

طراحی، ساخت و آزمایش یک نوع روتوتیلر جدید مناسب برای باغ‌ها و مزارع کوچک

حسین غلامی^۱، داود کلانتری^{۲*} و مجید رجبی وندچالی^۳

۱- دانشجوی کارشناسی ارشد رشته مکانیک بیوسیستم دانشگاه علوم کشاورزی و منابع طبیعی ساری، ساری، ایران

۲- دانشیار گروه مکانیک بیوسیستم دانشگاه علوم کشاورزی و منابع طبیعی ساری، ساری، ایران

۳- استادیار گروه مکانیک دانشگاه آزاد اسلامی واحد جویبار، جویبار، مازندران، ایران

چکیده	تاریخچه مقاله
<p>پژوهش حاضر به طراحی، ساخت و آزمایش یک نوع روتوتیلر جدید مناسب برای مزارع کوچک و باغ‌ها پرداخته است. روتوتیلر ساخته شده دارای عرض کار ۶۰ سانتی‌متر، عمق کار ۷ سانتیمتر، سرعت دورانی متغیر بین ۱۴۰ تا ۲۶۰ دور بر دقیقه، سرعت پیشروی برابر با سرعت حرکتی اپراتور و حداکثر توان ۵/۵ اسب بخار است. دور موتور در یک مرحله توسط تسمه و پولی قطر ۱۱۰۸ rpm و مجدداً در دو مرحله دیگر توسط چرخ زنجیر و زنجیر، به ترتیب به ۳۱۲ rpm و در نهایت به ۲۶۰ rpm کاهش یافت. به این ترتیب، سرعت دورانی محور تیغه‌ها در محدوده ۲۶۰-۱۴۰ rpm قرار گرفت که با تغییر دور موتور توسط اهرم کنترل دریچه گاز، قابل تنظیم است. با توجه به نمودارهای توان و گشتاور خروجی موتور مورد استفاده، حداکثر نیروی دینامیکی وارد بر تیغه در دور ۱۸۰ rpm روتور به دست آمد. به منظور بررسی توزیع تنش در مجموعه‌ی فلنج، از تحلیل استاتیکی بر اساس نیروی دینامیکی پیشینه وارد بر تیغه در بسته نرم افزاری ANSYS WORKBENCH 2015 استفاده شد. بازده روتوتیلر ساخته شده در سرعت‌های دورانی مختلف و رطوبت‌های متفاوت زمین، در محدوده ۹۲ تا ۹۷ درصد به دست آمد. با افزایش سرعت دورانی تیغه در سرعت پیشروی ثابت دستگاه، کلوخه‌های کوچک‌تری بر جای ماند. استفاده از سرعت دورانی زیاد، به دلیل افزایش مصرف سوخت و سخت‌تر بودن کنترل و هدایت دستگاه، به جز در مواقعی که دانه‌بندی بسیار ریز خاک مورد نیاز باشد، توصیه نمی‌گردد.</p>	<p>دریافت: ۱۳۹۴/۱۱/۲۱ پذیرش نهایی: ۱۳۹۶/۰۹/۰۸ کلمات کلیدی: المان محدود، توان، تیغه کاردی مضرسی، خاک همزن، خواص فیزیکی خاک</p>
	<p>*عهده دار مکاتبات Email: dkalantari2000@yahoo.com</p>

مقدمه

خاک‌ورزی، بزرگ‌ترین عملیات جابه‌جایی خاک برای آماده‌سازی بستر بذر و یکی از موارد عمده در مصرف انرژی و هزینه برای تولید محصول به شمار می‌رود (۳۲)؛ بنابراین، افزایش کارایی ابزارهای

خاک‌ورزی، حتی با بهینه‌سازی در یک بخش کوچک، به صرفه‌جویی قابل توجهی در انرژی منجر می‌شود (۲۷). به‌طور معمول، اغلب خاک‌ورزها و ابزارهای درگیر با خاک براساس تجربه و نوآوری توسعه یافته‌اند (۱۱). در سال‌های اخیر، با توجه به تحقیقات گسترده در زمینه

که قدرت مورد نیاز برای به کار انداختن تیلرهای دوار برای هر سانتی متر عرض کار، باید در حدود ۱ اسب بخار روی محور توان دهی باشد (۱۴).

برخی محققان به بررسی تأثیر روتوتیلر مجهز به تیغه-های دندانه دار بر روی برخی خواص خاک رسی-سیلیتی پرداختند. نتایج آن‌ها نشان داد که تیغه‌های دندانه دار از لحاظ چگالی ظاهری و شاخص مخروطی خاک، در مقایسه با تیغه‌های معمولی، عملکرد بهتری دارد (۱۶). بررسی تأثیر هندسه و سرعت دورانی تیغه‌های روتوتیلر روی پارامترهای شیار در خاک ورزی نواری (۱۹) و هم-چنین بررسی تأثیر جهت چرخش تیغه‌های روتوتیلر بر برخی خواص خاک رسی در بانکوک (۲۸)، نمونه‌های دیگری از تحقیقات انجام شده در این زمینه می‌باشند.

تهیه بستر مناسب بذر، از جمله عوامل مؤثر بر افزایش عملکرد محصولات کشاورزی و کاهش هزینه‌های تولید است (۱۲). پارامترهای عملکردی دستگاه خاک ورز، از جمله مصرف ویژه سوخت و بازده ماشین، تحت تأثیر نوع وسیله خاک ورز مورد استفاده، قرار دارد (۱۰). امروزه که بحران مصرف انرژی بیش تر دامن گیر بشر شده است، بیش ترین تلاش‌ها به انتخاب ادوات مناسب تر، استفاده مؤثرتر از آن‌ها و به حداقل رساندن مصرف سوخت معطوف شده است (۲۴).

انتخاب صحیح ادوات، انجام خاک ورزی در رطوبت مناسب و به کارگیری روش‌های کم خاک ورزی، از جمله عواملی هستند که می‌توانند سبب کاهش انرژی مصرفی و آلودگی محیط زیست گردند (۲۵). رجبی و ندجالی و همکاران (۱۳۹۴) کارآیی سه نوع وسیله‌ی خاک ورز، از جمله روتوتیلر را در رطوبت‌های مختلف مورد بررسی و مقایسه قرار دادند. پارامترهای اندازه‌گیری، شامل قطر متوسط وزنی کلوخه‌ها^۳، چگالی ظاهری خاک^۴، مصرف ویژه سوخت، بازده و ظرفیت ماشین بودند. نتایج آن‌ها نشان داد که با کاهش رطوبت خاک، چگالی ظاهری

عملیات خاک ورزی و ارائه روش‌های مختلف متناسب با شرایط زمین و محصول، ماشین‌ها و ادوات خاک-ورزی متنوعی ابداع شده است. در این میان، روتوتیلرها به دلیل ویژگی‌های خاص و کاربردهای گسترده خود، از جمله کار در باغات و زیر درختان، گلخانه‌ها، فضای سبز و آماده‌سازی بستر بذر، مورد توجه قرار گرفتند (۳۴). روتوتیلرها، عمدتاً به صورت تیلر سوار یا موتوردار و بدون چرخ ساخته می‌شوند که درگیری تیغه‌ها و خاک ضمن همزدن خاک، موجب پیشروی ماشین نیز می‌گردد (۳۷). روتوتیلرها در مزارع کوچک و یا متوسط که استفاده از تراکتورهای چهار چرخ مشکل است، کاربرد فراوانی دارند. از سال ۱۹۸۵ به علت آگاهی کشاورزان از عملکرد این دستگاه‌ها، فروش و در دسترس بودن روتوتیلرها افزایش بسیار زیادی یافته است (۶). در عملیات سبزی کاری و صیفی کاری، آماده‌سازی خاک شرایط متفاوتی نسبت به دیگر محصولات زراعی می‌طلبد و عمق آماده‌سازی بستر بذر و دانه‌بندی آن متفاوت است. در این شرایط می‌توان خاک را با روتوتیلرها آماده کرد.

بررسی‌های مختلفی بر روی کارکرد روتوتیلرها در راستای استفاده بهینه و مطلوب از این دستگاه برای کاهش مصرف توان و بهبود فرآیند خاک ورزی صورت گرفته است (۳۱)؛ به عنوان مثال، در تحقیقی که بر روی یک روتوتیلر انجام شد، تأثیر عوامل کاری تیغه‌ها در سرعت‌های دورانی و پیشروی مختلف بر روی برخی خواص فیزیکی خاک بررسی گردید (۳۴). در پژوهشی دیگر به طراحی یک دستگاه تیلر دوار، متناسب با توان تراکتور باغی ۹۳۰ OTM پرداخته شد (۳۸). سایمب-هی^۱ و همکاران (۲۰۰۴)، از روش گرافیک کامپیوتری برای اصلاح تیغه‌های تیلر دوار در یک محدوده مشخص سرعت روتور، سرعت پیشروی و جهت انتخابی استفاده نمودند (۲۷). کپنر^۲ (۱۹۷۲) در تحقیقات خود نشان داد

3- Clod mean weight
4- Bulk density

1- Saimbhi
2- Kepner

سازی و تحلیل مکانیکی سه نوع تیغه‌ی L شکل، چاقویی و دندانه میخی گاوآهن دوار با استفاده از نرم افزار اجزای محدود (Ansys) پرداخته شد. نتایج تحلیل استاتیکی برای هر سه نوع تیغه، نشان داد که بیش‌ترین تنش در اطراف سوراخ محل اتصال تیغه‌ها به فلنج دستگاه است (۲۰).

روتوتیلرها، با توجه به وسعت کارآیی آن‌ها، در دو سه سال اخیر با استقبال فراوانی از سوی کشاورزان مواجه شده است. با وجود این، اکثر روتوتیلرهای موجود، به دلیل استفاده از تیغه‌های مرسوم (L شکل) دارای مشکلات مختلفی، از جمله ارتعاش شدید دستگاه در حین کار، پیچیدن و گیر کردن علف‌های هرز و بقایای گیاهی به دور تیغه‌ها و محور دوار، ایجاد لایه سفت در کف شیار شخم و وزن نسبتاً زیاد می‌باشند که نارضایتی کاربران را به دنبال دارد. مشکل گیر کردن علف‌های هرز و بقایای گیاهی به دور تیغه‌ها و محور دوار روتوتیلرهای باغی کوچک، بسیار حادث‌تر از روتوتیلرهای پشت تراکتوری است؛ چراکه گیر کردن علف‌های هرز در روتوتیلرهای کوچک، معمولاً باعث توقف دوران محور دوار می‌شود. از این رو، در طرح حاضر تلاش گردید تا با طراحی و ساخت یک نوع روتوتیلر با تیغه‌های کاردی مضرسی جدید در جهت بهبود مشکلات ذکر شده و بهینه‌سازی کیفیت کار روتوتیلرها گامی کوچک برداشته شود.

مواد و روش‌ها

۱. طراحی، محاسبات و ساخت دستگاه

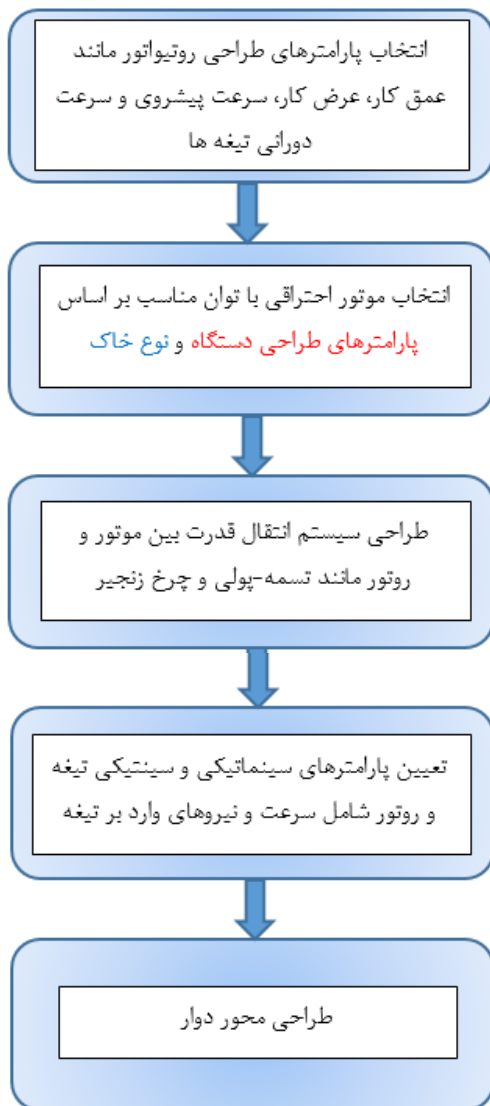
در این تحقیق برای طراحی دستگاه، ابتدا با توجه به پارامترهای طراحی دستگاه، نظیر عمق کار، عرض کار، سرعت پیشروی دستگاه و مشخصات خاک موردنظر، توان موردنیاز دستگاه محاسبه و موتور مناسب انتخاب گردید. سپس با توجه به دور مناسب محور دوار در محدوده ۱۴۰ تا ۲۶۰ دور بر دقیقه برای روتوتیلرهای رایج، سیستم انتقال توان واسطه (بین موتور و محور دوار) طراحی گردید تا بتواند در محدوده گشتاور بهینه موتور،

۱۵/۳ درصد کاهش و مصرف ویژه سوخت ۱۱/۸ درصد افزایش یافتند (۲۳). برخی محققان به بررسی و تعیین میزان توان، سوخت مورد نیاز و برخی خواص فیزیکی خاک در چند روش خاک‌ورزی پرداختند. نتایج آن‌ها نشان داد که شخم با خاک ورز مرکب، نسبت به گاوآهن برگردان‌دار، سبب افزایش مقدار مواد آلی موجود در خاک، کاهش مصرف سوخت و کاهش توان موردنیاز برای انجام شخم می‌شود (۳۶).

راه‌های مختلفی برای نشان دادن وضعیت پایداری خاک‌دانه‌ها وجود دارد. از خصوصیات فیزیکی مهم خاک جهت یکنواختی سبز شدن بذر، ابعاد خاک‌دانه‌ها (قطر متوسط وزنی کلوخه‌ها) و چگالی ظاهری خاک است. محققان عموماً قطر متوسط وزنی کلوخه‌ها را مهم‌ترین معیار کمی جهت بیان درجه خردشدن خاک می‌شناسند (۱۸). چگالی ظاهری خاک در میزان نفوذ آب به خاک و رشد ریشه‌های گیاه مؤثر است. افزایش قطر کلوخه‌ها و چگالی ظاهری خاک باعث کاهش سبز شدن گیاهچه می‌شود (۲۱). نتایج کلی بسیاری از پژوهش‌ها نشان می‌دهد که یک بستر بذر خوب برای حبوبات و غلات، بستری است که تقریباً ۵۰٪ خاک‌دانه‌ها در محدوده ۰/۵ تا ۶ میلی‌متر توزیع شده باشند (۴، ۷، ۲۲). در تحقیقی دیگر مناسب‌ترین دامنه تغییرات اندازه خاک‌دانه‌ها در یک بستر بذر مطلوب بین ۲ تا ۵ میلی‌متر بیان شده است (۲۶).

با پیدایش روش اجزای محدود^۱، این روش توانست مقداری از محدودیت‌های روش‌های تحلیلی را جبران نماید و حداقل این روش توانست به صورت نظری، توزیع تنش، عکس‌العمل بین خاک و ابزار و هم‌چنین نیروی کششی را پیش‌بینی نماید. این پیش‌بینی‌ها در مواردی که بحث دینامیک خاک و بحث حرکت مطرح می‌گردد، به دلیل تغییرات بسیار در خاک‌های کشاورزی، تاکنون نتوانسته دقت بالایی را ارائه کند و شرایط واقعی خاک و ابزار را توصیف نماید (۳۹). در تحقیقی به شبیه-

دور مناسب محور دوار را تأمین نماید. در روتوتیلرهای پشت تراکتوری سرعت پیشروی دستگاه تغییر می کند و به تبع آن برای به دست آوردن شخم مناسب، سرعت دورانی محور تیغه نیز، باید در محدوده وسیعی قابل تغییر باشد. در روتوتیلر ساخته شده، سرعت پیشروی دستگاه با توجه به سرعت حرکت اپراتور، تقریباً ثابت بوده و نیازی به تغییر وسیع سرعت دورانی محور حامل تیغه ها نیست؛ بنابراین در یک کار نوآورانه گیربکس از سیستم انتقال توان حذف شد و در عوض با انتقال توان از موتور به محور دوار توسط تسمه-پولی و چرخ زنجیر- زنجیر، به غیر از ساده سازی دستگاه، مزایای دیگری مانند سهولت استفاده برای اپراتور و کاهش هزینه ساخت نیز، حاصل گردید که می تواند در انبوه سازی دستگاه قابل توجه باشد. سپس پارامترهای سینتیکی و سینماتیکی تیغه و محور دوار بر اساس منحنی مشخصه موتور و ویژگی های خاک، تعیین و در نهایت قطر محور دوار محاسبه شد. نقشه راه و فرآیند طراحی دستگاه در شکل ۱ نشان داده شده است.



شکل (۱) نقشه راه مربوط به فرآیند طراحی دستگاه روتوتیلر ساخته شده

Figure (1) Design path map of the constructed rototiller

عرض کار دستگاه بر اساس سهولت کاربرد در باغات و مانورپذیری بالاتر انتخاب شد. سرعت پیشروی نیز با

با توجه به روند طراحی ذکر شده، ابتدا قدرت موردنیاز روتوتیلر به ازای واحد عرض کار محاسبه گردید. سپس بر مبنای عرض کار موردنظر، موتور مناسب انتخاب شد. توان موردنیاز بر اساس رابطه ۱ تخمین زده شد که برای شرایط کاری در یک خاک متوسط ارائه شده است (۱۳).

$$p = (80 + 3.5u^2)bhv + bu \quad (1)$$

در این رابطه، p قدرت موردنیاز بر حسب کیلووات، b و h ، به ترتیب عرض و عمق کار بر حسب متر، v سرعت پیشروی خاک همزن بر حسب متر بر ثانیه و u سرعت خطی نوک تیغه ها بر حسب متر بر ثانیه می باشد. بر این اساس، برای روتوتیلری به عرض کار ۶۰ سانتی متر، عمق کار ۷ سانتی متر، سرعت پیشروی ۰/۳ متر بر ثانیه (سرعت پیشروی اپراتور) و سرعت خطی نوک تیغه ها ۳/۲۶ متر بر ثانیه (در سرعت دورانی محور دوار

برای انتخاب اقتصادی‌ترین نوع تسمه ۷ شکل از جدول انتخاب اقتصادی‌ترین نوع تسمه استفاده گردید (۵). برای این منظور، ابتدا با استفاده از رابطه‌ی ۲ سرعت خطی تسمه به دست آمد (۵):

$$v = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{60} \quad (2)$$

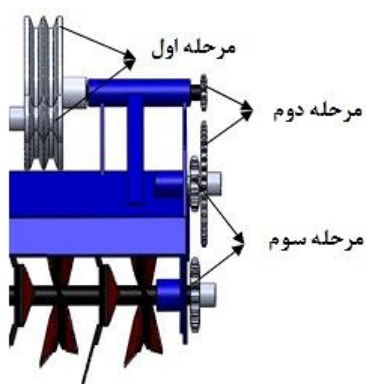
در رابطه‌ی ۲، v سرعت خطی تسمه برحسب $m \cdot s^{-1}$ ، n سرعت دورانی پولی بر حسب rpm و d قطر پولی برحسب m است. با توجه به قدرت موتور و سرعت خطی تسمه ($11/3 m \cdot s^{-1}$) و مراجعه به جدول قدرت قابل انتقال (hp) برای هر تسمه و برای $\alpha=180^\circ$ درجه، تسمه نوع B انتخاب گردید.

توجه به هدایت دستگاه توسط اپراتور و بر اساس سرعت حرکت یک اپراتور میان‌سال در حالت عادی، که تقریباً مقدار ثابت و مشخصی است، در نظر گرفته شد.

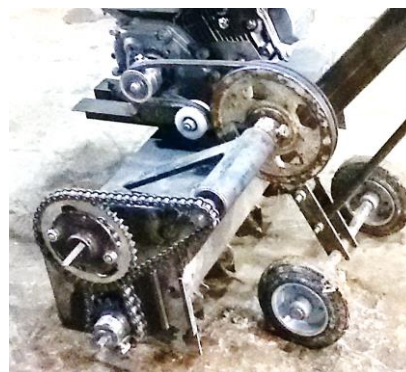
سرعت دورانی محور دوار روتوتیلرها از حدود ۱۴۰ تا ۳۰۰ دور بر دقیقه متغیر است (۳۰). با توجه به این که طبق دفترچه مشخصات موتور، حداکثر دور خروجی موتور انتخابی، ۳۶۰۰ rpm می‌باشد، بنابراین دور موتور در یک مرحله توسط تسمه و پولی (قطر پولی کوچک ۶ cm و قطر پولی بزرگ ۱۹/۵ cm) به ۱۱۰۸ rpm و مجدداً در دو مرحله دیگر توسط چرخ زنجیر و زنجیر، به ترتیب به ۳۱۲ rpm و در نهایت به ۲۶۰ rpm کاهش یافت (شکل ۳). به این ترتیب، سرعت دورانی محور تیغه‌ها در محدوده ۱۴۰-۲۶۰ rpm قرار گرفت که با تغییر دور موتور توسط اهرم کنترل دریچه گاز، قابل تنظیم است.



شکل (۲) موتور مورد استفاده در روتوتیلر
Fig (2) Engine used in the rototiller



(a)



(b)

شکل (۳) مراحل کاهش دور از موتور تا محور دوار: (a) طراحی شده، (b) ساخته شده

Fig (3) Rotational speed Reducing Stages of engine to Rotary shaft (a) Designed (b) Fabricated

بین $0.7-0.8$ است. هم چنین U سرعت مماسی روتور بر حسب ms^{-1} می باشد.

با توجه به رابطه ی (۵)، مقدار حداکثر K_0 هنگامی به دست می آید که نسبت N_C/U در محدوده دورهای طراحی مورد نظر ($140-260$ rpm بر روی روتور) بیشینه باشد. با توجه به نمودارهای توان و گشتاور خروجی موتور مورد استفاده، حداکثر نسبت N_C/U در دور 180 rpm روتور به دست آمد. باید توجه کرد که در جایی که دور طراحی حداقل است (140 rpm)، مقدار توان نیز با توجه به منحنی مشخصه موتور، عدد کوچکی بوده و حداکثر مقدار N_C/U یا K_0 حاصل نمی شود. بر اساس رابطه ۵، حداکثر مقدار K_0 در سرعت مماسی محور دوار $2/26 \text{ ms}^{-1}$ (180 rpm) و توان $4/4$ اسب بخار برابر با kgf $10.5/13$ ($1030/97N$) به دست آمد.

با توجه به نوسانات نیروی مماسی، از فاکتور C_s که مرتبط با حداکثر نیروهای مماسی وارد به تیغه است، برای طراحی روتور استفاده می شود. بنابراین K_s با استفاده از رابطه ۶ محاسبه گردید (۳۹):

$$K_s = C_s \cdot K_0 \quad (6)$$

که در این رابطه K_s حداکثر نیروی مماسی مجاز روتور و C_s ضریبی است که مقدار آن در خاک های سنگلاخی ۲ و در خاک های غیر سنگلاخی $1/5$ گزارش شده است (۳). در حقیقت فاکتور C_s مربوط به نیروهای لحظه ای بزرگی است که ممکن است در یک خاک نیمه سنگین (خاک مورد نظر در طراحی دستگاه) بر تیغه وارد و منجر به افزایش لحظه ای گشتاور وارد بر شفت گردد. بر اساس نظریه ارائه شده توسط برناکی (۱۵)، ضریب مرتبط با نیروهای لحظه ای نیز باید در طراحی محور دوار روتوتیلرها مد نظر قرار بگیرند. با توجه به اینرسی مجموعه قطعات موتور، فلایویل و قطعات گردنده دستگاه، موتور توانایی تأمین این نیروها و گشتاورهای لحظه ای را دارد. بنابراین، با در نظر گرفتن نیروی جدید

در ادامه، تعداد تسمه مورد نیاز با توجه به توان موتور و توان قابل انتقال توسط هر تسمه و با استفاده از جداول قدرت قابل انتقال (hp) برای هر تسمه و برای $\alpha=180$ درجه و ضریب تصحیح، براساس رابطه ۳ محاسبه شد (۵).

$$n = \frac{x_1 \times k_1}{x_2 \times k_2} \quad (3)$$

در این رابطه، x_1 قدرت موتور، k_1 ضریب اطمینان براساس اضافه بار موتور در هنگام راه اندازی، x_2 قدرت قابل انتقال توسط تسمه (براساس جدول) و k_2 ضریب تصحیح می باشند. α زاویه درگیری تسمه با پولی کوچک است که با استفاده از رابطه ۴ محاسبه گردید:

$$\alpha = 180^\circ - 2 \sin^{-1} \left(\frac{D-D'}{2E} \right) \quad (4)$$

در این رابطه، D قطر پولی بزرگ بر حسب cm ، D' قطر پولی کوچک بر حسب cm ، E فاصله مرکز تا مرکز پولی ها می باشد. بر این اساس، زاویه α با توجه به قطر پولی ها و فاصله مرکز تا مرکز آن ها (21 cm) 100 درجه به دست آمد. در نهایت، با توجه رابطه ۳ و در نظر گرفتن ضریب اطمینان k_1 برابر $1/2$ ، از دو عدد تسمه B استفاده گردید (۵).

برای طراحی و محاسبه قطر محور روتور باید حداکثر نیروی مماسی که تیلر دوار می تواند تحمل کند، در نظر گرفته شود. نیروی مماسی حداکثر با مد نظر قرار دادن توان موتور مورد استفاده (N_C) و سرعت مماسی روتور (U) از طریق رابطه ۵ محاسبه گردید (۳):

$$K_0 = \frac{75 N_C \eta_C \eta_Z}{U} \quad (5)$$

در این رابطه، K_0 نیروی مماسی روتور بر حسب kgf ، N_C توان موتور بر حسب hp و η_C بازده موتور است که مقدار آن برای حالت دوران به جلوی روتوتیلر 0.9 در نظر گرفته می شود. η_Z ضریب ذخیره توان که مقدار آن

این که نیروهای لحظه‌ای بزرگی که ممکن است در یک خاک نیمه سنگین (خاک مورد نظر در طراحی دستگاه) بر تیغه وارد شود (که منجر به افزایش لحظه ای گشتاور وارد بر شفت می‌گردد) در طراحی شفت در نظر گرفته نمی‌شد.

در ادامه، تیغه‌های مثلثی لبه مضرسی (شکل ۵) به تعداد ۴۰ عدد و به صورت چهارتایی بر روی فلنج‌های مخصوصی که بر روی محور میله‌ای با طول ۶۵۰ mm و قطر ۲۵ mm جوش داده شدند، نصب گردید (شکل ۴). فاصله‌ی مرکز محور دوار تا نوک هر تیغه ۱۲۰ mm می‌باشد. تعداد فلنج‌ها با توجه به عرض کار روتوتیلر و نحوه نصب و هم‌پوشانی تیغه‌ها بر روی فلنج تعیین گردید. تعداد تیغه‌ها نیز با توجه به تعداد فلنج مورد استفاده، انتخاب شدند. هم‌چنین طول میله بر اساس عرض کار دستگاه که ۶۰ سانتی‌متر بود، انتخاب گردید و ۵ سانتی‌متر اضافه برای نصب چرخ زنجیر در نظر گرفته شد. قطر میله نیز در قسمت قبل و با استفاده از رابطه ۸ محاسبه شد.

حداکثر نیروی وارد بر یک تیغه خاک‌ورز دوار با استفاده از رابطه‌ی ۹ محاسبه گردید (۱۵).

$$K_e = \frac{K_s \cdot C_p}{i Z_e n_e} \quad (9)$$

در این رابطه K_e حداکثر نیروی وارد بر هر یک از تیغه‌ها بر حسب kgf ، C_p ضریب نیروی مماسی، i تعداد فلنج‌ها در روتوتیلر، Z_e تعداد تیغه بر روی هر فلنج و n_e "نسبت تعداد تیغه‌هایی که به طور توأم عمل می‌کنند به تعداد کل تیغه‌ها" می‌باشد. بر این اساس، با در نظر گرفتن C_p برابر با ۲، تعداد ۱۰ عدد فلنج و n_e برابر با یک هشتم، حداکثر نیروی وارد بر هر یک از تیغه‌ها برابر با $84/10 \text{ kgf}$ ($824/73 \text{ N}$) به دست آمد. در ادامه، از این نیرو برای تحلیل تنش محور دوار و فلنج‌ها استفاده شد.

برای تعیین شماره زنجیر و ظرفیت اسب بخار منتقل شده توسط زنجیرها، از جداول استانداردهای طراحی

K_s در طراحی شفت که بیش‌تر از K_0 است، قطر شفت با حاشیه اطمینان بزرگ‌تری به دست می‌آید. بر این اساس، مقدار K_s با در نظر گرفتن ضریب اطمینان ۲، برابر با $210/26 \text{ kgf}$ ($2061/94 \text{ N}$) حاصل گردید.

با توجه به حداکثر نیروی مماسی محاسبه شده (رابطه ۶)، حداکثر گشتاور در محور دوار روتوتیلر از رابطه‌ی ۷ محاسبه گردید.

$$M_s = K_s \cdot R \quad (7)$$

در این رابطه، M_s حداکثر گشتاور محور دوار بر حسب kgf.cm و R شعاع روتور بر حسب cm می‌باشد. بنابراین مقدار M_s با توجه به شعاع روتور (12 cm)، برابر با $2523/12 \text{ kgf.cm}$ ($247/43 \text{ N.m}$) به دست آمد. پس از محاسبه حداکثر گشتاور محور دوار، قطر شفت محور دوار با استفاده از رابطه‌ی ۸ محاسبه گردید (۳۳):

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_s}{\pi \cdot \tau_{all}}} \quad (8)$$

که در آن، d قطر شفت بر حسب cm و τ_{all} تنش برشی مجاز بر حسب مگاپاسکال است. با در نظر گرفتن جنس محور دوار (فولاد ماشین‌سازی E295) با تنش برشی مجاز $164,44 \text{ MPa}$ و ضریب اطمینان ۲، قطر محور دوار تقریباً $2/5$ سانتی‌متر به دست آمد (۳۵) (شکل ۴).

لازم به ذکر است که با توجه به توان موتور و بیشینه، گشتاور موتور در یک دور مشخص، امکان به دست آوردن حداکثر گشتاور وارد بر محور روتور و در نهایت تعیین قطر شفت وجود داشت. این روش یک راه بسیار ساده برای محاسبه قطر شفت دوار است که از یک موتور احتراقی تغذیه می‌کند. اما چنانچه از این روش استفاده می‌شد، دو ایراد به وجود می‌آمد: اول این که حداکثر مقدار نیروی وارد بر تیغه با توجه به حداکثر شدن مقدار N_c/U در یک دور مشخص (نه دور پایین در محدوده مورد نظر طراحی) به دست نمی‌آمد؛ دوم

۱/۷ (براساس جدول استانداردهای طراحی زنجیر غلتکی ASME) ۵/۵ اسب بخار به دست آمد (۲).

قاب یا شاسی اصلی، دربرگیرنده‌ی محور دوار، سیستم انتقال توان و موتور است. کلیه قطعات خاک-همزن به طور مستقیم یا با واسطه به شاسی متصل شد. شاسی دستگاه از ورق فلزی با ضخامت ۲ mm ساخته شد که از طرفین توسط ورق فلزی با ضخامت ۴ mm تقویت گردید. هم‌چنین در قسمت بالایی آن دو عدد نبشی برای استقرار موتور نصب شد (شکل ۶).

زنجیر غلتکی استاندارد یک ردیفه و رابطه ۱۰ استفاده گردید (۲):

$$hp = 0.004 \times N^{1.08} \times n^{0.9} \times p^{3-(0.07 \times p)}$$

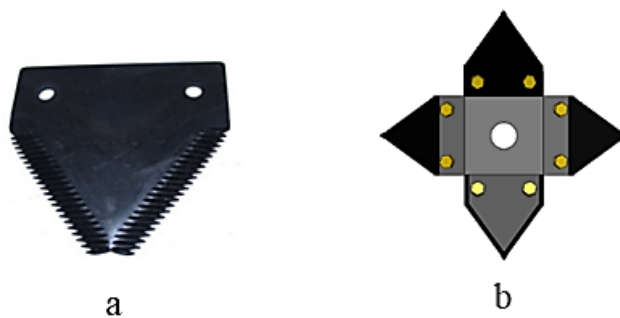
(۱۰)

که در این رابطه N تعداد دندان چرخ زنجیر کوچک، n سرعت دورانی چرخ زنجیر کوچک و p گام زنجیر می‌باشد. به این ترتیب، از زنجیرهای شماره‌ی ۴۰ و ۶۰ استفاده گردید که با توجه به تعداد دندان چرخ زنجیرهای کوچک (۱۰ دندان برای هر دو سیستم چرخ-زنجیر) ظرفیت اسب بخار انتقالی با اعمال ضریب کار



شکل (۴) محور دوار ساخته شده با میله فولادی به قطر ۲/۵ cm

Fig (4) Rotary shaft made with steel bar with diameter 2.5 cm



شکل (۵) (a) تیغه مورد استفاده، (b) نحوه نصب تیغه‌ها بر روی یک فلنج

Figure (5) (a) Blade used in the rotary tiller, (b) Installation of the blades on a single flange

برای کنترل سرعت پیشروی و کمک به بهتر خردشدن خاک توسط تیغه‌های دوار از یک تیغه کاردی

به منظور بررسی توزیع تنش در مجموعه‌ی فلنج، از تحلیل استاتیکی بر اساس نیروی دینامیکی پیشینه وارد بر تیغه در بسته نرم افزاری ANSYS WORKBENCH 2015 استفاده شد. حداکثر نیروی وارد شده به تیغه، با استفاده از رابطه ۹ تعیین گردید. نحوه‌ی بارگذاری و محل تکیه‌گاه در شکل ۹ نشان داده شده است. برای مش‌بندی اجزاء از المان Solid 95 استفاده شد. جنس تیغه مورد استفاده در روتوتیلر فولاد CK45 است. چگالی، نسبت پواسون، مدول یانگ و تنش تسلیم تیغه، به ترتیب برابر با $۷/۷ \text{ kg.m}^{-3}$ ، ۰/۲۷، ۲۰۰ GPa و ۳۵۰ می‌باشد (۳۵).

مانند و قابل تنظیم در پشت محور خاک‌همزن استفاده گردید تا در حین کار با تنظیم عمق نفوذ این تیغه در داخل خاک از طریق فشار دست کاربر بر روی دسته‌ی دستگاه به سمت پایین، کنترل بهتری روی شدت هم‌زدن خاک صورت پذیرد (شکل ۸).

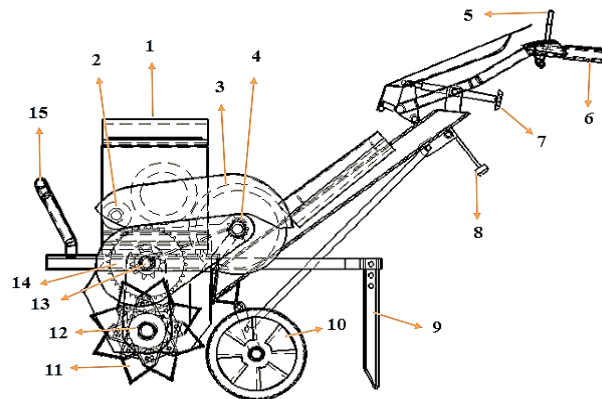
هم‌چنین دو عدد چرخ به قطر ۲۵۰ mm و پهنا ۵۰ mm در پشت خاک‌همزن با قابلیت تنظیم موقعیت برای سهولت حمل و نقل دستگاه تعبیه شد (شکل ۸). روتوتیلر ساخته شده، شماتیک دستگاه و اجزای آن در شکل‌های ۷ و ۸ نشان داده شده است.



شکل (۶) شاسی مورد استفاده در روتوتیلر
Figure (6) Chassis used in the fabricated rototiller



شکل (۷) روتوتیلر ساخته شده
Figure (7) The constructed rotary tiller



شکل (۸) شماتیک دستگاه و اجزای آن (۱) موتور، (۲ و ۳) پولی کوچک و بزرگ، (۴، ۱۲، ۱۳ و ۱۴) چرخ زنجیر و زنجیر (سیستم انتقال قدرت)، (۵) دسته کلاچ، (۶) دسته هدایت و کنترل، (۷) اهرم تنظیم دسته، (۸) اهرم تنظیم موقعیت چرخ، (۹) تیغه کاردی شکل، (۱۰) چرخ‌ها، (۱۱) تیغه‌ها و (۱۵) محافظ موتور

Figure (8) Schematic structure of the device and its components; (1) Engine, (2&4) Small and big pulley, (3, 11, 13 & 14) Sprocket and chain (power transmission system), (5) Clutch handle, (6) Guidance and control handle, (7) Adjustment lever Handle, (8) Adjustment lever wheel position, (9) Knife blade, (10) Wheels, (12) Blades and (15) Guard of engine

اتصال تیغه به فلنج رخ داد که مقدار آن برابر با 33 MPa بود (شکل ۱۱). با توجه به میزان تنش تسلیم تیغه (350 MPa) و حداکثر تنش وان میسر وارد بر تیغه (33 MPa)، قابلیت اطمینان قابل قبولی به دست آمد. در نتیجه می‌توان مطمئن شد که تیغه‌ها در مقابل بارهای وارده مقاومت کافی را از خود نشان خواهند داد.

نتایج آزمایش مزرعه‌ای دستگاه ارزیابی اولیه دستگاه

تمامی اجزای متحرک مانند تسمه و پولی، چرخ زنجیر و زنجیر، محور دوار و بلبرینگ‌ها، اجزای ثابت دستگاه و اتصالات، پس از چند روز کار در مزرعه مورد بازمینی قرار گرفت. در بررسی‌های انجام شده هیچ‌گونه مشکل فنی مشاهده نشد. هم‌چنین طبق مشاهدات عینی، عملکرد تیغه‌های جدید در زمین‌های پوشیده از علف‌های هرز با توجه به لبه‌های تیز و مضرسی تیغه، همان‌طور که پیش‌بینی می‌شد، قابل قبول بود و به طور کیفی مشکل پیچیدن و گیر کردن علف‌های هرز به دور محور دوار مشاهده نگردید.

آزمایش دستگاه

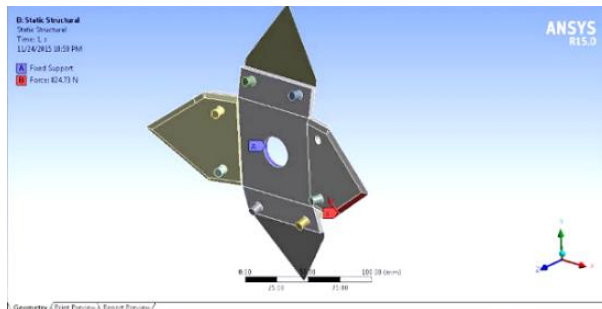
با توجه به این که وسیله ساخته شده یک دستگاه خاک-ورز جدید است، از این رو آزمایش دستگاه برای حصول خواص فیزیکی قابل قبول برای خاک و نیز حصول برخی پارامترهای عملکردی مطلوب مربوط به دستگاه، امری ضروری می‌نمود. به همین منظور آزمایش روتوتیلر در سخت‌ترین شرایط یک باغ مرکبات واقع در استان مازندران، شهرستان ساری انجام گرفت (شکل ۱۰). قبل از انجام آزمایش‌ها، برخی خصوصیات مزرعه‌ای آزمایشی، از جمله بافت خاک، چگالی ظاهری خاک بکر و میانگین ارتفاع علف‌های هرز تعیین گردید (جدول ۱). پارامترهای اندازه‌گیری شده شامل مصرف ویژه سوخت، بازده مزرعه‌ای ماشین، درجه خردشدگی خاک (قطر متوسط وزنی کلوخه‌ها) و میزان سست‌شدگی خاک (با معیار چگالی ظاهری) بودند.

نتایج و بحث

تحلیل تنش تیغه

نتایج حاصل از تحلیل تنش مجموعه‌ی فلنج براساس حداکثر نیروی دینامیکی وارد بر تیغه‌ها نشان داد که بیشینه مقدار تنش وان - میسر^۱، بر روی تیغه و در محل سوراخ‌های

1- Von-misses



شکل (۹) سطح بارگذاری و محل تکیه‌گاه
Figure (9) Loading surface and support position



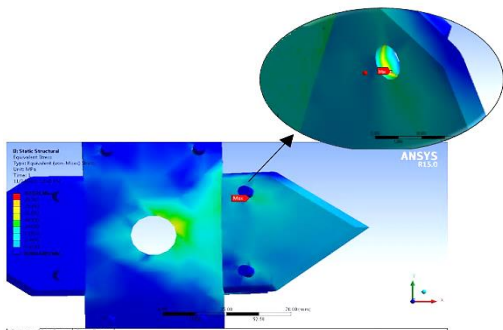
شکل (۱۰) مزرعه آزمایشی: (a) قبل از آزمایش و (b) بعد از انجام آزمایش.
Figure (10) Experimental field; (a) Befor experiment, (b) After experiment

جدول (۱) برخی خصوصیات مزرعه‌ی آزمایشی

Table (4) Some of the features experimental field

بافت خاک Soil texture			چگالی ظاهری خاک بکر (gcm ⁻³) Soil bulk density	میانگین ارتفاع علف هرز یا کلهش (mm) Average height of weed or crop residue	نوع زمین Type of land
شن sand	سیلت Silt	رس Clay			
6%	41%	53%	1.37	108	باغ Orchards

مصرف ویژه سوخت خاک‌همزن افزایش می‌یابد (شکل ۱۲)



شکل (۱۱) توزیع تنش وان-میسز در مجموعه فلنج
Figure (11) Distribution of von-mises stress in flange set

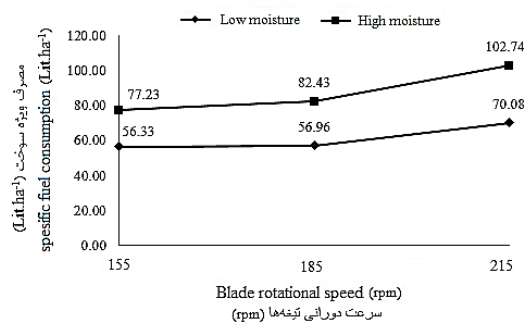
نتایج پارامترهای اندازه‌گیری شده

در شکل ۱۲ تغییرات مصرف ویژه سوخت در برابر سرعت دورانی تیغه‌ها برای هر یک از سطوح رطوبتی بالا و پایین ارائه شده است. در طول آزمون مزرعه ای رطوبت خاک در دو سطح رطوبت بالا (متوسط ۲۶ درصد) و رطوبت پایین (متوسط ۱۷ درصد) بر مبنای وزن خشک متغیر بود. طبق نتایج نشان داده شده در شکل ۱۲، مقدار مصرف ویژه سوخت در رطوبت بالا بیشتر از مقدار آن در رطوبت پایین بود. هم‌چنین نتایج حاصل از آزمایش روتوتیلر در مزرعه نشان داد که با افزایش سرعت دورانی محور تیغه‌ها،

برای دست‌یابی به دانه‌بندی ریز خاک، سرعت دورانی زیاد و برای به دست آوردن دانه‌بندی درشت خاک سرعت دورانی کم مناسب‌تر است.

نتیجه‌گیری

در این تحقیق به طراحی و ساخت یک نمونه روتوتیلر مجهز به تیغه‌های کاردی مضرسی جدید با استفاده از روابط، جداول و استانداردهای طراحی اجزای ماشین پرداخته شد. پس از ساخت دستگاه، عملکرد آن مورد تحلیل تئوری (المان محدود) و عملی (مزرعه‌ای) قرار گرفت. نتایج آزمون‌های تحلیل تنش و مشاهده‌های کیفی مزرعه‌ای نشان داد که تیغه‌ها در مقابل حداکثر نیروی مماسی وارد از طرف خاک مقاومت کافی دارند. نتایج آزمایش مزرعه‌ای نشان داد که سرعت دورانی تیغه‌ها و رطوبت خاک بر قطر متوسط وزنی کلوخه‌ها و درصد خرد شدن خاک تأثیر معنی‌داری دارند. برای به دست آوردن دانه‌بندی ریز خاک (مناسب برای کشت بذرهای ریز مثل سبزی‌ها و چمن)، رطوبت بالای خاک و سرعت دورانی زیاد و برای دست‌یابی به دانه‌بندی درشت خاک (متداول در باغ‌ها و زیر درختان)، سرعت دورانی کم و رطوبت خاک پایین توصیه می‌شود. به‌طور کلی عملکرد روتوتیلر جدید، با توجه به محدوده قطر متوسط وزنی کلوخه‌ها و مقادیر درصد خرد شدن خاک (بالای ۹۰ درصد در سرعت دورانی زیاد) مثبت ارزیابی گردید. استفاده از سرعت دورانی زیاد، به دلیل افزایش مصرف سوخت، با توجه به مسئله‌ی بحران انرژی در دنیا و مسائل آلودگی و زیست محیطی و از طرفی سخت‌تر بودن کنترل و هدایت دستگاه در این سرعت، به‌جز در مواقعی که دانه‌بندی بسیار ریز خاک مورد نیاز باشد، توصیه نمی‌گردد. به‌طور کلی، کم‌تر بودن سرعت دورانی محور، نتایج مثبتی چون کاهش قدرت مورد نیاز، حفظ ساختار خاک و کاهش فرسایش تیغه را نیز به همراه دارد.



شکل (۱۲) تأثیر سرعت دورانی بر مصرف ویژه سوخت در دو سطح مختلف رطوبت خاک.

Figure (12) Effect of rotational speed on specific fuel consumption (S.F.C) in two levels of moisture

در سرعت دورانی زیاد، با توجه به افزایش درصد خرد شدن خاک، انرژی بیش‌تری صرف خرد شدن خاک می‌شد که به احتمال زیاد این امر دلیل افزایش مصرف ویژه سوخت بوده است.

سرعت دورانی محور تیغه‌ها و رطوبت خاک تأثیر معنی‌داری بر بازده ماشین نداشت و مقادیر بازده در سرعت‌های دورانی مختلف و رطوبت‌های متفاوت زمین، تقریباً مشابه و در محدوده ۹۲ تا ۹۷ درصد بود که مقداری مطلوب است. علت این امر به این دلیل بود که تلفات زمانی شامل زمان‌های لازم برای دور زدن‌ها و غیره در تیمارهای مختلف آزمایش، نزدیک به هم بود. از طرفی، با توجه به ثابت بودن سرعت پیشروی دستگاه در تمامی کرت‌ها، زمان مفید نیز برای تمام آزمایش‌ها یکسان بود.

با افزایش سرعت دورانی تیغه در سرعت پیشروی ثابت دستگاه، کلوخه‌های کوچک‌تری بر جای ماند؛ به عبارت دیگر، درصد خرد شدن خاک با افزایش سرعت دورانی تیغه‌ها به‌طور معنی‌داری افزایش یافت. علت این امر می‌تواند ناشی از انتقال انرژی بیش‌تر به خاک در سرعت‌های دورانی بالاتر باشد که منجر به خرد شدن بیش‌تر خاک می‌گردد. در تحقیق مشابهی، تفاوت معنی‌داری در مورد تأثیر سرعت دورانی تیغه‌ها بر روی درصد خرد شدن خاک گزارش گردید (۳۴). از این رو،

تأثیر عوامل دیگر، از جمله طول تیغه‌ها، زاویه نصب تیغه بر روی فلنج، تعداد تیغه روی محور در هر ردیف و نحوه آرایش تیغه‌ها در آزمون مزرعه‌ای مورد بررسی و تحلیل قرار گیرد.

در نهایت پیشنهاد می‌شود عملکرد دستگاه در بافت‌های دیگر خاک و پارامترهای دیگری نظیر نرخ نفوذ آب به خاک، سایش تیغه‌ها، مسائل ارگونومی، نظیر سر و صدا و ارتعاش دستگاه، بازده و ظرفیت ماشین و نیز

منابع

1. Arvidsson, J. and Bolenius, E. 2006. Effects of soil water content during primary tillage – laser measurements of soil surface changes. *Soil and Tillage Research*, 90: 222-229.
2. ASME Standard B29.1M, 1993. Precision Power Transmission Roller Chains, Attachments, and Sprockets, The American Society of Mechanical Engineers, 345 E.47th St., New York, NY.
3. Bernacki, H., Haman, J., and Kanafojski, C. Z. 1972. Agricultural machines, theory and construction, US department of Agriculture and national science foundation. Washington. D.C.
4. Berntsen, R., and Berre, B. 1993. Fract uring of soil clods and the soil crumbling effectiveness of draught tillage implements. *Soil and Tillage Research*, 28: 79-94.
5. Borghei, A.M. 2006. Machine Elements (Translation). Publication and Print Institute of Tehran University. Tehran.
6. Dewangan, K. N., and Tewari, V. K. 2009. Characteristics of hand-transmitted vibration of a hand tractor used in three operational modes. *International Journal of Industrial Ergonomics*, 39: 239-245.
7. Gardner, W. R. 1956. Representation of soil aggregate -size distribution by a logarithmic-normal distribution. *Soil Science Society of America Proceeding*, 20: 151-153.
8. Gouran Oreyimi, M., and A. R. Keyhani. 2010. Effects of tractor velocity and soil moisture content on drive wheel slippage of tractor. The 6th National Conference on Agricultural Machinery Engineering and Mechanization. College of Agriculture and Natural Resources of University Of Tehran, Karaj, Iran. (in Persian with English abstract).
9. Habibi Asl, J., and Gilani, A. A. 2014. Effect of Tillage method and rice cultivation on machine parameters, yield and yield components of wheat and residue management for Rice-Wheat rotation in Khuzestan. *Journal of Agricultural Engineering Research*, 15:45-62. (in Persian with English abstract).

10. Hemmat, A. and Asadi Khashoei, A. 1995. Fuel requirements and machine capacity for tillage and planting operations on a clay loam soil in Isfahan, Iran Agricultural Research, 14(2): 175-201. (in Persian with English abstract).
11. Hendrick, J. G. and Gill, W. R. 1971. Rotary tiller design parameters. Part I direction of rotation, Transactions of the ASAE. 14 (4): 669–683.
12. Jacobs, C. O. and Harrel, W. R. 1983. Agricultural power and machinery. McGraw Hill Book Co. New York.
13. Kalantari, D. A. 2013. Mathematical model for estimation of rotary tiller power requirement. World of Sciences Journal, 1:86-93.
14. Kepner, R. A., Bainer, E. L. and Barger, E. L. 1972. Principle of Farm Machinery Second ED, West Port Connecticut, The AVI publishing Co, INC, 168 p.
15. Komarizadeh, M.H. 2007. Tractor mechanic and agricultural machines. Urmia University Jihad Publications. Urmia. Iran. 170 P.
16. Kouchakzadeh, A. and Haghghi, K. 2011. The effect of rototiller equipped with serrated blades on some soil properties. International Research Journal of Applied and Basic Sciences, 2(6): 209-215.
17. Lee, K. S., Park, S. H., Park, W. Y., and Lee, C. S. 2003. Strip tillage characteristics of rotary tiller blades for use in dryland direct rice seeder. Soil and Tillage Research Journal, 71: 25-32.
18. Loghavi, M., and Behnam, S. 1998. Effects of soil moisture and tillage depth on disk plow performance of a clay loam soil. Water and Soil Science (Journal of Science and Technology of Agriculture and Natural Resources) 2(4): 105-117. (in Persian with English abstract).
19. Matin, M.A., Fielke, J. M., and Desbiolles, J. M. A. 2014. Furrow parameters in rotary strip-tillage, Effect of blade geometry and rotary speed. Biosystems Engineering. 118: 7-15.
20. Mollazade, K. and Riahi, R. 2008. Simulation and analysis of mechanical three types of rotary plow blade using finite element software (Ansys). The 5th National Congress of Agricultural Machinery Engineering and Mechanization. Iran Association of Agricultural Engineering and Mechanization. Mashhad. Iran. (in Farsi).
21. Nasr, H. M., and Selles, F. 1995. Seedling emergence as influenced by aggregate size, bulk density and penetration resistance of the seedbed. Soil and Tillage Research, 34: 61-67.
22. Perfect, E. and Kay, B. D. 1994. Statistical characterization of dry aggregate strength using rupture energy, Soil Science Society of America Journal, 58: 1804-1809.
23. 23- Rajabi Vandechali, M., Hemmat, A. and Ghanbari Malidareh, A. 2015. Field performance of the disk harrow, power harrow and rotary tiller at different soil

- moisture contents on a clay loam soil in Mazandaran. *Journal of Agricultural Machinery Engineering*, 5: 63-72. (in Persian with English abstract).
24. Reshad sedghi, A. and Loghavi, M. 2009. The effect of soil moisture content (in primary tillage) and travel speed during disking operation on performance of disk harrow as a secondary tillage tool. *Iranian Journal of Biosystems Engineering (Iranian Journal of Agricultural Sciences)*, 40 (2): 131-138. (in Persian with English abstract).
 25. Roozbeh, M., Almasi, M. and Hemmat, A. 2002. Evaluation and comparison of energy requirements in different tillage methods for corn production. *Journal of Agricultural Science and Natural Resources*, 9(1): 117-128. (in Persian with English abstract).
 26. Russel, E. W. 1965. *Soil Conditions and Plant Growth*, Longmans Green and Co. Ltd., London. 384 p.
 27. Saimbhi, V. S., Wadhwa, D. S., and Grewal, P. S. 2004. Development of a Rotary Tiller Blade using Three-dimensional Computer Graphics, *Biosystems Engineering*, 89(1): 47-58.
 28. salokhe, V. M. and Ramalingam, N. 2001. Effects of direction of rotation of a rotary tiller on properties of Bangkok clay soil. *Soil and Tillage Research*, 63: 65-74.
 29. Sedghi, R., and Abbaspur-gilandeh, Y. 2014. Factors affecting soil fragmentation during tillage practice and determining the optimal range of the parameters using a fuzzy logic approach. *Scientific Journal of Agriculture*, 37: 35-47. (in Persian with English abstract).
 30. Shafiei, S. A. 1995. *Tillage machines*. University Publication Center. Tehran.
 31. Shir Esmailie, Gh. H., and M. Heidari Soltanabadi. 2009. Effect of tillage systems and seeding rates on machinery parameters and grain yield in rapeseed (*BrassicinapusL.*). *Iranian Journal of Crop Sciences*, 11(3): 223-236. (in Persian with English abstract).
 32. Singh, G. 1983. *Optimal energy for tillage tools*, Unpublished M Tech Thesis, Punjab Agricultural University, Ludhiana, 1983.
 33. Spotts, M. F. Shoup, T. E. and Hornberger, L. E. 2004. *Design of Machine Elements*, Volume 2. Pearson/Prentice Hall.
 34. Tabatabae Kolor, R., and Kiani. Gh. 2011. Investigation of the rototiller blades operational factors on the orchards and paddy fields tillage. *Journal of Agricultural Machinery Engineering*, 1(1): 34-40. (in Persian with English abstract).
 35. Valinejad, A. 2008. *Tabellenbuch metal (Translation)*. Tarrah Publication. Tehran. Iran.
 36. Younesi Alamouti, M. and Sharifi, A. 2012. Study and Determining Power, Fuel Requirements and Some Soil Physical Properties in Several Tillage Methods. *Journal*

- of Agricultural Machinery Engineering, 2(1): 11-18. (in Persian with English abstract).
37. Zareiforoush, H. Komarizadeh, M.H., and Alizadeh, M.R. 2010. Rotary Tiller Design Proportional to a Power Tiller using Specific Work Method (SWM). *Nature and Science*, 8:(9) 39-45,
 38. Zareiforoush, H., Komarizadeh, M.H., Vesali, F. and Vesali, F. 2008. Rotary Tiller design fits with garden tractor OTM 930 model. The 5th National Congress of Agricultural Machinery Engineering and Mechanization. Iran Association of Agricultural Engineering and Mechanization. Mashhad. Iran. (in Persian).
 39. Zhang, Z. X., and. Kushwaha, R. L. 1999. Application of neural network to simulate soil-tool interaction and soil behavior. *Canadian Agricultural Engineering*, 41: 119-125