

آنالیز سینماتیکی مکانیزم محرک سوزن یک ماشین دوزندگی سردوز با استفاده از روش دینامیک محاسباتی

سعید ابراهیمی^{۱*}، پدram پیوندی^۲

۱ گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه یزد، یزد

۲ گروه مهندسی نساجی، دانشگاه یزد، یزد

* ایمیل نویسنده مسئول: ebrahimi@yazduni.ac.ir

چکیده:

مسأله طراحی ماشین دوزندگی سردوز به دلیل وجود مکانیزم‌های پیچیده و جواب‌های طراحی متعدد، جزء مسائل مشکل به شمار می‌رود. به منظور بررسی تأثیر حرکت ورودی بر روی خروجی‌های این ماشین، انجام آنالیز سینماتیکی به عنوان یکی از ملزومات اولیه از اهمیت ویژه‌ای برخوردار است. در این مقاله، با استفاده از روش دینامیک محاسباتی، آنالیز سینماتیکی مکانیزم محرک سوزن ماشین دوزندگی ارائه می‌شود. برای این منظور، ابتدا پس از معرفی مکانیزم مورد نظر، معادلات لازم جهت آنالیز سینماتیکی معرفی می‌شوند. بر پایه تعداد اجسام و مختصه‌های در نظر گرفته شده برای توصیف وضعیت مکانیزم، قیدهای سینماتیکی متناظر با مختصه‌های تعمیم‌یافته سیستم معرفی می‌شوند. با مشتق‌گیری از این معادلات نسبت به زمان، معادلات قید بر حسب سرعت‌ها و شتاب‌های تعمیم‌یافته بدست می‌آیند. با استفاده از این معادلات، سرعت‌ها و شتاب‌های مجهول بر حسب سرعت و شتاب زاویه‌ای ورودی مکانیزم محاسبه می‌شوند.

واژه‌های کلیدی: آنالیز سینماتیکی - مکانیزم محرک سوزن - قیدهای سینماتیکی - دینامیک محاسباتی.

Kinematic Analysis of an Overedge Sewing Machine Using the Multibody Dynamics Approach

Saeed Ebrahimi^{1*}, Pedram Payvandy²

¹ Mechanical Engineering Department, Yazd University, Yazd

² Textile Engineering Department, Yazd University, Yazd

*E-mail address: ebrahimi@yazduni.ac.ir

ABSTRACT:

The design process of an overedge sewing machine is usually considered as one of the challenging problems due to the existence of complicated mechanisms with possible multiple solutions. In such mechanism, performing a kinematic analysis for studying the effect of input link motion on the output is an inevitable task in this context. There exist considerable classical methods in the literature for this purpose. However, most of such approaches suffer from some practical limitations and therefore, make them inefficient to be applied to complicated mechanisms. In contrast to the classical approaches of kinematic analysis, the approaches based on the multibody dynamics present a powerful tool when dealing with complicated mechanisms. In this paper, based on the notion of multibody dynamics, the required kinematic equations including mechanical constraints are introduced for kinematic analysis of the needle driver mechanism in an overedge sewing machine.

Keywords: Kinematic analysis- Needle driver mechanism- Kinematic constraints, Multibody dynamics.

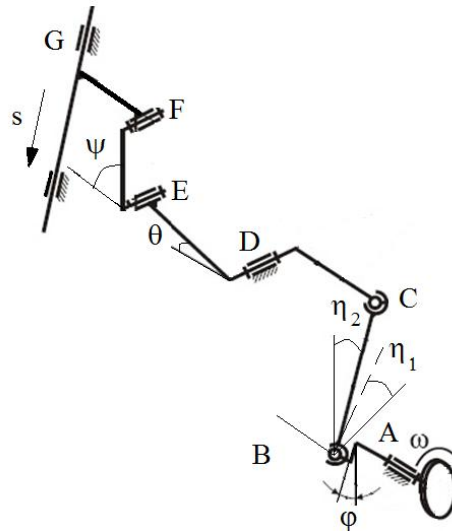
۱- مقدمه

به طور معمول، در فرآیند طراحی ماشین آلات نساجی انجام آنالیز سینماتیکی به منظور بررسی رفتار حرکتی قطعات مختلف یکی از ملزومات اولیه به شمار می‌رود. تحقیقات متعددی در این زمینه بر اساس روش‌های کلاسیک آنالیز سینماتیک صورت گرفته است. نکته قابل توجه در رابطه با این روش‌ها، محدودیت کاربردی آنها برای سیستم‌ها و مکانیزم‌های پیچیده می‌باشد. از اینرو، استفاده از روش‌های پیشرفته‌تر با کارایی بهتر در تحلیل سیستم‌های پیچیده امری اجتناب‌ناپذیر به نظر می‌رسد. روش‌های مبتنی بر دینامیک محاسباتی به عنوان ابزاری قدرتمند و دقیق در تحلیل سینماتیکی و دینامیکی سیستم‌های مکانیکی مورد استفاده در صنایع نساجی می‌توانند به عنوان جایگزینی مناسب برای روش‌های کلاسیک در نظر گرفته شوند. دینامیک محاسباتی، یا دینامیک سیستم‌های چندجسمی، شاخه‌ای نسبتاً جدید از علم دینامیک است که در سال‌های اخیر پس از ظهور رایانه‌های پرسرعت، با توجه به نیاز مدل‌سازی و شبیه‌سازی سیستم‌های مکانیکی پیچیده در مهندسی و صنعت، توسعه قابل توجهی داشته است [۱]. در این شاخه از علم دینامیک، روابط دینامیک کلاسیک و تحلیلی با استفاده از جبر خطی معمولاً به صورت ماتریسی فرمول‌بندی می‌شوند و سپس، به کمک روش‌های محاسبات عددی حل می‌شوند. تأثیر قیدهای سینماتیکی نظیر مفاصل لولایی و کشویی، اجزاء نیرویی نظیر فنرها، میراکننده‌ها و عملگرها، قیدهای ناشی از تماس اجسام، براحتی بر روی حرکت اجسام قابل اعمال می‌باشد. دینامیک محاسباتی می‌تواند در شبیه‌سازی گسترده وسیعی از سیستم‌های مکانیکی شامل ماشین آلات نساجی استفاده شود.

مسئله طراحی ماشین دوزندگی سر دوز با توجه به کاربرد گسترده و همچنین، وجود مکانیزم‌های متعدد، به عنوان مثالی از یک سیستم مکانیکی مورد استفاده در صنایع نساجی، مورد توجه بسیاری از محققین قرار گرفته است. به منظور بررسی تأثیر حرکت ورودی بر روی خروجی‌های این ماشین، انجام آنالیز سینماتیکی به عنوان یکی از ملزومات اولیه، از اهمیت ویژه‌ای برخوردار است. در این مقاله، با استفاده از روش دینامیک محاسباتی، آنالیز سینماتیکی مکانیزم محرک سوزن ماشین دوزندگی ارائه می‌شود. برای این منظور، ابتدا مکانیزم محرک سوزن در یک ماشین دوزندگی سردوز معرفی می‌شود. در ادامه، معادلات لازم جهت آنالیز سینماتیکی بیان می‌شوند. بر پایه تعداد اجسام و مختصه‌های در نظر گرفته شده برای توصیف وضعیت مکانیزم، قیدهای سینماتیکی متناظر با مختصه‌های تعمیم‌یافته سیستم معرفی می‌شوند. با مشتق‌گیری از این معادلات نسبت به زمان، معادلات قید بر حسب سرعت‌ها و شتاب‌های تعمیم‌یافته بدست می‌آیند. با استفاده از این معادلات، سرعت‌ها و شتاب‌های مجهول بر حسب سرعت و شتاب زاویه‌ای ورودی مکانیزم محاسبه می‌شوند. در پایان، نتایج حاصل از شبیه‌سازی این مکانیزم ارائه می‌شوند.

۲- ساختار مکانیزم محرک سوزن در یک ماشین دوزندگی سردوز

یک ماشین خیاطی سردوز به طور معمول از مجموعه‌ای از رابط‌ها که توسط مفاصل به یکدیگر متصل شده‌اند، تشکیل شده است [۲]. مطابق با شکل ۱، مکانیزم محرک سوزن، یک مکانیزم فضایی است که به صورت پیچیده‌ای از مجموعه‌ای از رابط‌ها و مفاصل تشکیل شده است و شامل قسمت‌های دورانی و نوسانگر می‌باشد. این سیستم، در واقع از ترکیب دو مکانیزم تشکیل شده است. مطابق با شکل، مکانیزم ABCD یک مکانیزم چهارمیله‌ای فضایی است که توسط لنگ AB به حرکت در می‌آید. کوپلر BC توسط دو اتصال کرووی به لنگ AB و نوسانگر CD متصل شده است. با دوران کامل AB، نوسانگر CD در یک بازه مشخص، حرکت دورانی رفت و برگشتی را دنبال می‌کند. مکانیزم دوم، مکانیزم لنگ-لغزنده DEFG است. در واقع، ورودی این مکانیزم همان خروجی مکانیزم چهار میله‌ای است. حرکت نوسانگر DE (که به صورت صلب به نوسانگر CD متصل شده است) توسط کوپلر EF به لغزنده FG (سوزن ماشین دوزندگی) منتقل می‌شود. بدین ترتیب، با دوران ورودی مکانیزم، خروجی مکانیزم حرکت رفت و برگشتی معینی را دنبال خواهد کرد.



شکل ۱. مکانیزم محرک سوزن

۳- آنالیز سینماتیکی

در روش دینامیک محاسباتی، آنالیز سینماتیکی مکانیزم‌ها با معرفی مختصه‌های متناظر با اجسام و استخراج قیود سینماتیکی اعمال شده توسط مفاصل شروع می‌شود. مختصه‌های تعریف شده در شکل ۱ جهت تعیین موقعیت دورانی عضوهای مکانیزم عبارتند از: زاویه φ لنگ AB، زوایای η_1 و η_2 کوپلر BC، زاویه θ نوسانگر CD (و DE)، زاویه ψ کوپلر EF، و پارامتر s موقعیت لغزنده. مکانیزم چهار میله‌ای ABCD دارای یک درجه آزادی مؤثر (حرکت دورانی لنگ AB) و یک درجه آزادی غیر مؤثر (حرکت دورانی کوپلر BC حول امتدادش) می‌باشد. این درجه آزادی صرفاً جهت جلوگیری از قفل شدن مکانیزم در نظر گرفته می‌شود و در حرکت منتقل شده به خروجی تأثیری ندارد. در آنالیز سینماتیکی مکانیزم چهار میله‌ای فضایی از این درجه آزادی صرفنظر می‌شود و بنابراین، با توجه به تعداد مختصه‌های این مکانیزم (چهار مختصه $\varphi, \eta_1, \eta_2, \theta$)، می‌بایست سه قید سینماتیکی $C_{ABCD} = [C_1, C_2, C_3]^T$ در نظر گرفت. مکانیزم لنگ-لغزنده دارای یک درجه آزادی است. با توجه به دو مختصه جدید تعریف شده برای این مکانیزم (s و ψ) دو معادله قید $C_{DEFG} = [C_4, C_5]^T$ تعریف می‌شود. در نظر داشته باشید که با توجه به شش مختصه تعریف شده $\mathbf{q} = (\varphi, \eta_1, \eta_2, \theta, \psi, s)^T$ و یک درجه آزادی بودن مکانیزم محرک سوزن، در مجموع باید ۵ معادله قید سینماتیکی لحاظ شود. بر اساس رابطه گروبلر [۳]، تعداد درجات آزادی برابر با تفاضل تعداد مختصه‌های تعمیم یافته و تعداد قیود سینماتیکی مستقل می‌باشد.

فرآیند آنالیز سینماتیکی از سه مرحله تحلیل جابجایی، تحلیل سرعت و تحلیل شتاب تشکیل شده است. هدف از انجام تحلیل جابجایی، تعیین مقادیر مختصه‌های مجهول $\mathbf{q}_d = (\eta_1, \eta_2, \theta, \psi, s)^T$ به ازای زاویه معلوم $\mathbf{q}_i = \varphi$ می‌باشد. در واقع، در یک تقسیم‌بندی کلی، بردار مختصه‌های تعمیم‌یافته کل مکانیزم (بردار $\mathbf{q}$) به دو قسمت مختصه‌های مستقل $\mathbf{q}_i$ و مختصه‌های وابسته $\mathbf{q}_d$ تفکیک می‌شوند: $\mathbf{q} = [\mathbf{q}_i \ \mathbf{q}_d]^T$. به عبارت دیگر، در این مکانیزم زاویه φ ، مختصه مستقل در نظر گرفته می‌شود و پارامترهای $(\eta_1, \eta_2, \theta, \psi, s)$ ، مختصه‌های وابسته معرفی می‌شوند. پس از استخراج معادلات قید و قرار دادن آنها در یک ستون به صورت $\mathbf{C}(\mathbf{q}) = [C_1, C_2, C_3, C_4, C_5]^T$ ، سیستمی غیرخطی شامل پنج معادله و پنج مجهول $\mathbf{q}_d = (\eta_1, \eta_2, \theta, \psi, s)^T$ تشکیل می‌شود. توجه به این نکته حائز اهمیت است که معادلات قید به صورت کلی

$$\mathbf{C}(\mathbf{q}) = \mathbf{C}(\mathbf{q}_i, \mathbf{q}_d) = \mathbf{0} \quad (1)$$

بیان می‌شوند. این سیستم معادلات با استفاده از الگوریتم نیوتن-رافسون [۱] به صورت عددی برای تعیین مختصه‌های مجهول قابل حل می‌باشد. این روش تکراری که می‌تواند برای حل معادلات قید سینماتیکی غیرخطی به کار گرفته شود، با یک تخمین از بردار جواب مطلوب شروع می‌شود. اگر این تخمین در زمان معین t با $\mathbf{q}_k$ نشان داده شود، حل دقیق می‌تواند به صورت $\mathbf{q}_k + \Delta\mathbf{q}_k$ نوشته شود. با استفاده از قضیه بسط تیلور، بردار معادلات قید (۱) به صورت زیر نوشته می‌شود

$$\mathbf{C}(\mathbf{q}_k + \Delta\mathbf{q}_k) = \mathbf{C}(\mathbf{q}_k) + \mathbf{C}_{\mathbf{q}_k} \Delta\mathbf{q}_k + \dots \quad (2)$$

که $\Delta\mathbf{q}_k$ بردار تفاضل نیوتن^۱ نامیده می‌شود، و $\mathbf{C}_{\mathbf{q}_k}$ ماتریس ژاکوبین قید^۲ است که بدین صورت تعریف می‌شود

$$\mathbf{C}_{\mathbf{q}_k} = \begin{bmatrix} \frac{\partial C_1}{\partial \eta_1} & \frac{\partial C_1}{\partial \eta_2} & \frac{\partial C_1}{\partial \theta} & \frac{\partial C_1}{\partial \psi} & \frac{\partial C_1}{\partial s} \\ \frac{\partial C_2}{\partial \eta_1} & \frac{\partial C_2}{\partial \eta_2} & \frac{\partial C_2}{\partial \theta} & \frac{\partial C_2}{\partial \psi} & \frac{\partial C_2}{\partial s} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ \frac{\partial C_5}{\partial \eta_1} & \frac{\partial C_5}{\partial \eta_2} & \frac{\partial C_5}{\partial \theta} & \frac{\partial C_5}{\partial \psi} & \frac{\partial C_5}{\partial s} \end{bmatrix} \quad (3)$$

اگر بردار $\mathbf{q}_k + \Delta\mathbf{q}_k$ همان جواب دقیق مطلوب باشد، $\mathbf{C}(\mathbf{q}_k + \Delta\mathbf{q}_k) = \mathbf{0}$ و معادله (۲) به فرم زیر کاهش می‌یابد

$$\mathbf{C}(\mathbf{q}_k) + \mathbf{C}_{\mathbf{q}_k} \Delta\mathbf{q}_k + \dots = \mathbf{0} \quad (4)$$

اگر جواب فرض شده به جواب دقیق نزدیک باشد، نرم بردار $\Delta\mathbf{q}_k$ کوچک می‌شود و جملات مرتبه بالاتر در معادله (۴) می‌توانند نادیده گرفته شوند. این فرض، تقریب مرتبه اول معادله (۴) را به صورت زیر تعیین می‌کند

$$\mathbf{C}(\mathbf{q}_k) + \mathbf{C}_{\mathbf{q}_k} \Delta\mathbf{q}_k \approx \mathbf{0} \rightarrow \mathbf{C}_{\mathbf{q}_k} \Delta\mathbf{q}_k = -\mathbf{C}(\mathbf{q}_k) \quad (5)$$

با توجه به اینکه ماتریس ژاکوبین قید $\mathbf{C}_{\mathbf{q}_k}$ غیرمنفرد فرض می‌شود، معادله (۵) را می‌توان برای بردار تفاضل نیوتن $\Delta\mathbf{q}_k$ حل کرد. این بردار برای تصحیح بردار مختصه‌های سیستم به صورت تکراری استفاده می‌شود

$$\mathbf{q}_{k+1} = \mathbf{q}_k + \Delta\mathbf{q}_k \quad (6)$$

بردار تصحیح شده $\mathbf{q}_{k+1}$ سپس برای تشکیل مجدد معادله (۵) استفاده می‌شود تا با حل این سیستم معادلات، بردار جدید تفاضل نیوتن $\Delta\mathbf{q}_{k+1}$ بدست آید. این بردار برای تصحیح مجدد بردار مختصه‌های سیستم و همچنین تعریف بردار $\mathbf{q}_{k+2}$ مورد استفاده قرار می‌گیرد. این فرآیند تا زمانی ادامه می‌یابد که نرم بردار تفاضل نیوتن یا نرم بردار معادلات قید کمتر از یک تلوئرانس مشخص شود، به عبارت دیگر

$$|\Delta\mathbf{q}_k| < \varepsilon_1, \quad |\mathbf{C}(\mathbf{q}_k)| < \varepsilon_2 \quad (7)$$

ε_1 و ε_2 تلوئرانس‌های مشخصی هستند و k عدد تکرار است.

در مرحله بعد، به منظور تحلیل سرعت، با مشتق‌گیری از بردار قیود رابطه (۱)، عبارت زیر حاصل می‌شود:

$$\mathbf{C}_{\mathbf{q}} \dot{\mathbf{q}} = \mathbf{0} \quad (8)$$

سپس، این رابطه با توجه به تفکیک سرعت‌های $\mathbf{q}$ به سرعت معلوم $\dot{\mathbf{q}}_i = \dot{\phi}$ و سرعت‌های مجهول $\dot{\mathbf{q}}_d = (\dot{\eta}_1, \dot{\eta}_2, \dot{\theta}, \dot{\psi}, \dot{s})^T$ ، به صورت

$$\mathbf{C}_{\mathbf{q}_i} \dot{\mathbf{q}}_i + \mathbf{C}_{\mathbf{q}_d} \dot{\mathbf{q}}_d = \mathbf{0} \quad (9)$$

¹ Newton differences

² Constraint Jacobian matrix

نوشته می شود. بردار سرعت های مجهول از رابطه

$$\dot{\mathbf{q}}_d = -(\mathbf{C}_{q_d}^{-1} \mathbf{C}_{q_i}) \dot{\mathbf{q}}_i \quad (10)$$

محاسبه می شود. به عبارت دیگر، با توجه به رابطه فوق سرعت های مجهول $\dot{\mathbf{q}}_d = (\dot{\eta}_1, \dot{\eta}_2, \dot{\theta}, \dot{\psi}, \dot{s})^T$ بر حسب سرعت دورانی ورودی معلوم $\dot{q}_i = \dot{\phi}$ بدست می آیند.

در مرحله پایانی آنالیز سینماتیکی جهت محاسبه شتاب ها، با مشتق گیری از رابطه (۸) داریم:

$$\mathbf{C}_q \ddot{\mathbf{q}} = -(\mathbf{C}_q \dot{\mathbf{q}})_q \dot{\mathbf{q}} \quad (11)$$

این رابطه نیز با توجه به تفکیک شتاب ها به شتاب دورانی معلوم $\ddot{q}_i = \ddot{\phi}$ و شتاب های مجهول $\ddot{\mathbf{q}}_d = (\ddot{\eta}_1, \ddot{\eta}_2, \ddot{\theta}, \ddot{\psi}, \ddot{s})^T$ به صورت

$$\mathbf{C}_{q_i} \ddot{\mathbf{q}}_i + \mathbf{C}_{q_d} \ddot{\mathbf{q}}_d = -(\mathbf{C}_q \dot{\mathbf{q}})_q \dot{\mathbf{q}} \quad (12)$$

بازنویسی می شود. در نهایت شتاب های مجهول از رابطه

$$\ddot{\mathbf{q}}_d = -\mathbf{C}_{q_d}^{-1} (\mathbf{C}_{q_i} \ddot{\mathbf{q}}_i + (\mathbf{C}_q \dot{\mathbf{q}})_q \dot{\mathbf{q}}) \quad (13)$$

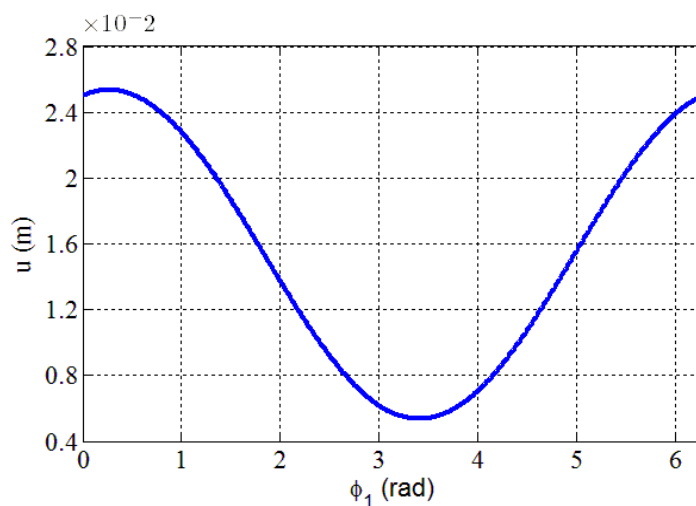
محاسبه می شوند. بدین ترتیب، با استفاده از روابط فوق می توان آنالیز سینماتیکی مکانیزم محرک سوزن در ماشین دوزندگی سردوز را انجام داد.

۴- نتایج و بحث

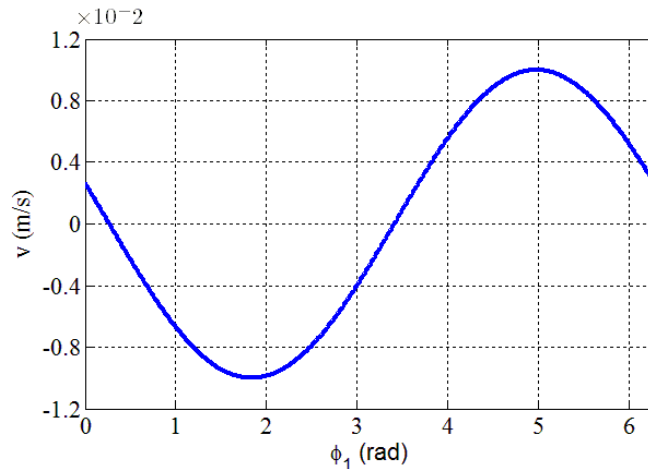
بر اساس روابط بیان شده در قسمت قبل، پس از استخراج معادلات قیود سینماتیکی مکانیزم محرک سوزن، آنالیز سینماتیکی به منظور تعیین مقادیر مجهول جابجایی، سرعت و شتاب انجام می گیرد. در این قسمت جهت اختصار نتایج حاصل از آنالیز سینماتیکی لغزنده FG (سوزن ماشین دوزندگی) مکانیزم شکل ۱ ارائه می گردد. جهت انجام محاسبات، از مقادیر زیر برای طول رابط های مکانیزم استفاده شده است:

$$\overline{AB} = 7/5, \quad \overline{BC} = 67, \quad \overline{CD} = 28/5, \quad \overline{DE} = 41/5, \quad \overline{EF} = 16, \quad \overline{FG} = 70.$$

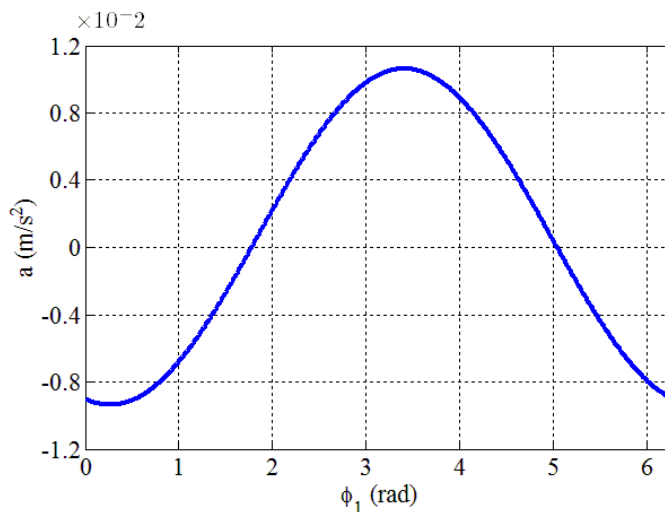
تمام ابعاد بر حسب میلیمتر بیان شده اند. نمودار تغییرات مقادیر جابجایی، سرعت و شتاب لغزنده FG بر حسب دوران محور ورودی مکانیزم به ازای سرعت زاویه ای ورودی $\dot{\phi} = 1 \text{ rad/s}$ به ترتیب در شکل های ۲ تا ۴ نشان داده است.



شکل ۲. نمودار تغییرات موقعیت سوزن بر حسب دوران محور اصلی



شکل ۳. نمودار تغییرات سرعت سوزن بر حسب دوران محور اصلی



شکل ۴. نمودار تغییرات شتاب سوزن بر حسب دوران محور اصلی

با توجه به نتایج فوق، در نقاط مرگ سوزن (نقاط توقف)، سرعت سوزن صفر شده، و شتاب آن به بیشترین مقدار عددی ممکن رسیده است. با توجه به کلی بودن و سراسر بودن روش آنالیز سینماتیکی بر اساس روابط دینامیک محاسباتی، براحتی می توان روش ارائه شده را برای سایر مکانیزم های موجود در ماشین دوزندگی سردوز به کار برد.

۵- مراجع

- [1] Shabana, A.A., Computational Dynamics, 3rd Edition, John Wiley & Sons, New York, 2010.
- [2] Przytulski, R., Zajaczkowski, J., Kinematic analysis of the sewing mechanisms of an overedge machine, Fibers & Textiles in Eastern Europe, 14, 79- 82, 2006.
- [3] Erdman, A.G., Sandor, G.N., Kota, S., Mechanism Design: Analysis and Synthesis, Vol.1, 4th Edition, Prentice Hall, 2001.