تحلیل دینامیکی یک سیستم بالابرهیدرولیکی پشت تراکتوری

داود کلانتری[۱]، سید رضا موسوی[۲]، قدیرتقی زاده مقدم[۳]،حسین جفتکار[۴]

۱و۲و۳و۴- دانشگاه علوم کشاورزی و منابع طبیعی ساری، کیلومتر ۹ جاده دریا

(dkalantari2000@yahoo.com)

چکیده:

دراین مقاله یک سیستم بالابرهیدرولیکی پشت تراکتوری جهت بلند کردن و بارگیری محصولات سنگین زراعی و ادوات سنگین کشاورزی ازنظرسینماتیکی (جابجایی، سرعت وشتاب) بررسی گردیده است. سیستم مذکوردارای یک درجه آزادی بوده که با زاویه میله های رابط مکانیزم بالابرمشخص می شود. با توجه به متقارن بودن مکانیزم ، تحلیل ها در صفحه انجام گرفته است. نیروهای فعالی که درتغییرمکان بالابردخالت دارند عبارتند ازوزن بارمرده ونیروهای مربوط به سیلندرهیدرولیک. تجزیه تحلیل و ترسیم نمودارهای مربوط به کارکرد مکانیزم بالابرمانند جابجایی اجزای مکانیزم، سرعت زاویه ای اجزا و شتاب قطعات بالابر بااستفاده از نرم افزار Matlab صورت گرفته است. نتایج بدست آمده نشان داد که حداقل فشارموردنیازسیستم هیدرولیک باید برای شروع حرکت طراحی گردیده و سیلندر هیدرولیک به صورت مایل ($\theta > ۰$) نصب گردد. با توجه به مقادیر سرعت زاویه ای بالا در شروع کار سیلندر هیدرولیک ومیله های رابط تا حد ممکن باید سیلندر هیدرولیک ومیله های رابط از زاویه های بزرگتراز صفر درجه شروع به حرکت نمایند.

کلمات کلیدی: بالابر هیدرولیکی، سرعت، شتاب ، مکانیزم، هیدرولیک.

مقدمه :

اکثرمردم بخصوص کشاورزان برای جابجایی وحمل وسایل نسبتا سنگین وبارگیری این وسایل به کامیون ویا سایروسایل حمل ونقل دچارمشکل هستند.مثلا برای قراردادن یک ابزار۵۰۰ کیلوگرمی درون کامیون به چند نفر نیازاست که ممکن است همیشه این افراد حاضر نباشند. بعلاوه این کار مستلزم وقت وانرژی نسبتا زیاد می باشد. برای کاربری های صنعتی و درون شهری وسیله مناسب این کار یعنی لیفتراک در دسترس بوده و قابل استفاده است . لیکن این وسیله اغلب به دور از دسترس کشاورزان بوده، از طرف دیگر کاربری آن در داخل مزرعه مشکل می باشد. بنابراین در این کار تحقیقاتی ما در صدد برآمدیم تا سیستم بالابر هیدرولیکی پشت تراکتوری راطراحی کنیم. این وسیله ساده وارزان قیمت می تواند به عنوان یک وسیله یدکی دراختیارکشاورزان قرار گیرد.این دستگاه در دو نوع اتصال سه نقطه تراکتوری و نوع کششی با دو چرخ حامل هیدرولیکی با تغییر ارتفاع چرخ ها قابل طراحی و ساخت می باشد. این بالابر توسط دوجک هیدرولیکی که درزیرسیستم بازاویه مشخص نسبت به زمین نصب می باشد،حمایت می گردد. این جک های هیدرولیکی ازروغن هیدرولیکی تراکتوراستفاده می کنند. مکانیزم کارباین سیستم به این صورت است که وقتی وسیله مورد نظرروی آن قرار می گیرد بوسیله نیروی سیلندرهای هیدرولیکی تا ارتفاع مشخصی ازسطح زمین بالا میرود (تا ارتفاع کف نیسان یا کامیون) وسپس یک مسیرافقی راتا

درون کامیون طی می کند. این مسیر افقی به وسیله غلتک هایی که دربالابرتعبیه شده ،عملی می شود. در نوع کششی آن بدنه بالابر ابتدا بر روی زمین قرار گرفته و چرخ ها توسط جک های هیدرولیک بالا می روند. پس از بارگیری، چرخ ها پایین آمده بدنه بالابر بالا می رود، سپس این وسیله کششی توسط تراکتور می تواند تا مسافت طولانی تری در داخل و خارج مزرعه حرکت کند و در محل مورد نظر با تغییر ارتفاع بالابر جابجایی بار صورت می گیرد. نوع اتصال سه نقطه این وسیله در داخل دانشگاه در حال طراحی و ساخت می باشد.

در این مقاله روش ریاضی بکار گرفته شده برای محاسبه جابجایی – سرعت وشتاب نسبت به روشهای دیگر مانند روش مراکزآنی دوران، روش روابط سینماتیکی ، روش مولفه سرعت ها و.... ساده تر بوده و در عین حال جامع تر می باشد. به عنوان مثال روش مرکز آنی دوران فقط مقادیر سرعت ها را در یک لحظه می دهد و برای لحظه بعدی باید مرکز آنی دوران جدید را بدست آورد که کار وقت گیری است، در صورتی که روش بکار گرفته شده در این مقاله مقادیر سرعت ها را در تمام لحظه ها ارائه می دهد.

تجزیه و تحلیل سینماتیکی مکانیزم بالابر

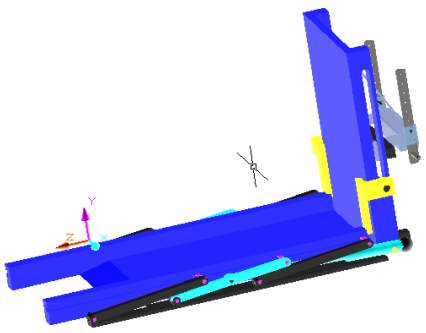
ترسیم دو بعدی و سه بعدی از بالابر مورد نظر در این طرح در شکل ۱ نشان داده شده است. جهت شروع به کار نمودن سیستم، تغییرات زاویه θ مربوط به میله های رابط از صفر درجه شروع و تا $\theta = ۹۰^{o}$ ادامه پیدا می کند. در لحظه انتهای کار تمام میله های رابط بصورت عمودی قرار گرفته و سیلندر هیدرولیک به انتهای کورس خود می رسد. در این شرایط فشار سیستم هیدرولیک به حداکثر مقدار خود رسیده و از طریق یک سوپاپ فشارشکن به مخزن تخلیه می گردد. در عمل ارتفاع بالابری همواره یکی از مفروضات طراحی بوده و در این زمان وظیفه طراح است که اجزای مکانیزم بالابر را طوری انتخاب نماید که با عملی شدن این خواسته بهترین نتایج از عملکرد سیستم، شرایط اقتصادی بهینه طرح، حداقل فشار مورد نیاز سیستم هیدرولیک و حداقل تنش در اجزا بدست آید.

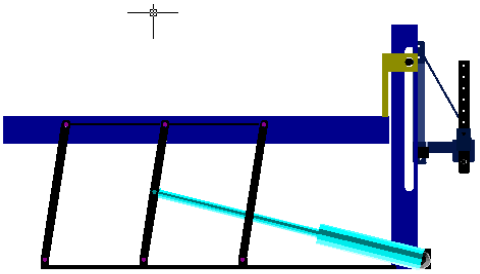
نحوه تغییرات زاویه میله های رابط (θ) و سرعت زاویه ای آنها (ω) به طور مستقیم از سرعت باز وبسته شدن جک پیروی می کند . مقادیر درنظر گرفته شده برای ابعاد بالابر در شکل ۲ نشان داده شده است.

با فرض ثابت بودن سرعت باز و بسته شدن جک (pV) ، تغییر طول سیلندر هیدرولیک نسبت به زمان برابر خواهد بود با:

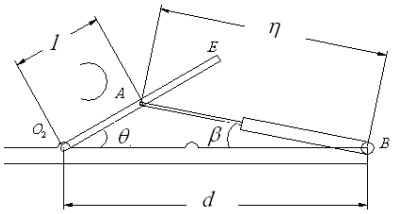
$$\eta = \eta_0 + v_p \cdot t \qquad (۱)$$

$$(\eta_0 = d - l, \eta_{\text{پ}} \quad \text{پ} = \sqrt{l^2 + d^2}) \qquad (۲)$$





شکل ۱ : ترسیم سه بعدی از بالابر در حالت خوابیده (بالا) و دو بعدی در حالت ایستاده (پایین)



$$d = 1.5m$$
$$l = 0.6m$$
$$\eta_0 = 0.9m$$
$$\beta_0 \approx 0°$$
$$V_p = 5cm/s$$

شکل ۲ : نمای جانبی مکانیزم بالابر نشان دهنده نحوه تغییرات زاویه میله های رابط

سرعت زاویه ای میله های رابط (ω_2) با در نظر گرفتن هندسه بالابر نشان داده شده درشکل ۲ بصورت زیر قابل محاسبه است.

$$\eta^2 = [l\sin\theta]^2 + [d - l\cos\theta]^2$$

$$\rightarrow \frac{d\eta}{dt} = \frac{l}{\eta}(d\sin\theta)\frac{d\theta}{dt} \rightarrow \dot{\theta} = \frac{\eta\dot{\eta}}{ld\sin\theta}$$

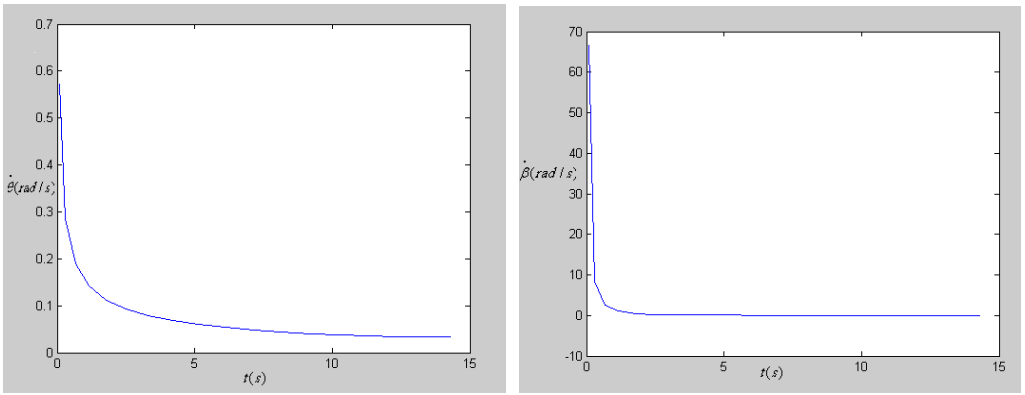
$$\xrightarrow{\dot{\eta}=v_p} \dot{\theta} = \omega_2 = \frac{\eta.v_p}{ld\sin\theta}$$

$$\omega_2 = \frac{v_p \cdot \sqrt{(l\sin\theta)^2 + (dl\cos\theta)^2}}{ld\sin\theta} \qquad (۳)$$

با توجه به شکل ۲ سرعت زاویه ای سیلندر هیدرولیک برابر با تغییرات زاویه β نسبت به زمان می باشد. لذا داریم:

$$\dot{\beta} = \omega_4 = \frac{v_p\cos\theta - \omega_2 l\sin\theta}{\eta\sin\theta} \qquad (۴)$$

تغییرات ω_2 وω_4 نسبت به زمان در شکل ۴ نشان داده شده است.



شکل ۴ : تغییرات سرعت زاویه ای الف) میله های رابط (بالا) و ب) سیلندر هیدرولیک (پایین) نسبت به زمان

با توجه به رابطه بدست آمده برای ω_2 و ω_4 می توان شتاب زاویه ای میله های رابط و سیلندر هیدرولیک را از طریق دیفرانسیل گیری ازω_2 و ω_4 بدست آورد:

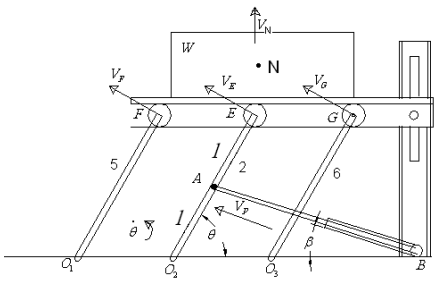
$$\alpha_2 = \frac{v_p{}^2 - \omega_2{}^2 \cdot ld\cos\theta}{ld\sin\theta} \qquad (۵)$$

$$\alpha_4 = \frac{-[2v_p\omega_4\sin\beta + \alpha_2 l\sin\theta + \omega_2^2 l\cos\theta + \eta\omega_4\cos\beta]}{\eta\sin\beta} \qquad (۶)$$

محاسبه سرعت بالا بردن بار:

با توجه به نوع سیستم وتحلیل سرعت با استفاده از روش تجزیه ی مولفه ها میتوان گفت که سرعت زاویه ای میله های رابط ۵،۲ و۶ با هم برابر بوده وداریم (شکل ۶):

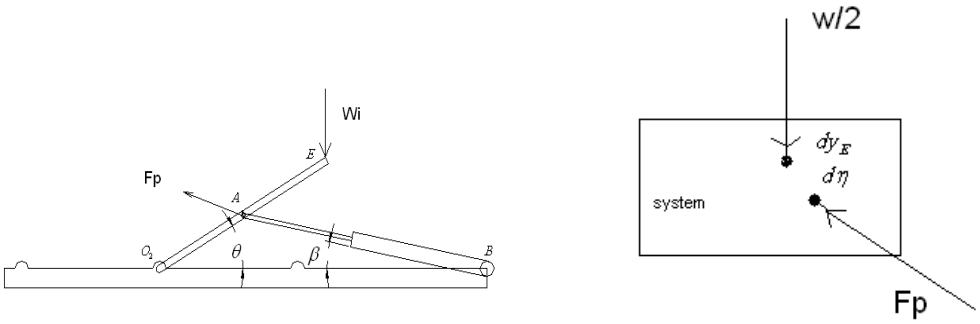
$$V_{yE} = V_E \cdot \cos\theta = (2l)\omega_2\cos\theta$$
$$V_N = V_{yE} = (2l)\omega_2\cos\theta \qquad (۷)$$
$$0 \le V_N \le 6.66 Cm/s$$



شکل ۶ : نمای جانبی بالابر جهت نشان دادن مولفه سرعت میله های رابط و سرعت بالاروی بار

محاسبه فشار هیدرولیک موردنیاز

برای محاسبه فشار هیدرولیک موردنیازدر هرلحظه جهت انتخاب پمپ و اجزای دیگرسیستم هیدرولیک، ازاصل کارمجازی جهت برقراری تعادل سیستم می توان استفاده نمود. با بکار بردن این روش می توان نوشت(شکل۷):



شکل ۷ : کاربری اصل کار مجازی برای برقراری تعادل سیستم بالابر

$$\sum w_i = 0 \rightarrow \frac{w}{2}\cdot dy_E = F_p \cdot d\eta$$
$$(y_E = 2l\sin\theta \rightarrow dy_E = 2ld\theta\cos\theta)$$
$$\rightarrow \frac{w}{2}(2l\cos\theta d\theta) = p\cdot(\pi d^2/4)\cdot d\eta$$
$$\rightarrow \frac{w}{2}(2l\cos\theta d\theta) = p\cdot(\pi d^2/4)\cdot(\frac{l}{\eta}d\sin\theta d\theta)$$
$$p = \frac{4w\cdot\eta\cdot\cos\theta}{\pi d^3\sin\theta} \qquad (۸)$$

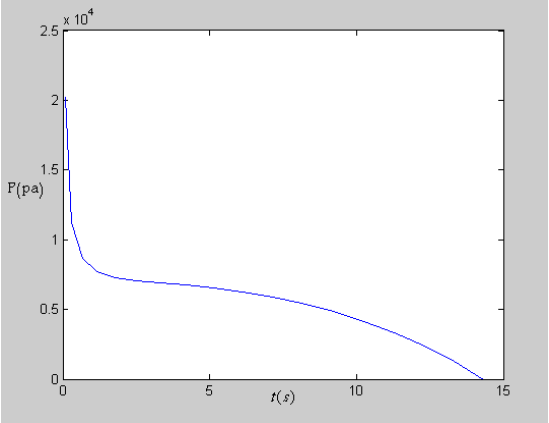
مقدار بدست آمده برای p عبارت است از حداقل فشار مورد نیاز سیستم هیدرویک درهر لحظه از کارکرد بالابر و مقدار فشار هیدرولیک نسبت به مقدار زاویه θ تغییر می یابد. با فرض وزن بار مرده روی بالابر معادل w=۵kN تغییرات فشار هیدرولیک در شکل ۸ نشان داده شده است. با توجه به نمودار بدست آمده حداکثر فشار هیدرولیک مورد نیاز مربوط به لحظات اولیه بلند کردن بار می باشد. باید توجه نمود که به ازای مقدار θ=۰ ،فشار هیدرولیک مورد نیاز به بی نهایت میل می کند. این نتیجه نشان می دهد که باید به هر حال سیلندر هیدرولیک به صورت مایل ($\theta > ۰$) نصب گردد.

نتیجه گیری

۱. با توجه به ترسیم نتایج و تحلیل روابط بدست آمده، موارد زیر بصورت نتیجه گیری کلی در طراحی بالابر ذکر شده در مقاله حاضر مورد توجه قرار گرفت:
۲. حداقل فشارموردنیازسیستم هیدرولیک باید برای شروع حرکت طراحی گردیده و سیلندر هیدرولیک به صورت مایل ($\theta > ۰$) نصب گردد.
۳. محدوده عملکرد زاویه دوران جک به ازای مفروضات درنظرگرفته شده از ۰ تا حداکثر ۲۲ درجه بدست آمد.
۴. سرعت بالا روی باردر محدوده ی θ از ۲۰ تا ۸۰ درجه تقریبا ثابت است.

۵. با توجه به مقادیر سرعت زاویه ای بالا در شروع کار سیلندر هیدرولیک ومیله های رابط تا حد ممکن باید سیلندر هیدرولیک ومیله های رابط از زاویه های بزرگتراز صفر درجه شروع به حرکت نمایند.

۶. مقدار بدست آمده برای شتابهای زاویه ای سیلندر هیدرولیک ومیله های رابط در زاویه های $\theta >$ ۳۰ قابل صرفنظر کردن است.



شکل ۸: حداقل فشار مورد نیاز سیستم هیدرولیک درهر لحظه از کارکرد بالابر (برای شرایط کارکرد w=۵kN)

مراجع

[۱] شفیعی، ا. (۱۳۷۱). اصول ماشین های کشاورزی (ترجمه، تالیف کپنر، باینر، بارگر). چاپ اول. انتشارات دانشگاه تهران، ۴۶۸ صفحه.

[۲] شفیعی، ا. (۱۳۷۴) . ماشین های خاک ورزی. چاپ اول. مرکز نشر دانشگاهی، ۲۱۶ صفحه.

[۳] سینماتیک ودینامیک ماشین (مارتین)، ترجمه دکتر پازوکی

[۴] طراحی مکانیزم ها (اردمن) ، ترجمه دکتر راستگو

[5] Bernacki, H., Haman, j., and Kanafojeski, CZ. (1972). Agricultural machines: Theory and construction. Dep. of Agr. And Natural Science Fundation, Washington DC. USA.

[6] Rui-qin,L., Jian S., (2012), Workspace atlas and stroke analysis of seven-bar mechanisms with the translation-output, Mechanisms and Machine Theory, Vol.47, 117-134.

[7] Sanjay B., Gunesh R., (2012). Optimum synthesis of path generating four-bar mechanisms using differential evolution and a modified error function. Mechanisms and Machine Theory, Vol.52, 158-179.

[8] Engin T., Volkan P., (2010). A new type of compliant spatial four-bar(PSSR) mechanism. Mechanisms and Machine Theory, Vol.46, 593-606.