

## شبیه سازی و تحلیل مکانیکی سه نوع تیغه ی گاواهن دوار به کمک نرم افزار اجزاء محدود (انسیس) (۷۶)

کاوه ملازاده<sup>۱</sup>، راضیه ریاحی<sup>۲</sup>

### چکیده

در پژوهش حاضر، به شبیه سازی و تحلیل مکانیکی و بررسی رفتار مواد تشکیل دهنده ی سه نوع تیغه ی L شکل، چاقویی و دندانه میخی گاواهن دوار با استفاده از نرم افزار اجزاء محدود (انسیس) پرداخته شده است. پس از ساخته شدن مدل های سه بعدی به روش مهندسی معکوس در نرم افزار انسیس و اعمال قیود و شرایط مرزی مقتضی، بارگذاری روی مدل ها با توجه به شرایط کاری تیغه ها اعمال گردید. سپس تحلیل های استاتیکی، مودال، هارمونیک و خستگی روی مدل ها انجام گرفت. نتایج تحلیل استاتیکی برای هر سه نوع تیغه نشان داد که بیشترین تنش ایجاد شده در اطراف سوراخ محل اتصال تیغه ها به فلائنژ دستگاه می باشد و احتمال اولین شکست از این محل ها بیشتر از مناطق دیگر است. مقدار ضریب اطمینان بدست آمده در تحلیل استاتیکی برای تیغه ی L شکل به علت عدم اطمینان از شرایط کاری تیغه در خاک و نیروهای احتمالی ناشی از ضربه و بار ناگهانی، قابلیت اطمینان بالایی را عرضه نکرد. نتایج آنالیز مودال و هارمونیک نشان داد که برای تیغه ی چاقویی به علت نزدیکی بسامد های طبیعی تیغه با بسامد بارهای وارده، احتمال پدیده ی تشدید وجود دارد. ضرایب اطمینان بدست آمده از تحلیل خستگی برای تیغه های L شکل، چاقویی و دندانه میخی به ترتیب ۱/۱۱، ۱/۷۵ و ۱۰/۳۵ بود که نشان داد احتمال وقوع شکست در تیغه های L شکل و چاقویی در مناطق اطراف سوراخ های اتصال تیغه به فلائنژ در اثر خستگی بسیار بالا است.

**کلید واژه:** تیغه ی L شکل، تیغه ی چاقویی، تیغه ی دندانه میخی، گاواهن دوار، انسیس

۱- دانشجوی کارشناسی ارشد گروه مهندسی مکانیک ماشین های کشاورزی دانشگاه تهران، پست الکترونیک: kaveh.mollazade@Gmail.com

۲- دانشجوی کارشناسی ارشد گروه مهندسی مکانیک ماشین های کشاورزی دانشگاه تهران

## مقدمه

تلاش پیوسته بشر در جهت بهینه کردن ماشین آلات کشاورزی از جمله ماشین های خاک ورزی و نیز محافظت از خاک های زراعی منجر به پژوهش ها و مطالعات زیادی شده است که در این باره توجه و اهتمام به تمام جنبه های درگیر با مسئله مورد نظر را نیز می طلبد. در این خصوص، از جمله می توان به رفتار مکانیکی و دقت در طراحی ابزار اشاره کرد که مذاقه در این امر نه تنها باعث دوام و بهبود کیفیت ابزار می شود بلکه باعث تغییرات بسیاری از عوامل درگیر با کشاورزی در جهت بهبود عملکرد نیز خواهد شد [۷].

گاواهن های دوار (تیلرهای دوار) ماشین هایی هستند که استفاده از آن ها در عملیات خاک ورزی رو به افزایش است. آماده نمودن بستر بذر با یک بار عبور از روی زمین و در نتیجه کاهش کل میزان کشت از جمله دلایل استفاده از این ماشین ها است. انواع تیغه ها برای گاواهن های دوار موجود است که تیغه ی L شکل معمول ترین آن ها است و این تیغه ها در شرایطی که خاشاک سنگین است بر سایر تیغه ها ارجحیت دارند. تیغه ها ی مزبور برای از بین بردن علف ها ی هرز بهتر از سایر تیغه ها بوده و معمولاً خاک را کمتر خرد می کنند. تیغه های چاقویی به آسانی خاک را قطع می کنند و در نتیجه باعث تهویه ی خاک و سست کردن چمنزار می شوند. این تیغه ها فشردگی سطح خاک را بر طرف کرده و موجب بهتر شدن نفوذ آب در خاک می گردند. از تیغه های دندانیه میخی در خاک ورزی ثانویه استفاده می شود. این نوع تیغه ها در داخل خاک نفوذ کرده و موجب خرد شدن کلوخه ها می شوند [۱۰ و ۳].

امروزه با به کارگیری فنون طراحی به کمک کامپیوتر<sup>۱</sup> می توان به مطالعه عواملی از قبیل نیروها، تنش ها، تغییر شکل و شکل بهینه ی قطعه پرداخت و عملکرد سازه تحت بارهای استاتیکی یا متناوب را بسیار کارآمدتر، دقیق تر و سریع تر از گذشته شبیه سازی، تحلیل و آزمایش کرد. نرم افزار انسیس<sup>۲</sup> یکی از این ابزارها است که از روش اجزاء محدود برای تجزیه و تحلیل قطعات و مسائل مهندسی استفاده می کند [۵].

کاربرد روش اجزاء محدود در مدل سازی رفتار خاک و ابزار، در دو بخش استاتیکی و دینامیکی توسط پژوهشگران گزارش شده است. یانگ و هانا<sup>۳</sup> (۱۹۷۷) به ارائه ی مدل سازی استاتیکی برای رفتار تیغه های خاک ورز در مقابل خاک پرداخته اند. این دو پژوهشگر مطابق نتایج شبیه سازی اجزاء محدود با ملاحظات تحلیلی را تایید کرده اند [۷]. کوشواها و شان<sup>۴</sup> (۱۹۹۵) جهت تاثیر تنش ها و کرنش ها بر عامل خاک ورز از روش افزایش گام گام و تدریجی بار به شیوه ی اجزاء محدود استفاده کرده اند [۱۳]. فیلک<sup>۵</sup> در سال (۱۹۹۹) به مدل سازی اجزاء محدود لبه ی تیغه های برش خاک پرداخته است و اثر هندسه ی لبه ها و تیزی آن ها را در نحوه ی عمل تیغه ها از نظر برش خاک مورد بررسی قرار داده است [۱۱]. موذن و نمی<sup>۶</sup> (۱۹۹۹) یک تیغه ی زیرشکن را در خاک شنی - لومی غیرهمگن با روش اجزاء محدود مورد تحلیل قرار دادند و نتایج این روش را با نتایج حاصل از کار زیر شکن در خاک مقایسه کردند و به این نتیجه رسیدند که روش اجزاء محدود روش مناسب برای مدل کردن و تحلیل ابزار در خاک می باشد [۱۲]. رفیعی (۲۰۰۵) یک دندانیه ی هرس رفت و برگشتی را با استفاده از روش اجزاء محدود و نرم افزار انسیس شبیه سازی و تحلیل مکانیکی کرد و مقادیر ضرایب اطمینان را برای دندانیه در حالت های تحلیل خطی و غیر خطی و نیز تحلیل خستگی محاسبه نمود و مشخص گردید که احتمال شکستن دندانیه در خاک در اثر بارهای ضربه ای به علت پایین بودن مقدار ضرایب اطمینان بالا می باشد [۷].

با توجه به اینکه یکی از مشکلات عمده در کاربرد گاواهن های دوار مسئله ی شکستگی تیغه ها در حین کار می باشد که موجب بالا بردن هزینه ی نگهداری این ماشین ها می شود، بنابراین، تحلیل مکانیکی تیغه ها تحت سخت ترین شرایط کاری به منظور بررسی علت شکستن آن ها امری ضروری به نظرمی رسد. هدف از این پژوهش عبارت است از تحلیل مکانیکی سه نوع تیغه ی L شکل، چاقویی و دندانیه میخی گاواهن دوار به منظور بررسی استحکام و رفتار مکانیکی مواد تشکیل دهنده ی تیغه ها.

1- Computer-Aid Design (CAD)

2\_ ANSYS

Yang &amp; Hanna\_3

4\_ Kushwaha &amp; Shon

5\_ Fielke

Moazen &amp; Nemenyi\_6

## مواد و روشها

### شرایط کاری و خصوصیات ماده ی تشکیل دهنده ی تیغه ها

در این پژوهش سه نوع تیغه ی L شکل، چاقویی و دندان میخی گاوآهن دوار با توجه به شرایط کاری متداول مورد تحلیل قرار گرفت. تیغه ی L شکل در شرایط خاک ورزی اولیه و در خاک لومی- سنی (با وزن مخصوص ظاهری ۱۵۰۰ کیلو گرم بر متر مکعب)، تیغه ی چاقویی در شرایط خاک ورزی اولیه و در خاک لومی- سی (با وزن مخصوص ظاهری ۱۲۵۰ کیلو گرم بر متر مکعب) و تیغه ی دندان میخی در شرایط خاک ورزی ثانویه و در خاک لومی- سنی در نظر گرفته شد. خصوصیات مکانیکی فولاد به کار رفته در تیغه ها با فرض همگن بودن در جدول ۱ آمده است.

جدول ۱ - مشخصات ماده ی تشکیل دهنده ی تیغه ها

تنش نهایی استحکام (MPa)	نسبت پواسون	مدول یانگ (GPa)	چگالی $kg / m^3$
۴۸۰	۰/۳	۲۰۰	۷۸۶۰

### نیروهای وارد بر تیغه

نیروهای وارد بر تیغه در گاوآهن های دوار ترکیب دو نیروی استاتیکی و دینامیک است. نیروی استاتیکی ناشی از مقاومت خاک در مقابل عبور تیغه می باشد و از رابطه ی زیر بدست می آید:

$$F_s = 9.81(C_0 K_0 \frac{v}{u} ab)$$

که در آن:  $F_s$  = نیروی استاتیکی وارد بر تیغه (بر حسب نیوتن)؛  $a$  = عمق کار (بر حسب سانتی متر)؛  
 $b$  = عرض کار (بر حسب سانتی متر)؛  $v$  = سرعت پیشروی تراکتور (بر حسب متر بر ثانیه)؛  $u$  = سرعت مماسی تیغه (بر حسب متر بر ثانیه) است.  $C_0$  ضریب بوده که بستگی به نوع تیغه دارد (جدول ۲).  $K_0$  نیز مقاومت مخصوص خاک (بر حسب کیلو گرم بر سانتی متر مربع) است (جدول ۳).

جدول ۲ - مقدار ضریب  $C_0$  برای تیغه ها

ضریب $C_0$	وضعیت زمین	نوع تیغه
۵ - ۳	پوشش سبز	L شکل
۳ - ۱/۵	پوشش سبز	چاقویی
۳/۵ - ۲/۵	شخم خورده	دندان میخی

جدول ۳ - مقادیر مقاومت مخصوص خاک با توجه به نوع خاک

نوع خاک	مقاومت مخصوص $kg / m^2$
نرم	۰/۳ - ۰/۲
نیمه سنگین	۰/۵ - ۰/۳
سنگین	۰/۷ - ۰/۵
بسیار سنگین	> ۰/۷

نیروی دینامیک ( $F_d$ ) شامل نیروی لازم برای بریدن خاک است. مقدار نیروی لازم برای بریدن خاک را ۰/۷۵۵ تا ۰/۹۳۵ مقدار نیروی دینامیک کل در نظر می گیرند. مقدار نیروی لازم برای پرتاب خاک از رابطه ی زیر بدست می آید:

$$F_d' = 0.000981 \left( \frac{\gamma_g \zeta^2}{2g\eta} v.u.a.b \right)$$

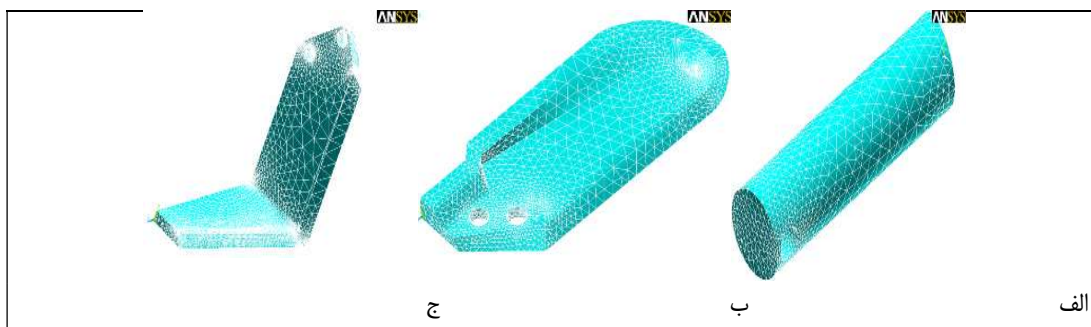
که در آن:  $F_d'$  = نیروی لازم برای پرتاب خاک (بر حسب نیوتن)؛  $g$  = شتاب ثقل زمین (بر حسب متر بر مجذور ثانیه)؛  $\gamma_g$  = وزن مخصوص ظاهری خاک (بر حسب کیلو گرم بر متر مکعب) می باشد.  $\zeta$  ضریب تناسب بوده که مقدار آن بین ۰/۴ تا ۰/۷ است.  $\eta$  نیز مقاومت مخصوص هوا در پرتاب خاک است که برابر ۰/۵ فرض می شود. مقادیر نیروهای استاتیک و دینامیک و نیروی کل محاسبه شده برای تیغه ها با توجه به مشخصات ساختاری و نوع خاکی که تیغه در آن کار می کند و با در نظر گرفتن مقدار ۳ متر بر ثانیه برای سرعت پیشروی تراکتور و ۲/۷۲ متر بر ثانیه برای سرعت خطی تیغه به صورت جدول ۴ به دست آمد.

جدول ۴ - مقادیر نیروهای وارد بر تیغه ها

نوع تیغه	نیروی استاتیک (N)	نیروی دینامیک (N)	نیروی مماسی کل (N)
L شکل	۳۱۲	۲۷۵	۵۷۸
چاقویی	۷۸۰	۱۸۲	۹۶۱
دندانه میخی	۳۹۰	۳۱	۴۲۱

### مدل سازی و تحلیل ها

برای مدل سازی و تحلیل تیغه از نرم افزار انسیس نسخه ۵/۴ استفاده گردید و به دلیل نداشتن ابعاد طراحی تیغه ها از روش مهندسی معکوس استفاده شد و مدل کردن از پایین به بالا صورت گرفت. بدین ترتیب که ابتدا مختصات نقاط مدل از روی نمونه های واقعی اندازه گیری و نقاط کلیدی<sup>۱</sup> بدست آمدند، سپس این نقاط توسط خطوط به هم وصل و سطوح تشکیل شده از خطوط به حجم تبدیل گردید. در مرحله ی بعد خواص ماده ی تشکیل دهنده ی مدل ها با توجه به جدول ۱ برای نرم افزار تعریف گردید. برای شبکه بندی مدل از المان Solid 95 استفاده شد. شبکه بندی به صورت آزاد و بهینه انجام گرفت، به این معنی که برای هر شبکه بندی یک تحلیل انجام پذیرفت و ریز شدن المان ها تا مرحله ی ناچیز شدن تغییرات نتایج تحلیل ادامه یافت (شکل ۱).



شکل ۱\_ شبکه بندی تیغه ها (الف) L شکل (ب) چاقویی (ج) دندانه میخی

در حالت شبکه بندی بهینه تعداد المان ها و گره ها به صورت جدول ۵ بدست آمد.

جدول ۵ - تعداد گره و المان تیغه ها

تعداد المان	تعداد گره	نوع تیغه
۱۴۲۴۰	۲۱۹۰۶	L شکل
۲۸۶۷۱	۴۴۴۲۵	چاقویی
۵۴۹۲۴	۸۶۱۰۴	دندانه میخی

پس از شبکه بندی شرایط مرزی بر روی گره ها ی واقع بر محل سوراخ های مدل انجام گرفت و این گره ها در تمام جهات مقید گردید. در تحلیل استاتیکی بارهای وارده به صورت مماسی بر روی گره های واقع بر لبه برنده ی تیغه ها اعمال شد و پس از انجام تحلیل مقادیر تنش های وارده بر تیغه ها بر اساس تئوری وان- مسیز بدست آمد. تحلیل مودال تیغه ها با در نظر گرفتن ۶ بسامد طبیعی اول در دامنه ی بسامد ۰ تا ۵۰۰۰ هرتز انجام گرفت. با توجه به اینکه بارها به صورت متناوب بر تیغه ها وارد می شوند، تحلیل هارمونیک برای بدست آوردن بسامد تیغه ها تحت بارهای وارده نیز صورت گرفت. همچنین به منظور بدست آوردن تنش تحمل فولاد به کار رفته در تیغه ها تحلیل خستگی با اعمال ۱۵۰۰۰۰۰ چرخه ی بارگذاری بر روی مدل ها انجام شد.

### تعیین ضرایب اطمینان

ضریب اطمینان برای تحلیل استاتیکی از تقسیم کردن تنش نهایی استحکام بر حداکثر تنش حادث شده در تیغه ها بدست آمد و برای محاسبه ی ضریب اطمینان برای خستگی از رابطه سادربرگ استفاده گردید.

$$\frac{1}{F.S} = \frac{\sigma_{ave}}{\sigma_y} + K \frac{\sigma_r}{\sigma_e}$$

که در آن:  $F.S$  = ضریب اطمینان در حالت خستگی؛  $\sigma_{ave}$  = تنش میانگین؛  $\sigma_e$  = تنش تحمل؛  $\sigma_r$  = تنش متناوب و  $K$  = ضریب تمرکز تنش است.

مقادیر  $\sigma_{ave}$  و  $\sigma_r$  در رابطه بالا از روی روابط زیر و با در نظر گرفتن حداکثر تنش وارد شده هنگامی که تیغه درون خاک است و تنش صفر هنگامی که تیغه از خاک بیرون آمده است قابل محاسبه می باشد.

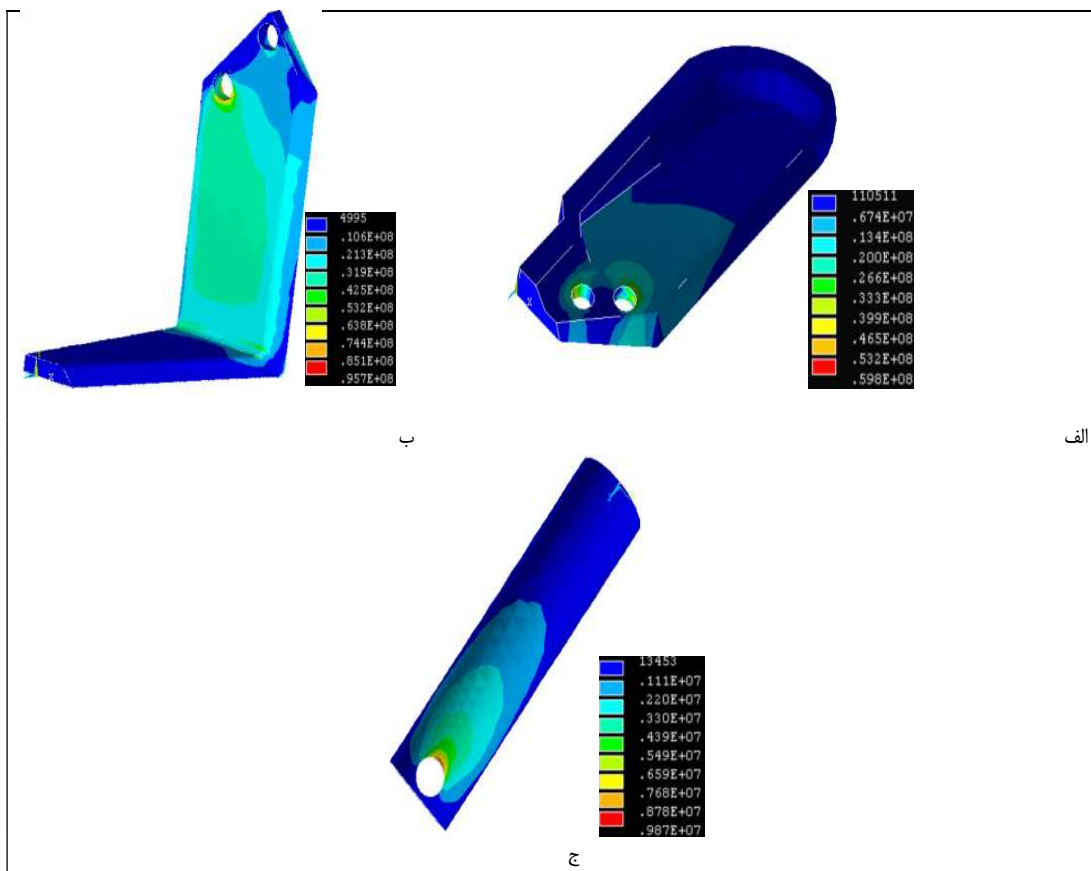
$$\sigma_{ave} = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}$$

$$\sigma_r = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}$$

## نتایج

### تحلیل استاتیکی

مقدار حداکثر تنش بر اساس معیار وان- مسیز برای تیغه ی L شکل ۹۵/۷ مگاپاسکال، برای تیغه ی چاقویی ۵۹/۸ مگاپاسکال و برای تیغه ی دندانه میخی ۹/۸۷ مگاپاسکال بدست آمد. مقدار حداقل تنش وارده نیز برای تیغه ی L شکل، چاقویی و دندانه میخی به ترتیب ۱۰/۶، ۶۷/۴ و ۱۱/۱ مگاپاسکال حاصل شد (شکل ۲). با توجه به شکل ۲ مشاهده می شود برای هر ۳ نوع تیغه، حداکثر مقدار تنش در محل سوراخ ها ی اتصال تیغه به فلانژ حادث می شود.



شکل ۲\_ توزیع تنش ر سطح تیغه ها (الف) L شکل (ب) چاقویی (ج) دندانه میخی

### تحلیل مودال

نتایج تحلیل مودال برای تیغه ها به صورت جدول ۶ بدست آمد که مشاهده می شود در محدوده بسامد ۰ تا ۵۰۰۰ هرتز تیغه ی دندانه میخی تنها دارای ۲ بسامد طبیعی و تیغه ی چاقویی نیز دارای ۵ بسامد طبیعی بوده است.

جدول ۶ - مقادیر بسامدهای طبیعی تیغه ها در محدوده ۰ تا ۵۰۰۰ هرتز

شماره بسامد	نوع تیغه					
	۱	۲	۳	۴	۵	۶
L شکل	۱۴۶/۳۷	۲۶۷/۰۸	۴۰۰/۹۰	۱۴۵۴/۸	۱۵۷۵/۸	۱۳۳۶/۴
چاقویی	۷۷۴/۷۷	۹۹۱/۶۹	۳۸۷۷/۸	۴۴۶۴/۳	۴۹۶۷/۹	-
دندان	۱۱۸۸/۷	۱۳۷۱/۴	-	-	-	-
میخی						

### تحلیل هارمونیک

نتایج تحلیل هارمونیک نشان داد که مقدار بسامد تیغه تحت بارهای وارده برای تیغه ی L شکل ۳۶۲۳/۲ هرتز، برای تیغه ی چاقویی ۲۹۴۷/۳ و ۴۷۲۵/۰۷ هرتز و برای تیغه ی دندان میخی ۱۹۵۴/۸ هرتز می باشد.

### تحلیل خستگی

مقدار تنش تحمل پس از ۱۵۰۰۰۰۰ چرخه ی بارگذاری برای تیغه ی L شکل ۱۹۲ مگا پاسکال، برای تیغه ی چاقویی ۱۸۸ مگا پاسکال و برای تیغه ی دندان میخی ۱۸۳ مگاپاسکال بدست آمد.

### ضرایب اطمینان

ضرایب اطمینان در تحلیل استاتیکی برای تیغه های L شکل، چاقویی و دندان میخی به ترتیب ۵/۰۱، ۸/۰۲ و ۴۸/۶۳ بدست آمد. مقدار ضریب اطمینان برای خستگی بر اساس معیار سادبرگ و با در نظر گرفتن ضریب تمرکز تنش برابر با ۳/۲ برای سوراخ ها، که حداکثر تنش در آن ها اتفاق می افتد، برای تیغه ی L شکل ۱/۱۱، برای تیغه ی چاقویی ۱/۷۵ و برای تیغه ی دندان میخی ۱۰/۳۵ حاصل شد.

### نتیجه گیری

نتایج بدست آمده از این پژوهش را می توان به صورت زیر خلاصه کرد:

- نتایج حاصل از تحلیل استاتیکی نشان داد که حداکثر مقدار تنش های وارده بر هر سه نوع تیغه در اطراف سوراخ های اتصال تیغه به فلائژ حادث می شود و احتمال شکست در این نواحی بیشتر از سایر قسمت های تیغه است.
- نتایج تحلیل مودال و هارمونیک نشان داد که تیغه های L شکل و دندان میخی از لحاظ پدیده ی تشدید ایمن بودند اما در تیغه ی چاقویی به علت نزدیکی بسامد بار وارده با بسامد طبیعی تیغه، احتمال به وجود آمدن پدیده ی تشدید بالا بود.
- نتایج تحلیل خستگی نشان داد که برای هر سه نوع تیغه مقدار تنش تحمل در حدود ۰/۴۵ تنش استحکام فولاد به کار رفته در ساخت تیغه ها است.
- ضریب اطمینان بدست آمده از تحلیل استاتیکی به علت عدم اطمینان از شرایط کاری تیغه در خاک و نیروهای احتمالی ناشی از ضربه و بار ناگهانی قابلیت اطمینان قابل قبولی را برای تیغه ی L شکل عرضه نکرد اما تیغه های چاقویی و دندان میخی دارای اطمینان بالایی بودند.

● ضرایب اطمینان بدست آمده از تحلیل خستگی نشان داد که احتمال شکست تیغه های L شکل و چاقویی در اثر خستگی بالا است در حالیکه برای تیغه ی دندان میخی به دلیل شرایط کاری سبک تر نسبت به دو تیغه ی دیگر احتمال شکست در اثر خستگی پایین بود.

#### پیشنهاد ها

- به منظور جلوگیری از شکستن تیغه ها در محل سوراخ های اتصال تیغه به فلائز باید استحکام نواحی اطراف سوراخ را بیشتر نمود و یا با افزایش سطح مقطع در این ناحیه ها از شدت تمرکز تنش کاست.
- از آنجا که بسامد های طبیعی سازه بستگی به ساختار، شکل و همچنین ماده ی تشکیل دهنده ی سازه دارد می توان با تغییراتی در شکل تیغه ی چاقویی و یا ساختن تیغه از فولادی با چگالی متفاوت با فولاد به کار برده شده، بسامد های طبیعی سازه را از بسامد های بار وارده دور کرد و از وقوع پدیده ی تشدید جلوگیری نمود.
- از آنجا که ضریب اطمینان برای تیغه ی L شکل در تحلیل استاتیکی پایین بود می توان با ساختن تیغه از فولاد با تنش نهایی استحکام بالاتر این عیب را برطرف نمود.
- با توجه به ضرایب اطمینان بالایی که برای تیغه ی دندان میخی در تحلیل های استاتیکی و خستگی به دست آمد می توان این تیغه را از فولادی با تنش نهایی استحکام پایین تر ساخت و یا از این تیغه برای شرایط دشوارتر و خاک سنگین تر در خاک ورزی ثانویه استفاده نمود.

#### REFERENCES

#### منابع مورد استفاده:

- [۱] جاهد مطلق، ح. نوبان، م. اشراقی، م. ۱۳۸۵. اجزاء محدود ANSYS. چاپ سوم. انتشارات دانشگاه تهران.
- [۲] ولی نژاد، ع. ۱۳۷۸. جداول و استاندارد های فولاد. چاپ دوم. انتشارات نشر طراح.
- [۳] منصوری راد، د. ۱۳۸۵. تراکتور ها و ماشینهای کشاورزی. جلد ۱. چاپ هفتم. انتشارات دانشگاه بو علی همدان.
- [۴] کماریزاده، م. ۱۳۸۴. مکانیک تراکتور و ماشین های کشاورزی. چاپ دوم. انتشارات جهاد دانشگاهی آذربایجان غربی.
- [۵] بشارتی گیوی، م. ۱۳۸۵. مهندسی تولید و فناوری. جلد ۱. چاپ اول. انتشارات دانشگاه تهران.
- [۶] بایبوردی، م. ۱۳۷۹. فیزیک خاک. چاپ ششم. انتشارات دانشگاه تهران.
- [۷] رفیعی، م. ۱۳۸۳. شبیه سازی و آنالیز مکانیکی دندان های هرس های رفت و برگشتی با کمک نرم افزار اجزاء محدود. پایان نامه ی کارشناسی ارشد. دانشکده ی کشاورزی. دانشگاه ارومیه.
- [8] Bernacki, H. J, Hanan. C, Z, Kanafojski. 1972. Agricultural Machines Theory and Construction. Vol 1, U.S.Department of commerce, Spring field, U.S.A.
- [9] ANSYS Help > Analysis Guide and Theory Manual.
- [10] Culpin, C. 1981. Farm Machinery. Tenth edition. Granada Technical Books Publishing Ltd
- [11] Fielke, J, M, T. 1999. Finite Element Modeling of the Cutting Edge of Tillage Implements with Soil. Journal of Agricultural Engineering Research. 47: 91-101.
- [12] Mouazen, A, M. M, Nemenyi. 1999. Finite Element Analysis of Subsoiler Cutting in Non-Homogeneous Sandy Loam Soil. Journal of Soil and Tillage Research. 51: 1-15.
- [13] Kushwaha, R, L. J, Shon. 1995. Finite Element Analysis of Dynamic Interaction between Soil and Tillage Tools. Transaction of the ASAE. 37(5): 1315-1319.