

طراحی مکانیزم وجین کن شفره ای (بخش دوم: تحلیل سینماتیکی و دینامیکی) (۹۲)

اکبر عرب محمد حس نی^۱، هادی صمیمی اخیجهانی^۲، محمد حسین کیانمهر^۳، حامد مهرآور^۴

چکیده

در بخش اول، مکانیزم چهار رابطی جدیدی برای انجام عملیات وجین مکانیکی ارائه شد. در طراحی این مکانیزم، روش نقاط دقت مورد استفاده قرار گرفت. هدف از تحقیق حاضر تحلیل سینماتیکی و دینامیکی مکانیزم ارائه شده در بخش اول به منظور مطالعه حرکت و نیروهای موجود در اعضا با استفاده از مفهوم تعادل دینامیکی می باشد. تحلیل دینامیکی یک سیستم بدون مطالعه سرعت و شتاب اعضای مکانیزم امکان پذیر نمی باشد (سینماتیک). در تحقیق حاضر مقدار سرعت، شتاب، نیروهای وارد بر اعضا و مقدار تغییرات گشتاور ورودی مورد نیاز مورد بررسی قرار گرفت. برای حل معادلات حاصله و ترسیم نمودارهای مربوطه برنامه انعطاف پذیری به کمک نرم افزار MATLAB تهیه گردید که توانایی محاسبه و ترسیم سرعت، شتاب، نیروهای وارد بر هر نقطه از مکانیزم و مقدار گشتاور ورودی مورد نیاز را دارا می باشد. نتایج به دست آمده نشان داد که روند تغییرات شتاب و نیرو در سیستم، پیوسته و در حد مطلوبی می باشد و مقادیر سرعت مطلق و شتاب مطلق برای نقطه انتهایی تیغه به ترتیب از $2/87$ تا $5/6$ متر بر ثانیه و 109 تا 17 متر بر مجذور ثانیه تغییر می کرد. با در نظر گرفتن نیروی مفصل ها و اعضای مکانیزم، نوع مواد و سطح مقطع برای هر عضو جداگانه حاصل می شود. مقدار گشتاور ورودی مورد نیاز جهت انجام کار، با در نظر گرفتن ماکزیمم مقدار آن (370 نیوتن متر) حاصل شد.

کلید واژه: دینامیک، گشتاور، مکانیزم چهار رابطی، وجین مکانیکی

^۱ - استادیار گروه مکانیک ماشین های کشاورزی، دانشگاه تهران، پردیس ابوریحان، پست الکترونیک: ahosseini@ut.ac.ir

^۲ - دانشجوی کارشناسی ارشد مکانیک ماشین های کشاورزی، دانشگاه تهران، پردیس ابوریحان

^۳ - استادیار گروه مکانیک ماشین های کشاورزی، دانشگاه تهران، پردیس ابوریحان

^۴ - دانشجوی کارشناسی ارشد مکانیک ماشین های کشاورزی، دانشگاه تهران، پردیس ابوریحان

یکی از مهمترین روش های کنترل علف هرز برای تولید محصولات کشاورزی استفاده از سموم شیمیایی است [۱]. فشارهای اجتماعی، آلودگی منابع آب و خاک و مسایلی نظیر آن سبب کاهش استفاده از سموم شیمیایی گشته است [۲, ۳]. استفاده از سموم شیمیایی در کشاورزی ارگانیک مجاز نبوده و سعی بر استفاده از روش های کنترل مکانیکی برای کنترل علف هرز می باشد. یکی از این روش ها استفاده از روش کنترل دستی علف هرز است ولی به علت سختی کار، هزینه های بالا و کمبود نیروی کارگری، کمتر مورد توجه قرار می گیرد. نگرانی های موجود در مورد منابع تجدید شونده اقتصادی و محیطی سبب می شود که از روش های بهینه سازی و تکنیک های افزایش راندمان کاری در انجام فعالیت های کشاورزی استفاده شود. از روش های مهم و موثر در کاهش میزان آلودگی آب و خاک، استفاده از تجهیزات مکانیکی با راندمان بالا در کنترل علف هرز است [۴].

در تحقیق قبلی، نوعی وچین کن بنام وچین کن شفره ای معرفی گردید. مکانیزم بکار رفته در این دستگاه از نوع صفحه ای بوده و دارای یک درجه آزادی می باشد. این نوع کولتیواتور با مکانیزم و حرکت خاصی که دارد، مزایایی نسبت به دیگر تجهیزات وچین دارد [۱]. مکانیزم معرفی شده چهار میله ای بوده (شکل ۱) و بر اساس حرکت دست کشاورز در حین وچین عمل می نماید. در بخش اول، تحلیل ابعادی سیستم و تاثیر سرعت وسیله بر مسیر حرکت مکانیزم بررسی شد. برای طراحی مکانیزم از روش سه نقطه دقت استفاده شد. در این تحقیق تحلیل دینامیکی و سینماتیکی سیستم مورد بررسی قرار می گیرد.

۲- متدولوژی

تحلیل دینامیکی یک ماشین عبارت است از مطالعه حرکتها و نیروها در قطعات مختلف ماشین. این تحلیل بدون مطالعه سرعتها امکان پذیر نمی باشد. میزان تغییرات سرعت بیانگر شتاب است که شتاب نیز با نیروهای وارده به هر عضو از مکانیزم متناسب است. بدست آوردن سرعت و شتاب هر جزء از مکانیزم برای محاسبه مقدار انرژی لازم برای حرکت مکانیزم ضروری است. هم چنین سرعت و شتاب می تواند در طراحی مکانیزم به عنوان پارامترهای طراحی در نظر گرفته شود [۵]. تحلیل سینماتیکی سیستم شامل بررسی سرعت و شتاب نقاط مختلف مکانیزم می شود. نتایج حاصله از تحلیل سینماتیکی برای آنالیز دینامیکی سیستم شامل نیروها و گشتاورهای لازم برای حرکت مکانیزم مورد استفاده قرار می گیرد.

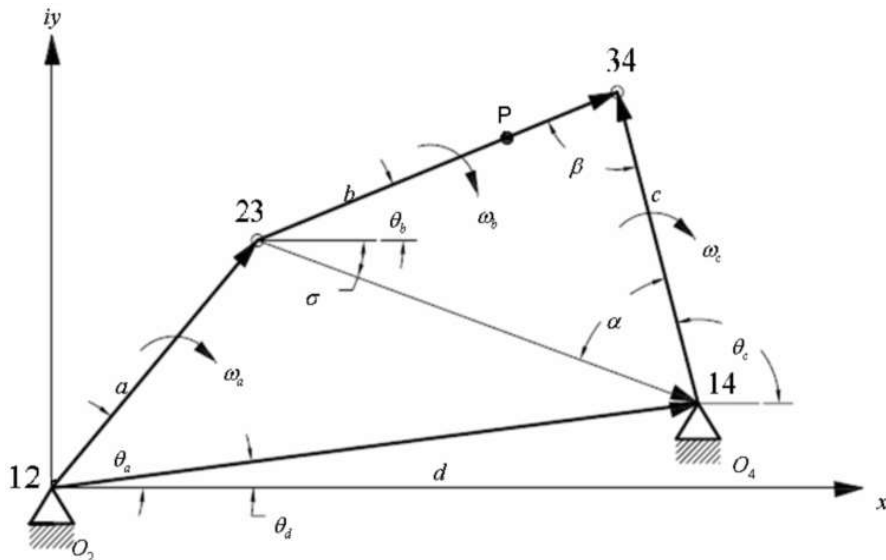
سرعت و شتاب هر جزء از مکانیزم را می توان با استفاده از دو روش ترسیمی و تحلیلی محاسبه نمود [۵, ۶]. روش ترسیمی روش بسیار ساده ای برای یافتن سرعت و شتاب یک مکانیزم می باشد، ولی دقت آن در مقایسه با روش تحلیلی کمتر است. در این روش سرعت و شتاب هر نقطه از مکانیزم با استفاده از روابط ریاضی محاسبه می شود. بدین صورت که ابتدا معادله حرکت نقطه مورد نظر با استفاده از شکل و با توجه به روابط هندسی بدست می آید [۷, ۸]، سپس با مشتق گیری از معادله حرکت، مقادیر سرعت و شتاب بدست می آید.

در تحقیق حاضر برای محاسبه سرعت و شتاب مکانیزم از روش تحلیلی استفاده شده است. این روش شامل یک سری معادلات هندسی است که در اکثر مواقع به علت پیچیده بودن، حل و محاسبه چنین معادلاتی به روش دستی امکان پذیر نمی باشد. بنابراین می توان از یک برنامه کامپیوتری برای حل چنین معادلاتی استفاده نمود [۶, ۷]. بدین جهت یک برنامه کامپیوتری انعطاف پذیر که بتواند برای تمام مکانیزم های چهار میله ای مورد استفاده قرار گیرد، تهیه گردید. برنامه مذکور، تحلیل دینامیکی سیستم را طی چهار مرحله انجام می دهد: الف- قبول اطلاعات از کاربر، ب- بوجود آوردن معادلات حاکم بر حرکت، ج- حل معادلات و د- اعلان نتایج و ترسیم منحنی های مورد نظر. در چنین برنامه ای با تغییر در پارامترهای دلخواه به عنوان ورودی سیستم می توان تغییرات ایجاد شده روی پارامترهای سینماتیکی و دینامیکی را مشاهده نمود [۵].

۲-۱- محاسبه سرعت

شکل ۱، شماتیکی از یک مکانیزم چهار میله ای همراه با مفصل های مربوطه را نشان می دهد. برای تعیین سرعت مطلق نقاط مختلف مکانیزم به روش تحلیلی مقادیر سرعت زاویه ای اعضا و مختصات مکانی نقطه دلخواه (مانند نقطه P) نسبت به نقطه

مبنا (O_2) نیاز می باشد (شکل ۱). برای بدست آوردن پارامترهای سرعت زاویه ای و سرعت مطلق، رابط ورودی را a ، کوپلر را b ، رابط خروجی را c و زمین را d در نظر می گیریم. با داشتن سرعت زاویه ای لنگ ورودی، سرعت زاویه ای کوپلر و به تبع آن سرعت زاویه ای رابط خروجی محاسبه می شود. با محاسبه سرعتهای زاویه ای رابط ها، می توانیم سرعت مطلق هر نقطه از مکانیزم را بدست آوریم. برای یافتن بردار جابجایی هر نقطه از کوپلر، مقدار زاویه θ_b باید تعیین گردد.



شکل ۱- تعیین مختصات نقطه ای از کوپلر (P) به روش برداری

با توجه به شکل ۱، از معادلات برداری و تبدیل آن ها به معادلات موهومی داریم [۷]:

$$\vec{d} = \vec{a} + \vec{s} \quad (۱)$$

$$de^{i\theta_d} = ae^{i\theta_a} + se^{i\sigma} \quad (۲)$$

$$d(\cos \theta_d + i \sin \theta_d) = a(\cos \theta_a + i \sin \theta_a) + s(\cos \sigma + i \sin \sigma) \quad (۳)$$

با فرض $\theta_d = 0$ ، O_4 و O_2 در یک راستا قرار می گیرند، بنابراین با تفکیک قسمت موهومی و قسمت حقیقی معادله (۳) می توان نوشت:

$$d = a \cos \theta_a + s \cos \sigma \quad (۴)$$

$$0 = a \sin \theta_a + s \sin \sigma \quad (۵)$$

با حل همزمان معادلات ۴ و ۵ داریم:

$$\sigma = \tan^{-1} \left(\frac{a \sin \theta_a}{a \cos \theta_a - d} \right) \quad (۶)$$

$$s = \frac{d - a \cos \theta_a}{\cos \sigma} \quad (۷)$$

حال با استفاده از قانون کسینوس ها در مثلثات برای محاسبه زاویه θ_b خواهیم داشت:

$$\theta_b = \cos^{-1} \left(\frac{(b^2 + s^2) - c^2}{2bs} \right) - \sigma \quad (۸)$$

با معلوم بودن مقادیر a ، b ، θ_a و θ_b مختصات نقطه p روی کوپلر برابر خواهد بود با:

$$x_p = a \cos(\theta_a) + b \cos(\theta_b) \quad (۹)$$

$$y_p = a \sin(\theta_a) + b \sin(\theta_b) \quad (۱۰)$$

با دوران لحظه ای رابط a ، زاویه θ_a تغییر نموده و به تبع آن مقدار زاویه θ_b نیز تغییر می کند. تغییر مکان لحظه ای نقطه P با تغییر لحظه ای مقدار θ_a یا دوران لنگ از معادلات (۹) و (۱۰) بدست می آید.
مرحله بعد یافتن تغییرات سرعت زاویه ای و سرعت مطلق نقطه P می باشد که از تغییر مکان این نقطه حاصل می شود. برای یافتن سرعت مطلق هر نقطه بر روی رابط های b و c مقادیر ω_b و ω_c مورد نیاز است:

$$a \cos \theta_a + b \cos \theta_b - c \cos \theta_c - d \cos \theta_d = 0 \quad (11)$$

$$a \sin \theta_a + b \sin \theta_b - c \sin \theta_c - d \sin \theta_d = 0 \quad (12)$$

با فرض $\theta_d = 0$ مقادیر ω_b و ω_c از حل توأم معادلات (۱۱) و (۱۲) بدست می آید:

$$\omega_b = \frac{a \omega_a \sin(\theta_d - \theta_a)}{b \sin(\theta_d - \theta_b)} \quad (13)$$

$$\omega_c = \frac{a \omega_a \sin(\theta_a - \theta_b)}{c \sin(\theta_d - \theta_b)} \quad (14)$$

با بدست آوردن سرعت زاویه ای رابط های کوپلر و خروجی می توانیم سرعت مطلق هر نقطه از مکانیزم را بیابیم. بنابراین با در نظر گرفتن نقطه P می توان نوشت:

$$V_p = a \omega_a e^{i\theta_a} + A_p \omega_b e^{i(\theta_b + \sigma)} \quad (15)$$

در رابطه (۱۵) مقدار ω_a (به عنوان سرعت دورانی لنگ ورودی) در محاسبات، ۲۷۰ rpm در نظر گرفته شده است.

۲-۲- محاسبه شتاب

بعد از محاسبه سرعت زاویه ای هر رابط و سرعت مطلق نقطه P (نسبت به زمین)، مرحله بعد بررسی مولفه های شتاب سیستم می باشد. مولفه های شتاب در سیستم باعث بوجود آمدن نیروهای دینامیکی در اعضا و مفصل های ارتباط دهنده مکانیزم می شوند [۸]. یکی از اهداف مهم بررسی شتاب، کاستن مقادیر شتابهای زاویه ای در اعضای مکانیزم می باشد. اگر شتاب زاویه ای اعضای مکانیزم از حد معینی تجاوز کند، لرزش و ارتعاش زیادی در سیستم پدید آمده و حرکت مکانیزم دچار اختلال می گردد. بنابراین عملکرد مناسب مکانیزم تابعی از خصوصیات شتاب اعضا می باشد. در قسمت ۱-۲ مقادیر ω_b و ω_c با استفاده از روابط مربوطه محاسبه شد. با مشتق گیری از معادلات (۱۳) و (۱۴) (سرعت زاویه ای اعضای b و c نسبت به زمان)، و حل معادلات حاصله، روابط (۱۶) و (۱۷) که معرف شتاب های زاویه ای اعضای c و d می باشند بدست می آید:

$$\alpha_b = \frac{-a \alpha_a \sin(\theta_c - \theta_a) + a \omega_a^2 \cos(\theta_c - \theta_a) + b \cos(\theta_c - \theta_a) - c \omega_c^2}{b \sin(\theta_c - \theta_b)} \quad (16)$$

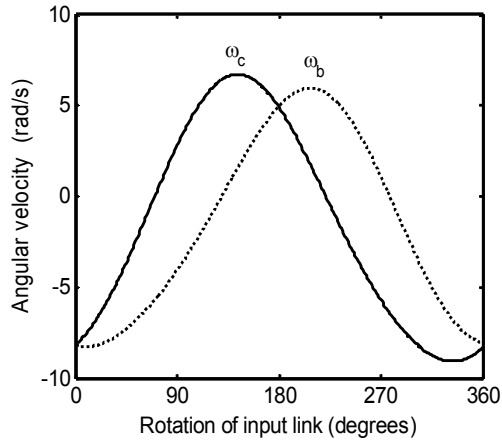
$$\alpha_c = \frac{a \alpha_a \sin(\theta_c - \theta_a) - a \omega_a^2 \cos(\theta_b - \theta_a) + b \cos(\theta_b - \theta_a) - b \omega_b^2}{b \sin(\theta_b - \theta_c)} \quad (17)$$

با بدست آوردن شتابهای زاویه ای کوپلر و رابط خروجی، به تبع آن شتاب مطلق هر نقطه از مکانیزم مانند نقطه P واقع بر روی کوپلر محاسبه می شود.

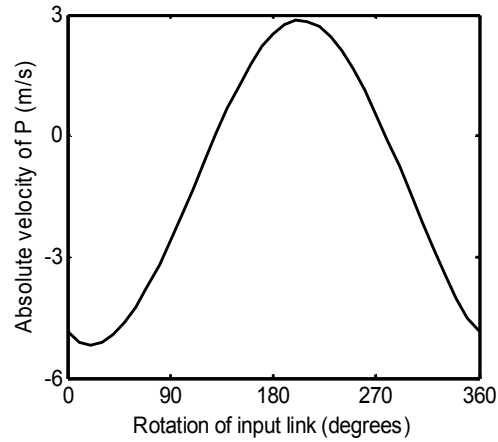
$$A_p = (a \omega_a^2 + a \alpha_a) e^{i\theta_a} + (-p \omega_b^2 + p \alpha_b) e^{i(\theta_b + \sigma)} \quad (18)$$

همانطوری که اشاره شد، یکی از مشکلات روش حل تحلیلی استفاده از معادلات پیچیده برای تحلیل مکانیزم می باشد. خصوصاً هنگامی که موقعیت اعضای مکانیزم با چرخش لنگ ورودی تغییر نماید. بنابراین روند تحلیل سرعت و شتاب مکانیزم به صورت یک برنامه کامپیوتری با استفاده از نرم افزار *MATLAB* تعریف شد که این برنامه قابلیت ترسیم نمودارهای مسیر، سرعت و شتاب هر نقطه از مکانیزم را دارا است.

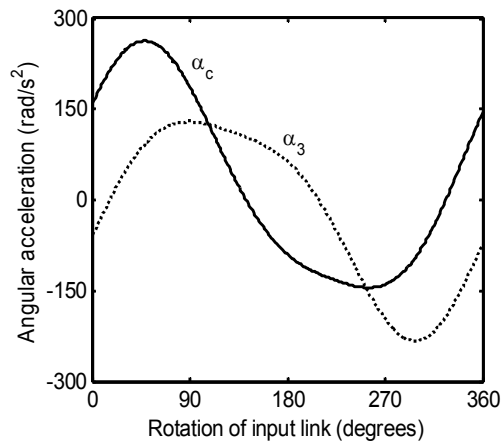
بخشی از خروجی های این برنامه در شکل ۲ نشان داده است. در این نمودارها، تغییرات سرعت و شتاب زاویه ای اعضای b و c در مقابل دوران لنگ ورودی ترسیم شده است. لازم به ذکر است که سرعت دورانی لنگ ورودی ثابت و به مقدار 270 rpm در نظر گرفته شده است.



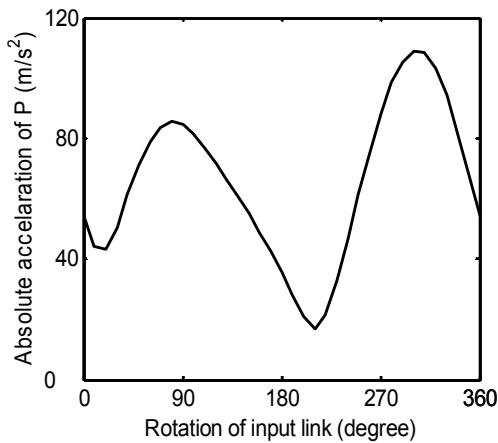
(a) تغییرات سرعت های زاویه ای اعضای b و c



(b) تغییرات سرعت مطلق نقطه P (نوک تیغه)



(c) تغییرات شتاب های زاویه ای اعضای b و c



(d) تغییرات شتاب مطلق نقطه P (نوک تیغه)

شکل ۲- تغییرات سرعت و شتاب اعضای مکانیزم

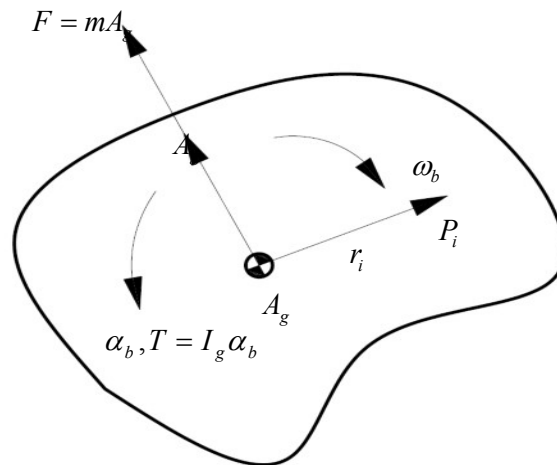
۲-۳- محاسبه نیرو و گشتاور

۲-۳-۱ نیروهای دینامیک

نتایج حاصل از میحث سینماتیکی (سرعت و شتاب) مکانیزم در تحلیل دینامیکی سیستم استفاده می گردد. عبارات دینامیک، دینامیک ماشین و دینامیک سیستم های مکانیکی (مکانیزم ها) مفاهیم و کاربرد های متفاوتی دارد که هر کدام باید در موقعیت خاص خود مورد استفاده قرار گیرد [۵]. در این تحقیق از مفهوم دینامیک سیستم های مکانیکی استفاده شده که بیانگر رابطه نیرو، گشتاور و حرکت می باشد.

بررسی نیروهای درونی و خارجی وارد بر اعضای مکانیزم و مفاصل ارتباط دهنده در توصیف عملکرد نهایی سیستم بسیار ضروری و مهم است. علاوه بر بررسی سیستم از نظر نیرویی، گشتاور ورودی مورد نیاز جهت انجام کار توسط مکانیزم بایستی مورد تحلیل قرار گیرد [۹].

برای شروع تحلیل نیرویی مکانیزم ابتدا عضوی مانند b ، که نیروهای وارد بر مرکز جرم آن در شکل ۳ نشان داده شده است را در نظر می گیریم.



شکل ۳- نیروهای وارد بر مرکز جرم رابط b

با در نظر گرفتن شکل ۳ می توان نوشت:

$$A_{pi} = A_g + A_{(pi)g} \quad (۱۹)$$

با توجه به قانون دوم نیوتن برای محاسبه مقدار نیروی وارده به ذره P_i ، می توان نوشت:

$$\frac{dM_{pi}}{dt} = m_i \frac{dV_{pi}}{dt} = m_i A_{pi} = m_i [A_g - r_i \omega^2 + r_i \alpha_b e^{i\pi/2}] = F_i \quad (۲۰)$$

که در آن m_i جرم ذره و M مومنتم (بردار مختلط) می باشد.

در نتیجه نیروی کل وارده به رابط b برابر خواهد بود با:

$$F = \sum F_i = \sum m_i A_g - \sum m_i r_i \omega^2 + \sum m_i r_i \alpha_b e^{i\pi/2} \quad (۲۱)$$

با در نظر گرفتن فرضیات زیر می توان معادله (۲۱) را بصورت معادله (۲۲) نوشت:

الف) در هنگام جمع نیروها مقدار شتاب مرکز ثقل ثابت می باشد (جمله اول).

ب) مقدار α_b و ω^2 را می توان از سری بیرون آورد، چون فرض می شود که در هنگام آنالیز، مقدار این دو پارامتر در محل اعمال نیرو ثابت و معین است (جملات دوم و سوم).

ج) علامت منفی جمله دوم بخاطر مرکزگرا بودن نیرو است.

$$F = \sum F_i = A_g \sum m_i - \omega^2 \sum m_i r_i + \alpha_b e^{i\pi/2} \sum m_i r_i \quad (۲۲)$$

با در نظر گرفتن $\sum m_i r_i = 0$ و $\sum m_i = M$ برای گشتاورهای وارده به جسم می توان نوشت:

$$T = Fr = \sum m_i r_i \alpha_b r_i = \alpha_b \sum m_i r_i^2 \quad (۲۳)$$

که معادله (۲۳) بیانگر مومنتم جرمی نیروهای اینرسی عضو b حول مرکز ثقل آن است، یعنی:

$$T = I_g \alpha_b \quad (۲۴)$$

نتیجه حاصل از این بحث، استخراج قانون تعادل دالامبر است:

$$\sum F_x + (-MA_{gx}) = 0 \quad (۲۵)$$

$$\sum F_y + (-MA_{gy}) = 0 \quad (26)$$

$$\sum T + (-I_g \alpha_b) = 0 \quad (27)$$

روابط (25)، (26) و (27) نشان دهنده تعادل دینامیکی جسم در صفحه می باشند که $(-MA_{gx})$ و $(-MA_{gy})$ به عنوان نیروهای داخلی و $(-I_g \alpha_b)$ گشتاور داخلی شناخته می شوند.

۲-۳-۲- آنالیز دینامیکی نیرو به کمک اعداد مختلط

هدف از آنالیز دینامیکی، تعیین میزان نیروها (خصوصاً نیروهای تکیه گاهی) و گشتاورهای وارده به اعضا با استفاده از مفهوم تعادل دینامیکی، نیروها و گشتاورهای اینرسی است. برای آنالیز دینامیکی مکانیزم های صفحه ای دو روش وجود دارد [5, 6] که عبارتند از: الف) روش جمع آثار ب) روش حل ماتریسی. در هر دو روش فرض می شود که اعضا صلب بوده، بین های اتصال بدون اصطکاک می باشند و تماس بین ها با اعضا در طول حرکت یک تماس مستمر و پیوسته باشد. در این تحقیق از روش حل ماتریسی برای حل معادلات مربوطه استفاده شده است. از مزایای این روش می توان به استخراج سریع معادلات حرکت، عدم نیاز به تعیین جهت اعمال نیرو و گشتاور و همچنین سازگاری این روش با نرم افزارهای برنامه نویسی، اشاره کرد. ولی در عین حال این روش دارای حجم محاسبات زیادی می باشد.

۲-۳-۳- تئوری روش حل ماتریسی

با توجه به شکل 4 و با فرض اینکه در هر دیاگرام آزاد، نیروهای اینرسی به مرکز جرم عضو وارد می شود، روابط (28) تا (36) بیانگر معادلات تعادل هر عضو می باشد.

$$[F_I] = [L][F_B] \Rightarrow [F_B] = [L]^{-1}[F_I] \quad (37)$$

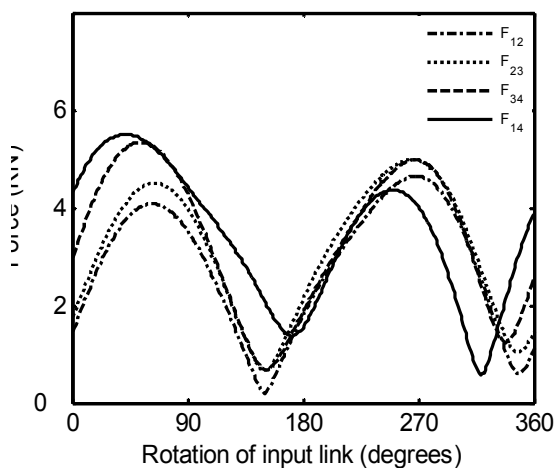
ماتریس حاصل از معادله ۳۷ بصورت ماتریس ۳۸ نشان داده شده است:

$$[F_I] \quad [L] \quad [F_B]$$

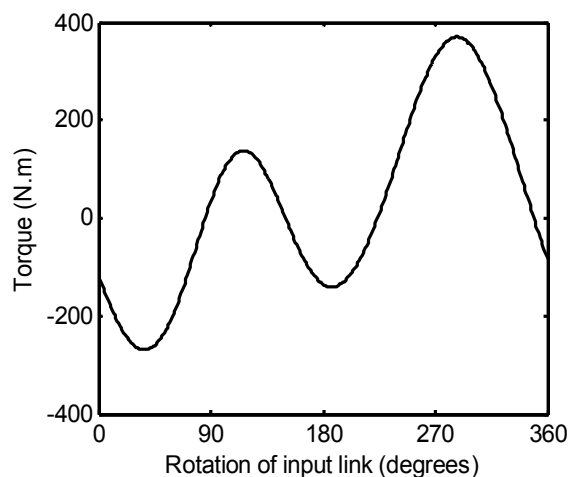
$$\begin{bmatrix} F_{oax} \\ F_{oay} \\ T_b \\ F_{ocx} \\ F_{ocy} \\ T_b \\ F_{ocx} \\ F_{ocy} \\ T_b + T_L \end{bmatrix} \begin{bmatrix} -1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -r_{ga} \sin \theta_a & r_{ga} \cos \theta_a & -1 & -R_a \sin \theta_a & -R_a \cos \theta_a & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -r_{gb} \sin \theta_b & r_{gb} \cos \theta_b & -R_b \sin \theta_b & R_b \cos \theta_b & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & -1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & R_c \sin \theta_c & -R_c \cos \theta_c & -r_{gc} \sin \theta_c & r_{gc} \cos \theta_c \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_{dax} \\ F_{day} \\ T_s \\ F_{abx} \\ F_{aby} \\ F_{bcx} \\ F_{bcy} \\ F_{dcx} \\ F_{dcy} \end{bmatrix}$$

معادله ۳۸ - ماتریس مونتاژ شده نیرو و گشتاور با فرض $R_c = r_c - r_{gc}$ و $R_b = r_b - r_{gb}$ ، $R_a = r_a - r_{ga}$

نکته اینکه در ماتریس (۳۸) برای رسیدن به جواب، حل همزمان معادله مورد نیاز است. بنابراین با هر تغییر جزئی در مکانیزم در اثر چرخش لنگ ورودی، ماتریسی مشابه ماتریس (۳۸) حاصل می‌گردد. انجام چنین عملیاتی اگر به روش دستی صورت گیرد، بسیار طاقت فرسا و خسته کننده خواهد بود [۹، ۱۰]. بنابراین در این قسمت نیز برای تحلیل نیرو و گشتاور از نرم افزار *MATLAB* استفاده گردید. لازم به ذکر است که خروجی های برنامه سرعت و شتاب به عنوان ورودی های این بخش از تحلیل مکانیزم در نظر گرفته شده است. این برنامه مقادیر نیرو در اعضای مکانیزم و گشتاور ورودی را که با گردش لنگ ورودی (تغییرات v_a) تغییر می‌کند، ترسیم می‌نماید. بخشی از خروجی های این برنامه در شکل ۵ و شکل ۶ نشان داده شده است.



شکل ۶- تغییرات نیروی مفصلی اعضای مکانیزم نسبت به دوران لنگ ورودی (a)



شکل ۵- تغییرات گشتاور ورودی مورد نیاز مکانیزم نسبت به دوران لنگ ورودی (a)

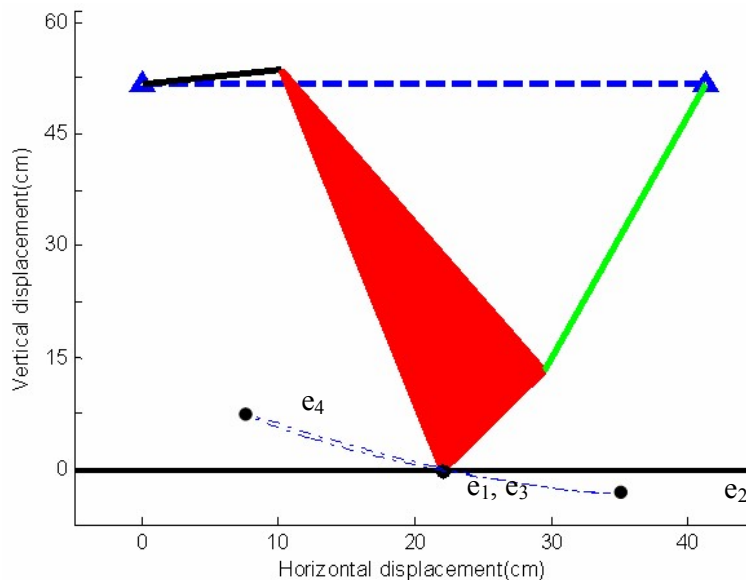
۳- بحث و نتیجه گیری

اطمینان از اهرم بندی مکانیزم طراحی شده در نداشتن شتاب زیاد و نامناسب و در نتیجه حرکت نسبتا ملایم و بدون لرزش مکانیزم اهمیت به سزایی دارد. در صورتیکه مقادیر شتاب زاویه ای اعضای مکانیزم از حد معینی تجاوز نماید، و یا هر گونه پرش در

نمودار شتاب زاویه ای مشاهده گردد، مولفه شتاب بایستی به عنوان یکی از پارامترهای اساسی در بهینه سازی مکانیزم در نظر گرفته شود. همانطوری در شکل C-۲ مشاهده می شود، روند تغییرات شتابهای زاویه ای اعضای b و c که با دوران لنگ ورودی تغییر می یابد، کاملاً پیوسته می باشد.

برای یک طراحی مناسب علاوه بر بررسی تحلیل سینماتیکی سیستم، تحلیل نیرو و گشتاور نیز ضروری است. شکل ۶ مقادیر نیروهای وارد بر هر مفصل با دوران لنگ ورودی را نشان می دهد. همانطوری که از این نمودار ها پیداست، مقدار نیروی مفصلی F_{14} بیشترین مقدار می باشد. با استفاده از نیروهای مفصلی، مقدار نیروهای وارد بر هر عضو حاصل می شود. لازم به ذکر است که مرکز جرم اعضای مکانیزم در خلال سیکل حرکت ثابت نمی ماند بنابراین اینرسی معادل اعضای مکانیزم ثابت نبوده و مستقیماً در روند تغییرات نیرو تاثیر خواهد گذاشت. با در نظر گرفتن نیروهای وارده به مفصل ها و اعضای مکانیزم جنس مواد و سطح مقطع برای اعضای مکانیزم حاصل می شود.

نقاط نشان داده شده در شکل ۷ (e_1, e_2, e_3, e_4) نقاط بحرانی مکانیزم از لحاظ نیرویی می باشند. در این شکل e_1 نقطه ورود به خاک، e_2 نقطه برگشت (تغییر جهت) تیغه در خاک، e_3 نقطه خروج تیغه از خاک و e_4 نقطه بحرانی چرخش مکانیزم می باشند. زاویه متناظر لنگ ورودی برای نقطه e_1 350° درجه، نقطه e_2 57° درجه، نقطه e_3 148° درجه و نقطه e_4 262° درجه می باشند. با مراجعه به شکل ۶ مشخص است که این نقاط، نقاط پیک^۱ نیرویی می باشند.



شکل ۷- بررسی نقاط بحرانی حرکت مکانیزم

در شکل ۵ نمودار تغییرات گشتاور ورودی مورد نیاز برای ایجاد حرکت در مکانیزم ترسیم شده است. در این نمودار مقادیر تغییرات گشتاور ورودی در مقابل چرخش لنگ ورودی با سرعت دورانی 270 rpm ترسیم شده است. همانطوری که از نمودار پیداست، برای حرکت پیوسته سیستم بایستی منبع قدرت بتواند تقریباً گشتاوری معادل 370 N.m تولید نماید. در غیر اینصورت حرکت مکانیزم دچار اشکال خواهد شد.

در مدل تهیه شده، سیستم فقط از لحاظ مسیر حرکت مورد بررسی قرار گرفته است تا تطابق حرکتی با مقادیر بدست آمده از نرم افزار را داشته باشد. تاثیر متقابل سرعت دورانی و سرعت پیشروی باعث ایجاد فاصله خالی^۲ یا همپوشانی^۳ می گردد که بایستی تا حد امکان کاهش یابد. هنوز آزمایشهایی برای بررسی مطابقت سرعت و شتاب مدل با مقادیر تئوری انجام نگرفته است.

¹ peak
² gap
³ overlap

در این تحقیق فقط از یک سرعت دورانی و یک سرعت پیشروی ورودی برای بررسی سینماتیکی و دینامیکی مکانیزم استفاده شده است. با توجه به اینکه سرعت پیشروی دستگاه‌های وجین بین ۳-۵ km/hr است بنابراین بایستی مسیر حرکت مکانیزم در این محدوده مورد بررسی قرار گیرد و مکانیزم از لحاظ حرکتی بهینه شود. پس از بهینه سازی مکانیزم از لحاظ حرکتی بایستی سرعت و شتاب مکانیزم مورد مطالعه قرار گرفته و اگر دارای نوسانهای غیر متعارف و یا هر گونه ناهمگونی دیگر باشد، از لحاظ دینامیکی و سینماتیکی بهینه گردد.

در بررسی های آینده تاثیر مولفه های سینماتیکی و دینامیکی بر روی ارتعاش اعضا و مقدار ارتعاش انتقال یافته به پایه های مکانیزم(شاسی) مورد بررسی قرار خواهد گرفت.

منابع:

1. Arabhosseini.A, Samimi.H, Massah.J, Mehravar.H, *Design of a mechanism for a new cultivator (Part 1: path generation and dimensional synthesis). Scientific journal of abourayhan campus -Tehran University, 2007Aug*
2. Kurstjens.D.A.G, *precise tillage system for enhanced non-chemical weed management. Soil & tillage Research, 2006.*
3. N.D. Tillett, T. Haguea, A.C. Grundy, A.P. Dedousis, *Mechanical within-row weed control for transplanted crops using computer vision. BIOSYSTEMS ENGINEERING, 2007.*
4. Arabhosseini.A, Samimi.H, Mehravar.H., *Computerized design of a new prototype cultivator. First International Conference on Computer and Computing Technologies in Wuyishan (China), Aug.18 th to 20 th of 2007. Agriculture (CCTA2007), 2007.*
5. Erdman.A.G, Sandor.G.N. , *Mechanism design: Analysis and synthesis. 1991. 1: p. 530.*
6. Mabie.H.H., Reinholtz.C.F, *Mechanisms and dynamics of machinery. 1987(john wiley).*
7. Farzad. A, *Mechanism design. 2004(Ferdowsi University).*
8. Martin.G.H, *Kinematics and Dynamics of Machines. 1982(McGraw-Hill).*
9. Paul.B, Krajinovic.K, *Computer analysis of machines with planar motion, Part 1—Kinematics. Part 2—Dynamics. ASMEJournal of Applied Mechanics, 1970. 37: p. 697-712.*
10. Wang.Y.X, Yan.H.S, *Computerized rules-based regeneration method for conceptual design of mechanisms. Mechanism and machine theory, 2002. 37: p. 833-849.*