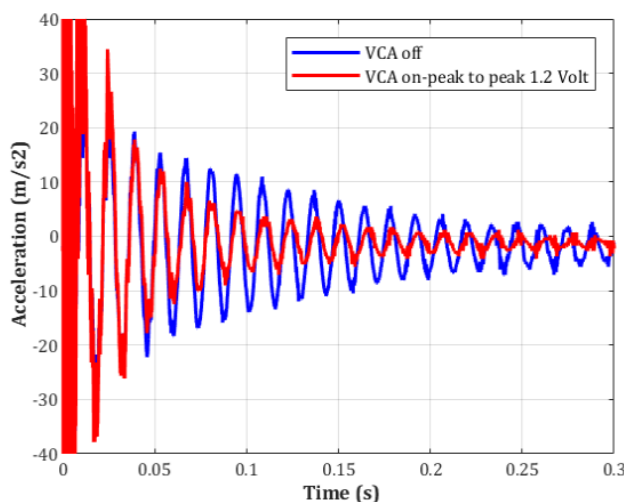
۱۲	۱۱	۱۰	۹	۸	۷	۶	۵	۴	۳	۲	۱	۰	تعداد جابه‌جایی داده
۳۶۰	۳۳۰	۳۰۰	۲۷۰	۲۴۰	۲۱۰	۱۸۰	۱۵۰	۱۲۰	۹۰	۶۰	۳۰	۰	زاویه تاخیر یافته (درجه)
میرا	میرا	میرا	میرا	نامیرا	نامیرا	نامیرا	نامیرا	نامیرا	نامیرا	میرا	میرا	میرا	نتیجه میرایی

حال لازم است اختلاف فاز بهینه از میان اختلاف فازهای میرا شده سیستم، انتخاب شود؛ لذا در ادامه به منظور یافتن بیشترین میرایی حاصل شده، از سیگنال‌های میرا شده فوق تبدیل فوریه گرفته و دامنه هریک استخراج شده است. همان‌طور که در جدول ۳ قابل مشاهده است، کمترین دامنه که نشان‌گر کمترین انرژی و در نتیجه بیشینه میزان میرایی است مربوط به اختلاف فاز ۳۰ درجه (جابه‌جایی یک داده) می‌باشد. در نتیجه با ایجاد اختلاف فاز ۳۰ درجه می‌توان به بیشترین میزان میرایی دست یافت؛ بنابراین در ادامه این پژوهش اختلاف فاز سیگنال شتاب بر روی ۳۰ درجه تنظیم گردیده است.

جدول ۳ دامنه تبدیل فوریه اختلاف فازهای میرا شده

تعداد جابه‌جایی داده	۰	۱	۲	۹	۱۰	۱۱	۱۲
دامنه تبدیل فوریه (میلی ولت)	۶/۹۹۹	۳/۳۲۰	۵/۲۳۶	۷/۴۲۷	۵/۰۴۹	۴/۷۳۳	۶/۹۸۹

در ادامه به منظور تنظیم ضریب دامنه سیگنال شتاب و بررسی اثر افزایش دامنه آن در میرایی سیستم، با تنظیم پیچ فیلتر دامنه سیگنال شتاب خروجی از فیلتر به ترتیب در بازه ± 0.6 و ± 0.8 ولت محدود شده است. سیگنال شتاب خروجی از فیلتر پس از عبور از تقویت کننده ۴۲۰ وات به جاذب دینامیکی اعمال و سبب ارتعاش آن می‌گردد. شکل ۱۳ نشان‌دهنده ارتعاشات ابزار داخل تراش در دو حالت خاموش و روشن بودن جاذب دینامیکی در محدوده ولتاژ ۱/۲ ولت است.



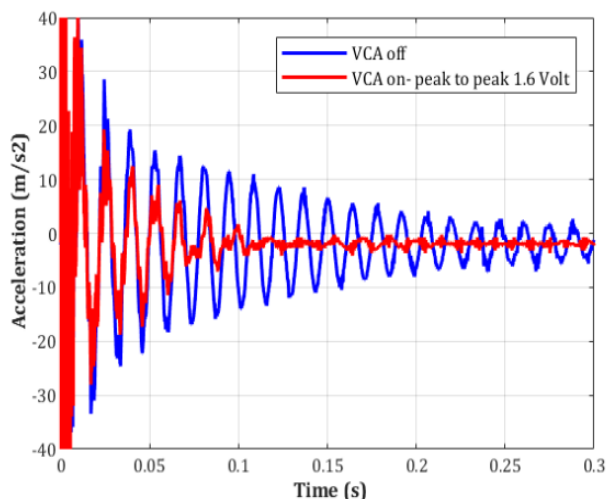
شکل ۱۳ شتاب ابزار در حالت خاموش و روشن بودن جاذب دینامیکی با تنظیم خروجی فیلتر در محدوده ۱/۲ ولت

جدول ۴ نیز مشخصات مربوط به زمان نشست هر دو سیگنال را نشان می‌دهد. همان‌طور که قابل مشاهده است، در هنگام خاموش بودن جاذب دینامیکی زمان نشست برابر ۰/۳۲۸ ثانیه و در زمان روشن بودن آن برابر ۰/۱۵۲ ثانیه می‌باشد که نسبت به حالت خاموش بودن جاذب ۳۹/۲ درصد کاهش یافته است.

جدول ۴ زمان نشست شتاب ابزار در حالت خاموش و روشن بودن جاذب دینامیکی در محدوده ۱/۲ ولت

زمان نشست	جاذب دینامیکی
۰/۳۲۸	خاموش
۰/۱۵۲	روشن در محدوده ۱/۲ ولت
۳۹/۲	درصد بهبود

شکل ۱۴ بیانگر ارتعاشات ابزار در حالت روشن بودن جاذب در محدوده ولتاژ ۱/۶ ولت است. همان‌طور که قابل مشاهده است با افزایش محدوده ولتاژ از ۱/۲ ولت به ۱/۶ ولت می‌توان به نیروی بیشتر و در نتیجه میرایی بیشتری دست یافت؛ چرا که افزایش ولتاژ سبب افزایش نیروی اعمالی عملگر به ابزار می‌گردد. البته باید توجه داشت که به دلیل مرتعش شدن VCA استهلاک سیستم افزوده می‌شود و در صورت حذف کامل VCA استهلاک کمتر و در نتیجه ارتعاشات طولانی‌تر خواهد بود.



شکل ۱۴ شتاب ابزار در حالت خاموش و روشن بودن جاذب دینامیکی با تنظیم خروجی فیلتر در محدوده ۱/۶ ولت

جدول ۵ نیز مشخصات مربوط به زمان نشست هر دو سیگنال شکل ۱۴ را نشان می‌دهد. همان‌طور که قابل مشاهده است، در هنگام خاموش بودن جاذب دینامیکی زمان نشست برابر ۰/۳۲۸ ثانیه و در زمان روشن بودن آن در محدوده ۱/۶ ولت برابر ۰/۱۱۹ ثانیه می‌باشد که نسبت به حالت خاموش بودن جاذب ۶۴ درصد کاهش یافته است.

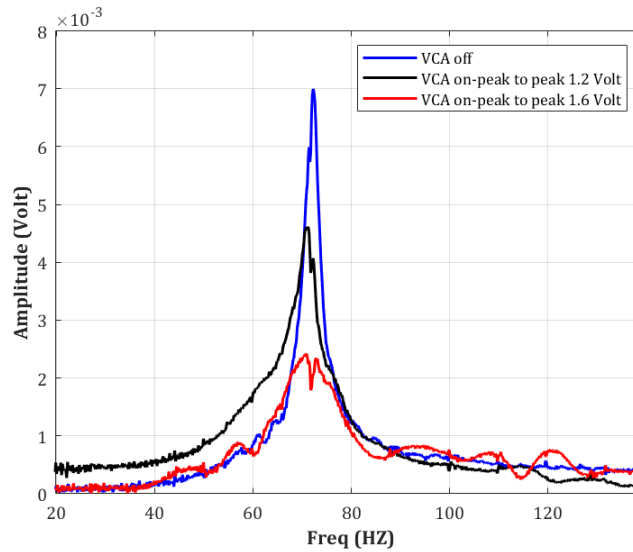
جدول ۵ زمان نشست شتاب ابزار در حالت خاموش و روشن بودن جاذب دینامیکی در محدوده ۱/۶ ولت

زمان نشست (ثانیه)	جاذب دینامیکی
۰/۳۲۸	خاموش
۰/۱۱۹	روشن در محدوده ۱/۲ ولت
۶۴	درصد بهبود

در هر دو حالت از سیگنال شتاب ارتعاش ابزار تبدیل فوریه گرفته شده و با حالت خاموش بودن جاذب دینامیکی مقایسه شده است. شکل ۱۵ نمایان‌گر تبدیل فوریه سیگنال ارتعاشات ابزار داخل تراش در حالت خاموش بودن جاذب دینامیکی و روشن بودن آن در محدوده ۱/۲ و ۱/۶ ولت می‌باشد. همان‌طور که در شکل ۱۵ قابل مشاهده است، کمترین میزان دامنه تبدیل فوریه و در نتیجه کمترین میزان انرژی مربوط به حالت روشن بودن جاذب دینامیکی در محدوده ۱/۶ ولت می‌باشد. پس می‌توان نتیجه گرفت با افزایش محدوده ولتاژ، نیروی اعمالی عملگر افزایش یافته و سبب میرایی بیشتر ارتعاشات می‌گردد.

در جدول ۶ مقادیر مربوط به دامنه تبدیل فوریه هر یک از تبدیل‌های فوق، و همچنین درصد بهبود هر کدام نسبت به شرایط خاموش بودن جاذب دینامیکی ذکر شده است.

با توجه به جدول ۶ دامنه تبدیل فوریه در حالت خاموش جاذب برابر ۶/۹۹۹ میلی ولت و در حالت روشن بودن جاذب در محدوده ۱/۲ ولت برابر ۴/۵۶۵ میلی ولت است که به مقدار ۳۴/۷۷ درصد کاهش یافته است؛ در واقع می‌توان گفت ارتعاشات در این حالت به میزان ۳۴/۷۷ درصد کاهش پیدا کرده است. همچنین در حالت روشن بودن جاذب در محدوده ۱/۶ ولت دامنه تبدیل فوریه برابر ۲/۴۱۱ میلی ولت است که نسبت به میزان خاموش بودن آن ۶۵/۵۵ درصد کاهش یافته است که به معنای کاهش ۶۵/۵۵ درصدی ارتعاشات ابزار می‌باشد.



شکل ۱۵ تبدیل فوری شتاب ابزار در سه حالت

جدول ۶ دامنه تبدیل فوری شتاب ابزار در حالت خاموش و روشن بودن جاذب دینامیکی در محدوده ۱/۲ و ۱/۶ ولت

دامنه تبدیل فوری (میلی ولت)	جاذب دینامیکی
۶/۹۹۹	خاموش
۴/۵۶۵	روشن در محدوده ۱/۲ ولت
۲/۴۱۱	روشن در محدوده ۱/۶ ولت

جدول ۷ جمع بندی نتایج ذکر شده را نشان می‌دهد، باید در نظر داشت مطابق با جدول ۷ با افزایش ۳۴ درصدی در دامنه نیروی جاذب از ۱/۲ به ۱/۶ ولت زمان نشست به میزان ۲۴/۸ درصد و دامنه تبدیل فوری به ۳۰/۷۸ درصد بهبود پیدا کرده است؛ چرا که با افزایش نیروی جاذب میزان نیروی اعمالی به ابزار افزایش یافته و ارتعاشات بیشتری میرا می‌گردد.

جدول ۷ دامنه تبدیل فوری و زمان نشست شتاب ابزار در حالت خاموش و روشن بودن جاذب دینامیکی

جاذب دینامیکی	زمان نشست (ثانیه)	دامنه تبدیل فوری (میلی ولت)	درصد بهبود	
			زمان نشست	دامنه تبدیل فوری
خاموش	۰/۳۲۸	۶/۹۹۹	-	-
محدوده ۱/۲ ولت	۰/۱۵۲	۴/۵۶۵	۳۹/۲	۳۴/۷۷
محدوده ۱/۶ ولت	۰/۱۱۹	۲/۴۱۱	۶۴	۶۵/۵۵

۶- نتیجه‌گیری

در پژوهش حاضر با استفاده از یک سنسور شتاب‌سنج دیجیتال مناسب و در دسترس و نیز تجهیزاتی مقرون به صرفه روش پسخور سرعت پیاده‌سازی و ارتعاشات ابزار داخل تراش به میزان قابل توجهی کاهش یافت. جمع بندی و نتایج حاصل از این پژوهش به شرح ذیل می‌باشد:

- عدم نیاز به استفاده از سرعت‌سنج‌ها، چرا که این حسگرها علاوه بر گران قیمت بودن، معمولاً دارای جرم زیادی بوده به طوری که بر مشخصات سیستم مورد بررسی اثر خواهند گذاشت؛ در حالی که حسگرهای شتاب با قیمت مناسب و وزن کم تغییری در مشخصات سیستم ایجاد نمی‌کنند.

- پیاده سازی روش پسخور مستقیم سرعت با استفاده از سیگنال شتاب و بدون نیاز به انتگرال گیری از آن که فرایندی زمان بر است و تنها با تنظیم اختلاف فاز و دامنه سیگنال شتاب و استفاده از آن به عنوان سیگنال کنترلی مورد استفاده در روش پسخور مستقیم سرعت.
 - تاثیر اختلاف فاز اعمالی به سیگنال شتاب در یک دوره کامل ارتعاش ابزار بررسی و مشاهده شد که ارتعاشات ابزار در اختلاف فازهای ۰ تا ۶۰ درجه میرا، در ۹۰ تا ۲۴۰ درجه نامیرا و در ۲۷۰ تا ۳۶۰ درجه مجددا میرا خواهد بود.
 - با افزایش دامنه سیگنال کنترلی به واسطه پیچ ضریب فیلتر و افزایش محدوده ولتاژ از ۱/۲ ولت به ۱/۶ ولت، تاثیر آن بر مقدار میرایی سیستم بررسی گردید.
 - تعیین اختلاف فاز بهینه و ضریب دامنه مناسب به وسیله تبدیل فوریه سیگنال ارتعاشی ابزار داخل تراش، جهت دستیابی به حداکثر میزان میرایی ممکن با توجه به تجهیزات مورد استفاده در پژوهش.
 - دستیابی به کاهش ۶۴ درصدی در زمان نشست و کاهش ۶۵ درصدی در دامنه تبدیل فوریه ارتعاشات ابزار با تنظیم اختلاف فاز و ضریب دامنه بهینه در سیستم.
- با توجه به آزمون موفق و نتایج بدست آمده، پس از تامین مالی امکان استفاده از این فناوری و الگوریتم بسط و توسعه داده شده در فرایند داخل تراشی با نسبت طول به قطر ۱۲ وجود دارد. لازم به ذکر است این عملگر مستهلک کننده ارتعاش، قابلیت استفاده در انواع ماشین ابزارهای صنعتی به عنوان جاذب دینامیکی ارتعاش را دارد.

فهرست علائم

c	میرایی ابزار (Nsm^{-1})
$C(s)$	تابع تبدیل کنترل کننده (Vg^{-1})
F_{act}	نیروی عملگر (N)
F_c	نیروی برش (N)
F_l	نیروی لورنتز (N)
k	سختی ابزار (Nm^{-1})
K_i	ضریب بهره کنترل کننده ($Vg^{-1}s^{-1}$)
m	جرم ابزار (kg)
$n(s)$	سیگنال نویز شتاب (g)
$Q(s)$	تابع تبدیل مسیر پیشرو (gV^{-1})
$r(s)$	سیگنال مرجع شتاب (g)
$u(s)$	سیگنال فرمان ولتاژ (V)
$x(t)$	جابه جایی ابزار (m)
$\dot{x}(t)$	سرعت ابزار (ms^{-1})
$\ddot{x}(t)$	شتاب ابزار (ms^{-2})
$\ddot{x}_c(s)$	سیگنال شتاب ناشی از کنترل (g)
$\ddot{x}_d(s)$	سیگنال شتاب ناشی از اغتشاش (g)
$\ddot{x}_o(s)$	شتاب اندازه گیری شده با سنسور (g)

زیر نویس ها

act عملگر دینامیکی فعال

References

- [1] Altintas Y. Manufacturing automation: metal cutting mechanics, machine tool vibrations, and CNC design. Cambridge university press; 2012 Jan 30.
- [2] Naeemi Amini P, Moetakef Imani B. Improving Active Vibration Control Performance in Machining Using Nonlinear Fractional PID Controller. *Modares Mechanical Engineering*. 2019 Feb 10;19(2):281-91. [In Persian]
- [3] Emami M, Karimi Pour A. Theoretical and Experimental Study of the Chatter Vibration in Dry and Wet Machining Conditions in the Turning Process. *Iranian Journal of Manufacturing Engineering*. 2020 May 21;7(3):1-21. [In Persian]
- [4] Safari MR, Jalili MM, Abootorabi MM. Investigation of tool and workpiece clamping effect on stability lobes in milling process. *Iranian Journal of Manufacturing Engineering*. 2019:12-24. [In Persian]
- [5] Munoa J, Beudaert X, Dombrovari Z, Altintas Y, Budak E, Brecher C, Stepan G. Chatter suppression techniques in metal cutting. *CIRP annals*. 2016 Jan 1;65(2):785-808. doi: [10.1016/j.cirp.2016.06.004](https://doi.org/10.1016/j.cirp.2016.06.004)
- [6] Sims ND. Vibration absorbers for chatter suppression: A new analytical tuning methodology. *Journal of Sound and Vibration*. 2007 Apr 3;301(3-5):592-607. doi: [10.1016/j.jsv.2006.10.020](https://doi.org/10.1016/j.jsv.2006.10.020)
- [7] Muhammad BB, Wan M, Feng J, Zhang WH. Dynamic damping of machining vibration: a review. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*. 2017 Apr;89:2935-52. doi: [10.1007/s00170-016-9862-z](https://doi.org/10.1007/s00170-016-9862-z)
- [8] Munoa J, Mancisidor I, Loix N, Uriarte LG, Barcena R, Zatarain M. Chatter suppression in ram type travelling column milling machines using a biaxial inertial actuator. *CIRP Annals*. 2013 Jan 1;62(1):407-10. doi: [10.1016/j.cirp.2013.03.143](https://doi.org/10.1016/j.cirp.2013.03.143)
- [9] Chen F, Lu X, Altintas Y. A novel magnetic actuator design for active damping of machining tools. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*. 2014 Oct 1;85:58-69. doi: [10.1016/j.ijmactools.2014.05.004](https://doi.org/10.1016/j.ijmactools.2014.05.004)
- [10] Zaeh MF, Kleinwort R, Fagerer P, Altintas Y. Automatic tuning of active vibration control systems using inertial actuators. *CIRP Annals*. 2017 Jan 1;66(1):365-8. doi: [10.1016/j.cirp.2017.04.051](https://doi.org/10.1016/j.cirp.2017.04.051)
- [11] Fallah M, Moetakef-Imani B. Identification of dynamic model for an active boring bar. *Modares Mechanical Engineering*. 2019 Aug 10;19(8):1917-28. [In Persian]
- [12] Naeemi Amini P, Moetakef-Imani B. Identification and control of an active boring bar using VCA actuator. *Modares Mechanical Engineering*. 2017 Oct 10;17(8):87-96. [In Persian]
- [13] Lang GF, Snyder D. Understanding the physics of electrodynamic shaker performance. *Sound and vibration*. 2001 Oct 1;35(10):24-33.
- [14] Naeemi Amini P, Moetakef-Imani B. Dynamic modeling of an internal turning tool using experimental modal analysis and simulation of active vibration control. *Iranian Journal of Manufacturing Engineering*. 2019:29-36. [In Persian]
- [15] Fallah M, Moetakef-Imani B. Application of Direct Velocity Feedback Control Strategy for Chatter Suppression in Boring Operations. *Researchgate*. 2021. doi: [10.13140/RG.2.2.20354.15042/1](https://doi.org/10.13140/RG.2.2.20354.15042/1) [In Persian]
- [16] Schmitz TL, Smith KS. *Mechanical Vibrations: Modeling and Measurement*. Springer International Publishing; 2021.