



به روزرسانی مدل دینامیکی ابزار بورینگ با بهره‌گیری از الگوریتم بهینه‌سازی توده ذرات

محسن فلاح¹، بهنام معتکف ایمانی^{2*}

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

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

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

چکیده

در این مقاله به فرآیند مدل‌سازی و شناسایی پارامترهای مجهول مدل دینامیکی ارائه شده برای یک ابزار بورینگ اشاره شده است. ابتدا برای تعیین منحنی‌های پاسخ فرکانسی سیستم، از روش تحلیل مودال تجربی استفاده شده است. سپس با بهره‌گیری از روش‌های محاسباتی رایج در تحلیل مودال تئوری، پارامترهای دینامیکی سیستم (شامل فرکانس طبیعی، میرایی مودال و شکل مودها) استخراج شده‌اند. در نهایت برای تخمین قابل قبول رفتار دینامیکی ابزار بورینگ در حوزه‌های زمان و فرکانس، یک مدل فیزیکی کارآمد ارائه شده است. مجموعه مونتازی ابزار بورینگ به صورت یک تئوری تیر اویلر-برنولی با تکیه‌گاه انعطاف‌پذیر و جرم متمرکز در انتهای آزاد آن مدل‌سازی شده است. مشخصات تیر شامل مدول الاستیسیته و چگالی، در امتداد طول آن ثابت فرض شده است. اثر انعطاف‌پذیری تکیه‌گاه ابزار توسط دو فنر خطی و دورانی در مدل لحاظ شده است. پارامترهای مجهول مدل دینامیکی با استفاده از الگوریتم بهینه‌سازی توده ذرات شناسایی شده‌اند. این پارامترها شامل سفتی فنرهای خطی و دورانی در تکیه‌گاه ابزار و ضرایب بدون بُعد تصحیح قطر و جرم متمرکز هستند. این چهار پارامتر توزیع جرم و سفتی را در مدل فیزیکی ابزار بورینگ کنترل می‌کنند. در نهایت میزان انطباق پاسخ مدل فیزیکی با پاسخ ابزار بورینگ در حوزه فرکانس بررسی شده است. با انتخاب بهینه پارامترهای مجهول مدل فیزیکی، با دقت خوبی می‌توان رفتار دینامیکی ابزار بورینگ را برای تمام نقاط واقع بر طول آن تخمین زد. لذا با اضافه کردن مدل دینامیکی عملگر غیرفعال/فعال به مدل دینامیکی ارائه شده، می‌توان دالان‌های پایداری را برای فرآیند بورینگ با ابزار میراشده تخمین زد.

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل
دریافت: 24 شهریور 1395
پذیرش: 22 آبان 1395
ارائه در سایت: 28 آذر 1395
کلید واژگان:

دینامیک ماشین ابزار
تحلیل مودال
به روزرسانی مدل دینامیکی
الگوریتم بهینه‌سازی توده ذرات
ابزار بورینگ

Updating boring bar's dynamic model using particle swarm optimization

Mohsen Fallah, 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 14 September 2016
Accepted 12 November 2016
Available Online 18 December 2016

Keywords:
Machine Tool's Dynamics
Modal Analysis
Model Updating
Particle Swarm Optimization
Boring Bar

ABSTRACT

The present article deals with analytical modeling of boring bar dynamics as well as identification of unknown parameters for the dynamic model. Experimental modal analysis is utilized to measure the Frequency Response Functions (FRFs) of cutting tool. Using the analytical methods of modal analysis theory, dynamic parameters of boring bar (i.e. natural frequencies, damping ratios and mode shapes) are extracted from curve fitting of experimental FRFs. A new physical configuration is proposed, in order to accurately estimate the dynamic response of boring bar in time/frequency domains. In the proposed dynamic model, boring bar is modeled as an Euler-Bernoulli beam with flexible support and tip mass. The mechanical properties (i.e. modulus of elasticity and density) are considered to be constant along beam length. The flexibility of boring bar's clamping interface is modeled by linear translational/torsional spring elements. Particle Swarm Optimization (PSO) is utilized to identify the unknown parameters of dynamic model. The parameters include translational/rotational clamping stiffness and dimensionless correction factors for boring bar's diameter/tip mass. These parameters directly control the mass/stiffness distribution of proposed dynamic model. The FRFs obtained from updated model of boring bar are compared with experimental FRFs. It is shown that, by optimal selection of unknown parameters, boring bar FRFs can be accurately calculated at any point along its length. Hence, by incorporating the dynamic model of passive/active actuator into the proposed dynamic model, the stability lobes of dampened boring bars can be predicted.

1- معرفی

ابزار-قطعه‌کار- اسپیندل می‌باشد. مدل‌های جامع شبیه‌سازی فرآیندهای ماشین‌کاری [1]، علاوه بر سینماتیک و دینامیک فرآیند برش، دینامیک ابزار برشی و/یا قطعه‌کار انعطاف‌پذیر را در محاسبه ضخامت براده دینامیکی لحاظ می‌کنند. تا بتوانند تخمین واقع‌گرایانه‌تری از محدوده شرایط برشی پایدار و آستانه ناپایداری فرآیند ارائه دهند. در تمام مراحل تولید یک قطعه صنعتی،

در فرآیندهای ماشین‌کاری، انتخاب بهینه پارامترهای برشی و حذف ارتعاشات لرزه¹ نیازمند توسعه مدل‌های تحلیلی کارآمد برای تخمین آستانه ناپایداری است. این موضوع مستلزم شناسایی دقیق دینامیک مجموعه مونتازی ابزارگیر-

¹ Chatter

Please cite this article using:

M. Fallah, B. Moetakef Imani, Updating boring bar's dynamic model using particle swarm optimization, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 16, No. 12, pp. 479-489, 2016 (in Persian)

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

استفاده کرد.

در این تحقیق، یک چیدمان فیزیکی⁴ کارآمد برای مدل‌سازی دینامیک ابزار بورینگ پیشنهاد شده است. در مدل ارائه‌شده، ابزار بورینگ به‌صورت یک تیر اویلر-برنولی با شرایط تکیه‌گاهی انعطاف‌پذیر و جرم متمرکز در انتهای آزاد آن فرض شده است. از الگوریتم بهینه‌سازی توده ذرات یا PSO⁵ برای شناسایی پارامترهای مجهول مدل استفاده شده است. هدف از کاربرد این الگوریتم بهینه‌سازی جدید، ارائه یک روش نظام‌مند برای به‌روزرسانی سریع پارامترهای مجهول مدل فیزیکی، در مقایسه با سایر روش‌های محاسباتی تکراری و بهینه‌سازی است. در روش ارائه شده برای به‌روزرسانی پارامترهای مجهول مدل، فقط خطای بین پارامترهای مودال مدل فیزیکی و مدل تجربی کمینه می‌شوند. در این مقاله نشان داده شده که در صورت مشابه بودن پارامترهای مودال مدل‌های تجربی و فیزیکی، انطباق خوبی بین منحنی‌های پاسخ فرکانسی نقطه‌ای وجود خواهد داشت. در اکثر مدل‌های ارائه شده در تحقیقات پیشین، فقط تخمین دقیق تابع پاسخ فرکانسی ابزار در انتهای آزاد آن مدنظر است. درحالی‌که مدل فیزیکی به‌روزرسانی شده، تخمین قابل‌قبولی از پاسخ دینامیکی ابزار بورینگ را برای تمام نقاط واقع بر طول آن ارائه می‌دهد. بنابراین در صورت نیاز، با اضافه کردن دینامیک عملگر خطی کنترل ارتعاشات به مدل ارائه شده، می‌توان از آن برای شبیه‌سازی رفتار دینامیکی ابزارهای بورینگ میرا شده با کنترل غیرفعال/فعال نیز استفاده کرد.

ساختار مقاله ارائه‌شده به‌صورت زیر است: در بخش دوم مقاله، بستر آزمایشگاهی تحقیق شامل مجموعه مونتاژی ابزار بورینگ، تجهیزات اندازه‌گیری و نتایج حاصل از آزمون‌های مودال تجربی ارائه شده است. در بخش بعدی، دو روش رایج برای انطباق منحنی‌های ریاضی بر توابع پاسخ فرکانسی تجربی و استخراج پارامترهای مودال ابزار بورینگ با هم مقایسه شده‌اند. در بخش چهارم مقاله، مدل فیزیکی پیشنهادی برای ابزار بورینگ، به‌صورت یک تیر اویلر-برنولی با شرایط تکیه‌گاهی عمومی، ارائه شده است. در بخش بعدی، پارامترهای مجهول مدل فیزیکی با بهره‌گیری از الگوریتم بهینه‌سازی توده ذرات به‌روزرسانی شده‌اند. در این بخش یک روش نظام‌مند ارائه شده است تا ضمن شناسایی پارامترهای مجهول مدل، پاسخ حوزه فرکانس مدل فیزیکی با دقت خوبی بر نتایج حاصل از آزمون‌های مودال تجربی منطبق شود. همچنین ضمن مرور فرآیند بهینه‌سازی در الگوریتم توده ذرات، ورودی‌ها و قیدهای مسئله بهینه‌سازی به‌همراه تنظیمات الگوریتم و نتایج خروجی از بهینه‌سازی گزارش شده است. در بخش آخر نیز نتایج و دستاوردهای این مقاله جمع‌بندی شده‌اند.

2- بستر آزمایشگاهی تحقیق

2-1- مجموعه مونتاژی ابزار بورینگ

در "شکل 1" مجموعه مونتاژی ابزار بورینگ نصب شده بر روی میز متحرک ماشین‌ابزار، به‌همراه تجهیزات سخت‌افزاری و نرم‌افزاری مورد استفاده در آزمون مودال تجربی نمایش داده شده است. مجموعه مونتاژی ابزار بورینگ شامل پنج بخش اصلی (1) تکیه‌گاه ریخته‌گری شده از جنس چدن GGG40، (2) بوش‌های تکیه‌گاهی از جنس فولاد آلیاژی X210Cr12، (3) بدنه فولادی از جنس S355JR، (4) رابط کاهش قطر مدل 23-40-570 و (5) سربرشی قابل تعویض مدل 570-DTFNR (ساخت شرکت سندویک⁶) است. این ابزار در

انتخاب شرایط برشی پایدار، متناظر با بیشترین نرخ برداشت ماده، کمک خواهد کرد تا از یک طرف نرخ تولید افزایش یافته و از طرف دیگر امکان بروز ناپایداری لرزه و مشکلات مرتبط با آن، از جمله ساییش و شکست ابزار، کاهش یابد. لذا مدل‌سازی و شناسایی دینامیک مجموعه مونتاژی ابزار برشی برای شبیه‌سازی فرآیندهای ماشین‌کاری بسیار حائز اهمیت است.

توابع پاسخ فرکانسی حاصل از آزمون مودال تجربی، دربرگیرنده اطلاعات کافی برای ارائه یک مدل ریاضی تقریبی یا یک چیدمان فیزیکی ممکن از سیستم دینامیکی موردنظر هستند. در اکثر پژوهش‌ها، از آزمون‌های مودال تجربی برای استخراج تابع پاسخ فرکانسی نقطه‌ای¹ مجموعه مونتاژی ابزار برشی، یا شناسایی پارامترهای سفتی و میرایی در سطح تماس ابزار-گیر-ابزار یا ابزار-گیر-اسپیندل استفاده می‌کنند. تخمین تابع پاسخ فرکانسی نقطه‌ای ابزار، در صورتی‌که چیدمان ابزار-ابزار-گیر-اسپیندل تغییر کند، نیازمند انجام آزمون مودال تجربی جدید است. که این امر مستلزم صرف‌کردن وقت و هزینه مضاعف می‌باشد. با استفاده از روش تحلیلی RCSA²، می‌توان دینامیک تجربی اسپیندل-ماشین‌ابزار را با مدل‌های تحلیلی ابزار-گیر-ابزار ترکیب کرد و تابع پاسخ فرکانسی نقطه‌ای ابزار را برای مجموعه مونتاژی تخمین زد [3,2]. در این روش، با یک‌بار اندازه‌گیری آزمایشگاهی، دینامیک جزء پیچیده‌تر مجموعه مونتاژی (اسپیندل-ماشین‌ابزار) توسط آزمون مودال تجربی تخمین زده می‌شود. همچنین دینامیک جزء ساده‌تر مجموعه مونتاژی (ابزار-گیر-ابزار) با بهره‌گیری از روش‌های تحلیلی مدل‌سازی می‌شود. سپس با شناسایی پارامترهای دینامیکی در سطوح اتصال این دو بخش و ترکیب نمودن دینامیک اسپیندل-ماشین‌ابزار با مدل تحلیلی ابزار-گیر-ابزار، می‌توان تابع پاسخ فرکانسی نقطه‌ای را برای مجموعه مونتاژی ابزار برشی تخمین زد. معمولاً هر دو ارتعاشی از مجموعه مونتاژی، به‌صورت یک تیر اویلر-برنولی با شرایط تکیه‌گاهی یک‌سرگردار-آزاد مدل‌سازی می‌شود. در روش RCSA معکوس [4]، می‌توان تابع پاسخ فرکانسی مجموعه اسپیندل-ابزار-گیر را با کم‌کردن تابع پاسخ فرکانسی تحلیلی ابزار از پاسخ فرکانسی تجربی مجموعه مونتاژی تخمین زد.

در سال‌های اخیر، ارائه مدل‌های فیزیکی کارآمد برای مدل‌سازی دینامیک مجموعه مونتاژی ابزار برشی، به‌همراه شناسایی سریع و دقیق پارامترهای سطح اتصال ابزار-ماشین‌ابزار، مورد توجه محققان حوزه دینامیک ماشین‌کاری قرار گرفته است. برای شناسایی و تخمین تابع پاسخ فرکانسی نوک ابزار برشی معمولاً از ترکیب روش‌های تحلیلی و تجربی استفاده می‌شود. دینامیک فرآیند برش می‌تواند بر تابع پاسخ فرکانسی ابزار تأثیر بگذارد که در این صورت می‌توان از روش‌های شناسایی برخط [5] بهره برد. معمولاً مشخصات دینامیکی تکیه‌گاه ابزار را به‌صورت المان‌های سفتی و میرایی متمرکز در یک نقطه [6] یا المان‌های گسترده [7] به مدل دینامیکی ابزار برشی اضافه می‌کنند. تا اثر دینامیک سطح‌تماس اتصال ابزار با ماشین‌ابزار در تابع پاسخ فرکانسی آن لحاظ شود. برای مدل‌سازی دینامیک ابزار معمولاً از تئوری تیرهای پیوسته، شامل تئوری تیر اویلر-برنولی [8] و تئوری تیر تیموشنکو [9] استفاده می‌شود. به‌منظور به‌روزرسانی پارامترهای مجهول سطح تماس، معمولاً خطای بین منحنی‌های پاسخ فرکانسی نقطه‌ای، برای مدل دینامیکی و اندازه‌گیری تجربی، کمینه می‌شود. برای این منظور می‌توان از فرآیندهای محاسباتی تکراری³ [10] یا الگوریتم‌های بهینه‌سازی [11]

⁴ Physical Configuration

⁵ Particle Swarm Optimization

⁶ Sandvik

¹ Point (Direct) Frequency Response Function

² Receptance Coupling Substructure Analysis (RCSA)

³ Iterative Solutions

نوع TL-122A100 ساخت شرکت تِن‌لی⁴ بوده و قابلیت اندازه‌گیری سیگنال شتاب با دامنه بیشینه 50g را دارند. چکش مودال از نوع IH-02 ساخت شرکت تِن‌لی بوده و قابلیت تحریک سازه را با بیشینه دامنه 2000 نیوتن دارد. مطابق اطلاعات ارائه شده توسط شرکت سازنده، پاسخ فرکانسی شتاب‌سنج‌ها در محدوده فرکانسی زیر 5000 هرتز کاملاً خطی بوده و میزان غیرخطی بودن رفتار دینامیکی چکش در تمام بازه اندازه‌گیری آن کمتر از یک درصد است. شتاب‌سنج‌ها به ترتیب در فواصل 200، 520 و 725 میلی‌متر از تکیه‌گاه، و در موقعیت‌های دور از نقاط گره‌ای مربوط به سه شکل‌مود ارتعاشی اول ابزار، نصب شده‌اند. ضربه چکش در سمت مقابل محل نصب شتاب‌سنج اول و در انتهای آزاد ابزار به آن اعمال شده است. در هر آزمون مودال، سازه ابزار بورینگ به‌طور میانگین 10 مرتبه توسط ضربه چکش تحریک شده است. برای اطمینان از تکرارپذیری نتایج، با ثابت نگه‌داشتن شرایط بستر آزمایشگاهی، آزمون مودال تجربی چهار مرتبه تکرار شده است.

2-3- ترسیم منحنی‌های پاسخ فرکانسی ابزار بورینگ

در "شکل 2" توابع پاسخ فرکانسی ابزار بورینگ، برای چهار آزمون مودال مختلف محاسبه و بر روی هم ترسیم شده‌اند. مطابق انتظار، تکرارپذیری آزمون‌ها بسیار قابل قبول بوده و منحنی‌های پاسخ فرکانسی در بازه نمایش داده شده به‌خوبی بر هم منطبق شده‌اند. منحنی خط‌چین خاکستری به‌عنوان پاسخ فرکانسی متوسط ابزار بورینگ بوده و از میانگین‌گیری نتایج حاصل از آزمون‌های مودال مختلف محاسبه شده است. این توابع پاسخ فرکانسی⁵ بیان‌گر رابطه فرکانسی بین نیروی ورودی و شتاب خروجی سیستم دینامیکی هستند.

3- استخراج پارامترهای مودال به‌روش برازش منحنی

برای استخراج پارامترهای دینامیکی ابزار بورینگ به کمک تئوری تحلیل مودال، می‌توان از روش برازش منحنی چنددرجه آزادی⁶ یا روش برازش منحنی یک‌درجه آزادی⁷ بهره برد. در ادامه، این دو روش به‌صورت مختصر توضیح داده شده و از آن‌ها برای استخراج پارامترهای مودال ابزار بورینگ استفاده شده است.

3-1- روش کسرگویای چندجمله‌ای⁸

هدف این روش، انطباق منحنی⁹ کسرگویای چندجمله‌ای بر روی تابع پاسخ فرکانسی¹⁰ حاصل از آزمون مودال تجربی است. ضرایب بهینه صورت و مخرج از کمینه‌کردن مجموع مجذور خطای وزن‌دار¹¹ بین تابع پاسخ فرکانسی تجربی و منحنی کسرگویای چندجمله‌ای به‌دست می‌آیند. ضابطه ریاضی کسرگویای چندجمله‌ای به‌صورت زیر است [16]:

$$H_{jk}(s) = \frac{B_{jk}(s)}{A_{jk}(s)} = \dots$$

$$\frac{b_{1jk}s^p + b_{2jk}s^{p-1} + \dots + b_{p+1jk}}{a_{1jk}s^q + a_{2jk}s^{q-1} + \dots + a_{q+1jk}} \quad (1)$$

در رابطه (1)، اندیس j متناظر با موقعیت اندازه‌گیری پاسخ سیستم توسط شتاب‌سنج و اندیس k متناظر با موقعیت تحریک سیستم توسط ضربه چکش

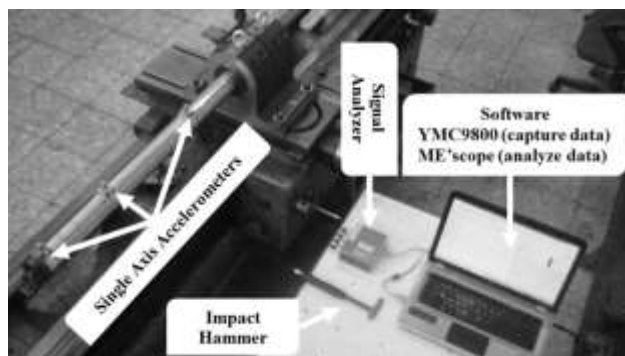


Fig. 1 Boring bar assembly including hardware/software used for experimental modal analysis

شکل 1 مجموعه مونتاژی ابزار بورینگ به‌همراه تجهیزات سخت‌افزاری و نرم‌افزاری مورد استفاده در آزمون مودال تجربی

آزمایشگاه طراحی و ساخت به‌کمک رایانه دانشگاه فردوسی مشهد ساخته شده و قابلیت نصب بر روی ماشین‌ابزار 5.5 کیلووات مدل TN50BR را دارد.

ابزار بورینگ به‌صورت یک تیر یک‌سرگردار است که نیروی برشی در انتهای آزاد آن وارد می‌شود. صلبیت ابزار به استحکام اتصالات در مجموعه مونتاژی تکیه‌گاه و میز ماشین‌ابزار بستگی دارد. برای تامین صلبیت مجموعه، باید پیچ‌های اتصال سربرشی و تکیه‌گاه ابزار تا حد امکان محکم شوند. لذا با استفاده از آچار گشتاورسنج، تمام پیچ‌ها تا گشتاور 50 نیوتن‌متر محکم شده‌اند. طول آویز بدنه لوله‌ای شکل ابزار بورینگ برابر 750 میلی‌متر و قطر خارجی آن برابر 60 میلی‌متر است. در انتهای آزاد بدنه ابزار، رابط کاهش قطر و سربرشی قابل‌تعویض¹ قرار دارند که اینسرت برشی ابزار بر روی آن نصب شده است.

2-2- تجهیزات آزمون مودال تجربی

روش‌های تحلیل مودال به دو دسته روش‌های حوزه فرکانس و روش‌های حوزه زمان تقسیم می‌شوند. به‌منظور شناسایی دینامیک سازه‌ها، در روش‌های حوزه فرکانس از تبدیل فوریه سریع و در روش‌های حوزه زمان از داده‌های پاسخ زمانی استفاده می‌شود [12]. تحلیل مودال تجربی²، رایج‌ترین روش شناسایی در حوزه فرکانس است که از کاربردهای آن می‌توان به توسعه مدل‌های دینامیکی به‌روزرسانی شده [13] و پایش سلامت سازه‌ها [14] اشاره کرد. در آزمون‌های مودال تجربی، معمول‌ترین روش برای تحریک سازه استفاده از چکش ضربه‌زن است که یک نیروی ضربه‌ای با طیف گسترده³ را به سازه اعمال کرده و به‌صورت همزمان چندین فرکانس تشدید سیستم را تحریک می‌کند [15]. تابع پاسخ فرکانسی سیستم از نسبت تبدیل فوریه سریع سیگنال خروجی (جابجایی، سرعت یا شتاب سازه) به تبدیل فوریه سریع نیروی ورودی محاسبه می‌شود.

برای تحریک سازه ابزار بورینگ از یک چکش مجهز به سنسور نیرو استفاده شده است. مطابق "شکل 1"، سه شتاب‌سنج تک محوره به‌صورت همزمان پاسخ ابزار بورینگ را به تحریک ضربه ثبت می‌کنند. از یک سخت‌افزار اکتساب داده چهار کاناله مدل YMC9004 و نرم‌افزار سازگار YMC9800 برای جمع‌آوری و ذخیره داده‌ها استفاده می‌شود. برای ثبت سیگنال‌های نیرو و شتاب در آزمون‌های مودال، نرخ داده‌برداری سیستم اکتساب داده برابر 100 کیلوهرتز انتخاب شده است. تمامی شتاب‌سنج‌ها از

¹ Interchangeable Cutting Head

² Experimental Modal Analysis (EMA)

³ Broadband

⁴ TENLEE

⁵ Inertance FRFs

⁶ MDOF Curve Fitting Technique

⁷ SDOF Curve Fitting Technique

⁸ Rational Fraction Polynomial Method

⁹ Curve Fitting

¹⁰ Frequency Response Function (FRF)

¹¹ Weighted Sum of the Squared Error

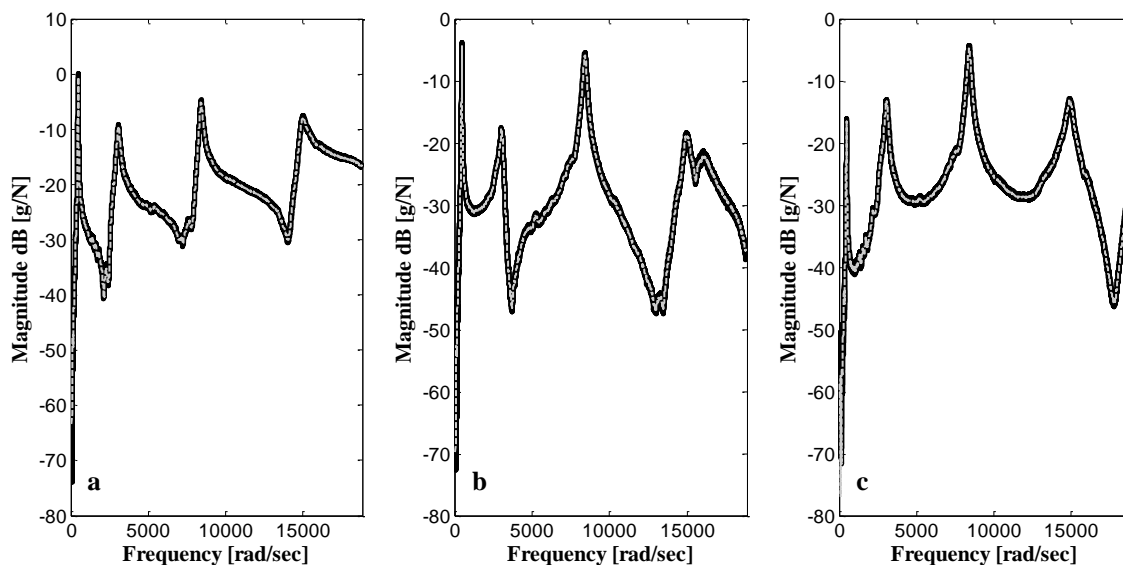


Fig. 2 Illustration of a) point and b-c) cross frequency response functions of boring bar obtained from four different experimental modal tests

شکل 2 نمایش توابع پاسخ فرکانسی (a) نقطه‌ای و (b-c) ضربه‌ای ابزار بورینگ حاصل از چهار آزمون مودال تجربی مختلف

با میرایی تناسبی کم^۳ و دارای مدهای ارتعاشی به اندازه کافی دور از هم^۴ مناسب است، به شرط آن که دقت ترسیم منحنی پاسخ فرکانسی سیستم زیاد باشد. در این روش، پاسخ فرکانسی سیستم به صورت ترکیبی خطی از پاسخ‌های چند سیستم یک‌درجه آزادی تخمین زده می‌شود. در روش انتخاب قله‌ها، مقادیر فرکانس طبیعی و میرایی مودال فقط از روی بخش‌های موهومی و حقیقی تابع پاسخ فرکانسی نقطه‌ای محاسبه می‌شوند. اما برای تخمین شکل مدهای ارتعاشی، باید از بخش موهومی توابع پاسخ فرکانسی ضربه^۵ نیز استفاده کرد. شکل مدهای استخراج شده از این روش فاقد بخش موهومی هستند.

برای یک سیستم دینامیکی، عبارت مختلط تابع پاسخ فرکانسی مودال را می‌توان به صورت جداگانه برای هر درجه آزادی ارتعاشی بیان کرد [17]:

$$\frac{Q_r}{R_r} = \frac{1}{k_{qr}} \left(\frac{1}{(1 - \beta_r^2) + j(2\xi_{qr}\beta_r)} \right) \quad (3)$$

$$\beta_r = \frac{\omega}{\omega_{qr}}, \quad r = 1, \dots, n$$

در نهایت، پاسخ فرکانسی سیستم در دستگاه مختصات محلی^۶ یا فیزیکی^۷ به صورت ترکیبی خطی از پاسخ فرکانسی آن در دستگاه مختصات مودال است [17]:

$$H_{jk}(\omega) = \frac{X_j}{F_k} = \sum_{r=1}^n \frac{Q_r}{R_r} \varphi_{jr} \varphi_{kr} \quad (4)$$

در "شکل 3" منحنی‌های برازش شده بر روی توابع پاسخ فرکانسی تجربی ابزار بورینگ، با استفاده از دو روش کسرگویای چندجمله‌ای و انتخاب قله‌ها، در مقیاس نیمه لگاریتمی (برحسب دسی‌بل) نمایش داده شده‌اند. این منحنی‌های برازش شده، با دقت خوبی رفتار دینامیکی ابزار بورینگ را در بازه صفر تا 2000 هرتز تخمین می‌زنند (مخصوصاً در نواحی مجاور فرکانس‌های طبیعی). پارامترهای مودال ابزار بورینگ از روی این منحنی‌های برازش شده استخراج می‌شوند. مطابق مقادیر مندرج در جدول 1، علی‌رغم متفاوت بودن ضابطه ریاضی منحنی‌های برازش شده، اختلاف بسیار ناچیزی بین پارامترهای

است. فرم ریاضی عبارت رابطه (1)، نمی‌تواند پارامترهای مودال سیستم دینامیکی را به صورت واضح بیان کند. در واقع فرکانس‌های طبیعی، میرایی‌های مودال و مقادیر باقیمانده مودال در ضرایب چندجمله‌ای صورت و مخرج پنهان هستند. لذا می‌توان منحنی کسرگویای چندجمله‌ای را به صورت بسط کسری پاره‌ای^۱ بازنویسی کرد. نمایش ریاضی بسط کسری پاره‌ای به صورت زیر است [16]:

$$H_{jk}(s) = \sum_{r=1}^n \left(\frac{rR_{jk}}{s - rP_{jk}} + \frac{rR_{jk}^*}{s - rP_{jk}^*} \right) + d_{jk}(s) \quad (2)$$

در رابطه (2)، r اندیس شمارنده مود ارتعاشی و n برابر تعداد مدهای سهمی در پاسخ فرکانسی سیستم است. در عبارت بسط کسری پاره‌ای، بخش کسری مختلط دینامیک مدهای اصلی سیستم را در بازه فرکانسی آزمون مودال واقع در خارج از بازه فرکانسی لحاظ می‌کند. از روی قطب مختلط متناظر با هر مود ارتعاشی، می‌توان مقادیر فرکانس طبیعی و میرایی مودال را تعیین کرد. همچنین با معلوم بودن مقادیر باقیمانده مختلط متناظر با هر مود ارتعاشی، می‌توان مقدار ثابت مودال و شکل مدهای ارتعاشی سیستم را محاسبه کرد. شکل مدهای استخراج شده از این روش مختلط هستند.

در این مقاله، برای تخمین توابع پاسخ فرکانسی ابزار بورینگ در بازه فرکانسی زیر 2000 هرتز، از یک کسرگویای چندجمله‌ای با درجه صورت 8 و درجه مخرج 6 استفاده شده است. مطابق رابطه (2)، این کسر قابل تفکیک به دو بخش کسری مختلط با درجه صورت 4 و درجه مخرج 6 (برای تخمین دینامیک مدهای اصلی سیستم) و عبارت چندجمله‌ای درجه 2 (برای تخمین اثر مدهای خارج از بازه فرکانسی) است. در الگوریتم محاسبه ضرایب مجهول صورت و مخرج عبارت کسرگویای چندجمله‌ای، به‌طور همزمان از داده‌های هر سه منحنی پاسخ فرکانسی تجربی استفاده می‌شود.

3-2- روش انتخاب قله‌ها

یکی از ساده‌ترین و پرکاربردترین تکنیک‌های تحلیل مودال یک‌درجه آزادی، روش انتخاب قله‌ها^۲ است. استفاده از این روش برای سیستم‌های دینامیکی

³ Lightly Damped Systems with Proportional Damping

⁴ Well-Separated Modes

⁵ Cross Frequency Response Function

⁶ Local Coordinate System

⁷ Physical Coordinate System

¹ Partial Fraction Expansion Form

² Peak Picking Method

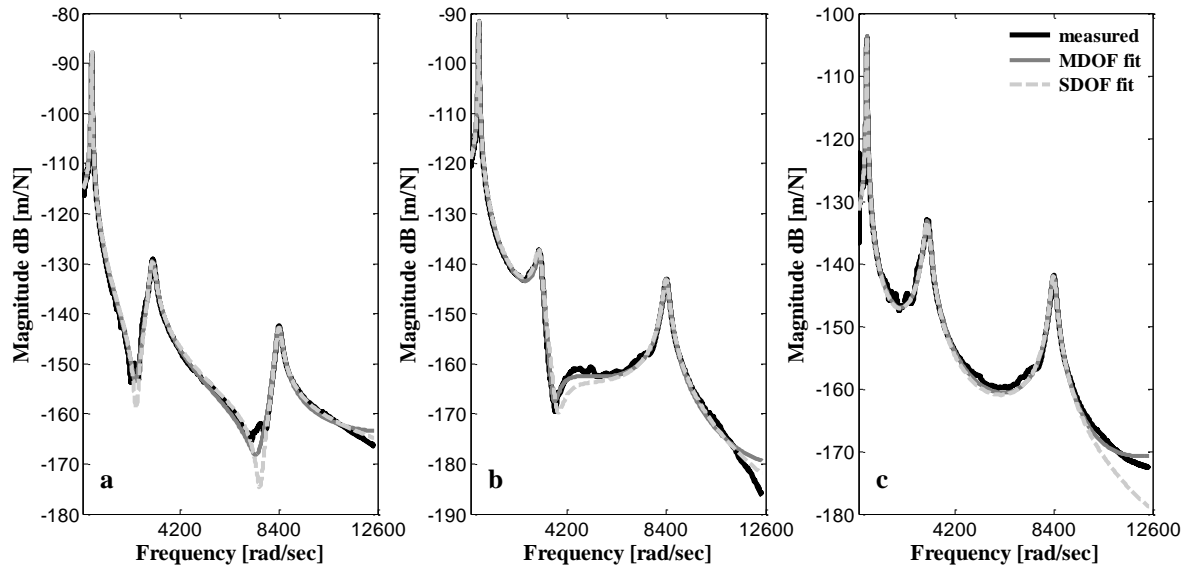


Fig. 3 Curve fitting of experimental a) point and b-c) cross FRFs using rational fraction polynomial (MDOF) and peak picking (SDOF) methods
 شکل 3 برازش منحنی بر روی توابع پاسخ فرکانسی تجربی (a) نقطه‌ای و (b-c) ضریبی به روش کسرگویای چندجمله‌ای (چنددرجه آزادی) و روش انتخاب قله‌ها (یک‌درجه آزادی)

جرم متمرکز در انتهای آزاد تیر قرار دارد.

در مدل فیزیکی پیشنهاد شده در این مقاله، مقدار برخی از پارامترهای مدل ثابت بوده و با اندازه‌گیری‌های تجربی معلوم می‌شوند. برخی دیگر از این پارامترها (سفتی خطی، سفتی دورانی، قطر ابزار، جرم انتهایی) به‌عنوان ضرایب مجهول مدل هستند. براساس نتایج حاصل از آزمون مودال تجربی، باید مقادیر پارامترهای مجهول به‌گونه‌ای محاسبه شود که پاسخ فرکانسی مدل فیزیکی و ابزار بوری‌نگ واقعی برهم منطبق شوند. مقدار پارامترهای مجهول می‌تواند در یک بازه مشخص از مقادیر تغییر کند، تا توزیع جرم و سفتی (به‌عبارت دیگر مقدار فرکانس طبیعی) در مدل فیزیکی کنترل شود.

معادله ارتعاشات اجباری بدون بُعد برای تیر اوپلر-برنولی با شرایط تکیه‌گاهی عمومی و بارگذاری نیروی متمرکز در انتهای آزاد عبارت است از:

$$\rho AL\omega_0^2 \frac{\partial^2 y(\bar{x}, \bar{t})}{\partial \bar{t}^2} + cL\omega_0 \frac{\partial y(\bar{x}, \bar{t})}{\partial \bar{t}} + \dots$$

$$\frac{EI}{L^3} \frac{\partial^4 y(\bar{x}, \bar{t})}{\partial \bar{x}^4} = \frac{F_0}{L} f(\bar{t}) \delta(\bar{x} - \bar{x}_f) \quad (5)$$

با حل معادله (5) در حوزه فرکانس، می‌توان نشان داد که ضابطه ریاضی تابع پاسخ فرکانسی تیر اوپلر-برنولی با شرایط تکیه‌گاهی تعمیم‌یافته، مشابه ضابطه ارائه شده در روش انتخاب قله‌ها است و داریم:

$$\frac{y(x_j, s)}{F(x_k, s)} = \sum_{r=1}^{\infty} \frac{\frac{1}{k_r} \phi_r(\bar{x}_j) \phi_r(\bar{x}_k)}{(1 - \beta_r^2) + 2\xi_r \beta_r j} \quad (6)$$

$$\omega_0^2 = \frac{EI}{\rho AL^4}, \quad \omega_r = \lambda_r^2 \omega_0$$

$$\beta_r = \frac{\omega}{\omega_r}, \quad k_r = m_r \omega_r^2, \quad m_r = mZ_r$$

$$Z_r = \int_0^1 \phi_r^2(\bar{x}) d\bar{x} + \frac{M}{m} \phi_r^2(\bar{1}), \quad m = \rho AL \quad (7)$$

در نهایت از مشابهت روابط ریاضی (3) و (4) با رابطه (6)، می‌توان نتیجه گرفت که اگر پارامترهای مجهول مدل به‌صورت بهینه انتخاب شوند، تا کمیت‌های مودال مدل فیزیکی با کمیت‌های مودال حاصل از آزمون مودال تجربی برابر گردند، منحنی پاسخ فرکانسی مدل فیزیکی با دقت خوبی بر منحنی برازش شده از روی پاسخ فرکانسی تجربی (به‌روش انتخاب قله‌ها) منطبق خواهد بود. به عبارت دیگر، مدل تیر اوپلر-برنولی با شرایط تکیه‌گاهی تعمیم‌یافته می‌تواند رفتار دینامیکی ابزار بوری‌نگ واقعی را با دقت خوبی تخمین بزند.

جدول 1 پارامترهای مودال استخراج شده برای مجموعه ابزار بوری‌نگ

Table 1 Modal parameters extracted for boring bar assembly

روش انتخاب قله‌ها		روش کسرگویای چندجمله‌ای		مود ارتعاشی
نسبت میرایی [%]	فرکانس طبیعی [Hz]	نسبت میرایی [%]	فرکانس طبیعی [Hz]	
1.98	75.7	2.02	75.8	مود اول
4.06	482.6	3.83	485	مود دوم
1.43	1336.7	1.39	1338	مود سوم

مودال محاسبه شده از دو روش مذکور وجود دارد.

4- مدل فیزیکی پیشنهادی برای ابزار بوری‌نگ

از دیدگاه سازه‌ای می‌توان دینامیک ابزار بوری‌نگ را با بهره‌گیری از تئوری تیرها تحلیل کرد. نسبت طول به قطر ابزار برابر 12.5 است. لذا با فرض بلند و باریک بودن ابزار، در این مقاله از تئوری تیر-اوپلر برنولی استفاده شده است. در مدل فیزیکی ارائه شده، فرض می‌کنیم که نقش انعطاف‌پذیری تکیه‌گاه در کاهش فرکانس‌های طبیعی ابزار، بسیار مهم‌تر از تاثیر تغییر شکل‌های برشی باشد. مقطع بدنه فولادی ابزار دارای مشخصات هندسی و مادی ثابت است. همچنین اگرچه سربرشی قابل تعویض دارای هندسه پیچیده‌ای است، اما ابعاد آن در مقایسه با طول اویز¹ ابزار قابل صرف‌نظر کردن است. لذا مقادیر پارامترهای مکانیکی (شامل چگالی و مدول الاستیسیته) و هندسی (شامل مشخصات سطح مقطع) در امتداد طول ابزار ثابت فرض می‌شوند.

در مدل فیزیکی ارائه شده، ابزار بوری‌نگ به‌صورت یک تیر اوپلر-برنولی با تکیه‌گاه دارای سفتی محدود و جرم متمرکز در انتهای آزاد آن مدل‌سازی شده است. برای ارائه یک مدل فیزیکی کارآمد، مطابق "شکل 4" فرض می‌کنیم که مقطع تکیه‌گاه تیر شامل دو فنر خطی و دورانی و همچنین دو میراگر خطی و دورانی است. با لحاظ کردن اثر سفتی محدود در تکیه‌گاه ابزار، می‌توان برهمکنش دینامیکی تکیه‌گاه و بستر ماشین‌ابزار را مدل کرد. همچنین برای لحاظ کردن اثر اینرسی سربرشی ابزار، فرض شده است که یک

¹ Overhang

مسائل بهینه‌سازی مختلف به‌کار گرفته شده است. هر عضو از جمعیت به‌عنوان یک ذره، و مجموع ذرات سازنده جمعیت به‌عنوان دسته یا توده ذرات شناخته می‌شوند.

از دیدگاه محاسباتی، هر ذره در داخل جمعیت نماینده یک بردار است که درایه‌های آن متغیرهای تشکیل‌دهنده مسئله بهینه‌سازی هستند. بنابراین بُعد بردار مشخص‌کننده تعداد متغیرهایی است که باید بهینه شوند. این متغیرها موقعیت هر ذره را در داخل فضای طراحی ممکن مشخص می‌کنند. معمولاً یک تابع شایستگی یا هدف برای بیان مسئله بهینه‌سازی تعریف می‌شود.

تابع هدف معمولاً یک تابع کمینه‌شونده⁵ است که نماینده خطای بین مقادیر اندازه‌گیری‌شده با مقادیر شبیه‌سازی‌شده است. مقادیر شبیه‌سازی‌شده از یک مدل ریاضی یا فیزیکی محاسبه می‌شود که ورودی آن متغیرهای مسئله بهینه‌سازی هستند. پس از محاسبه مقدار تابع شایستگی برای هر ذره از توده ذرات، موقعیت ذره‌ای که دارای کمترین مقدار بوده، و به بهترین جواب (صفر) نزدیک‌تر است، مشخص می‌شود. با دانستن موقعیت بهترین ذره و موقعیت هر یک از ذرات در داخل جمعیت، می‌توان هر ذره را به سمت ناحیه‌ای از فضای حل که دارای پاسخ بهینه است حرکت داد. پس از تشخیص موقعیت بهترین ذره در فضای طراحی، می‌توان یک بردار سرعت ایجاد کرد و موقعیت ذرات را با حرکت دادن آنان به سمت جواب بهینه به‌روزرسانی کرد.

بردار سرعت فقط به موقعیت بهترین ذره بستگی ندارد. الگوریتم توده ذرات تاریخچه بهترین موقعیت هر ذره از جمعیت را در گام‌های متوالی بهینه‌سازی حفظ می‌کند. مولفه‌ای از بردار سرعت هر ذره، به بهترین موقعیت همان ذره در گام‌های قبلی بستگی دارد. در نهایت برای لحاظ کردن سرعت گام قبلی بهینه‌سازی، می‌توان یک مولفه اینرسی در عبارت بردار سرعت در نظر گرفت. بردار سرعت و موقعیت به‌روزرسانی شده هر ذره از توده ذرات، از روابط زیر به‌دست می‌آیند:

$$V_i = wV_{i-1} + C_p R_p (X_p - X_i) + C_g R_g (X_g - X_i) \quad (8)$$

$$X_i = X_{i-1} + V_i \quad (9)$$

که X_i موقعیت ذره در گام جاری، X_{i-1} موقعیت ذره در گام قبلی و به‌طور مشابه V_i سرعت ذره در گام جاری و V_{i-1} سرعت ذره در گام قبلی است. w ضریب وزنی اینرسی، C_p ضریب وزنی برای هر ذره و C_g ضریب وزنی بهترین ذره است. X_p به بهترین موقعیت هر ذره و X_g به موقعیت بهترین ذره اشاره دارد. ضرایب R_p و R_g اعدادی تصادفی بین صفر و یک هستند.

در صورتی که موقعیت جدید یک ذره خارج از فضای طراحی متغیرهای بهینه‌سازی قرار بگیرد، موقعیت ذره به‌روزرسانی نشده و در مکان قبلی خود باقی می‌ماند. در گام اول بهینه‌سازی، برای جستجوی بهتر در فضای طراحی، می‌توان از تعداد ذرات زیاد و مقادیر مناسب برای کران‌های بالا و پایین متغیرهای بهینه‌سازی استفاده کرد. در این مقاله برای تعیین شناسایی پارامترهای مجهول مدل فیزیکی، از الگوریتم توده ذرات تک‌هدفه⁶ استفاده شده است.

5-2- پارامترهای ورودی روش بهینه‌سازی

متغیرهای بهینه‌سازی یا پارامترهای مجهول مدل فیزیکی ابزار بورینگ

باید توجه داشت که در روش انتخاب قله‌ها، پارامترهای مودال "سیستم چنددرجه آزادی" معادل با ابزار بورینگ واقعی، از طریق تخمین زدن تابع پاسخ فرکانسی سیستم به‌دست می‌آیند. سپس با معلوم بودن ماتریس‌های جرم، سفتی و میرایی در مختصات فیزیکی، می‌توان پاسخ حوزه زمان ابزار بورینگ را فقط در درجات آزادی محدود (محل نصب شتاب‌سنج‌ها) تخمین زد. درحالی‌که مدل فیزیکی ارائه شده برای پیش‌بینی رفتار دینامیکی ابزار بورینگ، مبتنی بر "تئوری تیرهای پیوسته" بوده و دارای یک ساختار فیزیکی مشخص است. لذا در مدل فیزیکی ارائه شده برای ابزار بورینگ، امکان پیش‌بینی پاسخ سیستم در سایر نقاط (به‌غیر از موقعیت‌های نصب شتاب‌سنج) نیز وجود دارد. همچنین از مقایسه پاسخ مدل تئوری با نتایج حاصل از آزمون مودال تجربی، می‌توان پارامترهای دینامیکی اتصال ابزار بورینگ به تکیه‌گاه و بستر ماشین‌ابزار را شناسایی کرده و مدل دینامیکی ابزار بورینگ را به‌روزرسانی نمود.

5-2- به‌روزرسانی پارامترهای مجهول مدل فیزیکی

هدف از به‌روزرسانی¹ پارامترهای مدل فیزیکی، تخمین دقیق پارامترهای مجهول مدل به‌گونه‌ای است که پاسخ مدل فیزیکی در حوزه فرکانس یا زمان بیشترین مشابهت را با پاسخ مدل تجربی داشته باشد. یعنی بتوان مدل فیزیکی را با دقت قابل‌قبولی جایگزین مدل تجربی کرد. تا برای شرایطی که امکان دسترسی به نتایج آزمایشگاهی وجود ندارد، پیش‌بینی رفتار دینامیکی سیستم میسر باشد. می‌دانیم که هرچه‌قدر میزان انطباق دو مدل فیزیکی و سیستم واقعی در حوزه فرکانس بیشتر باشد، شباهت پاسخ این دو مدل در حوزه زمان نیز بیشتر خواهد بود. برای این منظور باید پارامترهای مجهول مدل فیزیکی را شناسایی کرد. تا بتوان پاسخ حوزه فرکانس مدل فیزیکی را بر پاسخ تجربی حاصل از آزمون مودال تطبیق داد.

5-1- روش بهینه‌سازی توده ذرات

الگوریتم بهینه‌سازی توده ذرات یک الگوریتم بهینه‌سازی برپایه جمعیت² است که از آن می‌توان برای حل مسائل مهندسی استفاده نمود. این الگوریتم جدید توسط کِنِدی³ و اِبْرهارت⁴ [18] توسعه یافته است. الگوریتم توده ذرات برای توسعه مدل‌های شبیه‌ساز رفتارهای اجتماعی موجودات، مانند مهاجرت جمعی پرندگان یا حرکت گروهی ماهیان، ایجاد شده و پس از آن برای حل

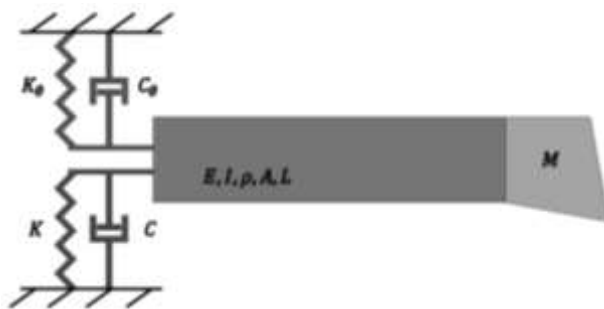


Fig. 4 Proposed physical configuration for boring bar: Euler-Bernoulli beam with finite stiffness at its clamped end and tip mass at its free end
 شکل 4 مدل فیزیکی پیشنهاد شده برای ابزار بورینگ: تیر اویلر-برنولی دارای تکیه‌گاه گیردار با سفتی محدود و جرم متمرکز در انتهای آزاد آن

¹ Model Updating
² Population-based
³ Kennedy
⁴ Eberhart

⁵ Minimization Function
⁶ Single Objective

بهینه‌سازی، به اتمام رسیدن گام‌های حل (مطابق تنظیمات انتخاب شده) است.

5-3- فرآیند محاسبه پارامترهای مجهول

در داخل الگوریتم بهینه‌سازی، فرآیند محاسباتی زیر برای هر عضو از توده ذرات به‌صورت گام به گام انجام می‌پذیرد:

- انتخاب پارامترهای ورودی مدل فیزیکی (از جدول 2) و حدس‌زدن پارامترهای مجهول مدل فیزیکی (از جدول 3)
- تعیین معادله مشخصه مدل فیزیکی و بدست‌آوردن مقادیر ویژه و فرکانس‌های طبیعی ابزار بورینگ
- تعیین ضرایب شکل‌مودها، محاسبه توابع شکل‌مود و نرمالیزه‌کردن شکل‌مودها
- محاسبه مقادیر جرم و سفتی مودال (از رابطه (7))
- محاسبه مقدار تابع هدف بهینه‌سازی
- به‌روزرسانی موقعیت ذره در داخل فضای کاری (از روابط (8-9))

تمام مراحل فوق در درون یک مجموعه کد تابعی در محیط نرم‌افزار متلب¹ اجرا می‌شوند. در هر از گام حل، فاصله مقادیر پارامترهای مودال مدل فیزیکی تا پارامترهای مودال ابزار بورینگ واقعی (شامل فرکانس طبیعی و جرم مودی) محاسبه می‌شود. فرآیند بهینه‌سازی تا پیدا کردن مقادیر بهینه برای پارامترهای مجهول مدل فیزیکی و صفر شدن مقدار تابع هدف ادامه می‌یابد. لذا تابع شایستگی یا هدف در مسئله بهینه‌سازی پیش‌رو به‌صورت زیر تعریف می‌شود:

$$G_i = \sqrt{(\omega_{re} - \omega_{rai})^2 + (m_{re} - m_{rai})^2} \quad (10)$$

5-4- نتایج خروجی بهینه‌سازی

با اجرای فرآیند بهینه‌سازی و شناسایی پارامترهای مجهول مدل فیزیکی، انتظار داریم که در هر مود ارتعاشی، پارامترهای فرکانس طبیعی و جرم مودال مدل فیزیکی ابزار بورینگ با مقادیر تجربی متناظر برابر باشند. "شکل 5"، نحوه جابجایی ذرات جمعیت را طی گام‌های حل متوالی نشان می‌دهد. برای مودهای ارتعاشی اول، دوم و سوم ابزار بورینگ، فرآیند متراکم‌شدن و حرکت ذرات جمعیت به سمت نقطه هدف (به ترتیب از چپ به راست) نمایش داده شده است. نقطه هدف، که با مربع نمایش داده شده است، نقطه‌ای از صفحه است که طول از مبداء آن برابر w_{re} و عرض از مبداء آن برابر m_{re} است. پس از جابجایی ذرات طی 20 گام از فرآیند بهینه‌سازی، تمام ذرات با دقت قابل قبولی در همسایگی نقطه هدف متراکم می‌شوند.

"شکل 5" بیان‌گر این مطلب است که با شناسایی و انتخاب مقادیر بهینه برای پارامترهای مجهول (متغیرهای بهینه‌سازی)، می‌توان توزیع جرم و سفتی را در مدل فیزیکی و ابزار بورینگ واقعی یکسان نمود. در جدول 5 مقادیر مطلوب برای متغیرهای بهینه‌سازی ارائه شده‌اند. به ازای مقادیر بهینه، خطای تخمین مقادیر جرم مودال و فرکانس طبیعی در مدل فیزیکی برای سه مود ارتعاشی اول کمتر از 0.025 درصد است. در نهایت، برای تخمین پاسخ فرکانسی ابزار بورینگ واقعی، باید پاسخ مودهای ارتعاشی مدل فیزیکی را برهم‌نهی کرد. برای هر مود ارتعاشی، باید از مقادیر بهینه ارائه شده در جدول 5 استفاده کرد. مقادیر میرایی مودال نیز از جدول 1 انتخاب می‌شود.

عبارتند از: ضریب تصحیح قطر ابزار یا α ، ضریب تصحیح جرم انتهای آزاد ابزار یا β ، ضریب سفتی خطی در تکیه‌گاه ابزار یا K و ضریب سفتی دورانی در تکیه‌گاه ابزار یا K_θ . سایر پارامترهای مدل ثابت فرض شده و همچنین اثر میرایی خطی و دورانی در تکیه‌گاه ابزار صرف‌نظر شده است. باید توجه داشت که برای ارتقاء دقت پاسخ مدل فیزیکی در حوزه فرکانس، برای هر مود ارتعاشی سازه یک دسته پارامتر بهینه تعیین می‌شود. تا پاسخ مدل فیزیکی در آن مود، برابر پاسخ برازش‌شده از روی منحنی پاسخ فرکانسی تجربی به‌روش انتخاب قله‌ها باشد.

پارامترهای ثابت مدل فیزیکی در جدول 2 گزارش شده‌اند. مقادیر این پارامترها با اندازه‌گیری تجربی تعیین شده است. همچنین محدوده تغییرات هر یک از متغیرهای بهینه‌سازی در جدول 3 ارائه شده است. این بازه تغییرات برای تمام مودهای ارتعاشی یکسان در نظر گرفته شده‌اند. تمام متغیرهای بهینه‌سازی با اعمال تغییراتی در معادله مشخصه تیر اوپلر-برنولی، بر مقادیر ویژه و بردارهای ویژه مسئله تاثیر می‌گذارند. اما به‌طور کلی پارامترهای بدون بُعد α و β نقش بسزایی در تنظیم جرم مودال و پارامترهای K و K_θ نقش بسزایی در تنظیم فرکانس طبیعی دارند.

برای هر یک از مودهای ارتعاشی، یک بهینه‌سازی تک‌هدفه جداگانه انجام شده است. تا ضرایب بهینه برای پارامترهای مجهول مدل تعیین شده و مقادیر فرکانس طبیعی و جرم مودال در مدل فیزیکی با مقادیر متناظر حاصل از روش انتخاب قله‌ها برابر شوند. تنظیمات مربوط به پارامترهای الگوریتم بهینه‌سازی توده ذرات در جدول 4 ارائه شده است. شرط توقف الگوریتم

جدول 2 پارامترهای ثابت مدل فیزیکی ابزار بورینگ

پارامتر	نماد	واحد	مقدار
مدول الاستیسیته	E	$\frac{N}{m^2}$	$10^9 \times 200$
ممان اینرسی سطح	I	m^4	$10^{-7} \times 5.53$
چگالی	ρ	$\frac{kg}{m^3}$	7810
سطح مقطع	A	m^2	0.0018
طول ابزار	L	m	0.750
جرم انتهای آزاد	M	kg	0.319

جدول 3 تعریف متغیرهای بهینه‌سازی

پارامتر	نماد	واحد	بازه مقادیر
ضریب تصحیح قطر ابزار	α	[-]	[0.8 1]
ضریب تصحیح جرم ابزار	β	[-]	[0 1]
ضریب سفتی خطی	K	$\frac{N}{m}$	$[10^9 \ 10^{11}]$
ضریب سفتی دورانی	K_θ	$\frac{Nm}{rad}$	$[10^6 \ 10^7]$

جدول 4 پارامترهای الگوریتم بهینه‌سازی توده ذرات

پارامتر	نماد	مقدار
اندازه جمعیت	-	100
مقدار بیشینه گام‌های حل	-	30
ضریب وزنی هر ذره	C_p	2
ضریب وزنی بهترین ذره	C_g	1
ضریب وزنی اینرسی	w	0

¹ MATLAB

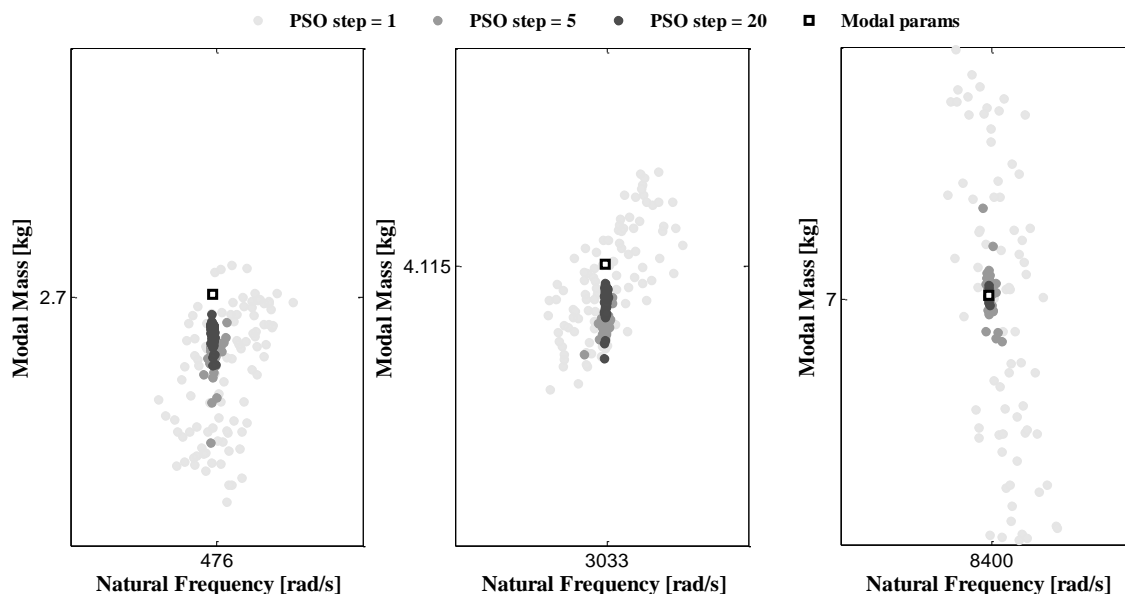


Fig. 5 Graphical illustration of particles movement towards goal point (shown with square) for subsequent solution iterations 1,5,20

شکل 5 نمایش گرافیکی فرآیند جابجایی ذرات به سمت نقطه هدف (نمایش داده شده با مربع) در گام‌های حل متوالی 1، 5، 20

شکل مود استخراج شده از مدل فیزیکی در جدول 7 ارائه شده است. درجات آزادی 1، 2 و 3 به نقاط نصب شتاب‌سنج‌ها روی ابزار بورینگ، به ترتیب از نوک ابزار به سمت تکیه‌گاه، اشاره دارند. اختلاف بین درایه‌های ماتریس شکل مود به این دلیل است که در مدل فیزیکی به‌روزرسانی شده، تابع شکل مود دارای یک ضابطه ریاضی معلوم است که از آن برای محاسبه مقدار خیز در

جدول 5 مقادیر مطلوب متغیرهای بهینه‌سازی

Table 5 Optimum values of optimization variables

نماد پارامتر	واحد	مود اول	مود دوم	مود سوم
α	[-]	0.9263	0.9323	0.9277
β	[-]	0.4451	0.5468	0.6981
K	$\frac{N}{m}$	$10^{10} \times 4.167$	$10^{10} \times 3.842$	$10^{10} \times 2.978$
K_{θ}	$\frac{Nm}{rad}$	$10^6 \times 4.841$	$10^6 \times 7.258$	$10^6 \times 6.895$

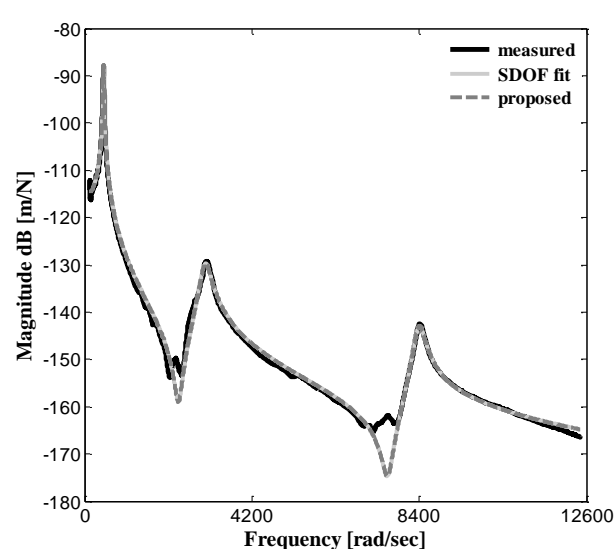


Fig. 6 Comparison of real boring bar point FRF with updated physical model point FRF

شکل 6 مقایسه پاسخ فرکانسی نقطه‌ای ابزار بورینگ با پاسخ مدل فیزیکی

جدول 6 ماتریس شکل مود نرمالیزه شده برای روش انتخاب قله‌ها

Table 6 Normalized modal matrix for peak picking method

مود سوم	مود دوم	مود اول	
1	1	1	درجه آزادی 1
0.9743-	0.4095-	0.6387	درجه آزادی 2
1.1129	0.6681-	0.1583	درجه آزادی 3

در "شکل 6" منحنی تابع پاسخ فرکانسی نقطه‌ای سیستم نشان داده شده است. علاوه بر پاسخ فرکانسی مربوط به مدل فیزیکی، پاسخ فرکانسی تجربی و منحنی برازش شده به روش انتخاب قله‌ها نیز نمایش داده شده‌اند. مطابق انتظار، پاسخ مدل فیزیکی کاملاً بر پاسخ حاصل از روش انتخاب قله‌ها منطبق شده است. در واقع به دلیل تنظیم بهینه مقادیر مجهول مدل فیزیکی در فرآیند بهینه‌سازی، پارامترهای مودال مدل با پارامترهای مودال استخراج شده از روش انتخاب قله‌ها برابر شده‌اند. در نهایت این منحنی‌ها با دقت بالایی نماینده رفتار ابزار بورینگ در بازه فرکانسی مورد نظر هستند.

به منظور بررسی قابلیت مدل فیزیکی، برای تخمین پاسخ فرکانسی ابزار بورینگ در سایر نقاط واقع بر طول ابزار، در "شکل 7-الف" و "شکل 7-ب" پاسخ‌های فرکانسی ضربی مدل فیزیکی با پاسخ‌های فرکانسی تجربی و منحنی برازش شده به روش انتخاب قله‌ها مقایسه شده‌اند. اختلاف بین پاسخ‌های مدل فیزیکی و منحنی استخراج شده به روش انتخاب قله‌ها، ناشی از تفاوت بین مقادیر محاسبه شده برای شکل مودها در درجات آزادی مختلف است. علی‌رغم اختلاف اندک منحنی‌های پاسخ فرکانسی پیرامون نقاط کمینه محلی، در نواحی اطراف فرکانس‌های تشدید انطباق بسیار خوبی بین نتایج وجود دارد. لذا مدل فیزیکی ارائه شده، به خوبی می‌تواند پاسخ فرکانسی ابزار بورینگ را برای هر نقطه دلخواه تخمین بزند.

در جدول 6 ماتریس شکل مود نرمالیزه شده نسبت به درجه آزادی مرجع (موقعیت شتاب‌سنج نوک ابزار) ارائه شده است. درایه‌های این ماتریس با استفاده از روش انتخاب قله‌ها محاسبه شده‌اند. به طور مشابه، ماتریس

حداکثر خطای تخمین شکل مود ابزار در نقاط نصب شتاب‌سنج به ترتیب برابر 9، 10 و 15 درصد است.

6- بحث و جمع‌بندی

هدف از این مقاله، ارائه یک مدل فیزیکی کارآمد برای تخمین رفتار دینامیکی ابزار بورینگ در حوزه فرکانس و شناسایی پارامترهای مجهول مدل با بهره‌گیری از یک روش بهینه‌سازی جدید است. در بخش اول، از تحلیل مودال تجربی برای شناسایی پاسخ دینامیکی ابزار بورینگ استفاده شد. با بهره‌گیری از روش‌های برازش منحنی چند درجه آزادی و یک درجه آزادی، پارامترهای مودال ابزار از روی منحنی‌های توابع پاسخ فرکانسی تجربی استخراج شدند. مشاهده شد که اختلاف بین منحنی‌های برازش شده و مقادیر پارامترهای مودال استخراج شده توسط دو روش بسیار اندک است. لذا به دلیل سهولت کاربرد روش انتخاب قله‌ها در مقایسه با روش کسرگویایی چندجمله‌ای، از این روش برای تخمین دقیق پارامترهای مودال و ارائه یک چیدمان فیزیکی کارآمد برای ابزار بورینگ استفاده شد.

در بخش دوم مقاله، یک چیدمان فیزیکی برای ابزار بورینگ پیشنهاد داده شد. مدل فیزیکی ارائه شده شامل یک تیر اویلر-برنولی با تکیه‌گاه انعطاف‌پذیر و جرم متمرکز در انتهای آزاد آن است. ابتدا نشان داده شد که ضابطه پاسخ فرکانسی مدل فیزیکی، با ضابطه پاسخ فرکانسی در روش انتخاب قله‌ها مشابه است. سپس برای شناسایی پارامترهای مجهول مدل فیزیکی، از جمله مشخصات تکیه‌گاه ابزار بورینگ، از روش بهینه‌سازی توده ذرات استفاده شد. در فرآیند بهینه‌سازی ارائه شده در این مقاله، به جای انطباق دادن نقاط دو منحنی پاسخ فرکانسی تجربی و فیزیکی برهم، از شرط تساوی پارامترهای مودال بین این دو مدل استفاده شد. این موضوع علاوه بر حفظ دقت پاسخ، نقش به‌سزایی در کاهش زمان اجرای الگوریتم بهینه‌سازی دارد. و در مقایسه با تحقیقات پیشین، از مزیت‌های روش به‌روزرسانی مدل ارائه شده در این مقاله به‌شمار می‌رود. نشان داده شد که با بهره‌گیری از روش بهینه‌سازی توده ذرات می‌توان پارامترهای مجهول مدل فیزیکی را با دقت بسیار بالایی تخمین زد. تا توزیع جرم و سفتی در مدل فیزیکی مشابه با ابزار بورینگ واقعی باشد. با به‌روزرسانی پارامترهای مدل مشاهده شد که خطای تخمین مقادیر جرم مودال و فرکانس طبیعی در مدل فیزیکی، برای هر یک از سه مود ارتعاشی کمتر از 0.025 درصد است. همچنین برای مودهای ارتعاشی اول، دوم و سوم، حداکثر خطای تخمین شکل مود ابزار در نقاط نصب شتاب‌سنج به ترتیب برابر 9، 10 و 15 درصد است.

در این مقاله برای به‌روزرسانی پارامترهای مدل فیزیکی، فقط به منحنی تابع پاسخ فرکانسی ابزار در انتهای آزاد آن (تابع پاسخ فرکانسی نقطه‌ای) نیاز داریم. لذا با انجام یک آزمون مودال و بهره‌گیری از روش به‌روزرسانی مدل ارائه شده، می‌توان پارامترهای مجهول مدل فیزیکی را برای هر مود ارتعاشی با دقت خوبی شناسایی کرد. با استفاده از مقادیر بهینه برای پارامترهای مدل، می‌توان توزیع جرم و سفتی را در مدل فیزیکی کنترل نمود و پارامترهای مودال مدل را بر مقادیر متناظر استخراج شده از منحنی پاسخ فرکانسی تجربی انطباق داد. مقادیر میرایی مودال مدل فیزیکی نیز برابر با مقادیر متناظر حاصل از روش انتخاب قله‌ها فرض می‌شوند. به دلیل برابری پارامترهای مودال مدل فیزیکی و مدل تجربی، تابع پاسخ فرکانسی نقطه‌ای حاصل از مدل به‌روزرسانی شده، دقیقاً بر منحنی برازش شده از روی نتایج تجربی (به‌روش انتخاب قله‌ها) منطبق می‌شود. این موضوع بیان‌گر کارایی قابل قبول مدل دینامیکی ارائه شده برای تخمین مطلوب پاسخ فرکانسی

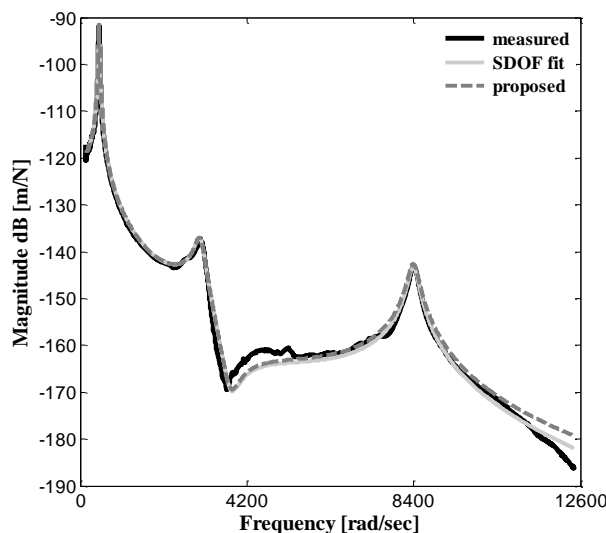


Fig. 7-a Comparison of boring bar cross FRF 1 with updated physical model cross FRF 1

شکل 7-الف مقایسه پاسخ فرکانسی ضربی 1 ابزار بورینگ با پاسخ مدل فیزیکی

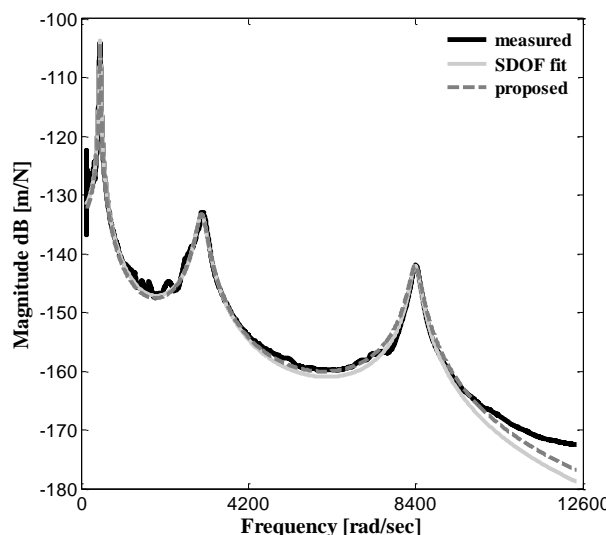


Fig. 7-b Comparison of boring bar cross FRF 2 with updated physical model cross FRF 2

شکل 7-ب مقایسه پاسخ فرکانسی ضربی 2 ابزار بورینگ با پاسخ مدل فیزیکی

جدول 7 ماتریس شکل مود نرمالیزه شده برای مدل فیزیکی

Table 7 Normalized modal matrix for physical model

مود سوم	مود دوم	مود اول	
1	1	1	درجه آزادی 1
1.1371-	0.4138-	0.6386	درجه آزادی 2
1.3069	0.6699-	0.1432	درجه آزادی 3

هر نقطه واقع بر طول تیر استفاده می‌شود. اما در روش انتخاب قله‌ها، مقادیر شکل مودها در هر درجه آزادی، از روی دامنه متناظر با قله/ دره واقع بر بخش موهومی توابع پاسخ فرکانسی تجربی تعیین می‌شوند. مقایسه درایه‌های متناظر ماتریس‌های شکل مود در جداول 6 و 7 نشان می‌دهد که مدل فیزیکی به‌روزرسانی شده، می‌تواند شکل مودهای ابزار بورینگ را با دقت قابل قبولی پیش‌بینی کند. برای مودهای ارتعاشی اول، دوم و سوم،

ابزار بورینگ واقعی است.

در اکثر مدل‌های ارائه شده در تحقیقات پیشین، فقط تخمین دقیق تابع پاسخ فرکانسی ابزار در انتهای آزاد آن مدنظر است. در حالی که در این مقاله، مدل فیزیکی ارائه شده برای ابزار بورینگ یک سیستم پیوسته بوده و می‌تواند پاسخ فرکانسی ابزار را برای تمام نقاط واقع بر طول آن تخمین بزند. این ویژگی در توسعه مدل‌های دینامیکی کارآمد برای ابزارهای بورینگ میراشده دارای کنترل غیرفعال/فعال حائز اهمیت است. زیرا برای تحلیل رفتار دینامیکی ابزار میراشده، باید تخمینی از توابع پاسخ فرکانسی ابزار در نقاط مختلف، اعم از انتهای آزاد ابزار و موقعیت‌های نصب عملگرهای کنترل ارتعاشات، در دسترس باشد. نشان داده شد که انطباق قابل‌قبولی بین توابع پاسخ فرکانسی ضربه حاصل از مدل فیزیکی و منحنی‌های تجربی متناظر وجود دارد. اختلاف اندک بین منحنی‌های پاسخ فرکانسی را می‌توان ناشی از اختلاف مقادیر متناظر شکل مود، بین مدل فیزیکی و نتایج تجربی، ارزیابی کرد. باید توجه داشت که روابط حاکم بر بخش‌های تئوری مسئله بر پایه فرضیاتی، از جمله خطی بودن رفتار سیستم دینامیکی و حقیقی بودن شکل مودهای آن، استوار است. لذا همواره اندکی اختلاف بین نتایج مدل تحلیلی به‌روزرسانی شده و مدل واقعی سیستم وجود دارد.

در برخی از تحقیقات پیشین، هر مود ارتعاشی از مجموعه مونتازی ابزار به‌صورت یک تیر اویلر-برنولی با شرایط تکیه‌گاهی یک‌سرگیردار-آزاد مدل‌سازی شده است. لحاظ نکردن شرایط تکیه‌گاهی واقعی در مدل باعث می‌شود که عملاً طول معادل ابزار بزرگتر از اندازه واقعی آن باشد. تا در نتیجه مقدار فرکانس طبیعی مدل بر مقدار تجربی متناظر منطبق شود. در این روش، تخمین تابع پاسخ فرکانسی ابزار در هر نقطه، نیازمند تکرار آزمون مودال تجربی و شناسایی پارامترهای جدید برای مدل دینامیکی است. در حالی که در این مقاله، اثرات سفتی محدود در تکیه‌گاه ابزار و اینرسی جرم سربرشی در مدل فیزیکی لحاظ شده‌اند. لذا با انجام فقط یک آزمون مودال تجربی و اجرای الگوریتم به‌روزرسانی ارائه شده، می‌توان پارامترهای مجهول مدل دینامیکی را شناسایی کرد. و در عین حال امکان تخمین تابع پاسخ فرکانسی ابزار برای تمام نقاط واقع بر طول آن وجود دارد. در نهایت، دستاوردهای مقاله پیش‌رو را می‌توان در قالب موارد زیر خلاصه کرد:

- ارائه یک چیدمان فیزیکی جدید برای مدل‌سازی دینامیک ابزار بورینگ با لحاظ کردن اثرات سفتی محدود در تکیه‌گاه ابزار و اینرسی جرم سربرشی ابزار
- پیاده‌سازی یک روش نوآورانه برای شناسایی دقیق و سریع پارامترهای اتصال تکیه‌گاه ابزار بورینگ با بهره‌گیری از روش بهینه‌سازی توده ذرات

7- فهرست علائم

A	مساحت مقطع (m^2)
c	میرایی واحد طول تیر ($Ns m^{-2}$)
C_g	ضریب وزنی بهترین ذره
C_p	ضریب وزنی هر ذره
$d_{jk}(s)$	عبارت مستقیم در بسط کسری پاره‌ای (mN^{-1})
E	مدول الاستیسیته (Nm^{-2})
F_0	دامنه نیروی متمرکز خارجی (N)
G_i	مقدار تابع هدف بهینه‌سازی برای هر ذره
$H_{jk}(s)$	تابع پاسخ فرکانسی سیستم (mN^{-1})
I	ممان اینرسی سطح مقطع (m^4)

زیر نویس‌ها

a اندیس پارامترهای تحلیلی

k_r	سفتی تیر در مود ارتعاشی r ام (Nm^{-1})
K	ضریب سفتی خطی در تکیه‌گاه ابزار
K_θ	ضریب سفتی دورانی در تکیه‌گاه ابزار
L	طول تیر (m)
m	جرم کل تیر (kg)
m_r	جرم تیر در مود ارتعاشی r ام (kg)
m_{ra_i}	جرم مودال تحلیلی برای هر ذره (kg)
m_{re}	جرم مودال تجربی (kg)
M	جرم متمرکز در انتهای تیر (kg)
p	درجه چندجمله‌ای صورت در فرم کسرگویای چندجمله‌ای
rP_{jk}	مقدار قطب برای مود ارتعاشی r ام ($rads^{-1}$)
q	درجه چندجمله‌ای مخرج در فرم کسرگویای چندجمله‌ای
Q_r	جابجایی مودال متناظر با مود ارتعاشی r ام (m)
R_g	ضریب وزنی تصادفی بهترین ذره
rR_{jk}	مقدار باقیمانده برای مود ارتعاشی r ام ($rads^{-1}$)
R_p	ضریب وزنی تصادفی هر ذره
R_r	نیروی مودال متناظر با مود ارتعاشی r ام (N)
s	متغیر مختلط ($rads^{-1}$)
\bar{t}	متغیر زمان بدون بُعد
V_i	بردار سرعت هر ذره از جمعیت در گام i ام
w	ضریب وزنی اینرسی
\bar{x}	متغیر مکان بدون بُعد
\bar{x}_j	مکان بدون بُعد ثبت پاسخ
\bar{x}_k	مکان بدون بُعد اعمال نیرو
X_i	بردار مکان هر ذره از جمعیت در گام i ام
X_g	بردار موقعیت بهترین ذره
X_p	بردار بهترین موقعیت هر ذره
γ	خیز دینامیکی تیر (m)
Z_r	ضریب جرم مودی

علائم یونانی

α	ضریب تصحیح قطر ابزار
β	ضریب تصحیح جرم انتهای آزاد ابزار
β_r	متغیر فرکانسی بدون بُعد
$\delta(\bar{x})$	تابع دل‌تا دیراک
λ_r	مقدار ویژه متناظر با مود ارتعاشی r ام
ξ_r	میرایی تیر در مود ارتعاشی r ام
ρ	چگالی (kgm^{-3})
$\phi_r(\bar{x})$	شکل مود ارتعاشی بدون بُعد تیر برای مود r ام
$r\phi_j r\phi_k$	ثابت مودال
ω	فرکانس ($rads^{-1}$)
ω_0	فرکانس مرجع ($rads^{-1}$)
ω_r	فرکانس طبیعی تیر در مود ارتعاشی r ام ($rads^{-1}$)
ω_{ra_i}	فرکانس طبیعی مودال تحلیلی برای هر ذره ($rads^{-1}$)
ω_{re}	فرکانس طبیعی مودال تجربی ($rads^{-1}$)

- properties of boring bars concerning different clamping conditions, *Journal of Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol. 23, No. 8, pp. 2629-2647, 2009.
- [9] O. Ozsahin, Y. Altintas, Prediction of frequency response function (FRF) of asymmetric tools from the analytical coupling of spindle and beam models of holder and tool, *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, Vol. 92, No. 1, pp. 31-40, 2015.
- [10] U. V. Kumar, T. L. Schmitz, Spindle dynamics identification for receptance coupling substructure analysis, *Journal of Precision Engineering*, Vol. 36, No. 3, pp. 435-443, 2012.
- [11] M. R. Movahhedy, J. M. Gerami, Prediction of spindle dynamics in milling by sub-structure coupling, *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, Vol. 46, No. 3, pp. 243-251, 2006.
- [12] S.A. Hosseini Kordkheili, S. Hajirezaie, S.H. Momeni Massouleh, A survey on time domain MIMO identification techniques for experimental and operational modal analysis, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 15, No. 12, pp. 254-264, 2016. (in Persian فارسی)
- [13] S. Shokrollahi, H. Ahmadian, F. Adel, A new approach for finite element model updating of bolted joints and comparison with interface layer method, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 16, No. 3, pp. 35-42, 2016. (in Persian فارسی)
- [14] R. Hassannejad Ghadim, S. Tasoujian M. R. Alipour, Breathing crack identification in beam-type structures using cat swarm optimization algorithm, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 15, No. 12, pp. 17-24, 2016. (in Persian فارسی)
- [15] D. J. Ewins, *Modal Testing: Theory, Practice & Application*, Second Edition, pp. 1-23, Hertfordshire: Research Studies Press LTD., 2000.
- [16] J. He, Z. F. Fu, *Modal Analysis*, pp. 159-176, Oxford: Butterworth-Heinemann, 2001.
- [17] T. L. Schmitz, K. S. Smith, *Machining Dynamics: Frequency Response to Improved Productivity*, pp. 7-57, New York: Springer, 2009.
- [18] J. Kennedy, R. Eberhart, Particle swarm optimization, *Proceeding of IEEE International Conference on Neural Networks*, pp. 1942-1948, 1995.

- e* اندیس پارامترهای تجربی
i اندیس شمارنده گام‌های بهینه‌سازی
j اندیس موقعیت اعمال تحریک به سازه
k اندیس موقعیت ثبت پاسخ سازه
r اندیس شمارنده مودهای ارتعاشی

8- منابع

- [1] Y. Altintas, Z. M. and Kilic., Generalized dynamic model of metal cutting operations, *Journal of Manufacturing Technology*, Vol. 62, No. 1, pp. 47-50, 2013.
- [2] R. Bishop, D. C. Johnson, *The Mechanics of Vibration*, pp. 282-352, New York: Cambridge University Press, 1960.
- [3] T. L. Schmitz, G. S. Duncan, Three component receptance coupling substructure analysis for tool point dynamics prediction, *Journal of Manufacturing Science and Engineering*, Vol. 127, No. 4, pp. 781-90, 2005.
- [4] M. M. Rezaei, M. R. Movahhedy, H. Moradi, M. T. Ahmadian, Extending the inverse receptance coupling method for prediction of tool-holder joint dynamics in milling, *Journal of Manufacturing Processes*, Vol. 14, No. 3, pp. 199-207, 2012.
- [5] O. Ozsahin, E. Budak, H.N. Ozguven, In-process tool point FRF identification under operational conditions using inverse stability solution, *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, Vol. 89, No. 1, pp. 64-73, 2015.
- [6] A. Erturk, H. N. Ozguven, E. Budak, Effect analysis of bearing and interface dynamics on tool point FRF for chatter stability in machine tools by using a new analytical model for Spindle-Tool Assemblies, *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, Vol. 47, No. 1, pp. 23-32, 2007.
- [7] H. Ahmadian, M. Nourmohammadi, Tool point dynamics prediction by a three-component model utilizing distributed joint interfaces, *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, Vol. 50, No. 11, pp. 998-1005, 2010.
- [8] H. Akesson, T. Smirnova, L. Hakansson, Analysis of dynamic