

## طراحی دروگر شانه‌ای با نیروی محرکه هیدرولیکی مناسب برای تراکتور OTM 930 (۳۶۲)

حماد ذرعی فروش<sup>۱</sup>، دکتر سید محمد حسن کماریزاده<sup>۲</sup>، فرشاد وصالی<sup>۳</sup>، فرزاد وصالی<sup>۴</sup>

### چکیده

دروگرهای شانه‌ای برای اکثر تراکتورها وجود دارند، اما یکی از معایب این دروگرها نسبت به دروگرهای بشقابی عدم تغییر وضعیت در مکانهای مورب و شیب دار می‌باشد. در این مقاله هدف طراحی دروگر شانه‌ای مناسب برای تراکتور OTM 930 که بتواند در سطوح مورب نیز به کار خود ادامه دهد. برای این کار از خصوصیت سیستم‌های هیدرواستاتیکی استفاده شده که اتصال بین موتور و پمپ هیدرولیکی این سیستم از طریق شلنگ‌های هیدرولیکی بوده که این شلنگ‌ها انعطاف پذیری خاصی دارند و می‌توانند هدف ما را متعالی کنند. محاسبات پمپ و موتور هیدرولیکی با استفاده از روابط موجود انجام شده و حجم جابجایی مناسب برای موتور نیز مشخص شده است. در انتها برای انتقال حرکت دورانی موتور به شانه برش مکانیزمی ارائه شده و این مکانیزم توسط نرم‌افزار Visual Nastran مدل‌سازی شده که نتایج مزایای این مکانیزم را نسبت به مکانیزم لنگی نشان می‌دهد که می‌توان به کاهش اختلاف سرعت بین حالت رفت و برگشت اشاره کرد.

**کلیدواژه:** دروگر شانه‌ای، سیستم‌های هیدرولیکی، سطوح شیب‌دار، مکانیزم

<sup>۱</sup> - دانشجوی کارشناسی ارشد مکانیک ماشینهای کشاورزی، دانشگاه ارومیه hemad.zareiforush@yahoo.com

<sup>۲</sup> - دانشیار گروه مهندسی مکانیک ماشینهای کشاورزی، دانشگاه ارومیه

<sup>۳</sup> - دانشجوی کارشناسی ارشد مکانیک ماشینهای کشاورزی، دانشگاه ارومیه

<sup>۴</sup> - دانشجوی کارشناسی مکانیک سیالات دانشگاه بوعلی سینا، همدان

مقدمه

در کشاورزی امروزه با گذشت چند دهه از ابداع دروگرهای شانه‌ای و ظهور انواع بعدی دروگرهای علوفه از جمله دروگرهای بشقاب‌ی و استوانه‌ای و غیره همچنان از دروگرهای شانه‌ای استفاده می‌شود. یکی از مهمترین دلایل استفاده از این دروگرها به علت برخورد ماشین با گیاه است، دروگرهای بشقاب‌ی و استوانه‌ای عمل برش را توسط ضربه ناشی از سرعت بالای چرخشی آنها انجام می‌دهند که به گیاه در محل برش صدمه می‌زند ولی دروگرهای شانه‌ای عمل برش توسط تیغه و انگشتی‌ها انجام می‌دهند. گزارشات متعددی نشان می‌دهد که محصول‌دهی مزارعی که توسط دروگرهای شانه‌ای برداشت می‌شوند با اختلاف معناداری از مزارعی که توسط دروگرهای بشقاب‌ی و استوانه‌ای برداشت می‌شود بیشتر است. با اینکه سرعت برداشت و بازدهی کاری دروگرهای شانه‌ای کمتر از دروگرهای بشقاب‌ی و استوانه‌ای است، اما نیاز به برداشت محصول بیشتر باعث استفاده از دروگرهای شانه‌ای و صرف وقت برای برداشت با این نوع دروگر می‌شود. اما دروگرهای شانه‌ای معمول علاوه بر اینکه راندمان زمانی کمتری نسبت به دروگرهای بشقاب‌ی دارد، در سطوح مورب و شیب دار هنگامی که شیب قرارگیری تراکتور با دروگر شانه‌ای یکسان نباشد، قادر به برداشت گیاهان خواهد و چه بسا در مکانیزم‌های آن نقصی بوجود آید. به همین دلیل مکانیزم‌های متعددی برای حل این مشکل ارائه شده‌اند و راه‌کارهای مختلفی انجام شده اما در مورد استفاده از سیستم‌های هیدرواستاتیکی در این دروگرها مطالعات کمی انجام یافته است [۵].

۳- مواد و روشها

### ۳-۱- مشخصات تراکتور

با توجه به اینکه دروگر شانه‌ای طراحی شده برای تراکتور گلدونی ۹۳۰ است در زیر مشخصات این تراکتور که از دفترچه تأیید تست کرج گرفته شده، عنوان شده است.

قدرت تراکتور: ۳۸ اسب بخار

قدرت کششی بر روی مالبند: ۸۲۰ کیلوگرم بدون وزنه و ۹۲۰ کیلوگرم با وزنه

قدرت بر روی PTO: ۱۹/۵ کیلووات معادل با ۲۶/۵ اسب بخار

سرعت PTO: ۵۴۰ دور در دقیقه در سرعت موتور ۲۷۸۰ دور در دقیقه

قطر محور PTO: ۳۰ میلی‌متر

تعداد شیار محور PTO: ۶ عدد برای ۵۴۰ دور در دقیقه

وزن تراکتور: ۸۵۰ کیلوگرم که از این مقدار ۳۱۰ کیلوگرم بر روی نیمه عقب و ۵۴۰ کیلوگرم بر روی نیمه جلو تراکتور قرار رد.

عرض تراکتور: ۸۸۰ میلی‌متر

جعبه دنده: شامل ۶ دنده جلو می‌باشد که گستره سرعت آن از ۱/۲۴ الی ۲۰/۹۴ کیلومتر بر ساعت است. و ۳ دنده عقب.

### ۳-۲- محاسبه طول شانه برش

دو عامل مهم در طول شانه برش تأثیر دارد:

۱- توان محور تواندهی تراکتور (که در این بررسی این توان در پمپ و موتور نیز باید مورد توجه قرار گیرد).

۲- تعادل استاتیکی تراکتور

برای بررسی توان مورد نیاز شانه برش و در نهایت تعیین طول آن توسط یکی از دو عامل محدود کننده بالا به بررسی تحقیقاتی درباره توان مورد نیاز برای هر متر از شانه برش می‌پردازیم.

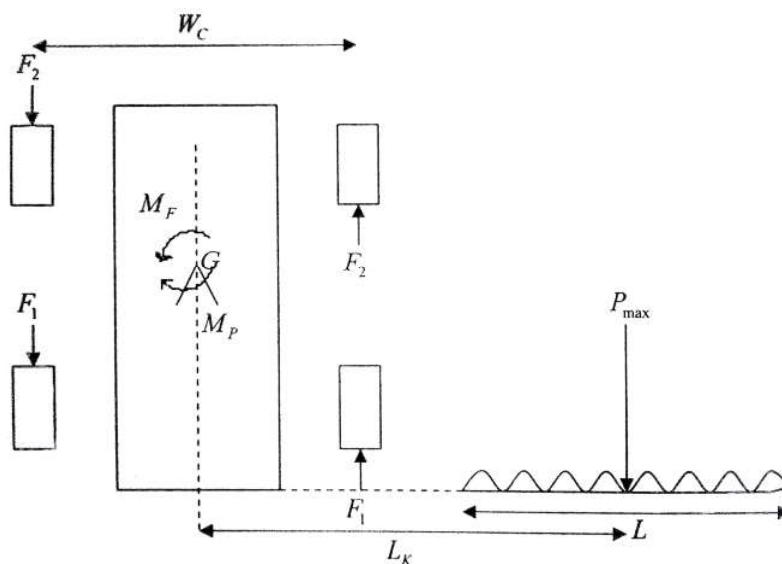
### ۳-۲-۱- عامل اول

کلزانی در سال ۱۹۶۸ تحقیقاتی در مورد مقدار توان مورد نیاز دروگرهای شانه‌ای برای درو یونجه انجام داد و به این نتیجه رسید که مقدار توان مورد نیاز برای هر متر از طول شانه برش در سرعت پیشروی ۲/۲ متر بر ثانیه برابر با ۴/۲۵ کیلووات بوده که از این

مقدار ۲/۶۱ کیلووات آن برای فشار رو به جلو در تراکتور و دروگر به کار رفته و ۱/۶ کیلووات نیز برای از طریق PTO تأمین می‌گردد، که از این مقدار هم ۰/۳ کیلووات آن برای کار دروگر در حالت بی‌باری و ۱/۳ کیلووات صرف برش می‌گردد [۹]. البته طبق استاندارد ASAE D497.5 FE 2006 مقدار توان لازم برای هر متر شانه برش ۱/۲ kw/m با محدوده تغییرات  $\pm 25\%$  را مطرح می‌کند [۷]. روشهای بکار رفته برای اندازه‌گیری توان پمپ و موتور مؤثر در طول شانه برش در قسمت مربوط به محاسبات پمپ و موتور آمده است.

### ۳-۲-۲- عامل دوم

به هنگام حرکت تراکتور و دروگر در داخل مزرعه نیروی مقاوم در  $P_{max}$  که ناشی از مقاومت علوفه و اصطکاک کفشک‌ها با زمین می‌باشد موجب تمایل شانه برش برای حرکت به سمت عقب شده و این مسأله موجب ایجاد یک لنگر گردش حول مرکز ثقل تراکتور می‌شود ولی نیروی اصطکاک  $\mu W$  که ناشی از وزن تراکتور بر روی چهار چرخ است، باعث ایجاد یک گشتاور مقاوم در برابر گشتاور قبلی شده و تمایل به حفظ تعادل تراکتور دارد بنابراین در بررسی تعادل استاتیکی تراکتور همانطور که در شکل ۱ نیز مشاهده می‌شود از رابطه ۱ که در واقع گشتاور نیروهای خارجی وارده بر مجموعه تراکتور و دروگر حول مرکز ثقل تراکتور می‌باشد، استفاده خواهد شد و مقدار ماکزیمم  $L$  یا طول شانه برش به گونه‌ای تعیین خواهد گردید که تعادل استاتیکی تراکتور به هم نخورد.



شکل ۱: نیروها و لنگرهای وارده بر تراکتور و دروگر

$$\sum M_G = 0 \Rightarrow M_p - M_F = 0$$

$$\sum M_G = 0 \Rightarrow 2(F_1 + F_2) \cdot \frac{W_C}{2} - P_{max} \cdot (L) \cdot (L_k) \quad (1)$$

$$\sum M_G = 0 \Rightarrow 2(W_1 + W_2) \cdot (g) \cdot \mu \cdot \frac{W_C}{2} - P_{max} \cdot (L) \cdot (L_k) = 0$$

که در آن

$W_1, W_2$ : وزن بر روی هر کدام از چرخهای عقب و جلو بر حسب (kg)  
 $F_1, F_2$ : نیروی اصطکاک ایجاد شده بین چرخهای جلو و عقب تراکتور بر حسب (N)  
 $\mu$ : ضریب اصطکاک بین تایر و علوفه  
 $W_C$ : عرض تراکتور بر حسب (cm)  
 $P_{max}$ : مجموع نیروهای مقاوم بر هر متر از طول شانه برش در راستای حرکت بر حسب (N)  
 $L$ : طول شانه برش بر حسب (cm)  
 $L_k$ : فاصله مرکز شانه برش از مرکز ثقل تراکتور بر حسب (cm)  
می باشد.

### ۳-۳- سرعت پیشروی دروگر و سرعت دورانی موتور هیدرولیکی

دو رابطه زیر توسط پرسن ۱۹۸۷ برای سرعت متوسط تیغه، سرعت پیشروی دروگر و سرعت دورانی چرخ لنگ (که در اینجا سرعت دورانی موتور هیدرولیکی خواهد بود) بیان شده است [۱].

$$(2) \quad VLKAN = (2 \cdot S) \cdot \left[ \frac{VN}{60} \right] / 1000$$

$$(3) \quad \frac{VLKAN}{VLF} = 1.5$$

که در آن؛

$VLKAN$ : سرعت متوسط شانه برش،  $VN$ : سرعت چرخ لنگ یا موتور هیدرولیکی بر حسب rpm،  $S$ : کورس رفت و برگشت شانه برش بر حسب (mm) و  $VLF$ : سرعت پیشروی بر حسب (m/s) می باشد.  
کوهن نیز بیان کرد که اکثر دروگرها باید برای سرعت متوسط تیغه ۲/۵۸ متر بر ثانیه طراحی شوند [۱].

### ۳-۴- محاسبات پمپ و تور

در این طراحی از پمپی که کارخانه سازنده برای انجام اعمال هیدرولیکی در تراکتور استفاده می شود به عنوان پمپ نمونه انتخاب شده که از نوع IPN-082 از شرکت HIDTEK می باشد. در این پمپ حجم جابجایی در هر دور  $8/2 \text{ cm}^3/\text{min}$  است و حداکثر فشار ۲۵۰ بار و حداکثر و حداقل دور آن بین ۶۰۰ تا ۳۰۰۰ است. همانطور که مشخص است حداقل دور پمپ ۶۰۰ دور است بنابراین از جعبه دنده ضریب ۲ بین میل گاردان و پمپ استفاده می کنیم تا دور پمپ در حدود ۱۰۸۰ دور در دقیقه باشد و فشار کاری سیستم را ۱۲۵ bar در نظر می گیریم. توان ورودی به پمپ که همان توان PTO است برابر با ۱۹/۵ کیلووات می باشد.  
موتور هیدرولیکی نیز با توجه به مقدار دبی خروجی واقعی از پمپ و دور مورد نیاز برای شانه برش تعیین می کنیم. برای تعیین دبی تئوری پمپ از رابطه ۴ استفاده خواهیم کرد:

$$(4) \quad Q_t = n \cdot d$$

که در آن؛

$Q$ : دبی تئوری پمپ بر حسب سانتی متر مکعب بر دقیقه،  $n$ : دور پمپ در دقیقه و  $d$ : حجم جابجایی پمپ بر حسب سانتی متر بر دور می باشد.

### ۳-۵- مکانیزم انتقال نیرو از موتور هیدرولیکی به شانه برش

برای انتقال قدرت از موتور هیدرولیکی به شانه برش از مکانیزم خاصی استفاده شده تا بتوان موتور را در روی شاسی شانه برش و نزدیکتر به آن بکار برد. نصب موتور روی شانه برش یک از مهمترین مزیت های این سیستم نسبت به سیستم های متداول دروگرهای

شانه‌ای است زیرا با قرار دادن موتور روی شانه برش براحتی می‌توان شانه برش را نسبت به شاسی اصلی تغییر وضعیت اد. تغییر وضعیت در دروگرهای معمولی خیلی کم بوده و به چند درجه محدود می‌شود که در زمینهای ناهموار با مشکل روبرو خواهند شد. تصویر شماتیکی مکانیزم ارائه شده برای انتقال حرکت از موتور هیدرولیکی به شانه برش که حرکت دورانی را به حرکت رفت برگشتی تبدیل می‌کند همراه با طول میله‌های استفاده شده در مکانیزم در قسمت نتایج آورده شده است. ضمناً قابل توضیح است که پس از طراحی اولیه مکانیزم برای حصول اطمینان از کارایی مکانیزم، این مکانیزم توسط نرم‌افزار Visual Nastran شبیه سازی و نتایج استخراج شده است.

۴- نتایج

#### ۴-۱- محاسبه طول شانه برش

همانطور که در بخش مواد و روشها گفته شده عوامل محدود کننده طول شانه برش، توان تراکتور و تعادل استاتیکی تراکتور است.

#### ۴-۱-۱- عامل اول، توان تراکتور

با توجه به مشخصات تراکتور، توان تراکتور در PTO برابر با ۱۹/۵ کیلووات بود و چون همین توان از طریق میل گردان به پمپ انتقال می‌یابد که باید سرعت انتقالی را توسط جعبه‌دنده ۲ برابر کرد تا به دور ۱۰۸۰ دور در دقیقه برسد. البته توان هم با گشتاور نسبت مستقیم دارد هم با سرعت، بنابراین با دو برابر کردن سرعت و با توجه به اینکه در این تبدیل گشتاور نصف خواهد شد توان تغییری نخواهد کرد. یعنی همان توان PTO، منهای کاهش توان در میل گردان و جعبه‌دنده به پمپ خواهد رسید. بازدهی توان میل گردان و جعبه‌دنده برای دروگرها ۹۵٪ می‌باشد [۴]. در صورتی که بازدهی کلی پمپ دنده‌ای برابر با ۹۰٪ باشد، خواهیم داشت [۲]:

$$P_{Pump(input)} = 0.95 \cdot P_{PTO} = 0.95 \cdot 19.5 = 18.525 \text{ kw}$$

$$P_{Pump(output)} = 0.90 \cdot P_{Pump(input)} = 0.90 \cdot 18.525 = 16.673 \text{ kw}$$

حداکثر شلنگ استفاده شده بین پمپ و موتور با توجه به نزدیکی پمپ و موتور به هم، یک متر خواهد بود و در صورتی که بازدهی شلنگهای هیدرولیکی برای یک متر ۹۵٪ باشد [۲]، خواهیم داشت:

$$P_{Motor(input)} = 0.95 \cdot P_{Pump(output)} = 0.95 \cdot 16.673 = 15.84 \text{ kw}$$

بازدهی کلی موتورهای هیدرولیکی دنده‌ای نیز برابر ۹۰٪ باشد [۲]، حداکثر توان رسیده به شانه برش برابر

$$P_{Motor(output)} = 0.90 \cdot P_{motor(input)} = 0.90 \cdot 15.84 = 14.26 \text{ kw}$$

خواهد بود.

با توجه به تحقیقات کلزانی و استاندارد ASAE مقدار توان مورد نیاز برای یک متر شانه برش در شرایط مختلف بیشتر از ۱/۶ کیلووات نخواهد بود که با توان بدست آمده برای شانه برش، و با توجه به اینکه برای تراکتورهای بزرگتر به طور معمول این طول برابر ۲/۱۳ متر است بنابراین مشخص می‌شود که عامل توان تراکتور، عامل محدود کننده طول شانه برش نبوده و عامل دوم یعنی تعادل استاتیکی تراکتور تعیین کننده طول شانه برش خواهد بود.

#### ۴-۱-۲- عامل دوم، تعادل استاتیکی تراکتور

با استفاده از رابطه (۱) و مشخصات تراکتور که در قسمت ۳-۱ عنوان شده و با توجه به اینکه حداکثر مقدار نیروی مقاوم در برابر شانه برش یا  $P_{max}$  به ازای هر متر از طول شانه برش برابر ۳۷۰ کیلو نیوتن و حداقل مقدار ضریب اصطکاک بین تایرهای تراکتور با علوفه برابر ۰/۴ است، تعادل استاتیکی تراکتور را مورد بررسی قرار می‌دهیم [۱ و ۴]:

$$\begin{aligned}\sum M_G = 0 &\Rightarrow 2(W_1 + W_2) \cdot (g) \cdot \mu \cdot \frac{W_C}{2} - P_{max} \cdot (l) \cdot (l_k) = 0 \\ &\Rightarrow 2(160 + 270) \cdot 9.81 \cdot 0.4 \cdot \frac{88}{2} - \frac{370}{100} \cdot (l) \cdot \left(\frac{l}{2} + 55\right) = 0 \Rightarrow l = 233 \text{ m}\end{aligned}$$

در نهایت با توجه به عامل مؤثر در طول شانه برش و شریط کاری این نوع تراکتور در باغها و مکانهایی که نیاز به مانور بیشتری است و همچنین با توجه به طراحی‌هایی که برای تراکتورهای بزرگتر انجام گرفته، طول شانه برش را در حدود نصف این مقدار یعنی ۱۱۰ سانتی‌متر در نظر گرفته شده است.

بنابراین توان مورد نیاز برای ۱۱۰ سانتی‌متر شانه برش برابر

$$P = 1.6 \text{ kW/m} \cdot 1.1 \text{ m} = 1.76 \text{ kW}$$

#### ۴-۲- محاسبه سرعت متوسط شانه برش، سرعت پیشروی و سرعت دورانی موتور هیدرولیکی

چون در این طراحی نوع برش از نوع استاندارد انتخاب شده، کورس تیغه برابر ۷۶/۲ میلی‌متر است. سرعت دورانی موتور هیدرولیکی و سرعت پیشروی تراکتور را از روابط (۱) و (۲) و سرعت متوسط تیغه، را بدست می‌آوریم:

$$\begin{aligned}VLKAN &= (2 \cdot S) \cdot \left[\frac{VN}{60}\right] / 1000 \Rightarrow 2.58 = (2 \cdot 76.2) \cdot \left[\frac{VN}{60}\right] / 1000 \Rightarrow VN = 1080 \text{ rpm} \\ \frac{VLKAN}{VLF} &= 1.5 \Rightarrow VLF = 1.72 \text{ m/s} = 6.19 \text{ km/hr}\end{aligned}$$

#### ۴-۳- محاسبات پمپ و موتور هیدرولیکی

همانطور که در قسمت ۳-۴ بیان شد دور پمپ توسط جعبه دنده‌ای ضریب ۲ به ۱۰۸۰ دور خواهد رسید. با استفاده از رابطه ۴ دبی تئوری پمپ را بدست خواهیم آورد.

$$Q_{tp} = n \cdot d \Rightarrow Q_{tp} = 1080 \text{ rev/min} \cdot 8.2 \text{ cm}^3/\text{rev} = 8856 \text{ cm}^3/\text{min}$$

و با بازدهی حجمی ۹۵٪ برای این پمپ، برای دبی حقیقی پمپ داریم [۲]:

$$Q_{ap} = 0.95 \cdot Q_{tp} = 0.95 \cdot 8856 = 8413.2 \text{ cm}^3/\text{min} = Q_{tm}$$

دبی حقیقی پمپ همان دبی تئوری ورودی به موتور خواهد بود ( $Q_{tm}$ ) و برای موتورهای دنده‌ای نیز بازدهی حجمی برابر ۹۵٪ است بنابراین دبی حقیقی موتور برابر:

$$Q_{am} = 0.95 \cdot Q_{tm} = 0.95 \cdot 8413.2 = 7992.54 \text{ cm}^3/\text{min}$$

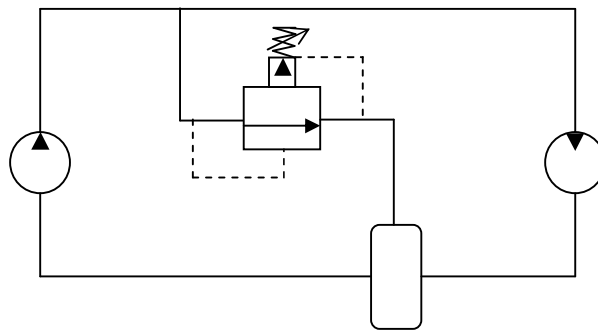
می‌باشد.

دبی تئوری در رابطه ۴ برای موتور دبی حقیقی موتور خواهد شد. یعنی برای بدست آوردن حجم جابجایی موتوری که باید در سیستم استفاده شود تا سرعت موتور هیدرولیکی ۱۰۸۰ دور دقیقه باشد در رابطه ۴ به جای دبی تئوری پمپ، دبی حقیقی موتور را قرار می‌دهیم و حجم جابجایی موتور را بدست می‌آوریم:

$$Q_{am} = n_m \cdot d_m \Rightarrow d_m = \frac{Q_{am}}{n_m} = \frac{7992.54 \text{ cm}^3/\text{min}}{1080 \text{ rev}/\text{min}} = 7.4 \text{ cm}^3/\text{rev}$$

بنابراین باید موتور هیدرولیکی انتخاب کنیم که حجم جابجایی آن برابر  $7/4$  سانتی متر مکعب باشد تا دور موتور هیدرولیکی برابر با  $1080$  دور در دقیقه باشد.

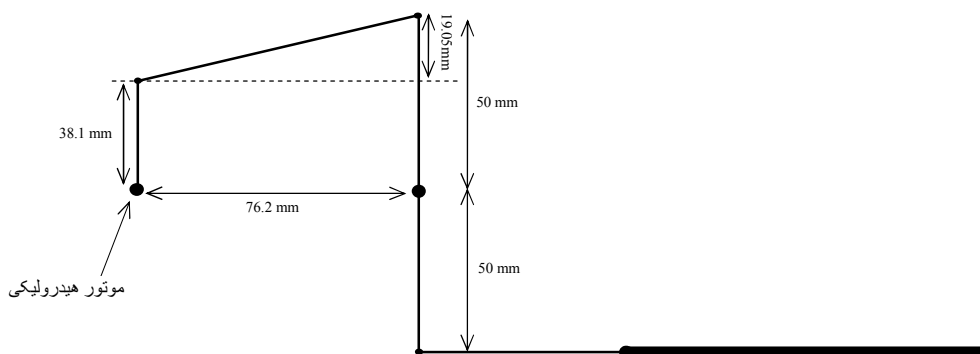
برای کامل کردن این سیستم هیدرولیکی که یک سیستم هیدرواستاتیکی با پمپ با حجم جابجایی ثابت و موتور با حجم جابجایی ثابت است، باید از یک سوپاپ فشار شکن و یک مخزن نیز استفاده کرد. چون در این سیستم احتمال گیر کردن شانه برش زیاد است و بنابراین از سوپاپ فشار شکن پیلوتی استفاده می شود تا مشکلی بوجود نیاید. مخزن نیز باید متناسب با پمپ و موتور و حجم جابجایی آنها باید انتخاب شود. لازم به ذکر است در این طراحی پمپ و مخزن در روی شاسی ثابت دروگر نصب شده و موتور روی شاسی شانه برش نصب خواهد شد. این نزدیکی مخزن و پمپ و موتور به هم کاهش راندمان کمتری به همراه دارد. مدار هیدرولیکی استفاده شده در شکل ۲ نشان داده شده است.



شکل ۲: تصویر شماتیکی مدار هیدرولیکی مورد استفاده در دروگر

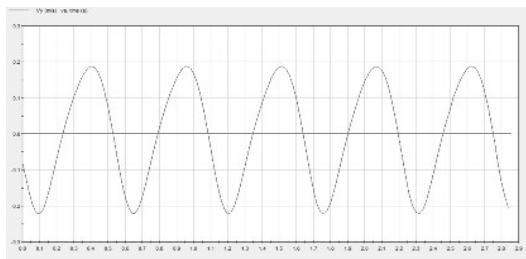
#### ۴-۴- نتایج مکانیزم انتقال حرکت دورانی موتور هیدرولیکی به شانه برش

برای اینکه حرکت دورانی موتور هیدرولیکی را به شانه برش انتقال داد باید از مکانیزمی استفاده کرد که حرکت دورانی را به حرکت رفت و برگشتی تبدیل کند. در دروگرها معمولاً از مکانیزم لنگی استفاده می شود که چلاغ دست در محل اتصال به پولی که حرکت دورانی دارد با خارج از مرکزیت نصف کورس تیغه قرار دارد اما به دلیل اینکه شانه برش در محلی بسیار پایین قرار دارد ناگزیر پولی در محلی بالاتر قرار دارد و دو سر چلاغ دست با هم اختلاف ارتفاع دارند که این اختلاف ارتفاع باعث می شود سرعت رفت و برگشت تیغه با هم برابر نباشد برای حل این مشکل معمولاً طول چلاغ دست را نسبت به اختلاف ارتفاع بسیار بیشتر در نظر می گیرند تا اختلاف سرعت در حالت رفت و برگشت تیغه کاهش یابد [۶]. اما در مکانیزم طراحی شده برای انتقال حرکت دورانی موتور هیدرولیکی به شانه برش علاوه بر اینکه موتور هیدرولیکی در سطحی بالاتر قرار دارد، سرعت در حالت رفت و برگشت تیغه تفاوت خاصی با هم ندارند و همچنین می توان موتور را به شانه برش نزدیکتر ساخت. تصویر شماتیکی و اندازه های مکانیزم در شکل ۳ نشان داده شده است.

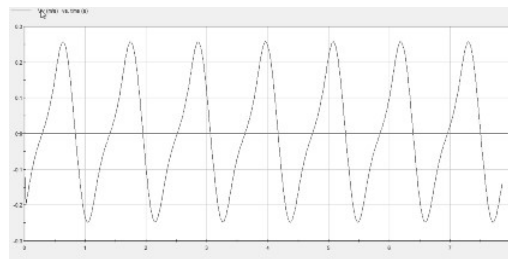


شکل ۳: تصویر شماتیکی مکانیزم مورد استفاده برای تبدیل حرکت دورانی به حرکت رفت و برگشتی

این مکانیزم توسط نرم افزار Visual Nastran شبیه سازی شده و حرکت دینامیکی به آن داده شده و با سرعت دورانی ۱۰۸ دور در دقیقه برای موتور ( $108 \times 10^{-1}$ )، سرعت رفت و برگشت مورد بررسی قرار داده شده است. تصاویر مدل شبیه سازی شده در حالات مختلف دور موتور هیدرولیکی در شکل ۵ نشان داده شده است. نمودار سرعت افقی رفت و برگشتی شانه برش با استفاده از مکانیزم بالا در شکل ۴ (الف) نشان داده شده است. همانطور که مشخص است سرعت رفت و برگشت تیغه تقریباً نزدیک بوده و تفاوت آنچنانی ندارد. در شکل ۴ (ب) نیز سرعت رفت و برگشتی شانه برش در حالت معمول یعنی زمانی که موتور در ۱۰ سانتی متری بالای سطح شانه برش و در فاصله ۲۰ سانتی متری شانه برش در سمت چپ باشد، نمودار سرعت رفت و برگشتی را نشان می دهد.



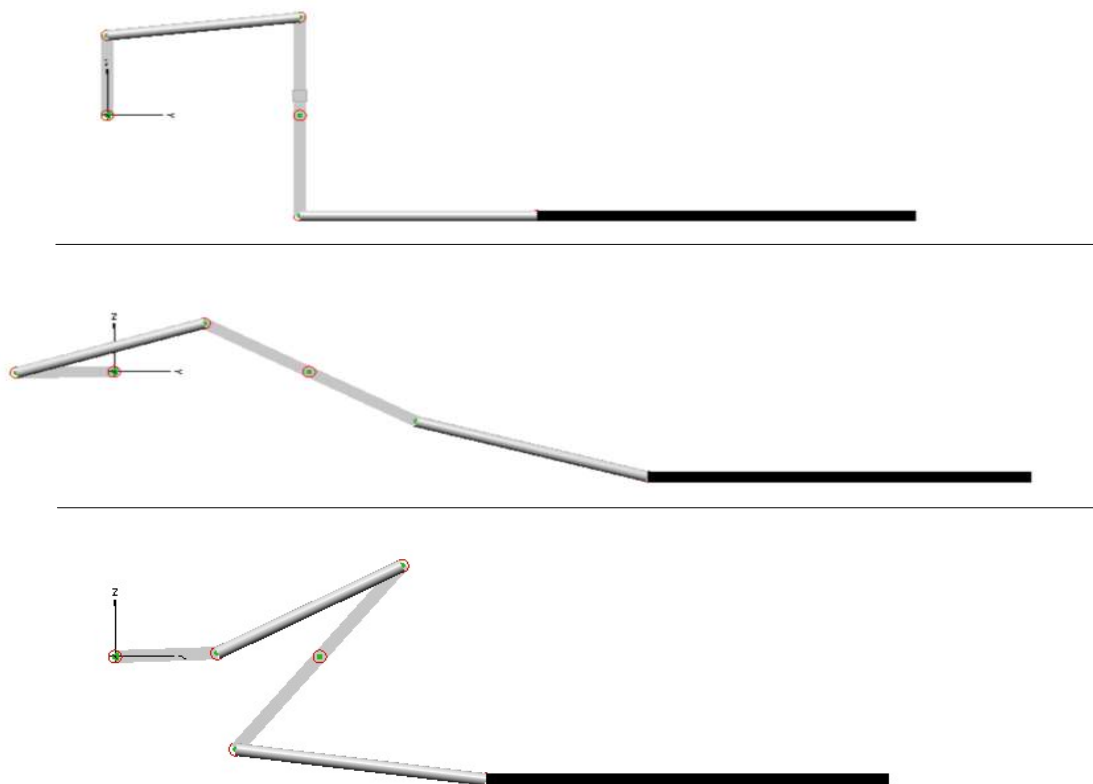
ب



الف

شکل ۴: نمودار سرعت رفت و برگشتی شانه برش (الف) در حالت استفاده از مکانیزم (ب) در حالت استفاده از مکانیزم لنگی در سطحی بالاتر





شکل ۵: مدل شبیه سازی شده مکانیزم انتقال و تبدیل حرکت دورانی به حرکت رفت و برگشتی شانه برش در ۳ حالت مختلف

همانطور که در نمودارهای شکل ۴ نیز مشخص است در حالتی که از مکانیزم طراحی شده استفاده شود اختلاف بین سرعت رفت و برگشتی کمتر است از حالتی که از حالت معمولی استفاده شود. البته این اختلاف زیاد معنادار نیست و در صورتی که ساخت مکانیزم ارائه شده از لحاظ اقتصادی مقرون به صرفه نباشد، این اختلاف قابل چشم پوشی است و برای انتقال و تبدیل حرکت دورانی می توان از مکانیزم ساده لنگی استفاده کرد. اما به دلیل اینکه چون لنگی از موتور هیدرولیکی به شانه برش متصل می شود بنابراین ابتدا و انتهای چلاغ دست در این حالت روی شاسی شانه برش قرار دارد و شانه برش همراه با موتور هیدرولیکی و چلاغ دست می تواند تغییر وضعیت داده و در سطوح ناهموار به کار خود ادامه دهد.

##### ۵- نتیجه گیری و پیشنهادها

با توجه ارزیابی های انجام شده و نتایج بدست آمده در این مقاله می توان گفت که طرح دروگر شانه ای پیشنهاد شده، مشکل عمده دروگرهای شانه ای معمول که عدم تغییر زاویه بیشتر از چند درجه را حل نموده و بسته به نوع شاسی ثابت و شاسی شانه برش و محل و نوع اتصال آنها می توان تا حدود ۵۰ الی ۶۰ درجه تغییر وضعیت (چه به طرف بالا چه به پایین) بدهد. همچنین در صورتی که از مکانیزم ارائه شده در انتقال حرکت دورانی موتور به شانه برش استفاده شود با توجه به نتایج نرم افزار Visual Nastran اختلافی که در حالت استفاده از مکانیزم لنگی بین سرعت رفت و برگشت وجود دارد حداقل می شود. ضمناً این طرح پیشنهادی به دلیل خصوصیات سیستم های هیدرولیکی، نرم و بدون سر و صدا کار کرده و قابلیت مانورپذیری بیشتری دارد. با توجه به مزیت های این طرح برای دروگرهای شانه ای از جمله قابلیت تغییر وضعیت گسترده شانه برش، پیشنهاد می شود که برای تراکتورهای بزرگتر توسعه یابد. زیرا می توان در این حالت طول شانه برش را افزایش داد و در حالتی که تراکتور در خارج از مزرعه حرکت می کند شانه برش را به راحتی در پشت تراکتور جمع کرد.

۶- منابع

- ۱- کماریزاده، م، ۱۳۸۴، جزوره درسی مبانی طراحی ماشین‌های کشاورزی ۲.
- ۲- مدینه، ا، دلایلی، ح، ۱۳۸۲، هیدرولیک صنعتی، چهارم، اصفهان، کانون پژوهش.
- ۳- درفش، م، ۱۳۸۲، جزوره درسی سیستم‌های هیدرولیکی در ماشین‌های کشاورزی.
- ۴- منصوری اد، د، ۱۳۸۲، تراکتور و ماشین‌های کشاورزی جلد دوم، اول، همدان، دانشگاه بوعلی سینا همدان.
- ۵- کسرائی، م، ۱۳۶۷، تحلیل مکانیزم دروی دروگرهای شانه‌ای متداول در ایران و تعیین مکانیزم بهتر، پایان‌نامه کارشناسی ارشد.
- ۶- مارتین، ج، ۱۳۸۵، سینماتیک و دینامیک ماشین‌ها، پاروکی، هشتم، تهران، نشر آزمون.
- 7- ASAE standards, 2006, ASAE D497.5, Agricultural machinery management data, St. joseph, Mich: ASABE.
- 8- Bernaki, H, j, Haman and C, Kanafowski, 1976, Agricultural machinery, theory and construction, Vol 1, U, S, Department of commerce, Springfield, U.S.A.
- 9- Chen, Y and j, liu, 2004, Power requirements of hemp cutting and condition, Biosystems engineering 87(4) .
- 10- Working Model Documentation, Visual Nastran, MSC Inc., 2002.