Design and Efficiency Evaluation of Nano-Positioning System in Macro Scale with Circular Flexure Joints

Maziar Sadeghi¹, Alireza Zarreh², Mahmoud Mosavi Mashadi³

Department of Manufacturing, School of Mechanical Engineering, College of Engineering, University of Tehran, Tehran, Iran

maziar.sadeghi@gmail.com

Abstract:

Nanopositioning devices are precise mechatronic systems, which have high resolution, normally in the range of 1 to 100 nanometers. This paper is designing, modeling, and fabrication evaluation of a macro compliant mechanism for nanopositioning employing flexure joints. This device is applicable in various processes that need tool movement with the precision of the nano range. Firstly, the basic principles of designing a positioning mechanism, according to flexibility and stiffness are surveyed. Then, the paper simplifies the equations, only lumped approximation of flexure joints in the pseudo-rigid-body approach was considered and the differential kinematics was used. Finally, the mechanism is modeled by finite element software and the results of modeling proved capabilities and technical specifications of the designed mechanism according to the analysis and illustrate its applicability for nanopositioning.

¹ M.Sc. of Mechanical Engineering, Manufacturing

² M.Sc. of Mechanical Engineering, Manufacturing

³ Professor of Mechanical Engineering

طراحی و بررسی کارایی یک دستگاه موقعیت دهی ابزار نانو در ابعاد ماکرو با مفصل خمشی دایره ای

مازیار صادقی^۱، علی رضا ذره^۲، محمود موسوی مشهدی^۳

دانشگاه تهران، پردیس دانشکده های فنی، دانشکده مکانیک، گروه ساخت و تولید

maziar.sadeghi@gmail.com

چکیده

موقعیت دهنده های نانو، سیستم های دقیق میکاترونیکی هستند که به منظور جابه جایی در یک محدوده بسیار کم با تفکیکی کمتر از ۱۰۰ نانومتر به کار می روند. در این مقاله یک مکانیزم موقعیت دهنده ابزار نانو طراحی و بررسی کارایی شده است. این دستگاه در بسیاری از فرایندهای ساخت که نیاز به جابجایی ابزار یا نصب قطعات با دقت نانو است کاربرد دارد. موقعیت دهنده ابزار نانو در اصل یک مکانیزم یکپارچه انعطاف پذیر است که با استفاده از مزایای مفصل خمشی امکان کاربری با دقت نانو را پیدا کرده است. در ابتدا مکانیزم های انعطاف پذیر و یکپارچه معرفی شده و مزایا و معایب آن بررسی شده است. سپس اصول طراحی دستگاه موقعیت دهی ابزار نانو بر مبنای انعطاف پذیری، استحکام و جابجایی بررسی شده است. پس از آن طرح کلی مکانیزم و محاسبات بر مبنای مدل جسم شبه صلب و با کمک سینماتیک دیفرانسیلی بیان شده است. در انتها نیز طرح دستگاه موقعیت دهنده ابزار نانو با نرم افزار المان محدود مدل سازی شده و نمودارهای لازم که بیانگر رفتار مکانیزم و عملکرد مورد نیاز برای ساخت است نیز از مدل استخراج شده است. نتایج مدل سازی قابلیت های مکانیزم و ویژگی های فنی آن را مطابق محاسبات تایید می کند و امکان استفاده از این مکانیزم را به عنوان موقعیت دهنده ابزار با دقت نانو نشان می دهد.

^۱ کارشناسی ارشد مهندسی مکانیک ساخت و تولید

^۲ کارشناسی ارشد مهندسی مکانیک ساخت و تولید

^۳ استاد مهندسی مکانیک

۱- مقدمه

یک مکانیزم وسیله ای مکانیکی است که برای انتقال یا تبدیل جابجایی، نیرو و انرژی به کار می رود [۱ و ۲]. مکانیزم هلی-مرسوم از رابط های صلبی تشکیل شده اند که به مفصل های متحرکی متصل هستند. یک مکانیزم انعطاف پذیر نیز مانند صلب است اما جابجایی اش را بیشتر از خمش رابط های انعطاف پذیر خود می گیرد. مفاصل خمشی صدها سال در ابزارهای دقیق کاربرد داشته اند و نسبت به مفاصل سنتی مزایایی را از نظر ساخت و کارایی دارند. مکانیزم یکپارچه با کمک مفصل خمشی خطای نصب را کاهش داده و ساخت مکانیزم را نیز آسان کرده است. مفاصل خمشی اتلافات اصطکاک خیلی کمی داشته نیاز به روغن کاری ندارند و حرکتی نرم و پیوسته را بدون برگشت فنری فراهم می کنند.

اصول طراحی سازه انعطاف پذیر با سازه های صلب متفاوت است. از این جهت طراح باید آگاهی دقیقی نسبت به مفاهیم سفتی، انعطاف پذیری و استحکام داشته و تاثیر ابعاد و جنس ماده را روی این مفاهیم بداند. بدین ترتیب با طراحی صحیح هندسه و انتخاب درست ماده اولیه مفاصل خمشی در مکانیزم انعطاف پذیر ارتباطی تکرار پذیر و قابل پیش بینی بین نیرو و جابجایی فراهم می شود. ویژگی ها و اصول طراحی مکانیزم بر مبنای مفاصل خمشی در [۱]، [۳] و [۴] به تفصیل بیان شده اند.

در [۵-۷] نمونه هایی از طراحی و بهینه سازی ابعادی مکانیزم انعطاف پذیر آمده و در [۸ و ۹] نیز با استفاده از نرم افزار های المان محدود مکانیزم ها طراحی شده اند.

هدف از این مقاله طراحی مکانیزم موقعیت دهی با مفاصل خمشی بر مبنای مدل شبه صلب و اصول طراحی مکانیزم های انعطاف پذیر، سپس مدل سازی آن مکانیزم با استفاده از نرم افزار المان محدود آباکوس می باشد. نتایج مدل سازی قابلیت های مکانیزم و ویژگی های فنی آن را مطابق محاسبات تایید می کند و امکان استفاده از این مکانیزم را به عنوان موقعیت دهنده نانو ابزار نشان می دهد.

ویژگی هایی که در طراحی مکانیزم مد نظر قرار گرفت عبارتند از سفتی مناسب مکانیزم در جهات مختلف، دسترسی مکانیزم و بزرگنمایی جابجایی مناسب. در ضمن نمودار هایی مانند نیروی وارده به جابجایی خروجی و جابجایی ورودی به خروجی نیز برای معرفی بهتر رفتار مکانیزم آورده داده شده است.

۲- مکانیزم انعطاف پذیر یکپارچه

مکانیزم های انعطاف پذیر یکپارچه مزایای زیادی مانند کاهش تعداد قطعات، حذف زمان سوار کردن قطعات، ساده شدن روند تولید دارند که منجر به کاهش هزینه می شوند. از طرف دیگر افزایش دقت، افزایش اطمینان، کاهش سایش، کاهش وزن و نیاز کمتر به نگه داری منجر به افزایش کارایی در استفاده از مکانیزم های انعطاف پذیر یکپارچه می شود. کاهش تعداد مفاصل بدلیل کاهش یا حذف لقی دقت مکانیزم را نیز افزایش می دهد [۱۰ و ۱۱]. علی رغم مزایای بسیار تحلیل و طراحی مکانیزم های انعطاف پذیر پیچیده است و علم تحلیل مکانیزم ها، روش های ساخت و طراحی سازه های انعطاف پذیر مورد نیاز است.

۲-۱- مفصل خمشی

یک مفصل خمشی یک عضو باریک است که حرکت دورانی نسبی را بین دو عضو صلب از طریق خمش فراهم می‌کند. همانگونه که در شکل ۱ نشان داده شده است، هنگامی که یک مفصل دورانی مرسوم با یک مفصل خمشی مقایسه شود، از نقطه نظر حرکت دورانی یک مفصل خمشی مانند یک یاتاقان با محدودیت در حرکت دورانی است.

شکل ۱: ب) مفصل خمشی

شکل ۱: الف) مفصل دورانی

۲-۲ طراحی بر مبنای قید

هدف از یک المان یا مکانیزم ایده آل محدود کننده آن است که در جهت های محدود سفتی بی نهایت و جابجایی صفر ایجاد کند در حالی که در بقیه جهات سفتی صفر و جابجایی بی نهایت است. جهت هایی که محدود شده اند درجات مقید، جهت هایی که نامحدود هستند، درجات آزادی نامیده می شوند [۱۲]. ساچمه ها نمونه خوبی از یک المان محدود کننده هستند. در یک جهت بسیار سفت بوده در حالی که در جهت دیگر در مقابل نیرو مقاومت کمی داشته و حرکت می کنند. یک مفصل خمشی معمولاً مقابل کشش بسیار سفت است که جهت محدودیت را ایجاد می کند با این حال در مقابل خمش انعطاف پذیر است که جهت آزادی را تولید می کند. اما نه سفتی در جهت محدودیت، نه جابجایی در جهت آزادی بینهایت است.

در مدل سازی و تحلیل مکانیزم های خمشی مدل جسم شبه صلب روش تقریباً انحصاری است که امروزه به کار می رود. این روش به شکل کاربردی برای ابعاد ماکرو در [۱۶-۱۳] معرفی و توسعه یافت. یکی از مهمترین عوامل در کارایی مکانیزم های مفصل خمشی، بدست آوردن درجات آزادی و محدودیت است. اما رابطه ای کلی برای بدست آوردن درجات آزادی و محدودیت در مکانیزم های مفصل خمشی که وابسته به متغیر هایی مانند سفتی باشد همچنان توسعه نیافته است.

مقادیر سفتی در جهات آزادی و محدودیت، کلید طراحی دینامیکی در سیستم های موقعیت دهی با کمک مکانیزم های مفصل خمشی هستند. به همین دلیل در این مکانیزم نیز این مقادیر محاسبه شده و از مدل شبیه سازی شده با نرم افزار المان محدود نیز استخراج شده است.

دامنه کم جابجایی یکی دیگر ویژگی‌های مکانیزم‌های مفصل خمشی است. حداکثر جابجایی مجاز مکانیزم یکی از مهمترین فاکتورها در طراحی و تحلیل مکانیزم است. از این رو حداکثر جابجایی مجاز برای این مکانیزم در طراحی استاتیکی بدست آمده است.

۲-۳- ملاحظات ماده مورد استفاده

با توجه به نوع کاربرد از انواع مختلفی از مواد می‌توان استفاده کرد. در فرایند انتخاب مهمترین نکته‌ای که باید به خاطر سپرد آن است که سفتی و استحکام یکسان نیستند و می‌توان مکانیزمی ساخت که انعطاف‌پذیر و مستحکم باشد. همچنین نرمی و انعطاف‌پذیری معادل نیستند و از مواد ترد می‌توان در مکانیزم‌های انعطاف‌پذیر استفاده کرد. معادله حداکثر تغییر شکل در یک تیر ثابت در (۱) آمده است.

$$\delta_{\max} = \frac{2S_y L^2}{3Eh} \quad (1)$$

معادله (۱) نشان می‌دهد که حداکثر تغییرشکل تیر به هندسه (L^2/h) و جنس ماده (S_y/E) بستگی دارد. پس ماده‌ای که منجر به حداکثر خمش تیر می‌شود، بیشترین میزان نسبت تنش تسلیم به مدول یانگ را باید داشته باشد. نکته مهم آن است که مدول یانگ برای بیشتر فلزات صرف نظر از اضافه کردن المان‌های آلیاژی یا عملیات حرارتی تقریباً یکسان است. در حالی که استحکام تسلیم و استحکام کششی را با عملیات حرارتی یا کار سرد می‌توان افزایش داد. جنس مورد استفاده در طراحی مکانیزم آلیاژ آلومینیوم ۶۰۶۱-T۶ است که مدول یانگ آن ۷۰ گیگا پاسکال و تنش تسلیم ۲۲۰ مگا پاسکال است بنابراین نسبت S_y/E برابر ۳-۳۰۱۴۹ است که بیش از ۵ برابر این نسبت در آلومینوم است.

۳- دیفرانسیل سینماتیکی و پیش‌بینی کارایی

معادلات دیفرانسیل سینماتیکی مکانیزم موازی در [۱۷ و ۷۵] به تفصیل آمده است و در این مقاله از معادلات محاسبه شده در آنها استفاده شده است.

رابطه بین جابجایی مفاصل فعال و جابجایی اصلی Δx_T در معادله (۲) به صورت زیر می‌شود:

$$\Delta x_T = \underbrace{(J_{T_a} - J_{T_p}^T J_{C_p}^T J_{C_a})}_{:= J_{T_{comp}}} \Delta q_a \quad (2)$$

با اعمال اصول کار مجازی رابطه دوگانه زیر بدست می‌آید:

$$\begin{bmatrix} \tau_a \\ \tau_p \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} J_{T_a}^T & J_{C_a}^T \\ J_{T_p}^T & J_{C_p}^T \end{bmatrix} \begin{bmatrix} f_T \\ f_c \end{bmatrix} \quad (3)$$

به طوری که f_T نیروی اعمالی خارجی، f_c نیروی قیدی (برای وادار کردن سینماتیک به رفتار محدود)، τ_a و τ_p بردارهای گشتاور هستند که به مفاصل فعال و غیرفعال وارد می‌شوند. متعاقباً هنگامی که مفاصل غیرفعال آزاد هستند (مانند پین، گوی و...)، $\tau_p = 0$ است. اگرچه برای مفاصل خمشی τ_p متناسب با Δq_p است.

برای طراحی یک مکانیزم لازم است تا معیارهای کارایی را کمیت بخشید. توجه به این نکته ضروری است که برخلاف مکانیزم‌ها با مفاصل مرسوم پایداری سینماتیکی اهمیت چندانی در مکانیزم با مفصل خمشی ندارد. در عوض طراحی بر مبنای سفتی مورد نظر، از حرکات نابجا جلوگیری می‌کند. برای این طرح مقادیر کیفی زیر در نظر گرفته شده است:

۱. خروجی مکانیزم باید فضای کاری کافی را در جهت مورد نظر داشته باشد و در بقیه جهات جابجایی آن کم باشد.
۲. مکانیزم به اندازه‌ای باید سفت باشد که در معرض نیروهای خارجی حرکت نابجا نداشته باشد.

الف) دسترسی Manipulability

دسترسی مکانیزم توسط $J_{T_{Comp}}$ در معادله (۲) تعیین می‌شود. با توجه به اهداف طراحی، مقادیر متفاوتی را می‌توان اعمال کرد. حداکثرسازی فضای کاری مکانیزم می‌تواند یکی از موارد مورد نظر باشد. اگر هدف آن باشد که دسترسی را در راستاهای مورد نظر که با بردارهای $\{u_i\}$ داده شده افزایش و در جهات $\{v_i\}$ کاهش دهیم مقداری را که باید کمینه کرد می‌تواند مقدار تجمعی وزنی زیر باشد.

$$\mu M(J_{T_{Comp}}) = \sum_i \alpha_i (u_i^T J_{T_{Comp}}^T J_{T_{Comp}} u_i)^{-1} + \sum_i \beta_i (v_i^T J_{T_{Comp}}^T J_{T_{Comp}} v_i) \quad (۴)$$

ب) حداکثر تنش مفصل

حداکثر تنش در مفاصل خمشی تقریباً با حداکثر تغییر شکل خمشی مفاصل متناسب است. برای مثال در یک مفصل با شیار دایره‌ای به شعاع R ، ضخامت مفصل t ، و مدول یانگ E ، بیشینه تنش (σ_{max})، به صورت معادله (۵) با تغییر شکل خمشی (θ_{max}) رابطه دارد:

$$\theta_{max} = \frac{3\pi}{4E} \sqrt{\frac{R}{t}} \sigma_{max} \quad (۵)$$

اگر حداکثر تنش مفصل را داشته باشیم (مثلاً از تنش تسلیم ماده مورد نظر)، این قابل تبدیل است به مقدار معادل حداکثر جابجایی مفصل (Δq_p^{max}) که با فرمولبندی زیر بدست می‌آید. پس حداکثر تنش مفصل قابل بیان به صورت حداکثر تغییرفرم است.

$$|\Delta q_p| \leq \Delta q_p^{max} \quad (۶)$$

ج) سفتی فضایی Task space stiffness

سفتی فضایی از تعادل نیروهای اعمالی خارجی (f_T) و جابجایی Δx_T ناشی از آن است.

$$f_T = K_T \Delta x_T \quad (۷)$$

با بازنویسی معادله تعادل نیروی (۳) خواهیم داشت:

$$\tau = J_T^T f_T + J_C^T f_C \quad (۸)$$

با استفاده از سینماتیک دیفرانسیلی و اینکه گشتاور مفصل با جابه‌جایی مفصل به شکل یک فنر خطی متناسب است در نهایت معادله برای سفتی فضایی بدین صورت بدست می‌آید

$$K_{qa} + J_{Ca}^T J_{Ca}^{-T} K_{qp} J_{Cp} J_{Ca} = J_{T_{Comp}}^T K_T J_{T_{Comp}} \quad (۹)$$

مشابه این معادله نیز در [۱۷] آمده است. برای یک مفصل با شیار دایره‌ای (شکل ۲) سفتی مفصل در [۳] به صورت خمشی خالص با معادله ۱۰ مدل شده است:

$$K \approx \frac{2Ep}{9\pi} \sqrt{\frac{t^5}{R}} \quad (۱۰)$$

به طوریکه E مدول یانگ ماده به کار رفته مفصل، p ضخامت مفصل، t ضخامت باریک‌ترین قسمت مفصل و R شعاع دایره است. مدل کامل ۳ بعدی سفتی مفصل در [۳] آمده است.

شکل ۲: الف) مفصل با شیار دایره‌ای

اگر هدف افزایش سفتی در جهات داده شده با بردارهای $\{u_i\}$ و کاهش سفتی در جهات داده شده با بردارهای $\{v_i\}$ باشد، یک معیار برای کمینه کردن معادله تجمعی وزنی زیر است [۷و۵]:

$$\mu K(J_{T_{Comp}}) = \sum_i \alpha_i (u_i^T K_T u_i)^{-1} + \sum_i \beta_i (v_i^T K_T v_i) \quad (11)$$

۴- ساختار مکانیزم

ساختار شماتیک مکانیزم در شکل ۳ نشان داده شده است. یک عملگر، جابجایی در راستای محور Y را از طریق مفصل‌های ۱ و ۴ به دو بازوی پایینی وارد می‌کند. این بازوها حول مفصل‌های ۲ و ۵ که نقش لولا را دارند طبقه خروجی مکانیزم را توسط اتصال‌های ۳ و ۶ جابجا می‌کند. برای نگهداری طبقه خروجی و کاهش حرکات ناخواسته زاویه‌ای از دو بازوی دیگر و مفصل‌های ۷-۱۰ استفاده شده است.

شکل ۳: نمای شماتیک مکانیزم یک درجه آزادی موقعیت‌دهی

هدف از این طرح رسیدن به دسترسی مناسب (جابجایی خالص در راستای Y) و سفتی مورد نظر (سفتی بالا در راستاها و زاویه‌های دیگر به جز راستای Y) است. مفصل‌ها با شیار دایره‌ای از مرجع [۱۸] طراحی شده‌اند. هر چهار ربع مکانیزم متقارن هستند و ابعاد زیر به کار رفته است:

$$a=1.5 \text{ mm}, b=15 \text{ mm}, L=0.425 \text{ mm}, d=8.625 \text{ mm}$$

برای مفاصل با شیار دایره‌ای، سفتی غیرفعال مفصل با رابطه (۱۰) محاسبه شده است، بطوریکه:

$$K_p = 0.2140 \text{ N} \cdot \text{m} / \text{rad} \quad p = 6.35 \text{ mm} \quad t = 0.1 \text{ mm} \quad r = \frac{L}{2} = 0.2125 \text{ mm}$$

سفتی عملگر نیز از مرجع [۱۹] بدست آمده است. $K_a = 2.1569 \times 10^7 \text{ N/m}$

در هر دو حالت الف و ب، ماتریس فضایی جاکوبی (Φ, X, Y) به صورت زیر است که تنها جابجایی در راستای Y چارچوب

$$J_{T_{Comp}} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -9.9998 \end{bmatrix}$$

مکانیزم را نشان می دهد.

ضرائب x-y در حالت الف قطبی است:

$$K_{T(x,y)} = \begin{bmatrix} 1.4100 \times 10^9 & -6.7705 \times 10^{-5} \\ -6.7705 \times 10^{-5} & 7.2841 \times 10^5 \end{bmatrix} \text{ N/m}$$

با مقادیر ویژه $(1.4100 \times 10^9, 7.2841 \times 10^5)$ ، ضرایب کامل K_T در حالت ب به صورت زیر است:

$$K_T = \begin{bmatrix} 6.9911 \times 10^{25} & 3.1518 \times 10^{16} & 2.4655 \times 10^{15} \\ 3.1518 \times 10^{16} & 8.3672 \times 10^8 & 1.1115 \times 10^6 \\ 2.4655 \times 10^{15} & 1.1115 \times 10^6 & 6.4209 \times 10^5 \end{bmatrix}$$

مقادیر ویژه ماتریس $(6.9911 \times 10^{25}, 8.2251 \times 10^8, 5.5514 \times 10^5)$ هستند با بردارهای ویژه که کاملاً در جهت بردارهای واحد هستند. مقادیر سفتی برای حالت های الف و ب به هم نزدیک هستند، که نشان دهنده سازگاری دو حالت است.

۵- بهینه سازی طرح

برای بهینه سازی طرح معیار حداکثر سازی دسترسی در راستای Y و نسبت سفتی بین راستای X و Y در نظر گرفته می شود.

$$\mu_1 = \frac{1}{\|J_{T_{Comp}}\|} \quad (۱۲) \text{ دسترسی :}$$

$$\mu_2 = \frac{10}{K_x/K_y} \quad (۱۳) \text{ سفتی :}$$

ثابت ضریبی که اضافه شده برای نرمال کردن دو معیار است.

برای حداکثر تنش مفصل، از تنش تسلیم آلومینیوم ۶۰۶۱-T۶ که معادل ۲۲۰ مگاپاسکال است استفاده شده است.

حداکثر تنش هنگامی اعمال می شود که مفصل فعال در بیشترین کشش $\Delta q_{max} = 9.1 \mu m$ باشد. معادله (۵) برای محاسبه تنش مفصل در مفاصل با شیار دایره ای به کار می رود. متعاقباً حداکثر خمش مجاز برای مفصل با شیار دایره ای 0.6731° است. (a,b,L) پارامترهای طراحی انتخاب شده هستند که در شکل ۳ نیز نشان داده شده اند.

$$0.5mm \leq a \leq 4.5mm$$

$$5mm \leq b \leq 45mm$$

$$0.08mm \leq L \leq 0.75mm$$

با روش مرزهای پارتو برای حالت الف و ب ضرایب معیارهای بهینه سازی با وزن های برابر $(\mu = 0.5\mu_1 + 0.5\mu_2)$

ترکیب می شوند. حل بهینه در جدول ۱ نشان داده شده و ضرائب بهینه کارایی نیز به صورت زیر بدست می آیند:

$$\frac{K_x}{K_y} = 915 \quad \text{حالت (ب) دسترسی} = ۱۳.۹۶ \quad \frac{K_x}{K_y} = 680 \quad \text{حالت (الف) دسترسی} = ۱۵.۹۷$$

در مقایسه با مقادیر اسمی دسترسی (۹.۹۹۹۸) و سفتی نسبی (۴۵۸.۸۲)، در هر دو حالت راه حل بهینه مقادیر μ_1 و

μ_2 را بهبود بخشیده است. البته حالت ب بیشتر بهبود بخشیده است. اگر این قابل قبول نباشد می توان K_x را به عنوان یک

معیار دیگر بهبود بخشید. ضمناً حداکثر خمش مفصل های غیر فعال برای حالت های الف و ب در محدوده 0.6731° تا

0.1880° که کمتر از حداکثر خمش مجاز مفصل با شیار دایره ای است تغییر می کند.

جدول ۱: مقادیر بهینه شده برای حالت های الف و ب

مقدار بهینه		مقدار اولیه	پارامترهای طراحی
حالت الف	حالت ب		
1.2mm	1.3mm	1.5mm	a
18.6mm	18.5mm	15mm	b
0.506mm	0.379mm	0.435mm	L

۶- شبیه سازی مکانیزم و مقایسه نتایج

در بخش قبل محاسبات مکانیزم موقعیت دهی با ابعاد اولیه و بهینه شده برای مفصل با شیار دایره ای انجام شد. در این بخش با استفاده از نرم افزار المان محدود آباکوس صحت نتایج بررسی شده است. بدین ترتیب مکانیزم موقعیت دهی با مفصل خمشی با شیار دایره ای در اندازه اولیه و بهینه مطابق جدول ۱، مدل سازی و نتایج آنها مقایسه شده است به دو دلیل مقادیر بسیار دقیق تنش و نیرو در مکانیزم با نرم افزار بررسی نشد. اول آنکه با توجه به نتایج اولیه تحلیل تنش ها و کاربرد دستگاه موقعیت دهنده نانو که حداکثر دامنه کاری مورد انتظار از آن در حد ۱ میکرومتر است، تنش ها در مکانیزم تا محدوده بحرانی فاصله زیادی داشته و بدست آوردن دقیق آن کاری بی فایده است. دلیل دوم آنکه با توجه به امکانات محدود رایانه ای رسیدن به دقت های بالا مستلزم صرف زمان بسیار زیاد مدل سازی است. ابتدا وضعیت مکانیزم برای مقادیر اولیه پارامترها بررسی می شود. بدین ترتیب که جابجایی ۱۶ میکرومتر را به مکانیزم اعمال می شود. کانتور تنش در کل مکانیزم و بخش بحرانی مکانیزم که مفاصل ۲ و ۵ است در شکل های ۴ و ۵ آمده است.

شکل ۴: کانتور تنش در کل مکانیزم و ناحیه مفاصل خمشی

شکل ۵: کانتور تنش در مفصل ۲ با بحرانی ترین وضعیت

مطابق شکل ۴ به جز در ناحیه مفاصل خمشی در بقیه نقاط تنش ناچیز است و در مفاصل خمشی مفاصل های ۲ و ۵ که در مربع سفید نشان داده شده اند وضعیت بحرانی مشابهی دارند. در شکل ۵ نشان داده شده که تنش در مفصل خمشی ۲ در حدود ۲۷۰ مگاپاسکال است که از حد تسلیم گذشته است.

نمودار تغییرات جابجایی مکانیزم نسب به جابجایی عملگر نیز در شکل ۶ نشان داده شده است

شکل ۶: نمودار جابجایی بستر مکانیزم بر حسب جابجایی عملگر

مطابق شکل ۶ جابجایی عملگر در جهت بالا (منفی) و جابجایی بستر مکانیزم برعکس است. مفاصل خمشی قبلا نیز توضیح داده شد رفتار کاملا شبیه فنر پیچشی را ندارد به همین دلیل نیز بزرگنمایی جابجایی مکانیزم ۷،۸ است که از نسبت اهرمی $\frac{b}{a} = 10$ کمتر است

همانگونه که انتظار می رفت مکانیزم با مفاصل خمشی دایره ای و مقادیر اولیه پارامترهای طراحی جابجایی عملگر ۱۶ میکرون را در محدوده الاستیک فراهم نمی کند. مدل سازی را برای جابجایی عملگر ۱۴ میکرون تکرار می شود و نتیجه حداکثر تنش حدود ۲۲۰ مگاپاسکال که نشان می دهد در این حالت حداکثر دسترسی حدود ۱۴ میکرون است. همانگونه که بیان شد یک مکانیزم موقعیت دهی بر مبنای مفاصل خمشی باید در راستای موقعیت دهی سفتی کمتری را نسبت به بقیه راستاها داشته باشد. به عبارت دیگر یک مکانیزم انعطاف پذیر مناسب باید در همه جهات به جز جهت مورد نظر تا حد ممکن سفتی بالایی داشته باشد. بدین منظور با توجه به نیروی اعمالی و جابجایی مکانیزم سفتی مکانیزم در راستای X و Y نیز بررسی شده است. در شکل ۷ نمودار نیرو بر حسب جابجایی بستر مکانیزم برای راستای X و Y رسم شده است.

شکل ۷: جابجایی بستر مکانیزم بر حسب نیروی در راستای X و Y

قابل توجه است که در این نمودارها نیرو به بستر خروجی مکانیزم وارد شده و از آنجایی که مکانیزم در راستای X سفت تر است. نمودار برای حدود ۸ میکرون جابجایی رسم شده زیرا بعد از آن تنش در مفاصل خمشی از حد تسلیم می گذرد. برای انتخاب عملگر نیروی مورد نیاز برای رسیدن به حداکثر دامنه مکانیزم باید بدست آید برای این منظور نمودار نیرو جابجایی را برای عملگر از مدل استخراج شده که در شکل ۸ نشان داده شده است. مجددا توجه به این نکته ضروری است که محل اعمال نیرو در شکل ۸ با ۷ متفاوت است و در شکل ۸ نیرو در محل ورودی مکانیزم که عملگر است وارد شده و در شکل ۷ به بستر خروجی مکانیزم نیرو وارد شده است.

شکل ۸: نمودار جابجایی بستر مکانیزم بر حسب نیروی عملگر

نتایج مهم شکل‌های ۷ و ۸ در جدول ۲ نشان داده شده است.

جدول ۲: مشخصات مکانیزم با مفصل خمشی دایره‌ای و مقادیر اولیه

نسبت سفتی راستای X به Y	سفتی در راستای Y (N/mm)	سفتی در راستای X (N/mm)
۲۸۵	۱۳۴	۳۸۴۵۰
نسبت بزرگنمایی	نیروی لازم عملگر برای حداکثر دامنه (N)	حداکثر دامنه مجاز جابجایی عملگر μm
۷.۸	۱۵۴	۱۴

حالت الف با مقادیر بهینه

کلیه مراحل قسمت قبل برای این حالت نیز تکرار شد و نتایج در جدول ۳ آمده است.

جدول ۳: مشخصات مکانیزم با مفصل خمشی دایره‌ای و مقادیر بهینه

نسبت سفتی راستای X به Y	سفتی در راستای Y (N/mm)	سفتی در راستای X (N/mm)
۴۴۵	۸۱	۳۶۰۵۰
نسبت بزرگنمایی	نیروی لازم عملگر برای حداکثر دامنه (N)	حداکثر دامنه مجاز جابجایی عملگر μm
۱۱.۲	۲۳۰	۱۵

همانگونه که انتظار می‌رفت با بهینه کردن پارامترهای طراحی نسبت سفتی به میزان قابل توجهی افزایش یافته ضمن اینکه حداکثر جابجایی مکانیزم نیز زیاد شده است.

۷- بحث و نتیجه گیری

مدل‌سازی نتایج بدست آمده در بخش محاسبات را تایید می‌کند. بدین ترتیب محاسبات و مدل‌سازی نشان داد با بهینه کردن ابعاد مکانیزم در مفصل دایره‌ای نسبت سفتی مکانیزم در راستای X به Y افزایش قابل ملاحظه‌ای داشته که این تغییر در کارایی مکانیزم و کاهش خطاهای ناخواسته تاثیر زیادی دارد. علاوه آنکه با بهینه کردن ابعاد در هر دو حالت حداکثر دامنه مجاز جابجایی مکانیزم افزایش یافته است. مکانیزم با مفاصل دایره‌ای نسبت به دیگر مفاصل مانند ستونی دامنه جابجایی بیشتری داشته ضمن اینکه عمر خستگی بالاتری را به دلیل تمرکز تنش کمتر دارند. بدین جهت استفاده از مفاصل خمشی دایره‌ای با ابعاد بهینه برای ساخت دستگاه دهنده نانو توصیه می‌شود.

مراجع

- 1- L.L Howell, Compliant Mechanisms, 2001 John Wiley and Sons, Inc .
- 2- S. Kota, Compliant systems using monolithic mechanisms, 2000 Smart Material Bulletin. pages 7-9.
- 3- Smith S.T., Flexures: Elements of Elastic Mechanisms , 2000, Gordon and Breach Science Publishers.
- 4- Lobontiu, Nicolae, Compliant Mechanisms Design of Flexure Hinges, 2003 CRC Press.
- 5- Zarreh, A., 2008. Design and manufacturing evaluation of microlathe with nano positioning stage (Thesis, The University of Tehran).
- 6- A. Zarreh, M.S. Sepasi, M. Sadeghi, Design and Developing a Linear Tables by Applying Piezoelectric Inchworm Moves, 2008, 1st International Manufacturing Engineering Conference, Najaf Abad, Iran.
- 7- Hun Kang, B., Wen, J., Dagalakis, N., Gorman, J.. Design optimization for a parallel mems mechanism with flexure joints, Proc. Of 2004 ASME Design Engineering Technical Conferences.
- 8- M.L. Culpepper and G. Anderson, Design of a low-cost nanomanipulator which utilizes a monolithic spatial compliant mechanism, 2003, J. of Precision Engineering.
- 9- H.H. Pham and J.M. Chen, Optimal synthesis for workspace and manipulability of parallel flexure mechanism, .2003, 11th World Congress in Mechanism and Machine Science, Tianjin. China.
- 10- Mostsinger, R. N., Flexural Devices in Measurement Systems, 1964 Chapter 11 in Measurement Engineering, by P. K. Stein, Stein Engineering Services, Phoenix, AZ.
- 11- Tuttle, S. B., Semifixed Flexural Mechanisms, Chapter 8 in Mechanisms for Engineering Design, (1967). Wiley, New York.
- 12- Shorya Awtar , Synthesis and Analysis of Parallel Kinematic XY Flexure Mechanisms, 2003 Ph.D. Thesis, Massachusetts Institute of Technology,
- 13- Midha, A., Her, I., and salamon, B.A., A methodology for compliant mechanisms design., 18th ASME Design Automation Conference, 1992. p.29.
- 14- Howell, L.L. anf Midha, A., A method for design of compliant mechanisms with small-length flexural pivots, ASME Journal of Mechanical Design, 1994.
- 15- Howell, L.L. and Midha, A., Parametric deflection approximations for end-loaded, large-deflection beams in compliant mechanisms, 1995 ASME Journal of Mechanical Design, 117(1), 156.
- 16- Howell, L.L and Midha, A., Determination of the degrees of freedom of compliant mechanisms using the pseudo-rigid-body model concept, 1995, Proc. Of the 9th World Congress on the Theory of Machines and Mechanisms, Milano, Italy, 2, p. 1537.

- 17- G.Alici and B. Shirinzadeh. Kinematics and stiffness analyses of a flexure-jointed planar micromanipulation system for a decoupled compliant motion. In Proceedings of the 2003 IEEE/RSJ Intl. Conference on intelligent Robots and Systems, Las Vegas. NV, October.
- 18- E. Amatucci, N.G. Dagalakis. J.A. Kramar, and F.E. Scire. Performance evaluation of a parallel cantilever biaxial micropositioning stage, 2000, In Proc. of the American Society of Precision Engineering. 15th Annual Meeting. Scottsdale. Arizona.
- 19- J.J. Garman, N.G. Dagalakiis, and B.G. Boone., Multi-Loop control of a nanopositioning mechanism for ultraprecision beam steering. In Free- Space laser Communication and Active Laser Illumination III, 2003, SPIE Vol. 5160, pages 170-181, San Diego, CA.