

طراحی بهینه و تحلیل مکانیکی بر اساس مدل‌سازی یک قطعه پیشبر-شیارباژکن توأم برای استفاده در ماشین-  
های بی‌خاکورزی (کمینات و برتینی)

ابوالفضل لطفی اسکى<sup>۱\*</sup>، امین شادکام<sup>۲</sup>، محمدعلی حداد درفشى<sup>۳</sup>، مهدى عباسقلی‌پور<sup>۴</sup>، جلال الدین قضاوتی<sup>۵</sup> و  
محمد همایی<sup>۶</sup>

تاریخ دریافت: ۱۳۹۲/۶/۱۱

تاریخ پذیرش: ۱۳۹۲/۸/۲۴

### چکیده

سیستم بی‌خاکورزی در کاهش هزینه‌های تولید، افزایش مواد آلی خاک، بهبود ساختمان خاک و حذف اثرات نامطلوب زیست محیطی نقش مهمی را ایفا می‌نماید. لیکن دلیل عدم وجود ماشین مناسب جهت کاشت مستقیم در اراضی شخم نخورده این روش به علت عدم تأمین تماس کافی بذر با خاک، در بسیاری از موارد موفق نبوده است. معرفی دستگاهی که بتواند در زمین‌های سخت (شخم نخورده) و با وجود کلس محصول قبلی در زمین، بذر و کود را در داخل شیار در دو عمق مختلف قرار دهد، اولین قدم در راه پیاده نمودن طرح‌های پایلوت بی‌خاکورزی و در نهایت ترویج آن در مناطق مستعد این روش کاشت می‌باشد. میزان نیروهایی که به واحد شیارباژکن وارد می‌شود در عمل چندین برابر تئوری می‌باشد. از لحاظ تجربی و عملی و همچنین بر اساس نتایج طرح‌های تحقیقاتی بر روی ماشین‌های بی‌خاکورزی در مزارع مناطق خشک و نیمه خشک ایران در حین عملیات بی‌خاکورزی پیشبرهای دیسکی مجموعه شیارباژکن به شدت آسیب می‌بیند این نتیجه حاصل شد که میزان ضخامت پیشبر چهار میلی‌متری موجود روی ماشین بی‌خاکورزی به ضخامت شش میلی‌متر افزایش داده شود. از طرفی، بر خاک پارامترهای زیادی اثر می‌گذارند به همین دلیل ضریب اطمینان را نیز افزایش داده شد، تا اینکه مقاومت شیارباژکن را در برابر سنگلاخ و عوامل نامعین خاک و... بیشتر شود. در این تحقیق طراحی بهینه اجزای شیارباژکن دیسکی توسط برنامه نرم‌افزاری مدل‌سازی Solid works صورت گرفت و به کمک برنامه ANSYS تجزیه و تحلیل این شیارباژکن و سه قطعه اصلی مرتبط به این واحد پیشبر دیسکی صورت گرفت. در آخر تنش پیشبر بر اساس معیار فان میسز به دست آمده، بیانگر این است که حداقل تنش پیشبر در تمامی صفحه به مقدار  $1985.5 \text{ Pa}$  و حداکثر مقدار آن در سوراخ‌های متصل به تویی برابر با  $1.0819 \times 10^7 \text{ Pa}$  بوده است. ضریب اطمینان در پیشبر اولیه برابر با 17.85 است و ضریب اطمینان در پیشبر بهینه برابر با ۲۵ بدست آمد.

کلیدواژه: بی‌خاکورزی، کاشت مستقیم، شیارباژکن دوار، Solid works، ANSYS

ماشین‌های بی‌خاکورزی باید قادر به بریدن خاک شخم نخورده و عبور بقایا از بین بازوهای شیاربازکن‌ها و ایجاد تماس مناسب بین بذر با خاک باشند (Graham, Ellis (1980)). همچنین نوع بقایا، مقدار آنها در واحد سطح و میزان خرد شدن آنها از فاکتورهای مهم در طراحی شیاربازکن دستگاه کاشت مستقیم به شمار می‌آید. تحقیقات نشان می‌دهد که بهترین حالت برای عبور دادن بقایا از زیر ماشین کاشت حالتی است که آنها به صورت ایستاده در زمین باقی مانده باشند. بقایای خرد شده ممکن است در جلو بازوهای ماشین تجمع کرده و از طرف دیگر تماس بذر با خاک را مختل می‌سازند (Hemmat, Taki, 2001).

در بین انواع شیاربازکن‌ها، نوع بیلچه‌ای بیشترین نفوذ را در خاک‌های سخت و خشک تأمین می‌کند ولی باعث برهم زدن لایه سطحی خاک و مخلوط کردن بقایا با این لایه می‌گردد ( Hofman, 1988). با افزایش تقاضا برای استفاده از ماشین‌های بی‌خاکورزی در دنیا شیاربازکن‌های دیسکی به علت به هم زدن حجم کم خاک مورد توجه بسیار واقع شده است. این خصوصیت باعث به حداقل رسیدن جوانه زنی بذر علف‌های هرز، کاهش مخلوط شدن بقایا با لایه سطحی خاک و حفظ رطوبت در خاک می‌گردد. تناسب آنها با سرعت‌های بالای کاشت (به عنوان مثال پاشش کم خاک به طرفین) و توانایی عبور از روی بقایا بدون مشکل جمع شدن بقایا در جلو ساقه‌ها از خصوصیات دیگر این نوع شیاربازکن‌ها می‌باشد که باعث شده مورد توجه بیشتری قرار بگیرند. شیاربازکن‌های دیسکی در اشکال گوناگونی ساخته و مورد استفاده قرار می‌گیرند. هر یک از این اشکال قابلیت کار در شرایط خاصی را دارد. انتخاب شکل، طرز قرار گرفتن و ترکیب آنها

واژه کمبینات از لغت (Combination) به معنای ترکیب و آمیزش گرفته شده و در اصطلاح به دستگاهی گویند که چند عملیات کشاورزی را به طور هم زمان انجام می‌دهد. به کارگیری ویژگی‌های ادوات مختلف از جمله گاواهن، دیسک، ماله، بذرکار، غلتک و... در مجموعه‌ای متمرکز و در قالب یک ماشین باعث به وجود آمدن دستگاهی به نام کمبینات (ماشین مرکب) می‌شود که علی‌رغم واحد بودن توانایی انجام کارهای مختلف از جمله مراحل اولیه آماده سازی بستر خاک، کاشت بذر، تسطیح و تثبیت خاک را در یک مرحله حرکت داخل مزرعه دارا می‌باشد. پیدایش چنین مجموعه‌ای باعث افزایش سرعت کار، به موقع انجام گرفتن عملیات کشاورزی، صرفه‌جویی در زمان، هزینه، سوخت و... می‌شود و همچنین با کاهش تردد تراکتور و ادوات از فشرده‌گی خاک و بوجود آمدن لایه سخت زیرین جلوگیری می‌کند. در سال‌های اخیر و بر اساس نیاز بخش مکانیزاسیون، تولید و ورود کمبینات روند رو به رشدی داشته است و استفاده از آنها فراگیرتر شده است. این دستگاه‌ها برای بذرکاری محصولات که قطر بذور آنها ۲ الی ۱۰ میلیمتر بوده و بصورت خطی کشت می‌گردد، قابل استفاده می‌باشد. در کمبینات‌ها از دو نوع شیاربازکن استفاده می‌شود، شیاربازکن دیسکی، که دارای توانایی کار در زمین‌هایی با خشاک و بقایای گیاهی زیاد مانند ذرت، توانایی کار در زمین‌هایی با رطوبت بالا و تنظیم دقیق‌تر عمق کاشت هستند و شیاربازکن کفشکی که دارای، استهلاک بسیار کم (خشک) و مناسب برای زمین‌هایی که به خوبی نرم شده‌اند، می‌باشند.

امر باعث شده که در بسیاری از طرح‌های تحقیقاتی که بر روی سیستم‌های بی‌خاکورزی مطالعه شده است از دستگاه‌های غلات‌کاری استفاده گردیده که یا با مشکل نفوذ شیاربازکن مواجه بوده و یا اعمال نیروی زیاد بر روی بازوهای دستگاه باعث ایجاد یک لایه سطحی شخم خورده گردیده است. بدین جهت نتایج متناقضی از این مجموعه تحقیقات به دست آمده که امکان یک نتیجه‌گیری واحد را دشوار می‌سازد.

در تحقیق حاضر بر اساس نتایج طرح‌های تحقیقاتی بر روی ماشین‌های بی‌خاکورزی در مزارع مناطق خشک و نیمه خشک ایران، به صورت عینی به دفعات مواجه شدن با مشکل نفوذ شیاربازکن، که باعث خمیدگی و لهیدگی، بر اثر اعمال نیروی بیش از حد بر واحد شیاربازکن و برخورد آن با سنگ و کلوخ، می‌شود. از این رو با توجه به مشاهدات در تغییرات ظاهری و آسیب دیدن در شیاربازکن، به طراحی بهینه اجزای شیاربازکن با استفاده از نرم‌افزار ANSYS solid work و تحلیل آن توسط نرم‌افزار ANSYS پرداخته شد. جهت شروع طراحی در مرحله اول نیازمند یک دید کلی از مجموعه شیاربازکن ماشین بی‌خاکورزی بود که این امر به طور ظاهری بررسی شد. ضروری بود که نقشه تفکیکی قطعات مجموعه شیاربازکن تهیه گردد. بدان جهت با استفاده از ایده مهندسی معکوس تک تک قطعات از هم جدا شد و مورد تحلیل قرار گرفت.

#### مواد و روش‌ها

طراحی بهینه واحد شیاربازکن با الگوگیری از ویژگی‌های خاک مزارع مناطق خشک و نیمه خشک و نتایج مطالعات بر روی عملکرد ماشین‌های بی‌خاکورزی در این مزارع صورت گرفت. در محاسبات طراحی از جدول استاندارد ASAE

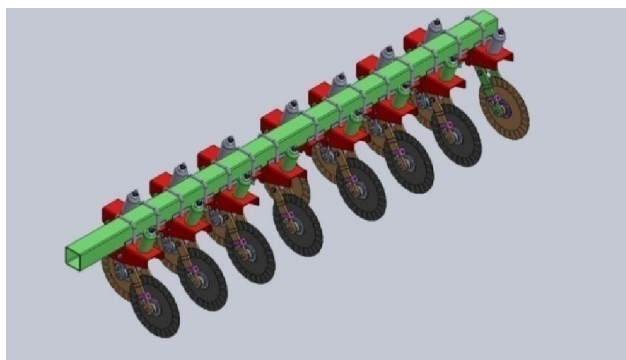
با توجه به شرایط خاک و الگوی کاشت مهمترین مسئله در طراحی یک ماشین کاشت مستقیم با شیاربازکن بشقابی به شمار می‌آیند (Stephens, Johnson, 1993). سرعت پیشروی نیز عامل مهم دیگری در عملکرد شیاربازکن‌ها به شمار می‌رود. بطور کلی هر چه شیاربازکن‌های دیسکی عریض‌تر باشند عملکرد آنها بیشتر تحت تاثیر سرعت پیشروی قرار می‌گیرد (Desbiolles, 1992). مقدار فشار اعمال شده بر روی هر شیاربازکن از دیگر عوامل مهم در طراحی ماشین کاشت مستقیم با شیاربازکن بشقابی است. شاید اولین اختلاف بین یک ماشین کاشت مورد استفاده در سیستم خاکورزی مرسوم و بی‌خاکورزی در وزن آنها باشد. از آنجایی که شیاربازکن‌های مورد استفاده در سیستم‌های بی-خاکورزی حفاظتی بایستی در خاک شخم نخورده فرو روند و بقایا را برش دهند، فشار بیشتری را جهت فرو رفتن در خاک طلب می‌کنند و این امر مخصوصاً در خاک‌های سخت با بقایای خشبی عامل افزایش بیش از حد وزن ماشین می-گردد (Simmons, 1995). از راه کارهای جلوگیری از افزایش وزن دستگاه استفاده از شیاربازکن‌های فعال است که با حرکت چرخشی مناسب در جهت حرکت دستگاه، عمل برش را تسهیل می‌نمایند.

در مناطق خشک و نیمه خشک ایران تبخیر سطحی زیاد در فاصله زمانی بین برداشت محصول و کاشت محصول بعدی و عدم وجود مواد آلی در لایه سطحی خاک باعث می‌گردد که خاک‌های بی‌ساختمان این مناطق به حدی سفت شوند که در صورت عدم انجام عملیات شخم شیاربازکن، دستگاه‌های غلات کار و حتی بازوهای قوی دستگاه‌های عمیق کار نتوانند در آنها نفوذ کنند. این

مدل سه بعدی مجموعه شیاربازکن ماشین بی‌خاکورزی از نوع برتینی در شکل (۱) توسط نرم‌افزار Solid Works طراحی و مدل‌سازی گردید. مشخصات فنی آن در جدول (۱) آورده شده است.

استفاده شد. سپس بوسیله نرم‌افزار Solid Works شبیه‌سازی و قسمت واحد شیاربازکن در محیط تحلیل به روش اجزای محدود، با استفاده نرم افزار ANSYS تحلیل شد.

### مدل سازی مجموعه شیار بازکن



شکل (۱) مدل سه بعدی شیاربازکن

Fig (1) 3D model furrow opener

جدول (۱) مشخصات فنی

Table (1) Technical special

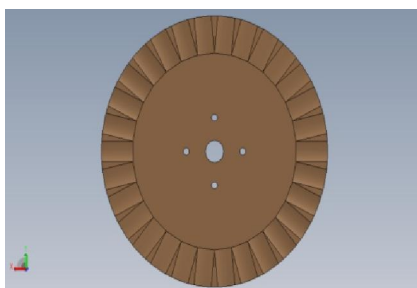
	430cm	عرض کل دستگاه
	300cm	عرض کار
17	17.5cm	فاصله و تعداد واحد در کشت خطی
8	35cm	فاصله و تعداد واحد در کشت ردیفی
	1-7cm	عمق کشت
	3400kg	وزن دستگاه
	67kw	نیروی مورد نیاز
	40cm	قطر شیاربازکن
	90cm	طول بازوی شیاربازکن

طراحی و مدل سازی بهینه قسمت های شیار بازکن

دیسکی، توپی، بوش مفصل، بازو، شاسی ثانویه، شاسی اصلی و فنر ایمنی تشکیل می شود که قسمت های اصلی در شکل های ۲ تا ۵ نشان داده شده است.

مجموعه شیار بازکن ماشین بی خاکورزی از تعدادی واحد شیار بازکن تشکیل می شود. هر واحد شیار بازکن در این ماشین از قسمت های پیشبر

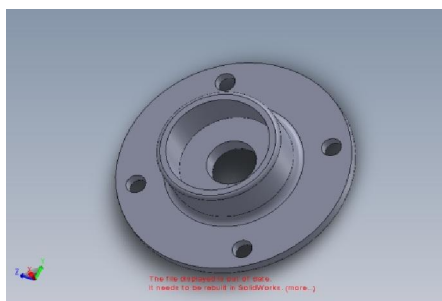
واحد برش (پیش بر دیسکی)



شکل (۲): شیار بازکن ( نوع دیسکی با لبه های موج)

Fig (2) furrow opener disk

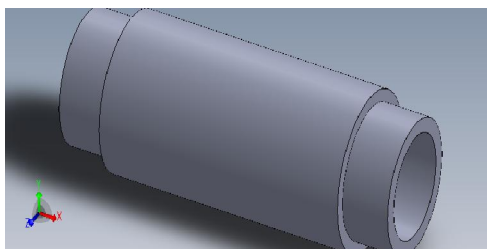
توپی شیار بازکن



شکل (۳): توپی شیار بازکن

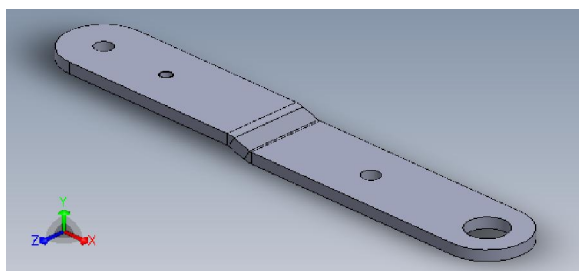
Fig (3) hub furrow opener

بوش مفصل قاب شیار بازکن



شکل (۴) بوش شیار بازکن

Fig (4) shift furrow opener



شکل (۵): بازوی شیاریازکن

Fig (5) hitch link furrow opener

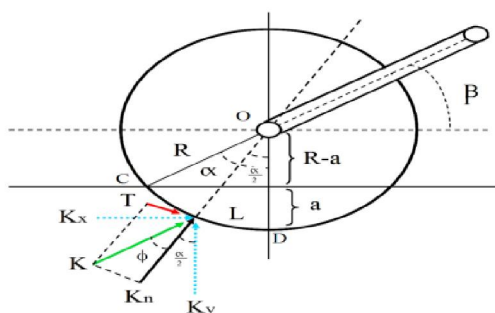
جنس استفاده شده قطعات به دلیل وارد شدن بارهای اعمالی از نوع فولاد (Astm-A37) انتخاب گردید. مشخصات مکانیکی آن در جدول (۲) نشان داده شده است.

جدول (۲): خصوصیات مکانیکی مواد استفاده شده در قطعات واحد شیاریازکن

Table (2) mechanical special used in original pieces furrow opener

ضریب انبساط گرمایی	مدول یانگ	استحکام تسلیم	استحکام نهایی	چگالی	مواد
$Jkg10^{-1}$	pa	کشش- فشاری pa	کشش- فشار pa	$\frac{kg}{m^3}$	
434	$2 \cdot 10^8$	$2.5 \cdot 10^8$	$4.6 \cdot 10^8$	7850	فولاد (A37) (ASTM -

نیروهای وارده بر واحد شیار بازکن  
 نیروهای وارد بر پیش بر دوار (شیار بازکن دیسکی)



شکل (۶): دیاگرام آزاد نیروهای اعمالی به پیش بر دوار

Fig (6) diagram of freedom force relevant to furrow opener

بردارای معادل  $\vec{K}_n$  و نیروی مماسی پیشبر با خاک  
 به شکل زیر به دست می آید:

$$(۲)$$

نیروی کلی  $\vec{K}$  از رابطه زیر به دست می آید:

$$(۳)$$

زاویه  $\varphi$  بین  $K$  و  $K_n$  است که از جدول  
 استاندارد (۳)، اصطکاک خاک با فلز پیشبر بدست  
 می آید. برای تعیین نیروی مماسی پیشبر از رابطه های

زیر استفاده می شود: (SHAFIY(2005))

$$(۴)$$

برای محاسبه میزان  $\alpha$  از رابطه زیر استفاده شد:

$$(۵)$$

با توجه به شکل (۶) نیروی معادلی که در  
 اثر حرکت رو به جلوی پیشبر، از طرف خاک به  
 کمان  $\widehat{CD}$  اعمال می گردد برابر با  $K_n$  فرض می شود  
 که این نیرو در وسط کمان  $\widehat{CD}$  قرار داده شده است.  
 این نیرو از رابطه ی زیر به دست می آید:

$$(۱)$$

که  $K_n$  نیروی اعمالی خاک به پیشبر بر حسب ( $N$ )  
 است،  $K_0$  ضریب سختی خاک بر حسب ( $N/m$ )  
 است،  $L$  طول کمان  $\widehat{CD}$  بر حسب ( $m$ ) است،  $R$   
 شعاع پیشبر بر حسب ( $m$ ) است و  $\alpha$  زاویه مرکزی  
 کمان  $\widehat{CD}$  بر حسب درجه است. همچنین  $\beta$  را زاویه  
 بین بازوی پیشبر و سطح افق، در نظر گرفته شده  
 است. از طرفی نیروی  $\vec{K}$  کلی، از مجموع دو نیروی

لازم به توضیح است با ضخامت ۴ میلی متری، پیشبر تا میزان 972N نیوتن را تحمل میکند:

$$D_{Final} = 720 + (0.35 \times 720) = 972 \quad (8)$$

ماکزیم نیروی پیشبر شیاربازکن با قطر چهار میلی متر به دست آمده برابر با 972N می باشد. پارامترهای مجهول از معادلات بالا از جدول (۳) محاسبه می گردد. سپس طراحی برای پیشبری با ضخامت شش میلی متر انجام، و پارامترهای  $k_x$  و  $k_y$  آن در فرآیند خاکورزی به دست آمد و نتایج آن با پیشبر چهار میلی متر مقایسه شد.

(۹)

در نتیجه تنش های فشاری وارد به مقطع پیشبر (CD) از رابطه زیر محاسبه شد:

(۱۰)

$\sigma$  تنش فشاری برحسب (N/m) می باشد و سطح مقطع درگیر پیشبر با خاک بر حسب ( $m^2$ ) است.

#### نیروهای وارده بر بازوی پیشبر

جهت طراحی یک پیشبر ابتدا لازم است مقدار نیروی کششی که هنگام درگیر شدن با خاک، به اجزاء آن وارد می شود، محاسبه گردد. لذا با استفاده از جدول استاندارد (۳) که در این خصوص منتشر شده است مقدار نیروی کششی تخمین زده شد. نیروهای وارده بر واحد بازوی پیشبر ماشین بی خاکورزی در دیاگرام آزاد، نشان داده شده است:

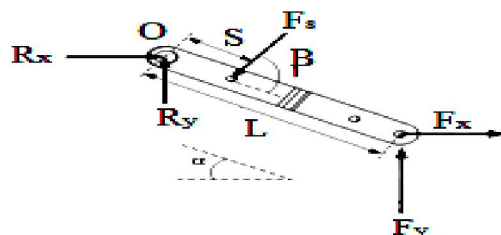
در نتیجه زاویه ی  $\alpha$  برابر با 70.51 درجه است. نیروی کل ( $k$ ) به دو مولفه ی افقی و عمودی تجزیه شده است. برای محاسبه نیروی کششی وارد بر پیشبر در ماشین بی خاکورزی از معادله (۶) استفاده شده است.

(۶)

که  $D = K_x$  نیروی کششی وارده به ادوه بر حسب (N) است، F براساس جدول استاندارد طراحی شیاربازکن (۳) در پیوست، پارامتر نوع بافت خاک را مشخص می کند، I براساس جدول (۳)، پارامترهای ویژه خاک است، که در آن 1- برای بافت خاک سبک 2- برای بافت خاک متوسط 3- برای بافت خاک سنگین در نظر گرفته شده است، A، B و C پارامترهای ویژه ماشین در جدول (۳) هستند. S سرعت پیشروی بر حسب (Km/h) است، w عرض ماشین با تعداد ردیف ها یا تعداد واحد کارنده است، T عمق خاکورزی در مورد ادوات خاکورزی اصلی برحسب cm و در خصوص تیغه های کارنده ها کمیت بدون بعد ۱ در نظر گرفته شده است. پارامترهای مربوط به کشش و گستره کشش مورد انتظار، توسط مدل پارامترها برای ادوات خاکورزی و کاشت در جدول (۳) تخمین زده شده است. با توجه به مشخصات ماشین، در جدول (۳) در قسمت بذرکارهای ردیفی (Seeding implements-Grain drill no-till) پیشبر انتخاب شده و کمیت های مربوطه در رابطه زیر وارد شده اند:

(۷)



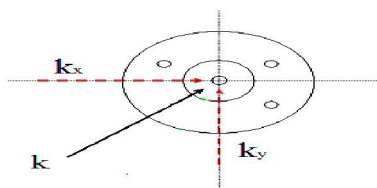


شکل (۷) دیاگرام آزاد نیروهای اعمالی به بازوی پیشبر

نیروهای وارد بر توپی پیشبر محاسبات عددی نیروهای توپی در راستای محور X و Y از رابطه ی (۹) محاسبه شد.

برای محاسبه نیروی کششی وارد بر بازوی پیشبر در ماشین بی خاکورزی از معادله (۹) استفاده شده است. نیروی  $F_s$  از رابطه ی زیر محاسبه شده است:

$$\left. \begin{array}{l} (11) \\ ( \end{array} \right\}$$



شکل (۸): نیروی اعمالی به توپی پیشبر

Fig (8) force relevant to hub furrow opener

نیروهای وارد بر بوش پیشبر برای محاسبه ی نیروهای بوش در راستای محور X و Y از رابطه (۹) استفاده می شود که مقدار نیروی K آن برابر با 981N است. که این مقدار نیروی کلی برای هر دو سر بوش تقسیم می شود.

برای محاسبه نیروهای معادل توپی پیشبر در راستای محورهای X و Y از رابطه (۹) استفاده شده است. بنابراین از برآیند دو نیروی مذکور نیروی معادل توپی پیشبر، مقدار نیروی K آن برابر با 981N به دست آمد.

### محاسبه ضریب اطمینان

برای محاسبه ضریب اطمینان از تئوری فان میسر استفاده شده است. طبق تئوری فان میسر، حداکثر مقدار تنش وارد بر ماده را می توان از رابطه زیر به دست آورد:

$$\sigma (12)$$

=

که در آن  $\sigma_1, \sigma_2$  و  $\sigma_3$  تنش های اصلی وارد بر ماده در سه راستای محورهای مختصات می باشند. به منظور اطمینان از کارکرد مواد مکانیکی و جلوگیری از شکست ماده، تنش های وارده بر ماده، بایستی از مقدار تنش تسلیم آن ماده کمتر باشد. بر اساس این اصل می توان ضریب اطمینان ماده را طبق رابطه زیر به دست آورد:

$$(13)$$

کلیه پارامترهای موجود در روابط بالا، برحسب نیوتن محاسبه و در نظر گرفته شد.

بعد از این که محاسبات طراحی شیاربازکن از نظر جدول استاندارد (۳) بررسی گردید، مشخص شد میزان نیروهایی که به آن وارد می شود در عمل چندین برابر تئوری می باشد. از لحاظ تجربی و عملی

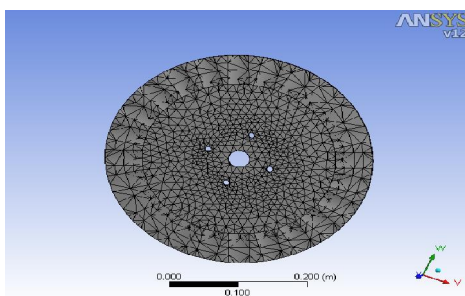
در حین عملیات پیشبر به شدت آسیب می بیند. به دلیل عوامل نامعین محیطی در خاک، وجود سنگریزه های درشت و ریز و انواع بارهای ذره ای که بر اثر برخورد با خاک به وجود می آیند و قابل پیش بینی نیستند، این نتیجه حاصل شد که میزان ضخامت پیشبر باید افزایش بیابد. از طرفی، بر خاک پارامترهای زیادی اثر می گذارند به همین دلیل ضریب اطمینان را نیز افزایش داده شد. برای تحلیل چهار قطعه طراحی شده میزان نیروها در راستای  $K_x=981N$  و  $K_y=854.47N$  محاسبه گردیده است.

### المان بندی و اعمال نیرو قسمت های اصلی واحد

#### شیار بازکن

در طراحی بهینه پیشبر شیاربازکن و قطعات اصلی درگیر از نوع بارگذاری استاتیکی استفاده گردیده است. نوع المان، از نوع مثلثی می باشد. هر قدر تعداد مش بندی ریزتر باشد دقت تحلیل و طراحی بیشتر می شود. در شکل های ۹ تا ۱۵ نحوه المان بندی و بارگذاری در اجزای اصلی شیاربازکن نشان داده شده است که A، B و C محل های تکیه گاهی، نیروی اعمالی را مشخص کرده اند.

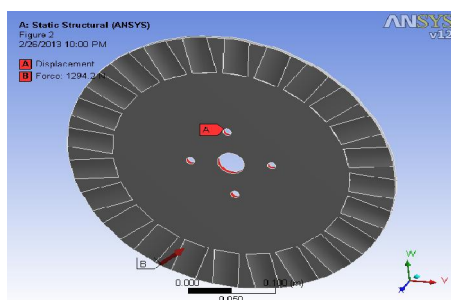
### المان بندی پیشبر



شکل (۹): المان بندی مثلثی در پیشبر دیسکی

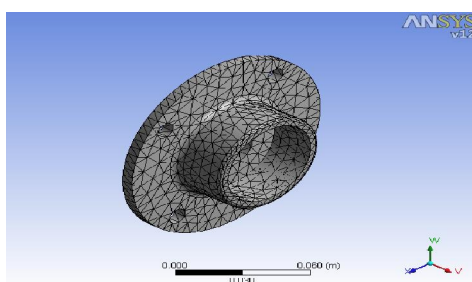
Fig(9) meshing in furrow opener disk

نحوه اعمال بار در پیشبر



شکل (۱۰): نیروی اعمالی بر پیشبر (A)، مکان تکیه گاهی (B)

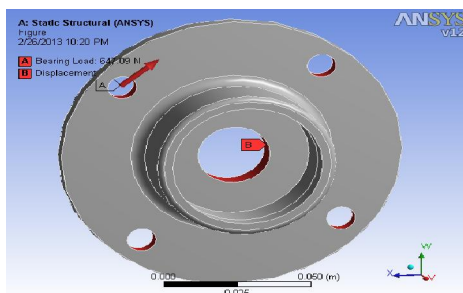
Fig(10) force relevant to furrow opener (A) backrest displacement (B)



شکل (۱۱): المان بندی مثلثی در توپی پیشبر

Fig(11) meshing in hub furrow opener

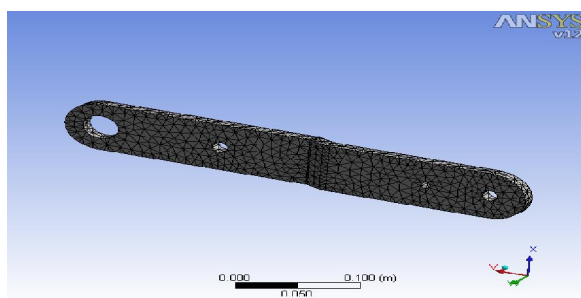
نحوه اعمال بار و تکیه گاه در توپی پیشبر



شکل (۱۲): نیروی اعمالی و تکیه گاهی بر روی توپی پیشبر

Fig(12) force relevant and backrest on hub furrow opener

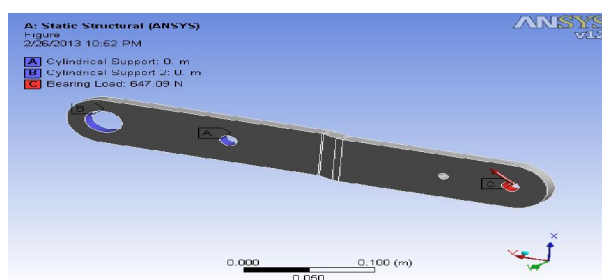
المان بندی بازوی پیشبر



شکل (۱۳): المان بندی مثلثی در بازوی پیشبر

Fig(13) meshing in hitch link furrow opener

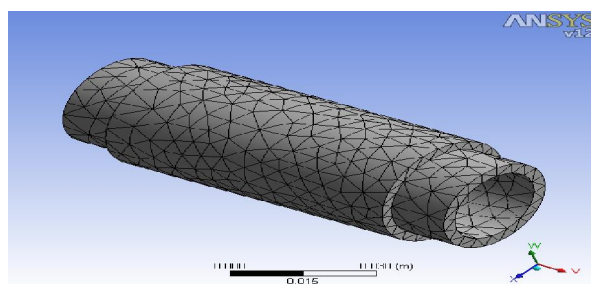
نحوه اعمال بار بر بازوی پیشبر



شکل (۱۴): نیروهای اعمالی و تکیه گاه بر روی بازوی پیشبر

Fig(14) force relevant and backrest on hitch link furrow opener

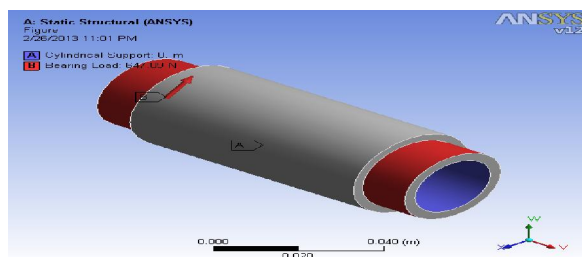
مش بندی بوش پیشبر



شکل (۱۵): المان بندی مثلثی در توپی پیشبر

Fig(15) meshing in shift furrow opener

نحوه اعمال بار و تکیه‌گاه بر روی بوش پیشبر



شکل (۱۶): نحوه اعمال بار، تکیه‌گاه بر روی بوش پیشبر

Fig(16) force relevant and backrest on shift furrow opener

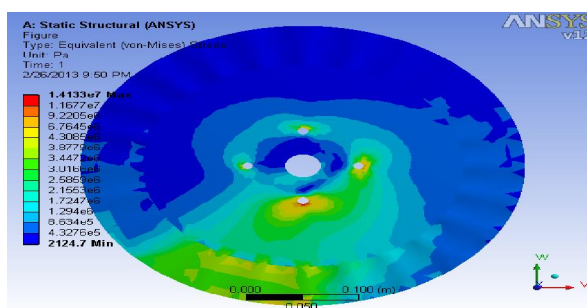
تحلیل تنش پیشبر با ضخامت چهار میلی‌متر بر

اساس تئوری فان میسز

تحلیل تنش پیشبر به دست آمده در شکل (۱۷) بیانگر این است که حداقل تنش پیشبر در اکثر نقاط صفحه به مقدار  $2124.7 \text{ Pa}$  و حداکثر مقدار آن در پیشبر در محل برخورد با زمین و قسمتی از تکیه‌گاه، برابر با  $1.4133 \times 10^7 \text{ Pa}$  بوده است.

نتایج و بحث

ماکزیمم نیرویی که پیشبر شیاربازکن موجود بر روی ماشین بی‌خاکورزی با قطر چهار میلی‌متر تحمل می‌کند برابر با  $972 \text{ N}$  می‌باشد. با در نظر گرفتن  $\phi = 47.726$  میزان  $K_y$  برابر با  $854.471 \text{ N}$  می‌باشد. میزان  $K_x$  برابر با  $981 \text{ N}$  است. ماکزیمم نیروی کششی که شیاربازکن بهینه در راستای محور افقی تحمل می‌کند برابر با  $981 \text{ N}$  است.



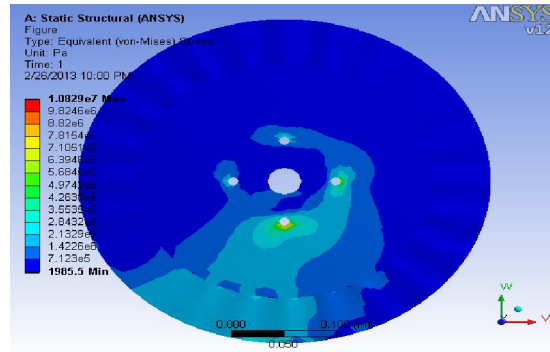
شکل (۱۷): تنش پیشبر با ضخامت چهار میلی‌متری

Fig(17) stress furrow opener with diameter 4 mm

تنش پیشبر در تمامی صفحه به مقدار  $1985.5 \text{ Pa}$  و حداکثر مقدار آن در سوراخ‌های متصل به توپی برابر با  $1.0829 \times 10^7 \text{ Pa}$  بود.

تحلیل تنش پیشبر بهینه شده با ضخامت شش میلی‌متر

تحلیل تنش پیشبر بر اساس معیار فان میسز به دست آمده در شکل (۱۸) بیانگر این است که حداقل

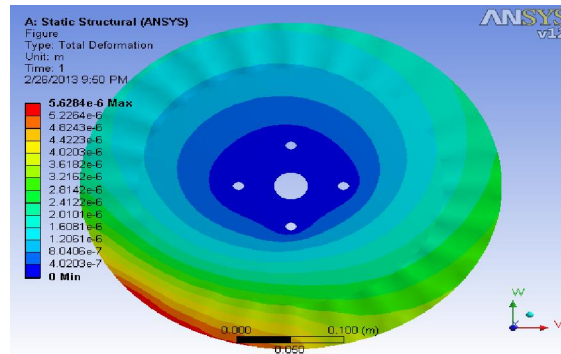


شکل (۱۸): تنش پیشبر بهینه با ضخامت شش میلی متری

Fig(18) stress optimum furrow opener with diameter 6 mm

موجب تغییرات در خیز پیشبر می گردد، به طوری که بیشترین آن  $5.628 \times 10^{-6}$  m در لبه درگیر با خاک رسید در صورتی که در قسمت های مرکزی بشقاب مقدار خیز به صفر رسید.

نتایج حاصل از تحلیل میزان خیز در پیشبر با ضخامت چهار میلی متر همان طور که در شکل (۱۹) نشان داده شده است، اثر نیروهای وارده در مسیر حرکت ماشین

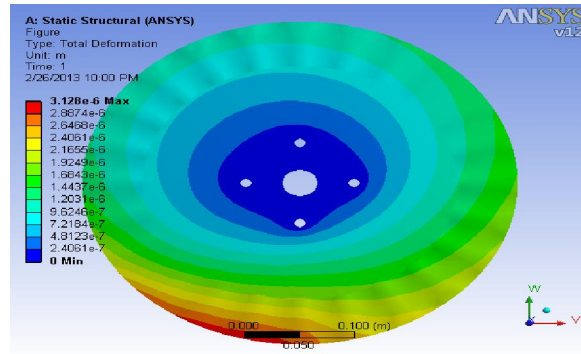


شکل (۱۹): میزان خیز در پیشبر با ضخامت چهار میلی متری

Fig(19) criterion deformation in furrow opener with diameter 4 mm

موجب تغییرات در خیز پیشبر شده می گردد، به طوری که بیشترین آن به  $3.128 \times 10^{-6}$  m در لبه درگیر با خاک رسید در صورتی که در قسمت های مرکزی بشقاب مقدار خیز به حد صفر رسیده است.

تحلیل میزان خیز در پیشبر بهینه با ضخامت شش میلی متر همان طور که در شکل (۲۰) نشان داده شده است اثر نیروهای وارده در مسیر حرکت ماشین

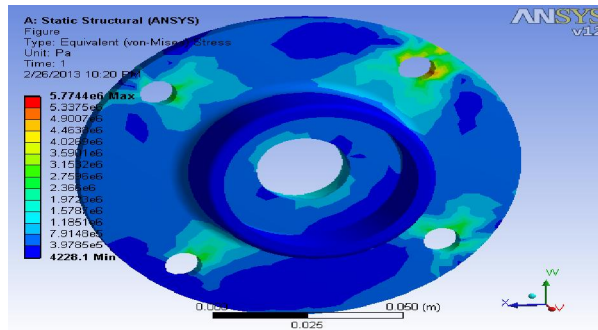


شکل (۲۰): خیز در پیشبر با ضخامت شش میلی متری

Fig (20) deformation in furrow opener with diameter 6 mm

سوراخ‌ها به مقدار 4228.1 Pa و حداکثر مقدار آن در داخل سوراخ‌های توپی برابر با  $5.7744 \times 10^6$  Pa بود.

نتایج حاصل از تحلیل تنش در توپی پیشبر تحلیل تنش توپی بر اساس معیار فان میسنز به دست آمده در شکل (۲۱) بیانگر این است که حداقل تنش توپی در تمامی صفحه به غیر از اطراف

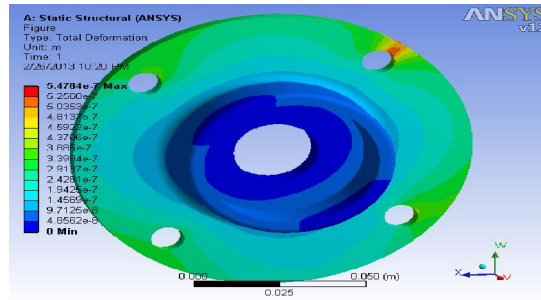


شکل (۲۱): تحلیل تنش در توپی پیشبر

Fig (21) analysis stress in hub furrow opener

دستگاه در مرکز توپی به مقدار  $5.4784 \times 10^{-7}$  m به آن اعمال می‌شود و کمترین خیز در توپی پیشبر در محل اطراف سوراخ‌های پیچ به حد صفر رسید

نتایج حاصل از تحلیل خیز در توپی پیشبر همان طور که در شکل (۲۲) نشان داده شده است، بیشترین تغییر خیز در توپی پیشبر در اثر نیروی وارد شده، وقتی است که نیروها در مسیر حرکت



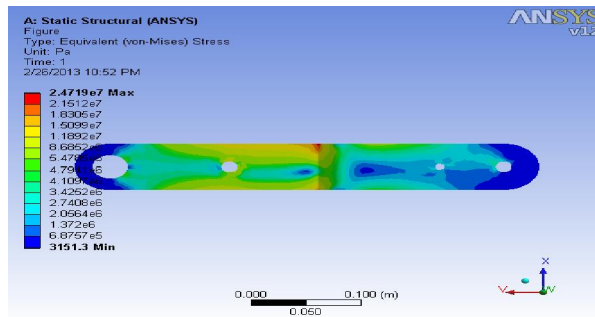
شکل (۲۲): تحلیل خیز در نوپی پیشبر

Fig (22) analysis deformation in hub furrow opener

مقدار  $3151.3 \text{ Pa}$  و حداکثر مقدار آن در قسمت وسط بازوی پیشبر و در مسیر حرکت ادوه، برابر با  $2.4719 \times 10^7 \text{ Pa}$  بوده است.

نتایج تحلیل تنش در بازوی پیشبر

تحلیل تنش در بازوی پیشبر بر اساس معیار فان میسز به دست آمده در شکل (۲۳) بیانگر این است که حداقل تنش در بازوی پیشبر در ابتدا و انتهای بازو به



شکل (۲۳): تنش در بازوی پیشبر

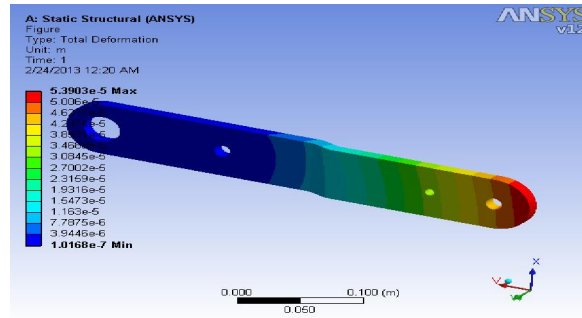
Fig(23) stress in hitch link furrow opener

صورتی که بیشترین خیز در بازوی پیشبر در محل اتصال به پیشبر دوار به  $5.3903 \times 10^{-5} \text{ m}$  رسید کمترین مقدار خیز در محل تکیه گاه و حاشیه اطراف آن به  $1.0168 \times 10^{-7} \text{ m}$  رسیده است.

نتایج تحلیل میزان خیز در بازوی پیشبر

همان طور که در شکل (۲۴) نشان داده شده است، اثر نیروهای وارده در مسیر حرکت ماشین موجب تغییرات در خیز بازوی پیشبر گردید، در



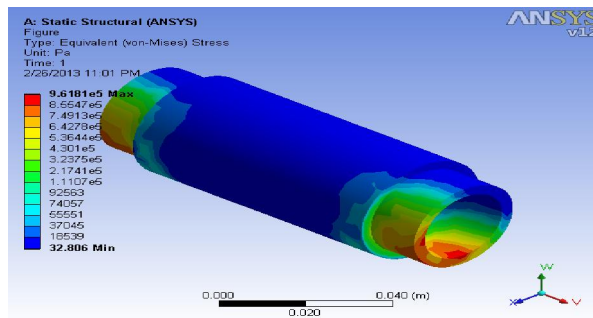


شکل (۲۴): خیز در بازوی پیشبر

Fig(24) deformation in hitch link furrow opener

در بوش مفصل قاب در وسط به مقدار  $32.806 \text{ Pa}$  پاسکال و حداکثر مقدار آن در ابتدا و انتهای بوش مفصل قاب برابر با  $9.618 \times 10^5 \text{ Pa}$  بود.

نتایج حاصل از تحلیل تنش در بوش مفصل قاب تحلیل تنش در بوش مفصلی قاب به دست آمده در شکل (۲۵) بیانگر این است که حداقل تنش

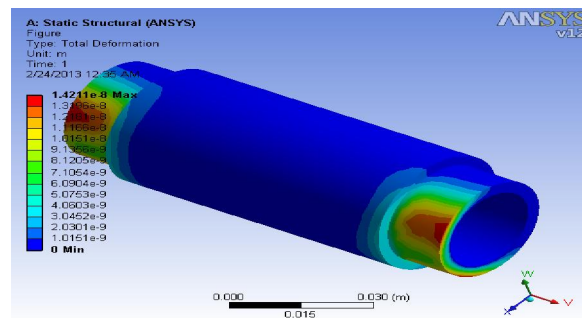


شکل (۲۵): تنش در بوش پیشبر

Fig(25) stress in shift furrow opener

در صورتی که بیشترین خیز در بوش مفصلی قاب پیشبر در محل اعمال نیرو به میزان  $1.4211 \times 10^{-8} \text{ m}$  و کمترین مقدار خیز در دیگر نقاط بوش به حد صفر رسید.

میزان خیز در بوش مفصلی قاب پیشبر همان گونه که در شکل (۲۶) نشان داده شده است، اثر نیروهای وارده در مسیر حرکت ماشین، موجب تغییرات در بوش مفصلی قاب پیشبر گردید،



شکل (۲۶): تحلیل خیز در بوش پیشبر

Fig (26) analysis deformation in shift furrow opener

## نتیجه گیری

با توجه به جدول (۳) استاندارد در پیوست، نیروی کشش که پیشبر می‌توان تحمل نماید برابر با 720N بود. با توجه به در نظر گرفتن ضریب اصلاحی 35% ماکزیمم، در جدول (۳) برای طراحی و با اثر دادن آن، نیروی کشش پیشبر را می‌توان تا میزان 972N افزایش داد. ولی میزان نیروهایی که به آن وارد می‌شود در عمل چندین برابر تئوری می‌باشد. از لحاظ تجربی و عملی در حین عملیات پیشبر به شدت آسیب می‌بیند. با این وجود با طراحی بهینه قسمت‌های شیاربازکن، مقاومت و ضریب اطمینان را افزایش و تنش در پیشبر نیز کاهش یافت. لازم به توضیح است که نوع آلیاژ مصرفی در تیغه را آهن معمولی  $2.5 \times 10^8$  نیز در نظر گرفته شد و ضخامت تیغه نیز افزایش پیدا کرد. ماکزیمم تنش در پیشبر بهینه با قطر شش میلی‌متر به مقدار  $10^7$  Pa برابر با  $1.0829 \times 10^7$  Pa به دست آمد که پیشبر با قطر چهار میلی‌متر ماکزیمم تنشی را که می‌توانست تحمل نماید  $1.4133 \times 10^7$  Pa بود. ماکزیمم میزان خیز در پیشبر با قطر شش میلی‌متری  $3.128 \times 10^{-6}$  m به دست آمد که نسبت به پیشبر با قطر چهار میلی‌متری که به مقدار  $5.628 \times 10^{-6}$  m دارای خیز کمتری بود. ضریب اطمینان در پیشبر با ضخامت چهار میلی‌متر برابر با 17.85 بود که ضریب اطمینان در پیشبر با ضخامت شش میلی‌متر برابر با 25 به دست آمد. در آخر نتایج نشان داد که شیاربازکن بهینه در مقابل نیروهای وارده مقاوم و دچار دفرمگی نخواهد شد. همچنین از نظر اقتصادی هم مقرون به صرفه بوده است. با وارد کردن نیروهای اعمال شده، بیشترین مقدار تنش در راستای جهت حرکت ادوه، داخل

سوراخ‌های توپی برابر با  $5.7744 \times 10^6$  Pa به دست آمد.

از بهینه سازی طراحی بازوی پیشبر، ناحیه‌ای تمرکز تنش افزایش داده شد. در سوراخ‌های پیچ مالبند بیشترین تمرکز تنش نیز ایجاد شد و از لحاظ صرفه جویی اقتصادی بازوی پیشبر، پیچ‌هایی که با قطر 10 میلیمتر نیز بودند به 12 میلی‌متر افزایش داده شد. لازم به توضیح است که حداکثر مقدار تنش در قسمت پیشانی بازوی پیشبر و در مسیر حرکت ادوه، برابر با  $2.4719 \times 10^7$  Pa به دست آمد. در بوش مفصلی قاب با طراحی بهینه، مقاومت افزایش، تنش و خیز کاهش پیدا کرده و در نتیجه ضریب اطمینان افزایش پیدا کرده است. بیشترین مقدار تنش در ابتدا و انتهای بوش به میزان  $9.618 \times 10^5$  Pa و کمترین مقدار در قسمت وسط بوش وقتی که در جهت حرکت ابزار باشد به میزان  $32.806$  Pa نیز به دست آمد.

## منابع

- ۱- حیدر پور: نصرت الله، خاک ورزهای ثانویه (۱۳۸۸)
- ۲- راهنمای گندم - آماده سازی زمین و کاشت سازمان تحقیقات و آموزش کشاورزی (۱۳۸۷)
- ۳- فرج پور، مهدی: ماشین‌های کاشت خطی کار - نشر آموزش کشاورزی (۱۳۸۰)
- ۴- وزارت جهاد کشاورزی، معاونت فنی و اجرایی مجری طرح گندم - مدیریت مزرعه و دستور العمل فنی گندم (۱۳۸۲)
- ۵- Desbiolles, J. Mechanics and features of disc openers in zero-till application(1992). Agricultural Machinery Research and Design Center. University of South Australia.

- ۶- Graham, J.P., and F.B. Ellis (1980). The merits of precision drilling and broadcasting for the establishment of cereal crops in Britain, ADAS Quarterly Review, No.38, 160-169
- ۷- Hemmat, A. and Taki. O (2001). Grain yield of irrigated winter wheat as affected by stubble-tillage management and seeding rates in central Iran. Soil Till, Res., 63:57-64.
- ۸- Hofman, V., C. Fanning, and E. Deibert. (1988). Reduced tillage seeding equipment for small grains. North Dakota State Univ. Ext, Serve, Bull, AE-826.
- ۹- Stephens, L.E. and Johnson, R.R., (1993). Soil strength in the seed zone of several planting systems. Soil Sci. Soc. Am. J. 57, 481-484.
- ۱۱- Simmons, F.W. No-Tillage. Illinois Agronomy Handbook(1995).  
iah.aces.vivc.edu

## **Optimal design and mechanical analysis of a piece based on modeling agent-Combined furrow opener for use in machinery zero tillage (*Combination and Brtyny*)**

G. Ghezavati<sup>1</sup>, A. Shadkam<sup>2</sup>, M. A. Haddad Drafshi<sup>3</sup>, M. Abasgholipor<sup>4</sup> and A. lotfi Aski<sup>\*5</sup>,  
M. Homaei<sup>6</sup>

Received: 1 September 2013

Accept: 13 November 2013

### **Abstract**

Zero tillage system to reduce production costs, increase soil organic matter, improve soil structure and eliminate adverse environmental effects may play an important role. However, due to the lack of suitable machinery for planting and plowing of virgin lands directly in this way due to lack of sufficient supply of seed to soil contact, in many cases, has not been successful. Instrument capable of introducing the underlying hardware (not plowing) and the previous crop straw in the ground, seed and fertilizer into the furrow at different depths, the first step in the implementation of pilot projects in the areas of promotion and finally Zero tillage This method is prone to planting. Because of the uncertain factors in the soil environment, there are loads of small and large grains of sand particles on impact with the ground, there are not predictable, the forces that act on the same track as the opener is multiplied theory. In terms of practical and based on the results of research projects on machines without tillage in arid and semiarid regions of Iran While no tillage operations furrow opener heavily damaged disc set the result is that thickness of agent There are four millimeters thick, six-cm machine with no tillage was increased. However, many parameters affect the soil so as to increase confidence rate until furrow opener resistance against dirt and rocky and uncertain factors Zero tillage. Furrow opener components of the research design optimization software disk Solid works modeling was done using ANSYS program analysis furrow opener three main pieces related to this Furrow opener was agent.

**Keyword:** zero tillage, direct sowing, furrow opener Rotary, Solid works, ANSYS