



بررسی پارامترهای جاذب دینامیکی برای بهبود رفتار ارتعاشی ابزار داخل تراش

عباس رهی^{1*}، مهدی حسین پور²

1- استادیار دانشکده مهندسی مکانیک و انرژی، دانشگاه شهید بهشتی، تهران

2- دانشجوی کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی مکانیک و انرژی، دانشگاه شهید بهشتی، تهران

* تهران، صندوق پستی 1658953571، a_rahi@sbu.ac.ir

چکیده

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: 10 مهر 1401

داوری اولیه: 16 آبان 1401

پذیرش: 29 آبان 1401

کلیدواژگان:

جاذب دینامیکی

فرکانس طبیعی

داخل تراش

سفتی

ارتعاش

در فرآیند داخل تراشی با نسبت طول به قطر بیشتر از چهار به دلیل سفتی پایین ابزار، ارتعاش زیادی ایجاد می‌شود و کیفیت ماشینکاری سطح را پایین می‌آورد. به همین دلیل کنترل و کاهش ارتعاش ابزار داخل تراش همواره مورد توجه است. در این تحقیق ارتعاش جانبی یک ابزار داخل تراش با طول بلند مجهز به جاذب دینامیکی و تأثیر پارامترهای مختلف مورد بررسی قرار می‌گیرد. برای این منظور ابتدا معادلات حاکم بر ارتعاش جانبی سیستم استخراج و با استفاده از روش مودهای فرضی حل می‌شود. سپس تأثیر وجود جاذب و پارامترهای اصلی آن همانند موقعیت جاذب، سفتی جاذب و طول جاذب بر روی ارتعاش ابزار داخل تراش مورد مطالعه قرار می‌گیرد و نتایج به صورت نمودارهایی ارائه می‌شوند. نتایج حاصل نشان می‌دهند که اضافه شدن جاذب باعث افزایش فرکانس طبیعی ابزار به مقدار 10 درصد می‌شود و هر چه جاذب به نوک ابزار نزدیک‌تر می‌شود عملکرد بهتری نشان می‌دهد. همچنین با افزایش سفتی فنر جاذب، بازه عملکرد پایدار داخل تراشی افزایش می‌یابد و ابزار در فرکانس‌های بالاتری شروع به ارتعاش می‌کند. علاوه بر آن با افزایش طول جاذب تا طول 175 میلی‌متر، فاصله بین دو فرکانس تشدید جاذب افزایش می‌یابد که نشان از افزایش ناحیه عملکرد پایدار و صلبیت دینامیکی بیشتر است و از طول‌های بیشتر از 175 میلی‌متر، این رفتار کاهشی می‌شود.

Investigation of dynamic absorber parameters to improve the vibration behavior of boring bar

Abbas Rahi^{*}, Mahdi Hosseinpour²

Faculty of Mechanical and Energy Engineering, Shahid Beheshti University, Tehran, Iran

* P.O.B. 1658953571, a_rahi@sbu.ac.ir

Article Information

Original Research Paper

Received: 2 October 2022

First Decision: 7 November 2022

Accepted: 20 November 2022

Keywords:

Dynamic Absorber

Natural Frequency

Boring Bar

Stiffness

Vibration

Abstract

In the boring process with length to diameter ratio more than four, due to low rigidity of the tool, a lot of vibration is caused and the machining quality of the surface is reduced. For this reason, controlling and reducing vibration of the tool is always important. In this paper, the lateral vibration of a long boring bar equipped with dynamic absorber and the effect of various parameters are investigated. For this purpose, first the governing equations of the system are extracted and solved using assumed mode method. Then, the effect of absorber presence and its parameters such as absorber position, absorber stiffness and absorber length on the vibration of tool are studied and results are presented in diagrams. The results show that the addition of absorber increases the natural frequency of tool by 10% and as the absorber gets closer to the tip, the performance of boring process increases. Also, as the stiffness of the absorber increases, the steady-state cutting range of the boring bar increases and the tool begins to vibrate at higher frequencies. In addition, by increasing absorber length up to 175 mm, the distance between the two absorber resonance frequencies increases, which indicates an increase in the range of stable cutting and dynamic stiffness, and also from lengths greater than 175 mm, this behavior decreases.

1- مقدمه

داخل تراش‌های با نسبت طول به قطر بالا است و هرچه نسبت طول به قطر افزایش می‌یابد، سفتی ابزار کاهش می‌یابد. بنابراین فرکانس طبیعی ابزار کاهش می‌یابد و با نزدیک شدن فرکانس طبیعی به فرکانس نیروی خارجی، پدیده تشدید ایجاد می‌شود [2]. بوداک [3] به مطالعه دینامیک و پایداری ابزار تراش با برش موازی پرداخت و نشان داد که شرایط برش موازی، نوعی اثر جاذب ارتعاشی ایجاد می‌کند که پایداری فرایند را بهبود می‌دهد. تحقیقات اولیه در این حوزه ابتدا بیشتر بر روی ساختار

جاذب‌های دینامیکی به طور گسترده در کاهش ارتعاشات بسیاری از سازه‌ها مثل خطوط انتقال برق، هلیکوپترها، توربین‌های گاز، موتورها، پل‌ها و ابزارهای تولید استفاده می‌شوند. داخل تراش‌های طول بلند به دلیل سفتی پایین نسبت به ارتعاش حساس هستند و تلاش‌های متعددی در طول سالیان اخیر برای کنترل و کاهش ارتعاش آنها در فرآیند داخل تراشی انجام شده است [1]. در داخل تراشی برخی قطعات، نیاز به

Please cite this article using:

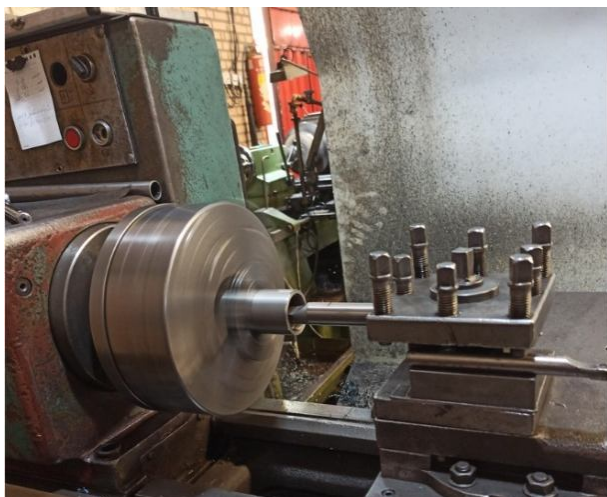
A. Rahi, M. Hosseinpour, Investigation of dynamic absorber parameters to improve the vibration behavior of boring bar, Iranian Journal of Manufacturing Engineering, Vol. 9, No. 7, pp. 1- 8, 2022 (in Persian)

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

داخل تراش، مواد آن و میرایی ذاتی آن متمرکز بود تا با استفاده از افزایش صلبیت ابزار و افزایش میرایی، فرآیند بهبود یابد. سویاما و همکاران [4] نشان دادند که با استفاده از میله کاربیدی می توان نسبت طول به قطر بیشتری را داخل تراشی کرد. شیا و همکاران [5] ابزار داخل تراش کامپوزیتی ساختند و مشاهده کردند که در شرایط یکسان با افزایش فرکانس طبیعی، سفتی استاتیکی و نسبت میرایی، دامنه ارتعاشات ابزار داخل تراش 34 درصد کاهش یافته است. همچنین سورتینو و همکاران [6] تأثیر جنس قطعه کار، هندسه و لبه برشی را بر فرآیند داخل تراشی بررسی کردند. تونک و همکاران [7] نشان دادند که با افزایش سفتی ابزار و یا افزایش میرایی آن می توان به آسانی از ایجاد چتر جلوگیری کرد و فرآیند داخل تراشی پایداری تری داشت. راه حل دیگری که برای غلبه بر مشکلات ارتعاش ارائه شده است، استفاده از جاذب‌هایی بر پایه میرایی ذرات است [8]. با گذشت زمان، تحقیقات در زمینه بهبود داخل تراش‌ها از تمرکز روی ساختار و بهبود سفتی استاتیکی خارج شد و به بهبود خواص دینامیکی ابزار داخل تراش با استفاده از جاذب‌های دینامیکی پرداخته شد. هوک و همکاران [9] با تنظیم فرکانس طبیعی ابزار با فرکانس طبیعی جاذب دینامیکی، پایداری ابزار را در حین عملکرد افزایش دادند. لیو [10] یک جاذب دینامیکی جدید با سفتی متغیر طراحی کرد به طوری که سفتی جاذب با تغییر طول آویزان ابزار تغییر می‌کرد و بدین ترتیب او تأثیر فرکانس تحریک و طول آویزان ابزار بر روی بزرگی دامنه ارتعاش ابزار را مورد بررسی قرار داد. روبیو و همکاران [11] بهینه‌سازی پارامترهای جاذب دینامیکی را مطالعه کردند. آنها مقادیر کمینه منحنی پایداری را تا حد امکان افزایش دادند و افزایش محسوسی در پایداری فرآیند داخل تراشی ایجاد کردند. لازم به ذکر است که یکی از بزرگترین مشکلات کاهش ارتعاش به وسیله جاذب‌های دینامیکی، سازگاری پایین این روش است زیرا عملکرد جاذب تحت تأثیر پارامترهای برش است. برای مثال هنگامی که پارامترهای برش تغییر می‌کند، جاذب دینامیکی قادر نیست تا به طور موثر ارتعاش را کاهش دهد [12].

با توجه به اینکه ابزارهای داخل تراش سنتی جزو پرکاربردترین دسته ابزارهای داخل تراش در صنعت به شمار می‌آیند و تهیه هر یک از ابزارهای ضد ارتعاش با مکانیزم فعال یا غیرفعال هزینه بالایی دارد، در این مقاله به روشی مبتکرانه و بدون هیچگونه تغییری در حداقل قطر قابل استفاده ابزار و با اضافه کردن جاذب دینامیکی به ابزار داخل تراش سنتی، عملکرد ابزار بهبود داده می‌شود. لازم به ذکر است که در هنگام استفاده از این ابزار، براده حاصل با فشار مایع خنک کننده به شکل مناسب خارج می‌شود.

با توجه به اینکه ابزارهای داخل تراش سنتی جزو پرکاربردترین دسته ابزارهای داخل تراش در صنعت به شمار می‌آیند و تهیه هر یک از ابزارهای ضد ارتعاش با مکانیزم فعال یا غیرفعال هزینه بالایی دارد، در این مقاله به روشی مبتکرانه و بدون هیچگونه تغییری در حداقل قطر قابل استفاده ابزار و با اضافه کردن جاذب دینامیکی به ابزار داخل تراش سنتی، عملکرد ابزار بهبود داده می‌شود. لازم به ذکر است که در هنگام استفاده از این ابزار، براده حاصل با فشار مایع خنک کننده به شکل مناسب خارج می‌شود.



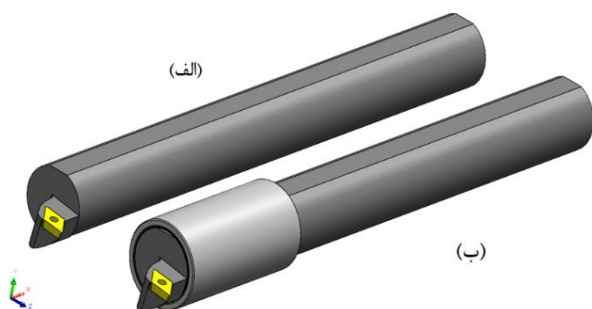
شکل 1 ابزار داخل تراش در حال عملیات داخل تراشی

Fig. 1 Boring bar tool during boring operation



شکل 2 کیفیت پایین سطح قطعه کار به دلیل ارتعاش زیاد ابزار داخل تراش

Fig. 2 The low surface quality of workpiece due to excessive boring bar vibration



شکل 3 الف) ابزار داخل تراش بدون جاذب دینامیکی ب) ابزار داخل تراش پیشنهادی با جاذب دینامیکی

Fig. 3 a) Boring bar without dynamic absorber, b) proposed boring bar with dynamic absorber

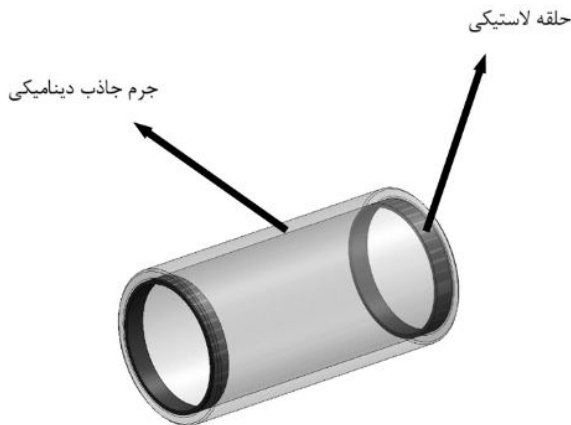
شماتیک جاذب دینامیکی ارتعاش در شکل 4 نشان داده شده است. جاذب دینامیکی از یک جسم ثانویه از ماده‌ای چگال مثل کارباید با قطر داخلی $32/5$ میلی‌متر و قطر خارجی $39/5$

در این تحقیق ابزار داخل تراش رایج با قطر 32 میلی‌متر و طول 400 میلی‌متر با طول آویزان 288 میلی‌متر (نسبت طول به قطر 9) در دو حالت بدون جاذب دینامیکی و مجهز به جاذب دینامیکی مدلسازی می‌شود. در ابزار داخل تراش بدون اینکه حداقل قطر قابل استفاده ابزار تغییر کند، همانند شکل 3 جاذب دینامیکی ارتعاش تعبیه شده تا ارتعاش ابزار در حین داخل تراشی کاهش یابد. پس از استخراج مدل ریاضی ابزار داخل تراش، معادلات حاکم بر سیستم استخراج شده و سپس با استفاده از روش مودهای فرضی حل می‌شود. در ادامه پنج فرکانس اول ابزار داخل تراش قبل و بعد از اضافه شدن جاذب مورد بررسی قرار می‌گیرد. در ادامه تأثیر اضافه شدن جاذب دینامیکی ارتعاش به ابزار داخل تراش و تأثیر پارامترهای موثر مثل سفتی، طول جاذب، موقعیت جاذب و توزیع مختلف سفتی بر رفتار سیستم بررسی می‌شود و نتایج به صورت نمودارهایی ارائه می‌شوند. نتایج حاصل می‌تواند محققان و مهندسان را برای طراحی بهینه سیستم جاذب دینامیکی ارتعاش برای ابزار داخل تراش یاری کند.

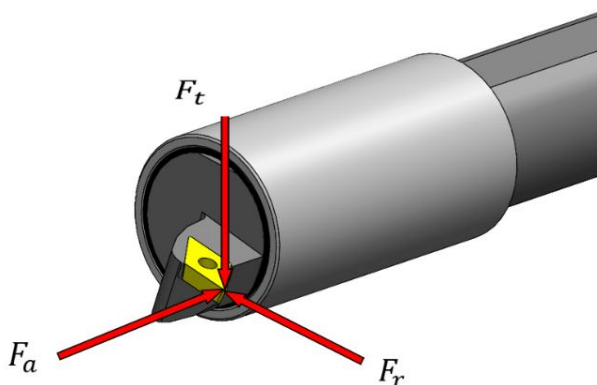
2- مدل سازی و استخراج معادلات حاکم

همان‌طور که در شکل 1 نشان داده شده است در حین داخل تراشی قطعه روی دستگاه تراش دوران کرده و از داخل توسط داخل تراش براده برداری انجام می‌شود. به دلیل هندسه خاص ابزارهای داخل تراش، نیاز است تا قطر سوراخ اولیه در قطعه کار از قطر نامی ابزار داخل تراش بزرگ‌تر باشد برای مثال برای ابزار با قطر 32 میلی‌متر، سوراخ باید حداقل قطر 40 میلی‌متر داشته باشد و فضای بین قطر 32 تا 40 میلی‌متر در پشت مکان قرارگیری الماس همواره خالی است. لازم به ذکر است که کیفیت سطح پایین قطعه کار در داخل تراشی جزو شایع‌ترین مشکلات این فرآیند به شمار می‌آید. در شکل 2 کیفیت سطح پایین سطح داخلی قطعه نشان داده شده است. علاوه بر کیفیت سطح پایین، ارتعاش ابزار باعث کاهش عمر الماس، خارج از تیرانس شدن قطعات و کاهش بهره‌وری نیز می‌شود.

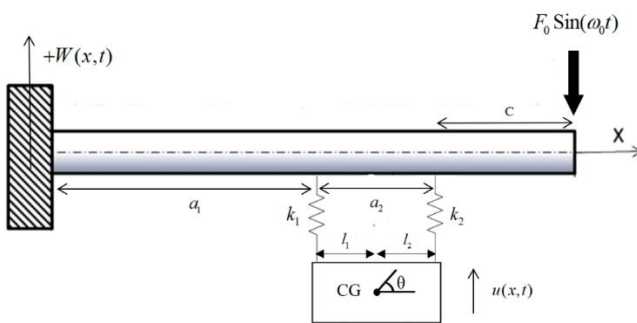
این تحقیق به مدل سازی ابزار داخل تراش مطابق شکل 3 و با مشخصات ارائه شده استاندارد در جدول 1 پرداخته است. ابزار (الف) ابزار داخل تراش از جنس فولاد 4140 و الماس DCMT با طول لبه برشی 11 و زاویه ورود 93 درجه می‌باشد و ابزار (ب) همان ابزار مجهز به جاذب دینامیکی ارتعاش در فضای خالی پشت الماس می‌باشد که با هدف کاهش ارتعاش فرآیند داخل تراشی اضافه شده است.



شکل 4 ساختار جاذب دینامیکی ارتعاش به همراه حلقه‌های لاستیکی
Fig. 4 The structure of dynamic absorber with elastic rings



شکل 5 نیروهای داخل تراشی اعمالی به نوک ابزار
Fig. 5 The applied forces to the tool tip in boring process



شکل 6 مدل ریاضی ابزار داخل تراش مجهز به جاذب دینامیکی
Fig. 6 The mathematical model of boring bar tool equipped with dynamic absorber

با جایگذاری $u_i = \bar{u}_i e^{i\omega t}$ ، $q_i = \bar{q}_i e^{i\omega t}$ ، $F_i = \bar{F}_i e^{i\omega t}$ در معادله (4)، رابطه (5) به دست می‌آید.

$$\begin{aligned} \bar{q}_i(\omega_i^2 - \omega^2) &= -\alpha_1(y(a_1, t) - \bar{u} + \bar{\theta}l_1)\phi_i(a_1) \\ &- \alpha_2(y(a_3, t) - \bar{u} - \bar{\theta}l_2)\phi_i(a_3) + \gamma\phi_i(b) \end{aligned} \quad (5)$$

که در آن $\alpha_1 = k_1 / M$ ، $\alpha_2 = k_2 / M$ ، $\beta_1 = k_1 / m$ و $\beta_2 = k_2 / m$ و $\gamma = F_0 / M$ هستند.

میلی‌متر و دو حلقه لاستیکی در ابتدا و انتهای آن تشکیل شده است که جاذب را بدون تماس با داخل تراش نگه داشته‌اند.

جدول 1 مشخصات ابزار داخل تراش مدل شده

Table 1 Technical specification of modeled boring bar

نام ابزار	قطر بدنه (mm)	حداقل قطر مورد نیاز (mm)	طول کل (mm)	طول آویزان (mm)
S32T SDUCR 11	32	40	400	288

در فرآیند داخل تراشی، در لحظه تماس نوک ابزار با قطعه کار سه نیرو مماسی، شعاعی و محوری مطابق شکل 5 به ابزار داخل تراش وارد می‌شوند و باعث ایجاد ارتعاش می‌شوند. در این تحقیق به بررسی ارتعاش ناشی از نیروی مماسی پرداخته می‌شود.

مطابق با شکل 6، ارتعاش ابزار داخل تراش در جهت مماسی، به صورت یک نیروی وارد بر تیر یک سر درگیر مدل‌سازی شده است که در آن a_1 ، a_2 و C به ترتیب موقعیت فنر شماره یک، طول جاذب و فاصله سر ابزار می‌باشد. برای حل معادلات حاکم بر ارتعاش عرضی تیر، از روش مودهای فرضی استفاده می‌شود. موقعیت در مکان و زمان مختلف به صورت رابطه (1) تغییر می‌کند.

$$W(x, t) = \sum_i q_i(t)\phi_i(x) \quad (1)$$

که در آن $q_i(t)$ و $\phi_i(x)$ به ترتیب تابع زمان و مکان می‌باشند. پس از گسسته سازی، معادلات حاکم بر ارتعاش عرضی سیستم به شکل رابطه (2) استخراج می‌شود [20].

$$\begin{aligned} \ddot{q}_i(t) + \omega_i^2 q_i(t) &= \frac{1}{M_i} \left[\int f(x, t)\phi_i(x) dx \right. \\ &+ \left. \int M(x, t)\phi_i'(x) dx \right] \end{aligned} \quad (2)$$

که در آن M_i گشتاور وارد بر تیر و برابر است با:

$$M_i = \int \rho \phi_i^2(x) \quad (3)$$

ρ جرم بر واحد طول میله، ω_i فرکانس طبیعی i ام تیر و $f(x, t)$ نیروی وارد بر تیر است. برای استخراج معادلات حاکم بر

تیر پنج مود ارتعاشی اول به شکل $\phi_i(x) = \left(\frac{x}{L}\right)^i$ فرض شده‌اند.

با فرض $a_1 + a_2 = a_3$ و نقطه b به عنوان محل اعمال نیرو در نوک ابزار و به دلیل عدم اعمال گشتاور به تیر، معادله حاکم بر تیر به صورت رابطه (4) نوشته می‌شود.

$$\begin{aligned} \ddot{q}_i(t) + \omega_i^2 q_i(t) &= \frac{1}{M_i} \left[-k_1(y(a_1, t) - u + \theta l_1)\phi_i(a_1) \right. \\ &- \left. k_2(y(a_3, t) - u - \theta l_2)\phi_i(a_3) + F_0\phi_i(b) \right] \end{aligned} \quad (4)$$

19300 کیلوگرم بر متر مکعب، بزرگی نیروی تحریک 600 نیوتن، فرکانس تحریک 1700 رادیان بر ثانیه، چگالی ابزار 7800 کیلوگرم بر متر مربع، مدول یانگ 200 گیگا پاسکال، طول آویزان 288 میلی‌متر، قطر داخلی 34 و قطر خارجی 39/5 میلی‌متر برای جاذب استفاده می‌شود.

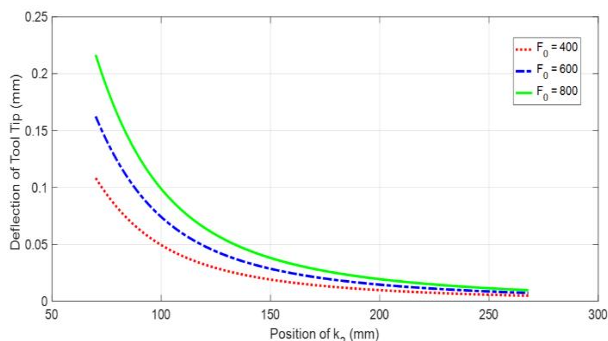
در فرآیند داخل تراشی مود اول ارتعاشی اصلی‌ترین مود موثر در ارتعاش ابزار است و همواره تلاش می‌شود تا افزایش یابد. پنج فرکانس تشدید ابزار داخل تراش بدون جاذب دینامیکی و با جاذب دینامیکی در جدول 2 نشان داده شده است. نتایج نشان می‌دهد که با اضافه شدن جاذب دینامیکی، مود اول ارتعاشی ابزار که نقش اساسی در ارتعاش ابزار دارد، 10 درصد تغییر یافته که باعث می‌شود تا تشدید در فرکانس‌های بالاتری ایجاد شود. همچنین مشاهده می‌شود که جاذب دینامیکی بیشترین تأثیر را بر روی مود ارتعاشی اول گذاشته است و مودهای ارتعاشی سوم تا پنجم تغییر چندانی نداشته‌اند.

تغییرات جابجایی نوک ابزار داخل تراش بر اساس موقعیت k_2 با بزرگی نیروهای 400، 600 و 800 نیوتون در شکل 7 نشان داده شده است.

جدول 2 فرکانس‌های طبیعی داخل تراش قبل و بعد از اضافه شدن جاذب دینامیکی

Table 2 The natural frequencies of boring bar before and after adding dynamic absorber

شماره فرکانس طبیعی	فرکانس‌های طبیعی ابزار با جاذب دینامیکی (rad/sec)	فرکانس‌های طبیعی ابزار بدون جاذب دینامیکی (rad/sec)
1	1879	1707
2	10752	10743
3	30099	30096
4	58989	58989
5	97512	97512



شکل 7 جابجایی نوک ابزار داخل تراش بر حسب موقعیت فنر دوم

Fig. 7 Boring bar tool tip deflection versus secondary spring position

همان‌طور که مشاهده می‌شود هر چه جاذب دینامیکی به

همچنین معادله حرکت جاذب دینامیکی در جهت عمودی (عرضی) برابر است با:

$$m\ddot{u} + k_1(u - l_1\theta - y(a_1, t)) + k_2(u + l_2\theta - y(a_3, t)) = 0 \quad (6)$$

با تقسیم معادله (6)، بر جرم جاذب، رابطه (7) به دست می‌آید.

$$\ddot{u} + \beta_1(u - l_1\theta - y(a_1, t)) + \beta_2(u + l_2\theta - y(a_3, t)) = 0 \quad (7)$$

پس از ساده‌سازی، رابطه (8) به دست می‌آید.

$$\bar{q}_i(-\beta_1\phi_i(a_1) - \beta_2\phi_i(a_3)) + \bar{u}(\beta_1 + \beta_2 - \omega^2) + \bar{\theta}(-l_1\beta_1 + l_2\beta_2) = 0 \quad (8)$$

با نوشتن معادله حاکم بر ارتعاش پیچشی جاذب دینامیکی داریم:

$$J\dot{\theta} + k_1l_1(u - l_1\theta - y(a_1, t)) - k_2l_2(u + l_2\theta - y(a_3, t)) = 0 \quad (9)$$

که در آن $d_{in} = \frac{m}{12}(\frac{3}{4}(d_{out}^2 - d_{in}^2) + (l_1 + l_2)^2)$ و $j = \frac{m}{12}(\frac{3}{4}(d_{out}^2 - d_{in}^2) + (l_1 + l_2)^2)$ قطر داخلی جاذب و d_{out} قطر خارجی جاذب دینامیکی می‌باشد.

با تقسیم عبارت بالا بر J و در نظر گرفتن $\lambda_1 = k_1 / j$ و $\lambda_2 = k_2 / j$ داریم:

$$\bar{q}_i(-l_1\lambda_1\phi_i(a_1) + l_2\lambda_2\phi_i(a_3)) + \bar{u}(l_1\lambda_1 + l_2\lambda_2) + \bar{\theta}(-\omega^2 - l_1^2\lambda_1 - l_2^2\lambda_2) = 0 \quad (10)$$

بازنویسی معادله‌های (5)، (8) و (10) برای پنج مود اول ارتعاشی به شکل معادله ماتریسی $[A]\{Q\} = \{B\}$ قابل نوشتن است که در آن $[A]$ یک ماتریس مربعی هفت در هفت و $\{Q\}$ و $\{B\}$ یک بردار هفت در یک می‌باشند. با حل این معادله ماتریس شامل متغیرهای \bar{q}_i ، \bar{u} و $\bar{\theta}$ دست می‌آید و وضعیت سیستم مشخص می‌شود. در این پژوهش حل معادلات به روش کد نویسی در نرم افزار متلب انجام شده است. کد نوشته شده و روش انجام در حالت خاص با استفاده از مرجع 20 صحنه گذاری شده است.

3- نتیجه‌گیری و بحث

برای محاسبه وضعیت سیستم از نسبت طول به قطر 9 برای داخل تراش، قطر بدنه 32 میلی‌متر، ضخامت لاستیک 1 میلی‌متر، طول جاذب 70 میلی‌متر، فاصله سر ابزار 20 میلی‌متر، سفتی هر لاستیک 400 کیلونیوتن بر متر، چگالی جاذب

اینکه جرم در ترکیب با دیگر پارامترها مثل سفتی جاذب در فرکانس طبیعی جاذب تأثیرگذار است، نیاز است تا تأثیر کلی طول جاذب بر سیستم، در طراحی لحاظ شود. برای بررسی تغییر طول جاذب بر رفتار سیستم، مقادیر فرکانس طبیعی اول و دوم سیستم بر حسب طول جاذب به ازای نسبت‌های فرکانسی مختلف در شکل نشان داده شده است. ω_1 و ω_2 به ترتیب فرکانس طبیعی ابزار و جاذب دینامیکی می‌باشد و Ω_1 و Ω_2 به ترتیب فرکانس تشدید اول و دوم در نمودار نسبت ارتعاشی به نسبت فرکانسی می‌باشند. همان‌طور که نشان داده شده است، با تغییر طول جاذب تا 175 میلی‌متر، فاصله فرکانس طبیعی اول و دوم افزایش می‌یابد که نشان از بزرگ‌تر شدن ناحیه پایدار بین این دو فرکانس است و از طول‌های بیشتر از 175 میلی‌متر این رفتار کاهشی می‌شود. بنابراین می‌توان نتیجه گرفت که افزایش طول جاذب از مقداری بیشتر، مطلوب نیست و باید در نهایت با توجه به پارامترهای مختلف مقداری بهینه انتخاب شود. نتایج گزارش شده در شکل 9، با فرض برابر بودن سفتی هر دو لاستیک بوده است. برای بررسی تأثیر توزیع مختلف سفتی لاستیک‌ها، در شکل تأثیر حالت‌های مختلف سفتی برای فنر 1 و 2 نشان داده شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود به ازای توزیع برابر برای سفتی لاستیک شماره یک و دو، نمودار در راست‌ترین (بیشترین) حالت ممکن است و ابزار در فرکانس‌های بالاتری دچار ارتعاش می‌شود و این نشانگر این است که صلبیت ابزار داخل تراش برای این مقدار بیشینه است.

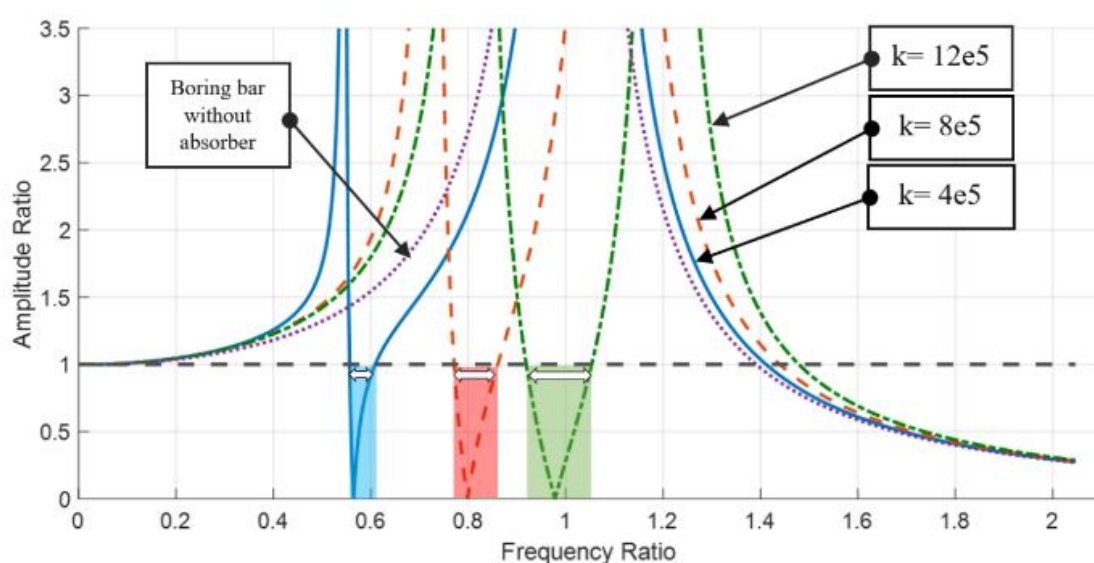
نوک ابزار نزدیک‌تر می‌شود، تأثیر آن در کاهش ارتعاش نوک ابزار بیشتر می‌شود زیرا با نزدیک شدن به نوک ابزار، جاذب به ناحیه شکم مود اول ارتعاشی نزدیک‌تر شده و تأثیر بیشتری روی کاهش ارتعاش آن می‌گذارد.

نتایج بررسی تأثیر سفتی جاذب دینامیکی بر عملکرد، با پارامترهای تغییرات نسبت دامنه ارتعاش با تغییرات فرکانس در سفتی‌های مختلف در شکل نشان داده شده است. نقاط زیر خط هاشور نشانگر ناحیه عملکرد مطلوب ابزار داخل تراش می‌باشد زیرا ارتعاش سیستم نسبت به حالت استاتیکی کمتر است و هر چه ناحیه رنگی پایین خط هاشور بزرگ‌تر باشد مطلوب‌تر می‌باشد.

همچنین هرچه نمودار به سمت راست حرکت کند، نشانگر این است که ابزار در فرکانس‌های بالاتری دچار تشدید می‌شود. با توجه به نتایج واضح است که هرچه سفتی جاذب دینامیکی افزایش یابد، ناحیه پایدار بزرگ‌تر می‌شود و ابزار در فرکانس بالاتری دچار تشدید می‌شود.

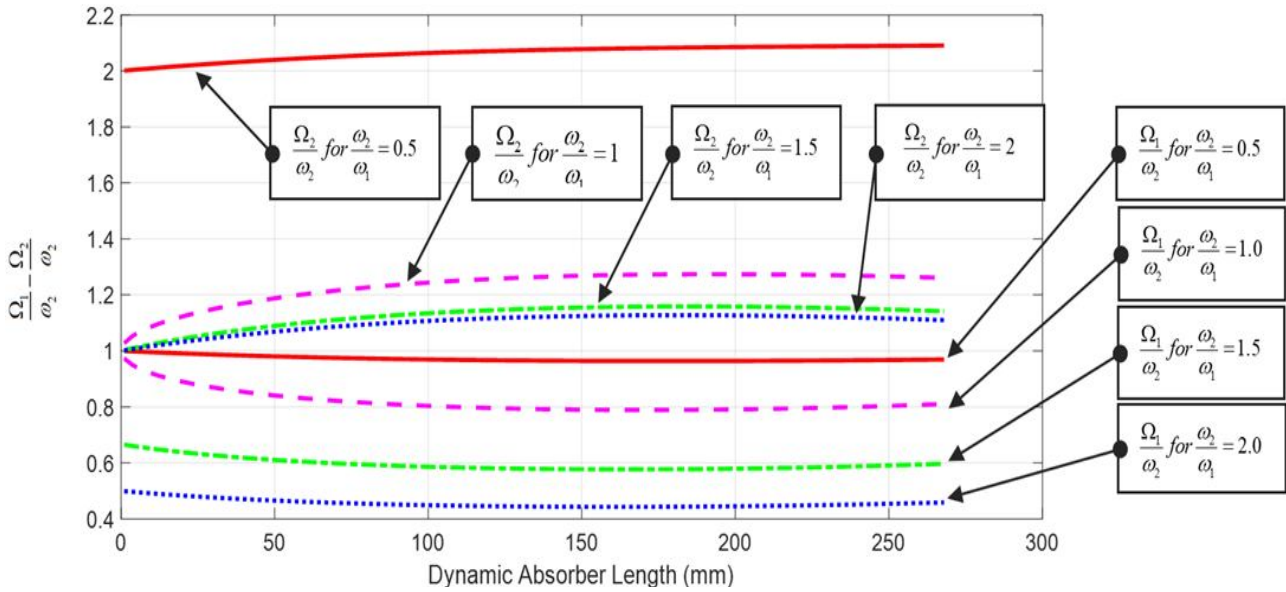
همان‌طور که در شکل 8 واضح است، در فرکانس‌های بالا برای تمام سفتی‌ها نسبت دامنه ارتعاش کمتر از یک می‌باشد که نشانگر ناحیه مطلوبی می‌باشد اما به دلیل اینکه ابزارهای داخل تراش معمولاً در ناحیه فرکانس‌های پایین کار می‌کنند، تلاش می‌شود تا در فرکانس تحریک پایین ناحیه پایدار بزرگ‌تری ایجاد شود.

به دلیل محدودیت در سطح مقطع جاذب دینامیکی، طول جاذب تنها متغیر تأثیرگذار روی جرم جاذب می‌باشد. به دلیل



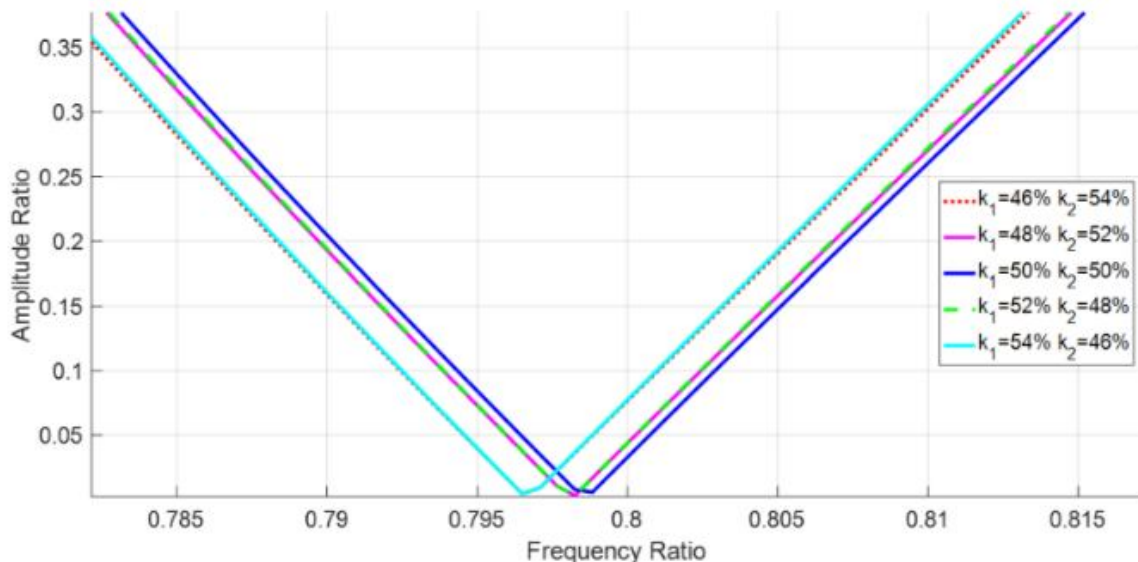
شکل 8 تأثیر مقادیر مختلف سفتی جاذب بر نسبت دامنه ارتعاش

Fig. 8 The effect of different stiffness values on the amplitude ratio



شکل 9 تأثیر طول جاذب بر رفتار ارتعاشی ابزار داخل تراش مجهز به جاذب دینامیکی

Fig. 9 The effect of absorber length on vibration behaviour of the boring bar equipped with dynamic absorber



شکل 10 بررسی حالت‌های مختلف توزیع سفتی بین فنر شماره یک و دو

Fig. 10 Investigation of different stiffness distribution between first and second springs

صلبیت دینامیکی ابزار، تأثیر طول جاذب دینامیکی بر عملکرد و تأثیر درصدهای مختلف سفتی فنرها برای ابزار داخل تراش مورد بررسی قرار گرفت. نتایج نشان داد که اضافه شدن جاذب فرکانس طبیعی اول که اصلی‌ترین مود مؤثر در ارتعاش داخل تراش است را 10 درصد افزایش داده است. همچنین هر چه جاذب به نوک ابزار نزدیک‌تر باشد عملکرد بهتری از خود نشان می‌دهد. علاوه بر آن با افزایش سفتی لاستیک‌ها، ناحیه پایدار فرآیند داخل تراشی افزایش می‌یابد و ابزار در فرکانس‌های بالاتری شروع به ارتعاش می‌کند. همچنین با افزایش طول جاذب تا طول 175 میلی‌متر، دو فرکانسی که دامنه ارتعاش ابزار

4- جمع‌بندی

در این تحقیق رفتار ارتعاشی ابزار داخل تراش طول بلند مجهز به جاذب دینامیکی مورد مطالعه قرار گرفت. برای این منظور ابزار داخل تراش طول بلند با نسبت طول به قطر 9 و مجهز به جاذب دینامیکی به صورت یک تیر یک سرگیردار و جرم متصل به آن مدل‌سازی شد. پس از مدل‌سازی، معادلات حاکم بر سیستم پیوسته استخراج گردید. سپس از روش مودهای فرضی پنج فرکانس طبیعی اول قبل و بعد از اضافه شدن جاذب استخراج شد. در ادامه تأثیر موقعیت جاذب بر میزان کاهش ارتعاش ابزار داخل تراش، تأثیر سفتی جاذب بر مقدار ناحیه پایداری حاصل و

- method of boring bar with a variable stiffness vibration absorber,” *Int. J. Adv. Manuf. Technol.*, Vol. 98, No. 1–4, pp. 95–105, 2018, doi: 10.1007/s00170-017-0453-4.
- [11] L. Rubio, J. A. Loya, M. H. Miguélez, and J. Fernández-Sáez, “Optimization of passive vibration absorbers to reduce chatter in boring,” *Mech. Syst. Signal Process.*, Vol. 41, No. 1–2, pp. 691–704, 2013, doi: 10.1016/j.ymsp.2013.07.019.
- [12] L. Li, B. Sun, and H. Hua, “Analysis of the Vibration Characteristics of a Boring Bar with a Variable Stiffness Dynamic Vibration Absorber,” *Shock Vib.*, Vol. 2019, 2019, doi: 10.1155/2019/5284194.
- [13] U. Yigit, E. Cigeroglu, and E. Budak, “Chatter reduction in boring process by using piezoelectric shunt damping with experimental verification,” *Mech. Syst. Signal Process.*, Vol. 94, pp. 312–321, 2017, doi: 10.1016/j.ymsp.2017.02.044.
- [14] E. Abele, M. Haydn, and T. Grosch, “Adaptronic approach for modular long projecting boring tools,” *CIRP Ann. - Manuf. Technol.*, Vol. 65, No. 1, pp. 393–396, 2016, doi: 10.1016/j.cirp.2016.04.104.
- [15] Y. Alammari, M. Sanati, T. Freiheit, and S. S. Park, “Investigation of Boring Bar Dynamics for Chatter Suppression,” *Procedia Manuf.*, Vol. 1, pp. 768–778, 2015, doi: 10.1016/j.promfg.2015.09.059.
- [16] F. Chen, M. Hanifzadegan, Y. Altintas, and X. Lu, “Active damping of boring bar vibration with a magnetic actuator,” *IEEE/ASME Trans. Mechatronics*, Vol. 20, No. 6, pp. 2783–2794, 2015, doi: 10.1109/TMECH.2015.2393364.
- [17] A. Matsubara, M. Maeda, and I. Yamaji, “Vibration suppression of boring bar by piezoelectric actuators and LR circuit,” *CIRP Ann. - Manuf. Technol.*, Vol. 63, No. 1, pp. 373–376, 2014, doi: 10.1016/j.cirp.2014.03.132.
- [18] J. Lü, J. Niu, Y. Shen, and S. Yang, “Vibration control of linear boring bar by dynamic vibration absorber combined with nonlinear energy sink,” *Lixue Xuebao/Chinese Journal of Theoretical and Applied Mechanics*, Vol. 53, No. 11, pp. 3124–3133, Nov. 2021, doi: 10.6052/0459-1879-21-475.
- [19] A. Patel, A. Yadav, M. Law, B. Bhattacharya, and P. Wahi, “Damped Chatter Resistant Boring Bar Integrated with an Absorber Working in Conjunction with an Eddy Current Damper,” *Journal of Vibration Engineering & Technologies*, Sep. 2022, doi: 10.1007/s42417-022-00684-9.
- [20] F. Bakhtiari-Nejad and H. Moradi, “Optimum design of vibration absorber with variable position for an Euler-Bernoulli beam under moving point excitation,” *14th Int. Congr. Sound Vib. 2007, ICSV 2007*, Vol. 2, pp. 1058–1065, 2007.
- بی‌نهایت می‌شود، فاصله بیشتری از هم می‌گیرند که نشانگر ناحیه داخل‌تراشی پایدار بزرگ‌تری می‌باشد و در مقادیر بالاتر، این فاصله کم‌تر می‌شود. همچنین توزیع مختلف سفتی میان فنر یک و دو نشان داد که توزیع یکسان، مناسب‌ترین حالت توزیع سفتی می‌باشد زیرا ابزار در فرکانس بالاتری دچار تشدید می‌شود.

5- مراجع

- [1] M. Siddhpura and R. Paurobally, “A review of chatter vibration research in turning,” *Int. J. Mach. Tools Manuf.*, Vol. 61, pp. 27–47, 2012, doi: 10.1016/j.ijmachtools.2012.05.007.
- [2] W. Hendrowati, H. L. Guntur, A. A. A. Daman, and H. Lestari, “Analytical and experimental study of translational vibration response’s reduction on aluminum (Al) drilling process using translational mass vibration absorber (TMVA) system,” *AIP Conf. Proc.*, Vol. 2187, 2019, doi: 10.1063/1.5138353.
- [3] E. Budak and E. Ozturk, “Dynamics and stability of parallel turning operations,” *CIRP Ann. - Manuf. Technol.*, Vol. 60, No. 1, pp. 383–386, 2011, doi: 10.1016/j.cirp.2011.03.028.
- [4] D. I. Suyama, A. E. Diniz, and R. Pederiva, “The use of carbide and particle-damped bars to increase tool overhang in the internal turning of hardened steel,” *Int. J. Adv. Manuf. Technol.*, Vol. 86, No. 5–8, pp. 2083–2092, 2016, doi: 10.1007/s00170-015-8328-z.
- [5] F. Xia, Z. Liu, and Q. Song, “Boring bar with constrained damping,” *Hangkong Xuebao/Acta Aeronaut. Astronaut. Sin.*, Vol. 35, No. 9, pp. 2652–2659, Sep. 2014, doi: 10.7527/S1000-6893.2013.0484.
- [6] M. Sortino, G. Totis, and F. Prosperi, “Development of a practical model for selection of stable tooling system configurations in internal turning,” *Int. J. Mach. Tools Manuf.*, Vol. 61, pp. 58–70, 2012, doi: 10.1016/j.ijmachtools.2012.05.010.
- [7] L. T. Tunç and E. Budak, “Effect of cutting conditions and tool geometry on process damping in machining,” *Int. J. Mach. Tools Manuf.*, Vol. 57, pp. 10–19, Jun. 2012, doi: 10.1016/j.ijmachtools.2012.01.009.
- [8] X. Lei and C. Wu, “Investigating the Optimal Damping Performance of a Composite Dynamic Vibration Absorber with Particle Damping,” *J. Vib. Eng. Technol.*, Vol. 6, No. 6, pp. 503–511, 2018, doi: 10.1007/s42417-018-0067-7.
- [9] L. Houck, T. L. Schmitz, and K. Scott Smith, “A tuned holder for increased boring bar dynamic stiffness,” *J. Manuf. Process.*, Vol. 13, No. 1, pp. 24–29, 2011, doi: 10.1016/j.jmapro.2010.09.002.
- [10] X. Liu, Q. Liu, S. Wu, R. Li, and H. Gao, “Analysis of the vibration characteristics and adjustment