



## مدل‌سازی دینامیکی ابزار داخل تراش با استفاده از تحلیل مودال تجربی و شبیه‌سازی کنترل فعال ارتعاشات

پوریا نعیمی امینی<sup>1</sup>، بهنام معتکف ایمانی<sup>2\*</sup>

1- دانشجوی دکتری، دانشگاه فردوسی مشهد، دانشکده مهندسی، گروه مکانیک

2- استاد، دانشگاه فردوسی مشهد، دانشکده مهندسی، گروه مکانیک

\* مشهد، صندوق پستی 9177948974، imani@um.ac.ir

### چکیده

### اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: 19 آبان 1397

پذیرش: 15 اسفند 1397

ارائه در سایت: شهریور 1398

### کلیدواژه‌گان:

ابزار داخل تراش

آزمون مودال تجربی

مدل‌سازی دینامیکی

شبیه‌سازی

کنترل فعال ارتعاشات

فرایند داخل‌تراشی به دلیل نسبت طول به قطر بالای ابزار و انعطاف پذیری زیاد آن، بسیار مستعد ارتعاشات خود برانگیخته (لرزش) است. تاکنون روشهای مختلفی جهت افزایش سفتی دینامیکی ابزارها بکارگرفته شده است که مؤثرترین آنها روشهای کنترل فعال هستند. برای تحلیل و طراحی سیستم کنترلی به مدل دینامیکی سیستم نیاز است. با توجه به اینکه بدست آوردن مدل سیستم با استفاده از روش‌های معمول مدل‌سازی اجزای محدود پیچیده و زمانبر است، بنابراین روشی که بتواند به سرعت و با دقت بالا پاسخ سیستم کنترل ارتعاشی را تخمین بزند از کارایی بالایی برخوردار است. هدف از این پژوهش، ارائه روشی برای مدل‌سازی دینامیکی ابزار داخل‌تراش با استفاده از تحلیل مودال تجربی است که بتوان با استفاده از آن عملکرد کنترل را در کاهش ارتعاشات شبیه‌سازی و پیش‌بینی نمود. در این روش ابتدا با استفاده از آزمون مودال تجربی یک مدل ماتریسی خطی از دینامیک سیستم استخراج گردیده و سپس با استفاده از روش جاروب سینوسی مدل عملکرد ابزار شناسایی می‌گردد. در ادامه با استفاده از مدل‌های بدست آمده، حلقه کنترل فعال ارتعاشات ابزار داخل‌تراش در محیط نرم‌افزار متلب/سیمولینک شبیه‌سازی شده و عملکرد کنترل بررسی گردید. در انتها نیز نتایج شبیه‌سازی با نتایج آزمایشگاهی مقایسه گردید که نشانگر عملکرد مناسب روش پیشنهادی برای مدل‌سازی دینامیکی سیستم و طراحی کنترل می‌باشد. روش ارائه شده در دامنه فرکانسی شناسایی شده به خوبی پاسخ سیستم را تخمین می‌زند و با استفاده از این روش می‌توان ضریب بهره کنترل را بهینه نمود.

## Dynamic modeling of an internal turning tool using experimental modal analysis and simulation of active vibration control

Pooria Naemi Amini, Behnam Moetakef Imani\*

Department of Mechanical Engineering, Ferdowsi University of Mashhad, Mashhad, Iran.

\* P.O.B. 9177948974, Mashhad, Iran, imani@um.ac.ir

### Article Information

Original Research Paper  
Received 10 November 2018  
Accepted 6 March 2019  
Available August 2019

### Keywords:

Internal turning tool  
Experimental modal analysis  
Dynamic modeling  
Simulation  
Active vibration control

### Abstract

Due to the high length to diameter of the tool and its high flexibility, internal turning process is very prone to chatter vibrations. Different methods have been used to increase dynamic stiffness of tools; the most effective method is active control method. In order to analyze and design a control system, a dynamic model of the system is required. Obtaining a system model using finite element modeling technique is complicated and time-consuming, thus, a method that can quickly and accurately estimate the response of the vibration control system is very important. The aim of this study is to propose a method for dynamic modeling of the internal turning tool using the experimental modal analysis, which can be used to predict and simulate vibration reduction. In this method, using the experimental modal test, a linear matrix model of the system dynamics was extracted and then the actuator-tool model was identified using sweep frequency method. Thereafter, by using the obtained models, the active vibration control loop of the internal turning tool was simulated in MATLAB/SIMULINK software and the controller performance was investigated. Finally, the simulation results were compared with the experimental results, which indicate good performance of the proposed method for dynamic modeling of the system and controller design. The proposed method in the identification frequency range accurately estimated the system response, and this method can be used to optimize the controller's gain.

### 1- مقدمه

بهره‌وری هستند ولی محدودیت‌های فیزیکی مثل ارتعاشات این هدف را محدود می‌کنند. ارتعاشات در ماشین‌کاری تأثیرات

امروزه سیستم‌های تولید تحت فشار زیادی برای افزایش

Please cite this article using:

P. Naemi Amini, B. Moetakef Imani, Dynamic modeling of an internal turning tool using experimental modal analysis and simulation of active vibration control, Iranian Journal of Manufacturing Engineering, Vol. 6, No. 4, pp. 29-36, 2019 (in Persian)

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

www.SID.ir

مرادی و همکاران اثر روش کنترل مد لغزشی را در کاهش ارتعاشات تراشکاری با در نظر گرفتن سایش ابزار و سایر عدم قطعیت ها بررسی کردند [11]. مدل دینامیکی سیستم به صورت یک درجه آزادی در نظر گرفته شد و اثر کنترلر در دو حالت ابزار نو و ساییده شده مقایسه گردیده است. نتایج مدل سازی سیستم کنترلی نشانگر کاهش ارتعاشات و کارایی روش کنترلی است.

کلینورت و همکاران [12] روش های مختلف کنترلی را برای میرایی فعال فرایند فرزکاری بررسی کردند. آنها کارایی روش های DVF، LQG و  $H_\infty$  را در کاهش ارتعاشات فرزکاری و افزایش محدوده ماشین کاری پایدار مقایسه نمودند. روش LQG یک روش کنترل بهینه بر پایه مدل فضای حالت سیستم است که از روش فیلتر کالمن برای تخمین حالت های سیستم استفاده می کند. همچنین روش  $H_\infty$  نیز یک روش کنترل مقاوم است که هدف آن کمینه کردن انرژی سیستم است. نتایج نشانگر این بود که کارایی روش LQG به شدت وابسته به مدل سیستم است و با تغییرات دینامیک سیستم کارایی آن به شدت کاهش می یابد. روش های DVF و  $H_\infty$  بدون نیاز به مدل سیستم به خوبی سفتی دینامیکی سیستم را افزایش داده و دامنه ماشین کاری پایدار را گسترش می دادند.

اگرچه روش DVF نیازی به مدل سیستم ندارد و یکی از مؤثرترین روش ها در کنترل ارتعاشات است و در شرایط خاصی همیشه پایدار است، ولی با در نظر گرفتن دینامیک عملگر و یا هم مکان نبودن سنسور و عملگر روش DVF همیشه پایدار نیست و بایستی برای تعیین ضریب بهره بهینه کنترلر، مدل سیستم شناسایی گردد. به همین سبب طراحی کنترلر که بتواند معیارهای مدنظر را برآورده نماید نیازمند مدل دقیقی از سیستم است.

در این پژوهش با استفاده از آزمون مودال تجربی روشی برای استخراج ماتریس های فیزیکی سازه ابزار داخل تراش ارائه شده است تا با تلفیق مدل سازه ای ابزار با مدل دینامیکی عملگر که با استفاده از روش جاروب فرکانسی شناسایی شده بتوان مدل کاملی از سیستم کنترل فعال ارتعاشات ایجاد کرد. با بکارگیری این مدل می توان عملکرد کنترلر را در کاهش ارتعاشات شبیه سازی و بررسی نمود. پس از مدل سازی، حلقه کنترل فعال ارتعاشات ابزار داخل تراش در محیط نرم افزار متلب/سیمولینک، شبیه سازی شده است. با استفاده از مدل ایجاد شده می توان پیش از پیاده سازی الگوریتم کنترلی بر روی بستر آزمایش، نتایج آن را شبیه سازی نموده و عملکرد آن را تحلیل کرد. مقایسه نتایج شبیه سازی با نتایج آزمایشگاهی،

منفی بر کیفیت قطعه کار، ابزار و ماشین ابزار دارد که منجر به افزایش هزینه های تولید و کاهش عملکرد فرایند می شود. به خصوص استفاده از ابزارهای برشی با نسبت طول به قطر ( $L/D$ ) زیاد، به دلیل اینکه در محدوده وسیعی از شرایط ماشین کاری منجر به ارتعاشات لرزش می گردد یک چالش بزرگ محسوب می شود [1].

مهمترین روش برای غلبه بر ارتعاشات لرزش در ماشین کاری، افزایش سفتی دینامیکی ابزار است. سه روش برای افزایش سفتی دینامیکی سیستم در حین ماشین کاری عبارتند از: غیرفعال، نیمه فعال و میرایی فعال [2]. در روش های کنترل فعال با بکارگیری عملگرها، انرژی بیشتری به سیستم وارد می شود و در نتیجه قابلیت دستیابی به میرایی بیشتری نسبت به سایر روش ها وجود دارد (شکل 1) [3].

روش های کنترلی مختلفی جهت کنترل ارتعاشات در ماشین کاری بکار گرفته شده است. این روشها از لحاظ بکارگیری نوع الگوریتم کنترلی دارای گستره وسیعی هستند. کنترلرهای اتلاف گر<sup>2</sup> مهم ترین رویکرد در طراحی سیستم های کنترل فعال ارتعاشات هستند، زیرا ساختار ساده تری دارند و همیشه پایدار هستند. اگرچه طراحی این کنترلرها منجر به سیستم های پایدار می گردد، ولی عملکرد آنها با توجه به مفاهیمی همچون حاشیه پایداری و حاشیه بهره مورد بررسی قرار می گیرد [4].

مهمترین روش کنترلی بکارگرفته شده در فرایندهای مختلف ماشین کاری برای کنترل ارتعاشات، روش پسخور مستقیم سرعت (DVF)<sup>3</sup> است [5-10]. در این روش کنترلی که متداول ترین روش کنترل ارتعاشات برای سیستم های هم مکان<sup>4</sup> است، سیگنال پسخور متناسب با سرعت سیستم است و به صورت میرایی ویسکوز در سیستم عمل می کند.

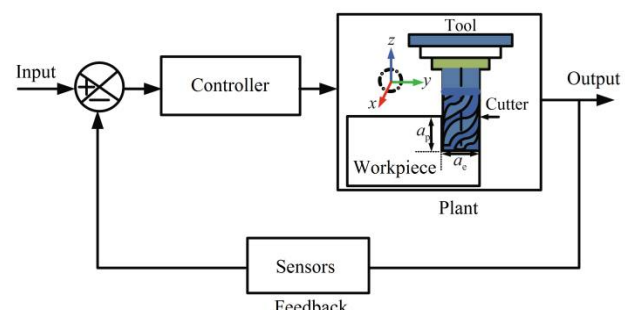


Fig. 1 Active vibration control loop in machining [3]

شکل 1 حلقه کنترل فعال ارتعاشات در ماشین کاری [3]

<sup>1</sup> Dynamic stiffness

<sup>2</sup> Dissipative controller

<sup>3</sup> Direct velocity feedback

<sup>4</sup> Collocated

نشانگر عملکرد مناسب روش پیشنهادی برای مدل سازی دینامیکی سیستم و طراحی کنترلر است.

## 2- بیان مسئله، نوآوری و ذکر اهداف

ابزار برشی در حین فرایند براده برداری تحت تأثیر نیروهای برشی در هر سه جهت می باشد. با توجه به اینکه سختی پیچشی ابزارهای داخل تراش با طول بلند، بسیار بیشتر از سختی خمشی آنها است از ارتعاشات پیچشی صرف نظر می شود. همچنین از آنجا که تغییر مکان مماسی (در جهت سرعت برشی) تأثیری بر ضخامت دینامیکی براده ندارد، اهمیت جهت شعاعی (عمود بر سطح قطعه کار) که بر روی عمق برشی تأثیرگذار است، بیش از سایر جهتها است [13]. در نتیجه ابزار داخل تراش را می توان به عنوان تیر یک سرگیردار که در جهت شعاعی ارتعاش دارد در نظر گرفت.

در بسیاری از مراجع برای تحلیل ارتعاشات ماشین کاری، ابزارهای داخل تراش به صورت سیستم یک درجه آزادی جرم-فنر-میراگر در نظر گرفته شده است [14]. در حالیکه در کنترل ارتعاشات ماشین کاری، لزوماً مکان اعمال نیروی برشی، مکان اعمال نیروی عملگر و مکان اندازه گیری ارتعاشات یکسان نیست. در نتیجه مدل سازی سیستم به صورت یک درجه آزادی امکان پذیر نبوده و بایستی سیستم را بصورت چند درجه آزادی مدل سازی نمود.

تغییر مکان های ابزار ناشی از نیروی برش یا نیروی عملگر را می توان بر اساس تابع پاسخ فرکانسی (FRF)<sup>1</sup> در نقاط مختلف بدست آورد. تابع پاسخ فرکانسی  $\phi$  را در جهت عمود بر سطح قطعه کار می توان بصورت رابطه (1) بیان نمود:

$$\phi(s) = \sum_{i=1}^n \frac{\frac{\omega_{ni}^2}{k_i}}{s^2 + 2\zeta_i \omega_{ni} s + \omega_{ni}^2} \quad (1)$$

که در آن  $k_i$ ،  $\zeta_i$  و  $\omega_{ni}$  به ترتیب عبارتند از: ضریب سختی، ضریب میرایی و فرکانس های طبیعی مود  $i$ .

استفاده از ابزارهای استاندارد برای طراحی کنترلر، نیازمند یک مدل دینامیکی مناسب از سیستم تحت کنترل است. در این پژوهش با استفاده از روش ارائه شده در مرجع [15]، مدل استاندارد چند درجه آزادی از ابزار پیشنهاد می گردد که با استفاده از آن بتوان دینامیک سیستم کنترل ارتعاشات را در محیط نرم افزار متلب/سیمولینک شبیه سازی نمود. در این مدل فرض می شود که سیستم خطی تغییرناپذیر با زمان (LTI)<sup>2</sup> است.

## 3- روش تحقیق

به منظور شناسایی مشخصات دینامیکی یک سیستم با استفاده از آزمون مودال، ابتدا باید منحنی FRF سیستم را بدست آورده و سپس مشخصات دینامیکی سیستم را با استفاده از روش های برازش منحنی از FRF سیستم استخراج نمود. در این پژوهش روش انتخاب قله<sup>3</sup> برای برازش منحنی و استخراج پارامترهای مودال استفاده شده است. این روش برای سیستم هایی که مودهای آنها به اندازه کافی از هم جدا هستند کاربرد دارد [15].

در این بخش روش تخمین ماتریس های فیزیکی برای یک سیستم دو درجه آزادی ارائه می گردد. یک FRF مستقیم<sup>4</sup> مانند شکل 2 فرض می شود. با فرض اینکه میرایی سازه از نوع تناسبی<sup>5</sup> است برای تعیین پارامترهای مودال که بصورت ماتریس های  $2 \times 2$  هستند، برای هر مود ارتعاشی، مقادیر عددی سه فرکانس و یک مقدار کمینه از تابع FRF استخراج می گردد (شکل 2).

فرکانس هایی که با شماره 1 و 2 مشخص شده اند، به قله های کمینه موهومی مربوط هستند و مقادیر دو فرکانس طبیعی سیستم،  $\omega_{n1}$  و  $\omega_{n2}$  را مشخص می کنند. تفاوت بین فرکانس های 3 و 4 نیز که بر روی محور فرکانس بخش حقیقی FRF نمایش داده شده اند، برای محاسبه ضریب میرایی مودال مود اول  $\zeta_{q1}$  به این ترتیب استفاده می شوند:

$$\begin{aligned} \omega_4 - \omega_3 &= \omega_{n1} (1 + \zeta_{q1}) - \omega_{n1} (1 - \zeta_{q1}) \\ &= 2\zeta_{q1} \omega_{n1} \\ \Rightarrow \zeta_{q1} &= \frac{\omega_4 - \omega_3}{2\omega_{n1}} \quad (2) \end{aligned}$$

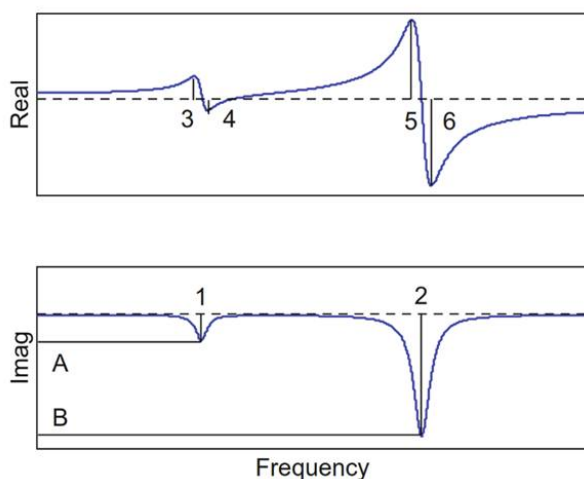


Fig. 2 The real and imaginary parts of the direct FRF [15]

شکل 2 بخش های حقیقی و موهومی FRF مستقیم [15]

<sup>3</sup> Peak picking

<sup>4</sup> Direct FRF

<sup>5</sup> Proportional damping

<sup>1</sup> Frequency response function

<sup>2</sup> Linear time invariant

مختصات فیزیکی می توان ماتریس های فیزیکی معادل سیستم  $[M]$ ،  $[C]$  و  $[K]$  را در نقاط مدنظر با رابطه (8) بدست آورد.

$$[P]^{-T}[M_q][P]^{-1} = [M] = \begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix}$$

$$[P]^{-T}[C_q][P]^{-1} = [C] = \begin{bmatrix} c_1 + c_2 & -c_2 \\ -c_2 & c_2 \end{bmatrix} \quad (8)$$

$$[P]^{-T}[K_q][P]^{-1} = [K] = \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 \end{bmatrix}$$

ابزار مورد استفاده در این پژوهش یک ابزار داخل تراش در مقیاس صنعتی است که بر روی ساپورت عرضی دستگاه تراش دو محوره نصب گردیده است. قطر خارجی ابزار 60 میلی متر و طول آویز آن 480 میلی متر است. سر برشی و اتصالات مربوط به آن نیز محصول شرکت سندویک است.

عملگر متصل به ابزار برای کنترل فعال ارتعاشات یک عملگر از نوع الکترومغناطیسی است که حداکثر نیروی  $\pm 100$  نیوتن را فراهم می کند. برای اندازه گیری ارتعاشات ابزار، یک شتاب سنج پیزو با بازه اندازه گیری  $\pm 50g$  در نزدیک سر برشی بر روی بدنه ابزار نصب گردیده است. مشخصات کامل تجهیزات و بستر آزمون در مرجع [16] تشریح گردیده است.

تصویر مجموعه مونتاژی شامل ابزار و عملگر و سنسورها بر روی ماشین ابزار در شکل 4 نمایش داده شده است.

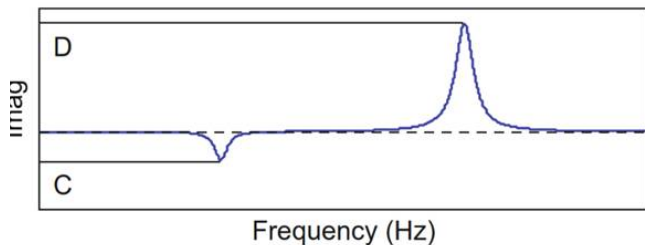


Fig. 3 The imaginary part of the cross FRF [15]

شکل 3 بخش موهومی FRF تقاطعی [15]

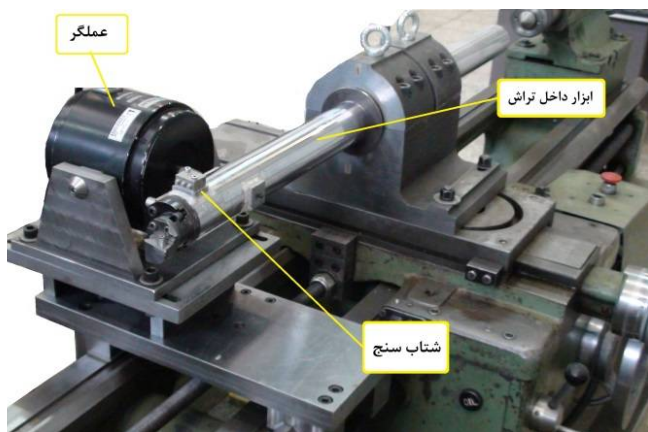


Fig. 4 The internal turning tool and the actuator setup

شکل 4 مجموعه ابزار داخل تراش و عملگر

مقدار قله (منفی)،  $A$ ، بر روی محور عمودی بخش موهومی FRF مستقیم نیز برای محاسبه مقدار سختی مودال  $k_{q1}$  با از رابطه (3) استفاده می شود:

$$A = \frac{-1}{2k_{q1}\zeta_{q1}} \Rightarrow k_{q1} = \frac{-1}{2\zeta_{q1}A} \quad (3)$$

به همین صورت مقادیر  $k_{q2}$  و  $\zeta_{q2}$  نیز محاسبه گردیده و در نتیجه ماتریس سختی مودال سیستم حاصل می شود  $[K_q] = \begin{bmatrix} k_{q1} & 0 \\ 0 & k_{q2} \end{bmatrix}$ . در ادامه ماتریس های جرم و میرایی مودال را می توان با استفاده از داده های محاسبه شده بدست آورد. ماتریس جرم را می توان از مقادیر فرکانس های طبیعی و مقادیر سختی مودال از رابطه (4) بدست آورد:

$$\omega_{n1} = \sqrt{\frac{k_{q1}}{m_{q1}}} \Rightarrow m_{q1} = \frac{k_{q1}}{\omega_{n1}^2} \quad (4)$$

مقادیر میرایی مودال از ضرایب میرایی مودال، و مقادیر سختی و جرم مودال با رابطه (5) محاسبه می شود:

$$\zeta_{q1} = \frac{c_{q1}}{2\sqrt{k_{q1}m_{q1}}} \Rightarrow c_{q1} = 2\zeta_{q1}\sqrt{k_{q1}m_{q1}} \quad (5)$$

حالا می توان ماتریس های مودال جرم و میرایی را نیز با روابط (6) تشکیل داد:

$$[M_q] = \begin{bmatrix} m_{q1} & 0 \\ 0 & m_{q2} \end{bmatrix}, \quad [C_q] = \begin{bmatrix} c_{q1} & 0 \\ 0 & c_{q2} \end{bmatrix} \quad (6)$$

شناسایی ماتریس های مودال اطلاعات کافی برای حل حوزه زمان سیستم های دینامیکی را فراهم می سازد. پس از تعیین ماتریس های مودال، گام بعدی در تعیین شکل مودها و مدل فیزیکی، استفاده از FRF های تقاطعی<sup>1</sup> است. با توجه به اینکه سیستم یک مدل دو درجه آزادی فرض شده است، و به این دلیل که شکل مودها تنها دارای 2 مقدار هستند (که یکی از آنها عدد 1 است)، برای تعیین مقدار دوم تنها به یک FRF تقاطعی نیاز است.

چنانچه محور اصلی  $x_2$  انتخاب شود، در نتیجه ماتریس مودال به فرم  $[P] = \begin{bmatrix} p_1 & p_2 \\ 1 & 1 \end{bmatrix}$  خواهد بود. مقادیر  $p_1$  و  $p_2$  را می توان با استفاده از مقادیر  $A$  و  $B$  و مقدار  $C$ ، قله مود اول بخش موهومی FRF تقاطعی در فرکانس طبیعی  $\omega_{n1}$  و مقدار  $D$ ، قله مود دوم بخش موهومی FRF تقاطعی در فرکانس طبیعی  $\omega_{n2}$  بدست آورد (شکل 3).

$$\frac{C}{A} = \frac{-p_1}{\frac{-1}{2k_{q1}\zeta_{q1}}} = -p_1, \quad \frac{D}{B} = \frac{-p_2}{\frac{-1}{2k_{q2}\zeta_{q2}}} = -p_2 \quad (7)$$

حال با استفاده از ماتریس  $P$  و تبدیل از مختصات مودال به

<sup>1</sup> Cross FRF

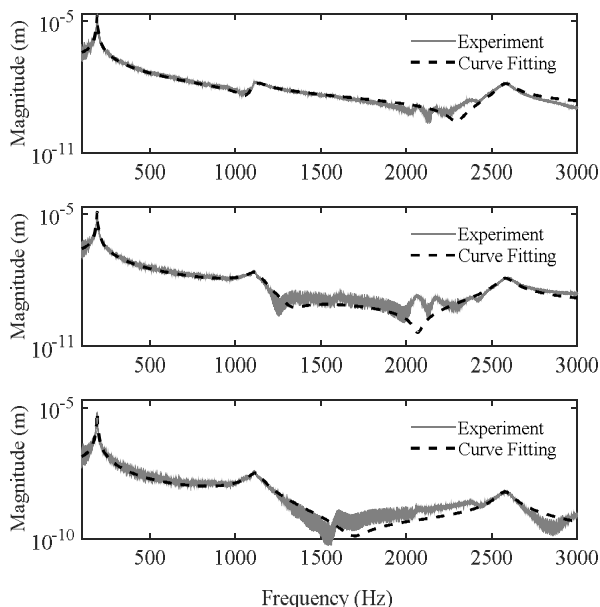


Fig. 6 Curve fitting of the experimental FRF using the proposed method

شکل 6 برازش منحنی بر روی منحنی های FRF با استفاده از روش پیشنهادی

$$M = \begin{bmatrix} 8.0734 & 11.0179 & 7.7897 \\ 11.0179 & 19.6670 & 13.6870 \\ 7.7897 & 013.6870 & 12.1232 \end{bmatrix} \quad (9)$$

$$K = 1e9 \begin{bmatrix} 0.6965 & 1.6449 & 1.1969 \\ 1.6449 & 3.9985 & 3.0150 \\ 1.1969 & 3.0150 & 2.3904 \end{bmatrix} \quad (10)$$

$$C = 1e3 \begin{bmatrix} 1.9211 & 3.8294 & 2.1320 \\ 3.8294 & 8.3831 & 5.4236 \\ 2.1320 & 5.4236 & 4.4709 \end{bmatrix} \quad (11)$$

حال با استفاده از ماتریس های بدست آمده و همچنین تابع تبدیل حاصل از شناسایی سیستم عملگر-ابزار که در مرجع [16] ارائه شده است، می توان کنترل حلقه بسته ارتعاشات سیستم را در محیط نرم افزار متلب/سیمولینک شبیه سازی نمود. مدل ایجاد شده در نرم افزار در شکل 7 نمایش داده شده است.

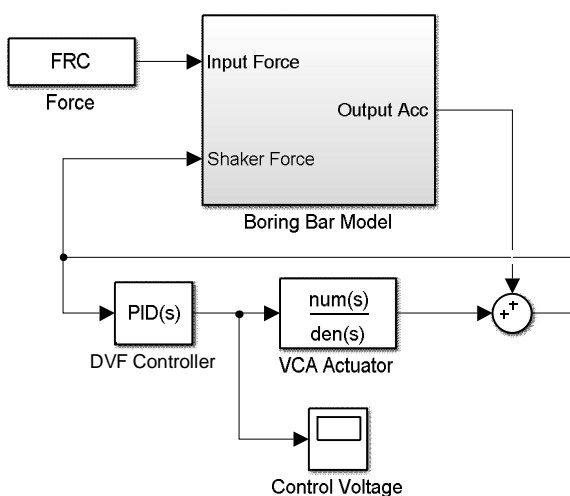


Fig. 7 The simulation model of active vibration control in Simulink

شکل 7 مدل شبیه سازی کنترل فعال ارتعاشات در نرم افزار سیمولینک

آزمون مودال در راستای شعاعی انجام شده و ضربات چکش در 3 نقطه مختلف با فواصل 240، 320 و 400 میلی متر از تکیه گاه ابزار اعمال شده است (شکل 5). نقاط اول و دوم به ترتیب مکان نصب شتاب سنج و عملگر بر روی ابزار است.

#### 4- ارائه نتایج و بحث

در ابتدا با استفاده از روش انتخاب قله، منحنی برازش شده بر روی تابع پاسخ فرکانسی ابزار بدست آورده شده است. مقادیر پارامترهای مودال ابزار که با استفاده از منحنی برازش شده بدست آمده در جدول 1 ارائه شده است.

منحنی های برازش شده بر روی FRF مستقیم و تقاطعی در سه مود ارتعاشی ابزار تا فرکانس 3000 هرتز نیز در شکل 6 نمایش داده شده است.

همان طور که در شکل 6 مشاهده می شود، منحنی های برازش شده بر روی توابع FRF در نزدیکی فرکانس های طبیعی پاسخ سیستم را به خوبی تخمین می زند. در ادامه با استفاده از تئوری تشریح شده در بخش قبل، مقادیر ماتریس های فیزیکی با استفاده از منحنی های برازش شده بر روی تابع پاسخ فرکانسی ابزار محاسبه شده است.

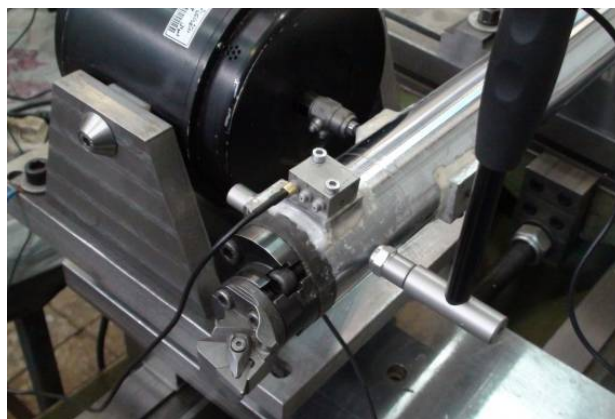


Fig. 5 The experimental modal test of the internal turning tool in the radial direction

شکل 5 آزمون مودال تجربی ابزار داخل تراش در راستای شعاعی

جدول 1 متغیرهای آزمون مودال ابزار داخل تراش

مود	فرکانس طبیعی (Hz)	ضریب میرایی	ضریب سفتی (N/m)
1	189/6	0/0181	3/81×10 <sup>6</sup>
2	1120/2	0/0397	1/58×10 <sup>8</sup>
3	2577/0	0/0271	2/36×10 <sup>9</sup>



نزدیکی فرکانس‌های طبیعی دقت بالایی در تخمین FRF سیستم دارند، تطابق نتایج تجربی و مدل‌سازی سیستم در حوزه زمان تنها در صورتی از دقت بالایی برخوردار است که ارتعاشات سیستم حاصل جمع فرکانس‌های طبیعی در بازه برازش شده باشد. چنانچه ارتعاشات سیستم ناشی از فرکانس‌هایی خارج از بازه برازش شده و یا فرکانس‌هایی غیر از فرکانس‌های طبیعی سیستم باشد، دقت تخمین پاسخ کاهش می‌یابد.

در ابتدای اعمال ضربه به سیستم، به دلیل تحریک فرکانس‌های بالا، مدل بدست آمده در تخمین پاسخ سیستم به خوبی عمل نمی‌کند ولی پس از میرا شدن فرکانس‌های بالای سیستم، مدل با دقت بسیار خوبی ارتعاشات ناشی از تحریک ورودی را تخمین می‌زند.

با افزایش ضریب بهره کنترلر DVF، فرکانس طبیعی مود اصلی و میرایی سیستم حلقه بسته افزایش یافته و قله رزونانس سیستم کاهش می‌یابد [4]. میزان افزایش میرایی در روش DVF محدود بوده و با افزایش ضریب بهره کنترلر DVF از مقدار حدی، سیستم حلقه بسته ناپایدار شده و عملاً میزان افزایش میرایی سیستم به دلیل ناپایداری، محدود می‌گردد.

هدف از مدل‌سازی ابزار با استفاده از آزمون مودال، ایجاد یک مدل جامع برای شبیه‌سازی سیستم کنترل حلقه بسته است که علاوه بر تخمین پاسخ سیستم، با استفاده از آن بتوان ضریب بهره کنترلر را بهینه نمود. در شکل‌های 10 و 11 پاسخ شبیه‌سازی سیستم با نتایج تجربی در ضریب بهره بهینه مقایسه شده است.

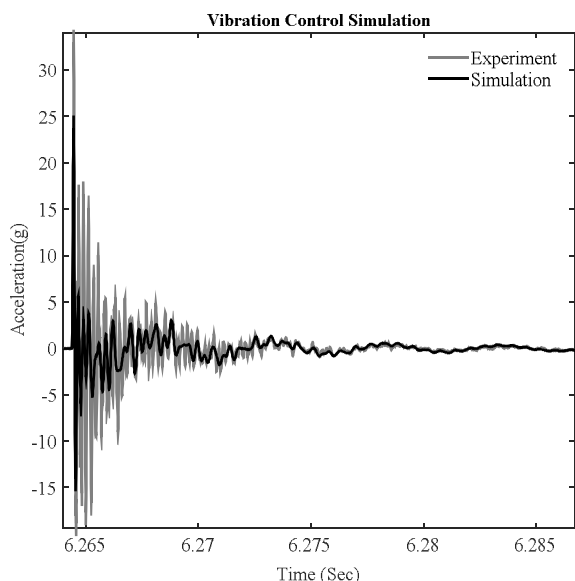


Fig. 10 Comparison the closed loop time response of the experimental and the simulated system (with the control gain,  $g=500$ )

شکل 10 مقایسه پاسخ حوزه زمان نتایج شبیه‌سازی و تجربی کنترل حلقه بسته (با ضریب کنترلر  $g=500$ )

با استفاده از مدل ارائه شده ابتدا پاسخ سیستم در حالت حلقه باز شبیه‌سازی گردید. در این حالت ورودی نیرویی که توسط چکش ثبت شده است به مدل سیمولینک اعمال گردید و پاسخ سیستم نسبت به نیروی خروجی محاسبه گردید. پاسخ حوزه زمان و فرکانس مدل در مقایسه با نتایج تجربی در شکل‌های 8 و 9 نمایش داده شده است.

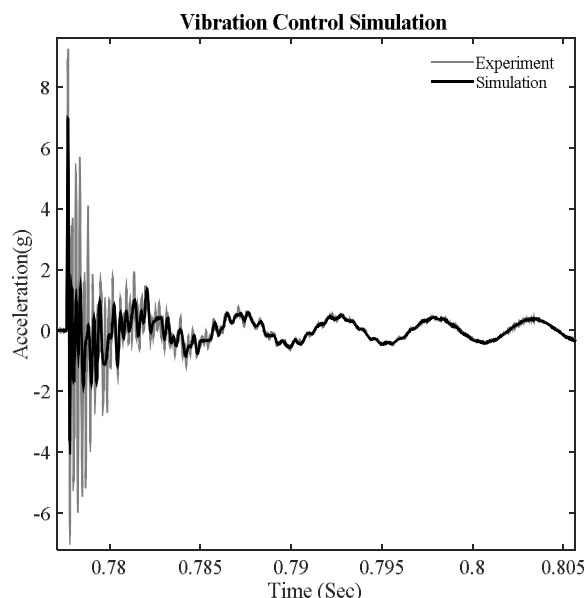


Fig. 8 Comparison the open loop time response of the experimental and the simulated system

شکل 8 مقایسه پاسخ حوزه زمان نتایج حلقه‌باز شبیه‌سازی و تجربی سیستم

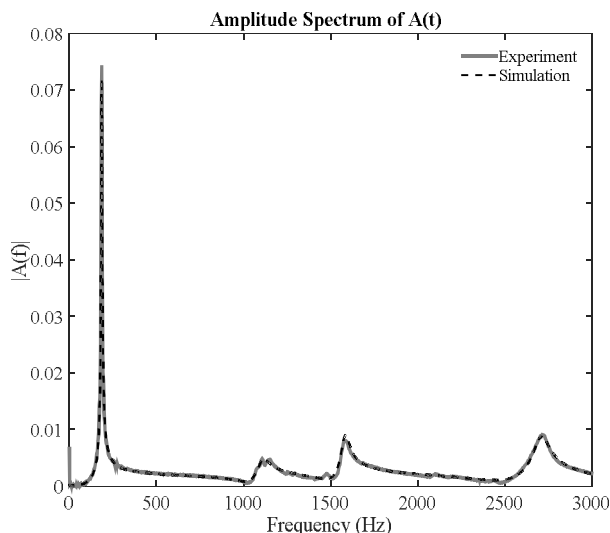


Fig. 9 Comparison the open loop frequency response of the experimental and the simulated system

شکل 9 مقایسه پاسخ حوزه فرکانس نتایج حلقه‌باز شبیه‌سازی و تجربی سیستم

همان‌طور که مشاهده می‌شود سیستم در پیش‌بینی پاسخ سیستم در بازه فرکانسی که شناسایی شده است با دقت بسیار خوبی عمل می‌کند. با توجه به اینکه توابع برازش شده در

بازه فرکانسی مشخصی انجام شده است، پاسخ سیستم تنها در دامنه فرکانسی شناسایی شده معتبر است و نمی تواند فرکانس های بالاتر را در پاسخ سیستم تخمین بزند؛ به همین دلیل در ابتدای اعمال ضربه به دلیل تحریک فرکانس های بالاتر سیستم، دقت تخمین پاسخ زمانی سیستم کاهش می یابد.

- با استفاده از این روش می توان کنترل حلقه بسته را شبیه سازی نموده و ضرایب بهره کنترلر را بهینه نمود.

- روش پیشنهادی با فرض خطی بودن سیستم و اجزای آن ارائه شده است و نمی تواند اثرات غیرخطی سیستم را شبیه سازی نماید.

## 6- مراجع

- [1] Y. Altintas, *Manufacturing Automation*, Second Edition, pp. 125-132, New York: Cambridge University Press, 2012.
- [2] G. Quintana, J. Ciurana, Chatter in Machining Processes: A Review, *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, Vol. 51, No.5, pp. 363-376, 2011.
- [3] B. Muhammad, M. Wan, J. Feng, W. H. Zhang, Dynamic damping of machining vibration: a review, *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, Vol. 89, No. 9, pp. 2935-2952, 2017.
- [4] A. Preumont, *Vibration Control of Active Structures: An Introduction*, Third Edition, pp. 131-148, Netherlands: Springer, 2011.
- [5] J. R. Pratt, A. H. Nayfeh, Chatter control and stability analysis of a cantilever boring bar under regenerative cutting conditions, *Philosophical Transactions of the Royal Society A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences*, Vol. 359, No. 1781, pp. 759-792, 2001.
- [6] A. Ganguli, Chatter reduction through active vibration damping, Ph.D. dissertation, Université libre de Bruxelles, Brussels, 2005.
- [7] J. Munoa, I. Mancisidor, N. Loix, L. G. Uriarte, R. Barcena, M. Zatarain, Chatter suppression in ram type travelling column milling machines using a biaxial inertial actuator, *CIRP Annals-Manufacturing Technology*, Vol. 62, No.1, pp. 407-410, 2013.
- [8] F. Chen, X. Lu, Y. Altintas, A novel magnetic actuator design for active damping of machining tools, *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, Vol. 85, No.1, pp. 58-69, 2014.
- [9] A. B. Guillerna, A. Barrios, I. Mancisidor, N. Loix, Control laws for chatter suppression in milling using an inertial actuator, *Proceedings of ISMA 2010 - International Conference on Noise and Vibration Engineering*, Leuven, Belgium, pp.1-12, 2010.
- [10] E. Abele, M. Haydn, T. Grosch, Adaptronic approach for modular long projecting boring tools, *CIRP Annals - Manufacturing Technology*, Vol. 65,

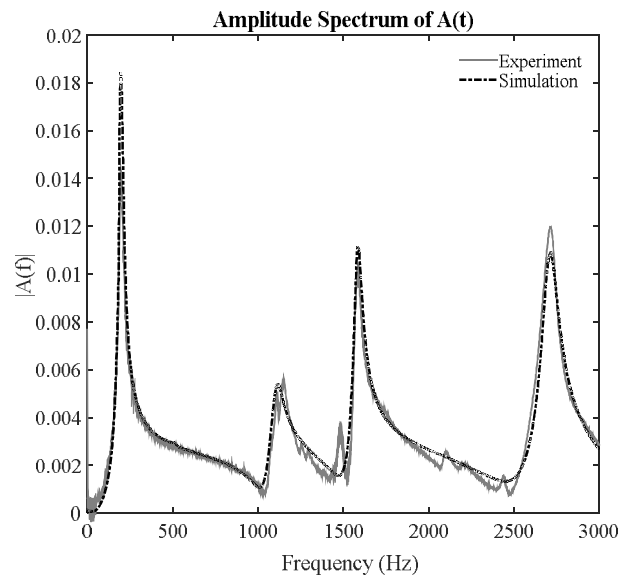


Fig. 11 Comparison the closed loop frequency response of the experimental and the simulated system (with the control gain,  $g=500$ )

شکل 11 مقایسه پاسخ فرکانسی نتایج شبیه سازی و تجربی کنترل حلقه بسته (با ضریب کنترلی  $g=500$ )

همان طور که مشاهده می شود مدل تخمینی از سیستم، فرکانس های غالب و میرایی پاسخ سیستم حلقه بسته را در حوزه زمان و فرکانس به خوبی تخمین زده است.

اگرچه دقت این تخمین در تمامی بازه فرکانسی شناسایی شده به خوبی پاسخ حلقه باز نیست. دلیل این امر می تواند اثرات غیرخطی سخت افزار کنترلی و عملگر و همچنین میرایی متفاوت سیستم در حالت حلقه باز و حلقه بسته باشد.

## 5- نتیجه گیری

در سیستم های کنترل ارتعاشات، روش DVF به دلیل عدم نیاز به مدل سیستم و پایداری مناسب، بسیار مورد توجه است. ولی در حالتی که مکان سنسور و عملگر یکسان نباشد یا پاسخ عملگر نسبت به ولتاژ کنترلی ایده آل نبوده و دارای تابع تبدیل دینامیکی باشد، روش DVF به طور مطلق پایدار نیست. به همین سبب در این شرایط برای طراحی مطلوب کنترلر نیاز به مدل سیستم است. در این پژوهش روشی برای مدل سازی ابزار داخل تراش ارائه شد که بخوبی می تواند سیستم کنترل حلقه بسته را شبیه سازی نموده و پاسخ سیستم را تخمین بزند. نتایج حاصل از این پژوهش را می توان به شرح ذیل ارائه نمود:

- روش پیشنهادی جهت مدل سازی دینامیکی سیستم به خوبی ارتعاشات ناشی از مودهای اصلی سیستم را تخمین می زند.

- با توجه به اینکه شناسایی سیستم در روش پیشنهادی در

- of *Machine Tools and Manufacture*, Vol. 49, No. 1, pp. 1096–1103, 2009.
- [14] F. Prosperi, Manufacturing of high precision mechanical components, Ph.D. Dissertation, University of Udine, Italy, 2014.
- [15] T. L. Schmitz, K. S. Smith, *Machining Dynamics Frequency Response to Improved Productivity*, Springer US, 2009.
- [16] P. Naemi Amini, B. Moetakef Imani, Identification and control of an active boring bar using VCA Actuator, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 17, No. 8, pp. 87-96, 2017 (in Persian فارسی).
- Issue 1, pp. 393-396, 2016.
- [11] H. Moradi, M. R. Movahhedy, G. Vossoughi, Sliding Mode Control of Machining Chatter in the Presence of Tool Wear and Parametric Uncertainties, *Journal of Vibration and Control*, Vol. 16, No. 2, pp. 231–251, 2009.
- [12] R. Kleinwort, M. Schweizer, M. F. Zaeh, Comparison of different control strategies for active damping of heavy duty milling operations, *Procedia CIRP*, Vol. 46, No. 1, pp. 396-399, 2016.
- [13] B. Moetakef-Imani, N. Z. Yussefian, Dynamic simulation of boring process, *International Journal*