



## آنالیز ارتعاشاتی سازه ماشین فرز CNC دروازه‌ای به روش المان محدود

امین داداشی<sup>۱\*</sup>، ناصر بیات<sup>۲</sup>، حسن امینی<sup>۳</sup>

۱- دانشجوی کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت مدرس، تهران

۲- دانشجوی کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه جامع علمی کاربردی ماشین‌سازی تبریز، تبریز

۳- کارشناس، مهندسی مکانیک، رسانه بر خط نخیکنان جوان، تهران

\* تهران، صندوق پستی ۱۱۶-۴۱۱۵، a\_dadashi@modares.ac.ir

### چکیده

ارتعاشات به وجود آمده در فرآیند ماشین‌کاری علاوه بر ایجاد صدمات بر دستگاه، بر روی بسیاری از پارامترهای مهم خروجی فرآیند، از جمله صافی سطح قطعه‌کار تأثیر بسزایی دارد. طراحی بهینه ماشین ابزار و همچنین کیفیت بالای قطعه‌کار، با تعیین مشخصات ارتعاشی سازه ماشین ابزار امکان‌پذیر خواهد بود. در این مقاله به بررسی رفتار دینامیکی گذرا و هارمونیک ماشین فرز CNC دروازه‌ای (DMC 1000) پرداخته شده است. برای انجام این مهم، در ابتدا سازه‌ی دستگاه و مجموعه‌های اصلی آن در نرم‌افزار سالیدورک مدل‌سازی شده و در ادامه با استفاده از نرم‌افزار المان محدود آباکوس فرکانس‌های طبیعی و پاسخ سیستم در هر دو حالت دینامیکی گذرا و هارمونیک استخراج گردیده و شرایط پایدارسیستم مورد بررسی قرار گرفته است. با توجه به نتایج حاصل، پاسخ سیستم در باند فرکانسی زیر ۴۰۰ هرتز حائز اهمیت بوده و بیشترین جابه‌جایی در حالت ۱ قرارگیری اسپیندل در راستای X رخ می‌دهد.

کلید واژگان: ارتعاشات، ماشین ابزار CNC، رفتار دینامیکی گذرا و هارمونیک، المان محدود

## Vibrational analysis of structure of gantry CNC milling machine using FEM

Amin Dadashi<sup>1\*</sup>, Naser Bayat<sup>2</sup>, Hasan Amini<sup>3</sup>

1- Applied Design Engineering, Tarbiat Modares University, Tehran, Iran

2- Manufacturing Engineering, Tabriz University of Applied Science and Technology, Tabriz, Iran

3- Mechanical Engineer, Iranian Young Elites Scientific Site, Tehran, Iran

\* P.O.B. 14115-116, Tehran, Iran, a\_dadashi@modares.ac.ir

### ABSTRACT

Meanwhile damages on machine, the created vibrations during the machining process will effect on the significant results of the process, such as surface finishing. Optimized design of the machine tool and high quality of the workpiece would be possible by determining the vibration characteristics of machine structure. In this paper, transient and harmonic dynamic behavior of gantry CNC milling machine (DMC 1000) has been studied. For this reason, rudimentary structure of the machine and its main complex are modeled in the commercial Solidworks software. Then, the natural frequency and dynamic response are evaluated in both transient and harmonic moods using ABAQUS. Finally, the stability condition is investigated for the current machine. Results showed that the system response is more sensitive under frequency of 400 Hz and the largest displacement occurs at first locating position of spindle.

**Keywords:** Finite Element, Machine Tool CNC, Transient and Harmonic Dynamic Behavior, Vibration

اون<sup>۱</sup> و همکاران [۱۰]، جنسن<sup>۲</sup> و دیگران [۱۱] و ماهاندرا<sup>۳</sup> و همکاران [۱۲]

انجام گرفته است، پاسخ دینامیکی ماشین ابزار، بهینه‌سازی آن، پایداری ابزار، پدیده ابزار لرزه<sup>۱۱</sup> و نحوه قرارگیری تقویت کننده‌های داخلی سازه ماشین ابزار مورد بحث و بررسی قرار گرفته است. تعیین نحوه رفتار دینامیکی ماشین ابزار علاوه بر بهبود انتخاب مناسب پارامترهای ماشین‌کاری برای جلوگیری از نزدیک شدن به بازه فرکانسی تشدید حین ماشین‌کاری، در بهینه‌سازی هندسه سازه و انتخاب صحیح جنس ماده مورد استفاده در ساخت آن، نقش ویژه‌ای دارد.

در این تحقیق ابتدا به تعیین فرکانس‌های طبیعی و شکل مودهای ارتعاشی ماشین فرز دروازه‌ای (DMC 1000) پرداخته شده است. در ادامه پاسخ دینامیکی سیستم در حین شروع پروسه ماشین‌کاری و آنالیز هارمونیک ناشی

### ۱- مقدمه

ارتعاشات ماشین‌های ابزار همواره به صورت نسبی بین ابزار و قطعه‌کار در حین فرآیند ماشین‌کاری رخ می‌دهد. این عامل تأثیر بسزایی بر راندمان ماشین ابزار، عمر ابزار، دقت و کیفیت سطح قطعه‌کار حاصله دارد. بدین جهت تحلیل ارتعاشی ماشین‌های ابزار به منظور پیش‌بینی پاسخ دینامیکی آن، امری ضروری است.

در بررسی‌هایی که توسط ناطق و همکاران [۱]، پدramمهر و همکاران [۲]، اسفا<sup>۳</sup> [۳]، ابوزکیر<sup>۴</sup> و دیگران [۴]، مالسوارا<sup>۵</sup> و همکاران [۵]، اینسپرگر<sup>۶</sup> و همکاران [۶]، پاولکا<sup>۷</sup> و همکاران [۷]، یانگ<sup>۸</sup> و دیگران [۸]، مریت<sup>۹</sup> [۹]، جی

8. G. Euan

9. S. A. Jensen

10. Mahendra .U. Gaikwad

11. Chatter

Please cite this article using:

A. Dadashi, N. Bayat, H. Amini, Vibrational analysis of structure of gantry CNC milling machine using FEM, Modares Mechanical Engineering, Proceedings of the Advanced Machining and Machine Tools Conference, Vol. 15, No. 13, pp. 49-53, 2015 (in Persian/Farsi)

1. Migbar Assefa

2. S. Syath Abuthakeer

3. B. Malleswara Swami

4. Tamas Insuperger

5. B. Powalka

6. Jingyang NAN

7. H. Merrit

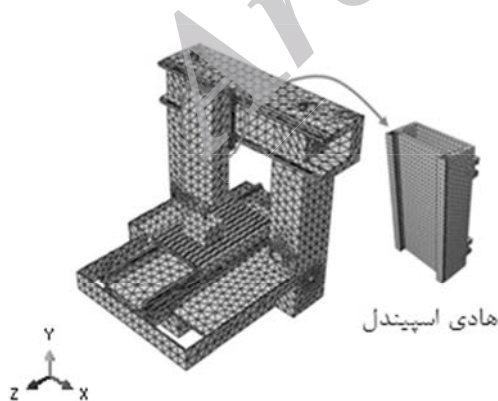
برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

جدول ۲ مشخصات فنی ماشین سنتر دروازه‌ای (DMC 1000)		
مشخصات	واحد	DMC 1000
حرکت طولی	mm	۱۰۰۰
حرکت عرضی	mm	۸۰۰
حرکت عمودی	mm	۴۰۰
فاصله دماغه اسپیندل تا میز	mm	std ۷۰۰
اندازه میز	mm	۱۰۰۰×۹۰۰
نوع اسپیندل		E۲
مخروط اسپیندل		HSK-A-۶۳
بیشترین قدرت	kW	۳۰
بیشترین گشتاور	Nm	۵۸
سرعت اسپیندل	rpm	۱۰۰-۲۴۰۰۰
سرعت موتور اسپیندل	rpm	۵۰۰۰-۲۴۰۰۰
وزن سازه ماشین	kg	۴۳۰۰

شعاعی و محوری با نیروی مماسی برابر فرض شده است. از آنجایی که بارگذاری به صورت نقطه‌ای اعمال گردیده، نوک ابزار و قطعه‌کار به صورت کاملاً صلب<sup>۳</sup> مدل شده است. در گسسته‌سازی هندسه سازه دستگاه از المان‌های چهاروجهی درجه دوم (C3D10) با تعداد ۶۴۵۹۵ المان استفاده گردید. بدان جهت که قسمت هادی اسپیندل<sup>۴</sup> از نواحی بحرانی توزیع تنش در سازه دستگاه پیش‌بینی می‌شد، المان‌های این قسمت کوچکتر انتخاب گردید، به طوری که تنها این قسمت شامل ۱۷۴۰۳ المان شد (شکل ۲).

#### ۱-۲- آنالیز فرکانس طبیعی

برای انجام تحلیل‌های گذرا و هارمونیک تعیین بازه فرکانس‌های طبیعی و تعداد آن امری ضروری است. برای بررسی پاسخ دقیق سیستم در هر راستا، می‌بایست نسبت مجموع جرم مؤثر<sup>۵</sup> در آن راستا به جرم مؤثر کل<sup>۶</sup> بیش از ۹۰٪ باشد [۱۴]؛ بدین منظور ۳۰۰ فرکانس طبیعی سیستم استخراج شد. بازه فرکانس‌های طبیعی از ۵۳ تا ۲۳۵۴ هرتز لحاظ گردید. لازم به ذکر است که نسبت مجموع جرم مؤثر به جرم مؤثر کل در راستای X، Y و Z به ترتیب ۹۸٪، ۹۴٪ و ۹۸٪ حاصل شد. برای استخراج فرکانس‌های طبیعی از روش لنگزوس<sup>۷</sup> بهره گرفته شد. از این روش معمولاً در تحلیل مسائل پیچیده با مقادیر ویژه با تعداد بالا، استفاده می‌شود.



شکل ۲ مدل مش‌بندی شده دستگاه

از نیروهای ماشین‌کاری در بازه فرکانس کاری آن انجام گرفته است. در این بررسی، بیشتر شناخت مشخصات ارتعاشی سازه ماشین فرز دروازه‌ای مدنظر بوده و بدین منظور از نرم‌افزار اجزا محدود آباکوس برای استخراج نتایج استفاده شده است. لازم به ذکر است که این دستگاه جزء سیستم‌هایی می‌باشد که طراحی آن در داخل کشور انجام شده و در مرحله بررسی‌های نهایی برای ساخت می‌باشد.

#### ۲- شبیه‌سازی مسئله و تحلیل اجزاء محدود

به‌منظور مدل‌سازی ماشین فرز CNC دروازه‌ای (DMC 1000)، مدل سه بعدی دستگاه طبق اطلاعات مربوط به آن در آرشیو گزارشات فنی [۱۳] مطابق شکل ۱، با استفاده از نرم‌افزار سالیدورک ۲۰۱۳ انجام شد؛ سپس مدل سه بعدی آن از نرم‌افزار مذکور به نرم‌افزار آباکوس ۱۲-۶ انتقال یافت. خواص مکانیکی ماده مطابق جدول ۱ برای سازه دستگاه تعریف شد.

شرایط تماسی<sup>۱</sup> بین قسمت‌های مختلف سازه ماشین، هم‌چون تماس بین ریل و میل راهنماها از نوع تای<sup>۲</sup> استفاده گردید. در این نوع تماس فرض می‌شود جابه‌جایی گره‌های هر دو سطح مشابه یک‌دیگر است. هم‌چنین همانند آن چه در شکل ۱ نشان داده شده است، پایه دستگاه به طور کامل مقید گردیده است.

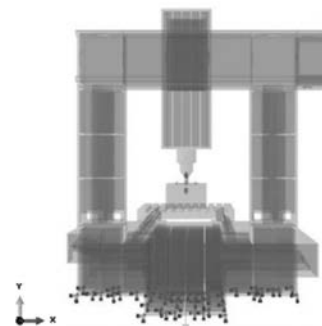
در فرآیند ماشین‌کاری بار اعمالی بر تیغه ابزار در سه جهت مماسی، شعاعی و محوری اعمال می‌شود. بار مماسی به دلیل فاصله‌ای که از مرکز ابزار دارد، گشتاور پیشچی به محور اسپیندل اعمال می‌کند. به‌طورکلی هر ماشین فرز گشتاور پیشچی اعمالی بر محور اسپیندل معینی را تحمل نموده و این پارامتر از مشخصات اصلی آن محسوب می‌شود. از این‌رو در بررسی حاضر برای محاسبه اندازه بار، تیغچه فرزی با قطر ابزار ۵۰ میلی‌متر شامل ۶ تیغه در نظر گرفته شده است. با توجه به مشخصات فنی ماشین فرز که در جدول ۲ آورده شده است، نیروی مماسی طبق رابطه (۱) محاسبه می‌شود.

$$T = r \times F_{\text{tang}} \Rightarrow F_{\text{tang}} = \frac{T}{r} = \frac{58}{0.025} = 2320 \text{ (N)} \quad (1)$$

بارگذاری بر روی مدل، همانند آن‌چه در شکل ۱ نشان داده شده است، به صورت عمل-عکس‌العمل به ابزار و قطعه‌کار اعمال گردید. اثر وزن سیستم با تعریف ثابت گرانش (2) ۹/۸۱ (ms<sup>-2</sup>) در جهت منفی Y لحاظ و اندازه نیروهای

جدول ۱ خواص مکانیکی ماده

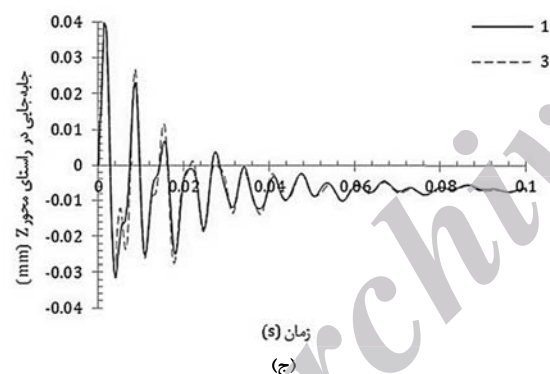
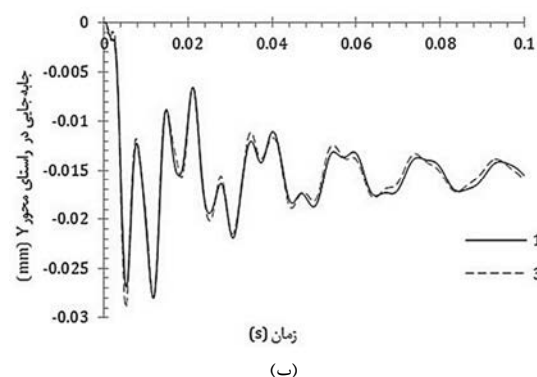
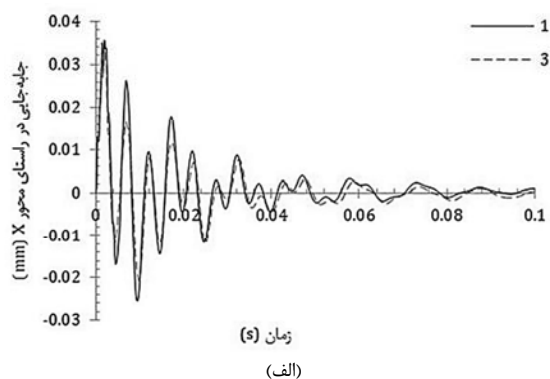
$\nu$	$\rho(\text{kgm}^{-3})$	$E(\text{GPa})$
۰/۲۹	۷۸۰۰	۲۰۰



شکل ۱ نمای از سازه دستگاه و نحوه اعمال شرایط مرزی و بارگذاری

3. Rigid
4. Ram Spindle
5. Effective Mass
6. Total Effective Mass
1. Lanczos

1. Interaction
2. Tie



شکل ۴ جابه‌جایی نوک ابزار در حالت گذار برای دو وضعیت قرارگیری اسپیندل در موقعیت‌های ۱ و ۳

آغاز به کار دستگاه در هر دو حالت مورد نظر، تفاوت چندانی در نوع پاسخ سیستم ندارد. با توجه به اندازه جابه‌جایی‌ها در سه جهت مشاهده می‌شود بیشترین جابه‌جایی نوک ابزار در جهت Z اتفاق افتاده و اندازه آن کوچکتر از ۰/۰۴ میلی‌متر می‌باشد.

علاوه بر نحوه تغییرات جابه‌جایی، با بررسی توزیع تنش مشاهده شد که پایین‌ترین ناحیه‌ی ریل قسمت هادی اسپیندل بیشترین تنش را تحمل می‌کند. این نتیجه از ابتدا مورد انتظار بود؛ چرا که مطابق شکل ۵، این ناحیه بیشترین مقاومت را در برابر جابه‌جایی اسپیندل در راستای X و Z دارد. مطابق جدول ۳ مقدار بیشترین تنش فون مایسز<sup>۳</sup> در دو حالت با یکدیگر تفاوت ناچیزی داشته و در موقعیت زمانی نزدیک نسبت به هم، پس از اعمال بارگذاری ایجاد می‌شود.

## ۲-۲- تحلیل گذرا

به منظور تحلیل گذرا از روش دینامیک مودال<sup>۱</sup> استفاده گردید. در این حالت برای محاسبه بازه زمانی اعمال بار، بیش‌ترین سرعت دورانی ممکن محور اسپیندل در نظر گرفته شد. گام زمانی حل یک سوم تناوب بیش‌ترین فرکانس طبیعی لحاظ و پاسخ سیستم در مدت ۰/۱ ثانیه بررسی شده است. این تحلیل در دو حالت مختلف موقعیت قرارگیری اسپیندل در راستای محور X، (الف) و (ج) بررسی شده است (شکل ۳). حالت قرارگیری اسپیندل، مورد (ب) در شکل ۳، موقعیتی است که اسپیندل در مرکز محدوده حرکتی آن قرار گرفته است. موارد (الف) و (ج) به ترتیب ۳۵۰ میلی‌متر در جهت مثبت و منفی محور X، نسبت به حالت (ب) بوده و به ترتیب حالت‌های (الف)، (ب)، و (ج) با شماره‌های ۱، ۲ و ۳ در نتایج تحلیل‌ها مشخص شده است.

## ۲-۳- تحلیل هارمونیک

تحلیل هارمونیک با روش دینامیک مودال پایا<sup>۲</sup> مدل شد. در این روش دامنه و فاز پاسخ سازه، نسبت به تحریک هارمونیک در بازه فرکانسی مورد نظر محاسبه می‌شود. در این حالت بازه فرکانسی تحریک بار با توجه به بازه سرعت دورانی اسپیندل مطابق جدول ۲، ۱۰ الی ۲۴۰۰ هرتز تعیین شد و بارها مطابق رابطه (۲) اعمال گردید (A اندازه بار).

$$F = A \cos(\omega t) \quad (2)$$

در این قسمت هر سه حالت موجود در شکل ۳ مورد بررسی قرار گرفته است. همان‌طور که ذکر شد، این دستگاه در مرحله بررسی‌های نهایی برای ساخت می‌باشد، از این‌رو ضریب دمپینگ نیز ۰/۰۵ در نظر گرفته شده است.

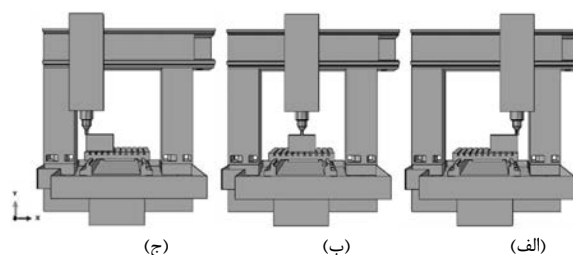
## ۳- بررسی نتایج

### ۱-۳- فرکانس طبیعی

لزوم تحلیل دستگاه مذکور در حالت‌های مختلف قرارگیری اسپیندل بدان جهت است که هر چند جرم سیستم ثابت بوده ولی به دلیل تغییر هندسه سازه در حالت‌های مذکور انتظار می‌رفت، سفتی سازه تغییر کرده و بر روی نتایج تأثیرگذار باشد. با بررسی فرکانس‌های طبیعی استخراج شده، مشاهده شد که بازه فرکانس طبیعی تغییری نداشته و اختلاف مابین مقادیر نظیر به نظیر فرکانس‌ها کمتر از ۵٪ می‌باشد.

## ۲-۳- تحلیل گذرا

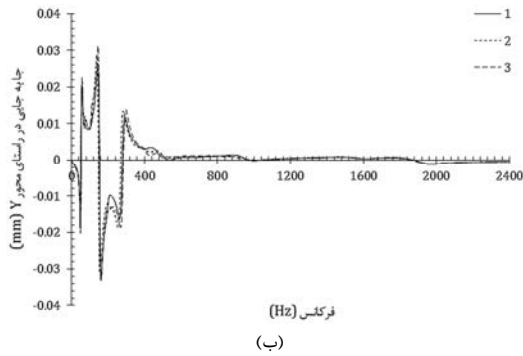
در آنالیز گذرا سیستم، همان‌طور که نتایج جابه‌جایی نوک ابزار در شکل ۴ مشخص است، جابه‌جایی هر دو حالت سیستم مشابه یکدیگر بوده و حتی اختلاف بیشترین جابه‌جایی‌ها با یکدیگر زیر ۳٪ می‌باشد؛ بنابراین حالت



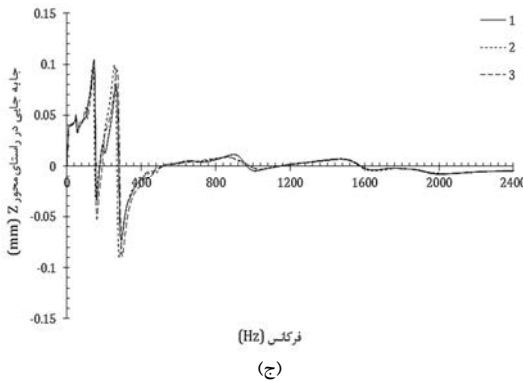
شکل ۳ حالت‌های مختلف قرارگیری اسپیندل در راستای محور X

1. Modal Dynamic
2. Steady-state Dynamics Modal

3. Von Mises



(ب)



(ج)

شکل ۶ جابه‌جایی نوک ابزار در حالت هارمونیک برای وضعیت‌های قرارگیری اسپیندل در موقعیت‌های ۱، ۲ و ۳

S, Mises (Avg: 75%)

+	2.085e+07
+	1.911e+07
+	1.738e+07
+	1.564e+07
+	1.391e+07
+	1.217e+07
+	1.044e+07
+	8.706e+06
+	6.971e+06
+	5.237e+06
+	3.503e+06
+	1.769e+06
+	3.429e+04



شکل ۵ موقعیت مکانی بیشترین تنش فون مایسز تحلیل گذرا در حالت ۱

جدول ۳ بیشترین تنش‌های فون مایسز تحلیل گذرا

گذرا	زمان (s)	بیشترین تنش (MPa)
حالت ۱	$1/68 \times 10^{-3}$	۲۰/۸۵
حالت ۳	$1/54 \times 10^{-3}$	۲۱/۱۴

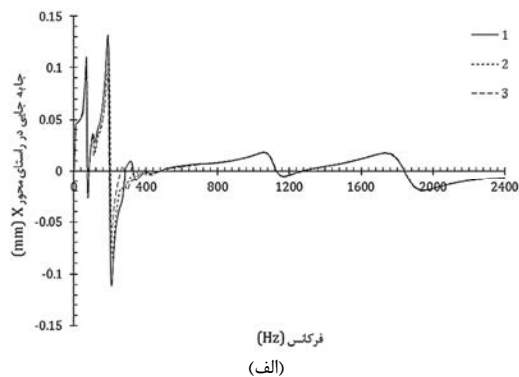
### ۳-۳- تحلیل هارمونیک

در تحلیل هارمونیک هر سه حالت نشان داده شده در شکل ۳ مورد بررسی قرار گرفت. با توجه به نمودارهای نشان داده شده در شکل ۶ می‌توان به جابجایی سازه در سه جهت مختصات X، Y و Z در فرکانس‌های مختلف پی برد. نحوه تغییرات جابه‌جایی‌ها در سه جهت برای هر سه حالت مشابه یکدیگر بوده و از فرکانس ۴۰۰ هرتز به بالاتر اختلاف ناچیزی با یکدیگر دارند.

با بررسی نمودارها نتیجه می‌شود که جابه‌جایی نوک ابزار در راستای X بیشترین مقدار را داشته و در حالت ۱ قرارگیری اسپیندل، اتفاق افتاده است. بیشترین تنش در این تحلیل نیز دقیقاً در موقعیت مکانی وقوع تنش ماکزیمم در حالت گذرا رخ می‌دهد. موقعیت مکانی تنش بحرانی برای هر سه حالت یکسان بوده و تنها در فرکانس‌های تحریک تفاوت دارند. تنش‌های ماکزیمم به ترتیب برای حالت‌های مختلف قرارگیری اسپیندل در جدول ۴ آمده است.

جدول ۴ بیشترین تنش‌های فون مایسز تحلیل هارمونیک

هارمونیک	فرکانس (Hz)	بیشترین تنش (Mpa)
حالت ۱	۱۹۰	۴۵/۵۵
حالت ۲	۲۸۱	۴۲/۴۲
حالت ۳	۲۹۷	۴۵/۹۱



فرکانس (Hz)  
(الف)

### ۴- نتیجه‌گیری

در بررسی حاضر رفتار دینامیکی ماشین فرز دروازه‌ای (DMC 1000) در دو حالت گذرا و هارمونیک مورد مطالعه قرار گرفت. فرکانس‌های طبیعی برای سازه دستگاه همراه با اسپیندل و قطعه‌کار استخراج گردید. با توجه به نتایج حاصله مشخص شد که حالت‌های قرارگیری در تحلیل گذرا تأثیر ناچیزی در پاسخ سیستم داشته و قابل صرف‌نظر می‌باشد. در مورد تحلیل هارمونیک به این مطلب پی برده شد که پاسخ سیستم در باند فرکانسی زیر ۴۰۰ هرتز حائز اهمیت بوده و بیشترین جابه‌جایی در حالت ۱ در راستای X رخ می‌دهد. همچنین بیشترین تنش ایجاد شده در سازه برای تمامی حالت‌های تحلیل در محدوده مطمئن نسبت به استحکام ماده مورد استفاده در ساخت آن می‌باشد. بنابراین با مشخص بودن میزان جابه‌جایی‌ها در شکل موده‌های مختلف و توزیع تنش سیستم می‌توان به طراحی بهینه اجزاء مختلف دستگاه ماشین ابزار اقدام نمود.

### ۵- فهرست علائم

- $T$  گشتاور پیچشی (Nm)
- $F$  نیرو (N)
- $r$  شعاع ابزار (m)
- $E$  مدول الاستیسیته (GPa)
- $t$  زمان (s)
- $A$  دامنه نیروی اعمال شده (N)

### علائم یونانی

- $\rho$  چگالی ( $\text{kgm}^{-3}$ )
- $\nu$  ضریب پواسون

$\omega$  فرکانس تحریک (Hz)

زیر نویس‌ها

tang مماسی

## ۶- مراجع

- [1] M. J. Nategh, D. Shahriari, M. Kazemi, Vibration Analysis of a Three-Axis CNC Milling Machine by FEM Method, *The First International Conference and the Seventh National Conference on Engineering of Manufacturing and Production*, Tarbiat Modares University, Tehran, Iran, 2005. (In Persian)
- [2] S. Pedrammehr, H. Farrokhi, A. Khani, Sheykh Rajab, S. Pakzad, M. Mahboubkhah, M. M. Etefagh and M. H. Sadeghi, Modal Analysis of the Milling Machine Structure through FEM and Experimental Test, *Advanced Materials Research*, Vol. 383-390, pp. 6717-6721, 2012.
- [3] M. Assefa, Modal Analysis of Machine Tool Column Using Finite Element Method, *International Journal of Mechanical, Aerospace, Industrial and Mechatronics Engineering*, Vol. 7, No. 4, 2013.
- [4] S. Syath Abuthakreer, P.V. Mohanram, G. Mohan Kumar, Structural Redesigning of a CNC Lathe Bed to Improve Its Static and Dynamic Characteristics, *International Journal of Engineering*, fascicle 3, ISSN. 1584-2673, 2011.
- [5] B. Malleswara Swami, K. Sunil Ratna Kumar, Design and Structural Analysis of CNC Vertical Milling Machine Bed, *International Journal of Advanced Engineering Technology*, Vol. 3, pp. 97-100, ISSN 0976-3945, 2012.
- [6] T. Insperger, B. P. Mann, T. Surmann, Gabor Stepan, On the chatter frequencies of milling processes with runout, *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, Vol. 48, pp. 1081-1089, 2008.
- [7] B. Powalka, M. Chodzko, K. Jemielniak, Stability Analysis in Milling Based on Operational Modal Data, *Journal of Machine Engineering*, Vol. 11, No. 4, 2011.
- [8] J. Nan, M. Wang, T. Zan, J. Zhang, Vibration Characteristics Analysis of a High-Speed Horizontal Machining Center, *Advanced Materials Research* Vol. 472-475, pp 849-852, 2012.
- [9] Merritt H, Theory of self-excited machine tool chatter, *Transactions of ASME Journal of Engineering for Industry*, Vol. 87, No. 4, pp. 447-454, 1965.
- [10] G. Euan, E. Ozturk, N.D. Sims, Modeling Static and Dynamic Cutting Forces and Vibrations for Inserted Ceramic Milling Tools, *Procedia CIRP*, Vol. 8, pp. 564 - 569, 2013.
- [11] S. A. Jensen, Y. C. Shin, Stability Analysis in Face Milling Operations, Part 1: Experimental Validation and Influencing Factors, *Transactions of the ASME, Journal of Manufacturing Science and Engineering*, Vol. 121, No. 4, pp. 600-606, 1999.
- [12] M. U. Gaikwad, P.R. Kulkarni, Static and Dynamic Analysis of End Mill Tool for Chatter Vibration Reduction, *International Journal of Engineering and Advanced Technology (IJEAT)*, Vol. 2, Issue-3, ISSN. 2249-8958, 2013.
- [13] *Technical reports Archive of Tabriz machine tools*, Tabriz, Iran, 2013. (In Persian)
- [14] Abaqus 6.12, User Manual, Getting Started with Abaqus, *linear dynamics*, 2012.