مجله تحقیقات مهندسی کشاورزی/جلد ١٤/ شماره ٣/سال ١٣٩٢/ص ٢٨-١٥

تأثیر شاخص سینماتیکی و شکل میله بر عملکرد پیازکن میله‌ای

محسن حیدری سلطان‌آبادی*، اورنگ تاکی و شمس‌اله عبداله‌پور**

* نگارنده مسئول، نشانی: اصفهان، امیریه، مرکز تحقیقات کشاورزی و منابع طبیعی اصفهان، بخش تحقیقات فنی و مهندسی کشاورزی، ص. پ. ١٩٩- ٨١٧٨٥، تلفن: ٧٧٦٠٠٦١(٠٣١١)، پیام‌نگار: mheisol@gmail.com

** به‌ترتیب استادیاران پژوهشی بخش تحقیقات فنی و مهندسی کشاورزی، مرکز تحقیقات کشاورزی و منابع طبیعی اصفهان؛ و دانشیار گروه مهندسی ماشین‌های کشاورزی، دانشکده کشاورزی، دانشگاه تبریز

تاریخ دریافت: ٩١/٤/٢٤؛ تاریخ پذیرش: ٩١/١١/٢٤

چکیده

از مهم‌ترین عوامل تأثیرگذار بر عملکرد پیازکن‌های میله‌ای، شکل مقطع میله و نسبت سرعت محیطی آن به سرعت پیشروی (شاخص سینماتیکی) است. در این تحقیق نقش این عوامل بر عملکرد یک پیازکن میله‌ای که با تراکتور MF 285 راه‌اندازی می‌شود، بررسی شده است. به این منظور در یک طرح اسپلیت بلوک در قالب بلوک‌های کامل تصادفی با سه تکرار، میلهٔ پیازکن با سه مقطع گرد، شش‌گوش و چهارگوش و شاخص سینماتیکی میله در پنج مقدار ٠/١٦، ١، ١/١٥، ١/٣٠ و ١/٤٤ تغییر داده شد. در این آزمایش‌ها مقدار نیرو و توان کششی لازم جهت حرکت میله و مجموع دستگاه پیازکن (نیرو و توان کششی کل)، گشتاور و توان چرخشی مورد نیاز میله برای چرخش در خاک، مجموع توان کل لازم برای کارکرد پیازکن و درصد آسیب‌های وارد بر محصول برداشت شده تعیین شد. نتایج اندازه‌گیری‌ها نشان می‌دهد که شکل میله تأثیری بر مقدار نیرو و توان کششی کل (با متوسط ١٠٥٧١ نیوتن و ٥٢٨٥ وات) و درصد آسیب‌های وارد بر پیاز (با متوسط ١/٩٨ درصد) ندارد در حالی‌که بیشترین گشتاور و توان چرخشی (٦٤ نیوتن متر و ٢٣٩٤ وات) در میلهٔ چهارگوش ثبت شده است. بیشترین مقدار نیرو و توان کششی (١٢٠١٨/٧ نیوتن و ٦٠٠٩/٣ وات) در شاخص ٠/١٦ و کمترین مقدار آن (٩٦٤٥/٢ نیوتن و ٤٨٢٢/٦ وات) در شاخص ١/١٥ به دست آمد. همچنین بیشترین گشتاور و توان چرخشی مورد نیاز (٨٥ نیوتن متر و ٣٣٢٧/٨ وات) به ترتیب در شاخص ٠/١٦ و ١/٤٤ و هر دو با میلهٔ چهارگوش دیده می‌شود. شاخص ١/١٥ از نظر کمینه بودن دو عامل آسیب‌های وارد بر پیاز (با اولویت بیشتر) و توان کل مورد نیاز پیازکن، مناسب‌تر از سایر شاخص‌ها تشخیص داده شد. با توجه به نتایج این تحقیق توصیه می‌شود که برای برداشت پیاز در زمین‌های سخت از میلهٔ چهارگوش (به علت نفوذ آسان‌تر در خاک) با شاخص سینماتیک ١/١٥ و در زمین‌های نرم از میلهٔ گرد با شاخص سینماتیک ١/١٥ استفاده شود. در این شرایط، توان کل لازم برای کارکرد پیازکن در حدود ٣/٥ تا ٣/٨ کیلو وات به ازای هر متر عرض کار پیازکن خواهد بود.

واژه‌های کلیدی

پیاز، پیازکن میله‌ای، توان کششی و چرخشی، درصد آسیب‌های مکانیکی

مقدمه

پیاز خوراکی به دو روش دستی و مکانیزه برداشت می‌شود. هزینه و دشواری‌های برداشت دستی از جمله معضلات تولید این محصول است. در برداشت دستی ابتدا برگ پیاز را از غده جدا می‌کنند و پس از آن غده را با تیغه‌هایی از درون خاک بیرون می‌آورند (Mozafari & Kazemeinkhah, 2000). در بسیاری از موارد، هنگام خارج کردن غده از خاک، تیغه با محصول

برخورد می‌کند و موجب آسیب‌دیدگی آن می‌شود که علاوه بر کاهش ارزش اقتصادی محصول، شرایط را برای فساد و کاهش عمر انبارداری پیاز مساعد می‌سازد. استفاده از ماشین‌های مناسب برای برداشت پیاز می‌تواند علاوه بر کاستن هزینه‌های تولید، از بروز آسیب‌های مکانیکی و افت کیفیت این محصول بکاهد. از روش‌های متفاوت برای برداشت پیاز استفاده می‌شود که از آن جمله برگ‌زنی و برداشت غده‌ها در دو مرحله توسط ماشین‌های جداگانه یا توأم است. در برخی از ماشین‌ها پس از قطع قسمت‌های هوایی گیاه، غده‌ها همراه با خاک اطراف آن توسط یک تیغه، کنده شده و به قسمت بالابر و تمیزکننده انتقال می‌یابد. پارامترهای عملکردی این ماشین‌ها شامل طول و زاویه تمایل تیغه، سرعت پیشروی و عمق برش خاک است. این ماشین‌ها برای برداشت سایر محصولات ریشه‌ای مثل هویج و غده‌ای مثل پیاز، سیر و سیب زمینی، مناسب هستند. در گروهی دیگر از ماشین‌های پیازکن، غده‌های برگ‌دار توسط یک تیغه ریشه‌زنی و به همراه خاک بستر وارد دستگاه می‌شود. برگ‌زنی، در ادامهٔ کار دستگاه صورت می‌گیرد (Balls, 1985; Srivastava *et al.*, 1993).

تحقیقات نشان می‌دهد که می‌توان از کولتیواتورهای میله‌ای[1] به دلیل مزیت آن در جلوگیری از تجمع ریشه‌ها در جلوی ماشین (در اثر حرکت چرخشی میله) و جدا ساختن غده‌ها در اثر لرزش خاک در برداشت محصولات غده‌ای استفاده کرد (Mayberry, 2000). حرکت دورانی میله از شافت انتقال توان تراکتور (PTO)، چرخ‌های محرک زمین‌گرد یا از موتورهای هیدرولیکی تأمین می‌شود. چرخش میله به همراه حرکت انتقالی آن در زیر خاک، گوه‌ای از خاک را در جلوی میله به وجود می‌آورد که حرکت به سمت بالا و جلو دارد. این بخش از خاک در حین حرکت به بالا و جلو در اثر نیروهای اینرسی، گسیخته و متلاشی می‌گردد (Payne, 1956; Harrison & Atkins, 1981a). اگر ریشهٔ محصولات غده‌ای مانند پیاز و سیر در این ناحیه قرار گرفته باشند، سست شدن خاک موجب جدا شدن ریشه از خاک می‌شود. بنابراین می‌توان از این روش برای جداسازی غده از خاک و رهاسازی آن روی سطح خاک استفاده کرد. این روش در برخی از کمباین‌های برداشت پیاز خوراکی به کار گرفته شده است (Chesson *et al.*, 1978). کولتیواتورهای میله‌ای را عموماً در زراعت برای از بین بردن کلوخه‌های خاک، ریشه‌بری و حذف علف‌های هرز، حفظ بقایای گیاهی روی سطح خاک و ایجاد بستر مناسب بذر قبل از کاشت به کار می‌گیرند و به همین علت، به این وسیله، علف‌کن میله‌ای نیز اطلاق می‌شود (Klenin *et al.*, 1986). برخی از علف‌کن‌های میله‌ای که برای برداشت محصولات غده‌ای استفاده شده‌اند به ضمائم دیگری نظیر تکاننده، با هدف جداسازی بهتر غده‌ها از خاک، منضم گردیده‌اند. برای مثال، ویرامونتس (Viramontes, 1980) علف‌کن میله‌ای را به یک شانه در پشت میلهٔ دوار تجهیز کرد و نشان داد که حرکت رو به بالا و پایین شانه، جدا شدن غده‌ها را از خاک آسان‌تر می‌کند. چسون و همکاران (Chesson *et al.*, 1978) دو نمونه برگ‌زن و یک زیربُر میله‌ای را در یک ماشین برداشت پیاز ارزیابی و درصد آسیب‌های مکانیکی وارده به محصول برداشت شده را تعیین کردند. زیربر میله‌ای، با مقطعی چهارگوش به اندازهٔ ۲۵×۲۵ میلی‌متر، حرکت چرخشی خود را از یک هیدروموتور دریافت می‌کند. سرعت محیطی میله در محدودهٔ ۱/۱ تا ۱/۲۵ برابر سرعت پیشروی ماشین برداشت قابل تنظیم است.

بررسی میزان آسیب‌های وارد بر پیازهای برداشت شده نشان می‌دهد که آسیب‌دیدگی پوست مهم‌ترین خسارت ایجاد شده بر اثر برگ‌زن به دلیل غیریکنواختی ارتفاع پیازها در بستر است. در حالی‌که عمدهٔ خسارت ایجاد شده بر اثر زیربر میله‌ای، خراش‌هایی است

1- Rod Cultivators

که روی غده به علت نزدیکی میله به پایین پیازها ایجاد می‌شود.

عوامل چندی در کارایی و عملکرد کولتیواتورهای میله‌ای موثرند که می‌توان به شرایط خاک، عمق کار، سرعت پیشروی وسیله در خاک، شکل مقطع میله و نسبت سرعت محیطی به سرعت انتقالی میله اشاره کرد. این عوامل اضافه بر این‌که بر کارایی میله در کندن علف‌های هرز، فشردن خاک زیرین و جلوگیری از تجمع بقایای موجود روی سطح خاک تأثیر می‌گذارند، بر مقادیر نیروهای لازم جهت نفوذ وسیله و حرکت آن در خاک و توان لازم جهت چرخش میله در خاک نیز مؤثر هستند. ارزیابی کولتیواتور مزرعه نشان می‌دهد که در سرعت پیشروی ۸ کیلومتر در ساعت، با افزایش عمق خاک‌ورزی از ۲۵ تا ۷۵ میلی‌متر، مقدار نیروی افقی لازم جهت حرکت کولتیواتور در خاک از حدود ۱ به ۱/۵ کیلونیوتن بر متر افزایش می‌یابد (Anon, 1982).

بر اساس تحقیقات هانت (Hunt, 1977)، میزان نیروی افقی[1] لازم برای کار علف‌کن میله‌ای از ۵۰۰ تا ۱۸۳۰ نیوتن به ازای هر متر عرض کار است. کید و همکاران (Kydd *et al.*, 1984) این مقدار نیرو را در سرعت ۸ کیلومتر در ساعت، از ۹۰۰ تا ۱۶۵۰ نیوتن به ازای هر متر عرض کار گزارش کرده‌اند. عمق کار علف‌کن میله‌ای در این حالت بین ۲۵ تا ۷۵ میلی‌متر بوده است. همین تحقیقات نشان می‌دهد که مقدار نیروی افقی در خاک با بافت متوسط و سبک به ترتیب ۸۵ و ۶۵ درصد نسبت به خاک‌های سنگین کمتر است. تحقیقات هریسون و آتکینس (Harrison & Atkins, 1981b) نشان می‌دهد که با افزایش سرعت پیشروی یا انتقالی میله در خاک، استحکام برشی خاک افزایش می‌یابد و نیروی بیشتری برای گسیختن آن مورد نیاز است به طوری‌که با افزایش سرعت پیشروی کولتیواتور میله‌ای از ۴/۸ به ۹/۶ کیلومتر در ساعت، مقدار نیروی افقی و عمودی لازم برای کار وسیله به ترتیب ۲۱ و ۳۶ درصد افزایش می‌یابد. شکل مقطع میله در نفوذ آسان و سریع وسیله در خاک، قطع بهتر ریشهٔ علف‌های هرز، مقاومت در برابر سایش میله در اثر تماس با خاک و همچنین مقادیر نیروهای مقاوم افقی و عمودی وارد بر میله از طرف خاک مؤثر است.

هریسون و بای (Harrison & Bai, 1990) چهار شکل مقطع میله: گرد با قطر ۲۵/۴ میلی‌متر، چهارگوش (مربعی) با ضلع ۲۵/۴ میلی‌متر، سه گوش (مثلثی) با ضلع ۳۲ میلی‌متر و چهار پره (صلیبی) با ضلع ۳۰/۱ میلی‌متر را در شرایط خاک آماده شده در صندوق خاک[2] از نظر نیروهای وارد بر میله، ارزیابی کردند. نتایج آزمایش نشان می‌دهد که مقدار نیروی افقی یا مقاومت کششی در میلهٔ صلیبی و گرد به یک اندازه اما در میلهٔ مربعی و مثلثی به ترتیب ۱۰ و ۵ درصد بالاتر است. اندازه‌گیری نیروی عکس‌العمل عمودی روی میله‌ها نشان می‌دهد که مقدار نیروی عمودی روی میله‌های مربعی، مثلثی و صلیبی به ترتیب ۶، ۱۲ و ۲۲ درصد کمتر از میلهٔ گرد است.

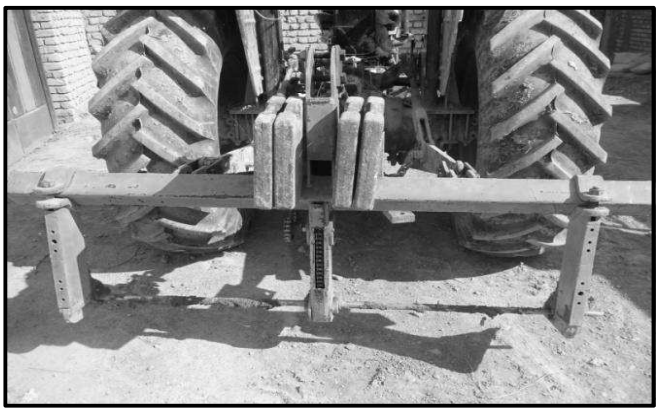
پیش‌تر گفته شد که شکل مقطع میله و نسبت سرعت محیطی به سرعت انتقالی یا شاخص سینماتیکی میله از عوامل موثر بر عملکرد علف‌کن‌ها یا کولتیواتورهای میله‌ای است. شاخص سینماتیکی در علف‌کن‌ها کمتر از ۱ است (Klenin *el al.*, 1986) اما در ادواتی مانند روتیواتورها، سیکلوتیلرها و یا علف‌چین‌های چکشی بزرگ‌تر از ۱ است. به نظر می‌رسد در صورت استفاده از علف‌کن‌ها در برداشت محصولات غده‌ای، شاخص سینماتیکی میله باید ۱ یا نزدیک به آن انتخاب شود تا از برخورد احتمالی میله به قسمت تحتانی غدهٔ پیاز و ایجاد آسیب‌های مکانیکی به محصول جلوگیری شود. تغییر در سرعت پیشروی و سرعت چرخشی میله، یا ترکیبی از هر دو حالت، موجب تغییر شاخص سینماتیکی خواهد شد. تغییر شکل مقطع و شاخص سینماتیکی میله در پیازکن

1- Draft
2- Soil Bin

میله‌ای بر مواردی مانند آسیب محصول برداشت شده، عمق نفوذ دستگاه در خاک و مقادیر نیروها و توان لازم برای نفوذ میله و کشیدن آن در خاک تأثیر می‌گذارد. هدف از این تحقیق، بررسی تأثیر تغییرات شاخص سینماتیکی و شکل مقطع میله در پیازکن میله‌ای بر نیرو و توان لازم کششی، گشتاور و توان چرخشی لازم برای چرخش میله در خاک و میزان آسیب‌هایی است که به محصول برداشت شده وارد می‌شود.

مواد و روش‌ها

شکل مقطع میله و نسبت سرعت محیطی میله به سرعت پیشروی (شاخص سینماتیکی میله) از عوامل تأثیرگذار بر شرایط کاری و عملکرد پیازکن میله‌ای است. در این تحقیق اثر این عوامل بر عملکرد پیازکن میله‌ای نمونه ساخته شده در مرکز تحقیقات کشاورزی و منابع طبیعی اصفهان بررسی شد (شکل۱). اساس کار این پیازکن بر این قاعده استوار است که حرکت انتقالی و چرخشی میله در ناحیهٔ زیر ریشهٔ پیاز، موجب سست و متلاشی شدن خاک و خارج شدن غده از خاک می‌شود. این دستگاه از یک تیرک‌افزار اصلی، مقرهای اتصال به بازوهای سه نقطه پشت تراکتور، جعبه دنده انتقال قدرت، میله افقی و سه بازوی حامل آن‌ها که روی تیرک‌افزار بسته شده‌اند، تشکیل شده است. در جلوی هر بازو یک تیغهٔ جلو سوی نسبتاً بلند برای کندن پیازهایی که در جلوی بازوهای حامل قرار می‌گیرند، نصب شده است. در قسمت پاشنهٔ بازوها (شکل ۱) مقرهایی برای یاتاقان‌بندی میله در سه نقطه تعبیه شده است. حرکت چرخشی میله از طریق انتقال حرکت محور توان‌دهی تراکتور (PTO) توسط یک جعبه دنده، چهار چرخ زنجیر و یک زنجیر به میله تأمین می‌شود. زنجیر و دو چرخ زنجیر ثابت آن، درون فضای خالی تعبیه شده در بازوی وسطی قرار می‌گیرند و دو چرخ زنجیر دیگر به ترتیب به شافت خروجی جعبه دنده و شافت مشترک چرخ زنجیر داخل بازوی وسطی متصل هستند. با تغییر قطر دو چرخ زنجیر اخیر، می‌توان نسبت سرعت محور توان‌دهی تراکتور را به سرعت چرخشی میله تغییر داد.

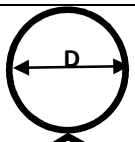
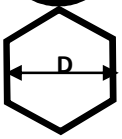
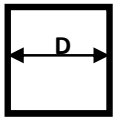


شکل ۱- پیازکن میله‌ای مورد استفاده در آزمایش‌ها

روش کار پیازکن به این صورت است که پس از اتصال دستگاه به تراکتور (مدل285 MF) و اتصال محور توان‌دهی تراکتور به محور انتقال قدرت پیازکن، با تماس پیازکن با سطح خاک و ادامه پیشروی، تیغه‌های جلو سوی بازوها در خاک فرو رفته و به دنبال آن میلهٔ متصل به بازوها در خاک نفوذ می‌کند. به منظور بررسی اثر شکل مقطع و

شاخص سینماتیکی میله بر مواردی نظیر مقادیر نیرو و توان کششی لازم برای کشیدن پیازکن در خاک، گشتاور و توان لازم برای چرخش میله در خاک و میزان آسیب‌های وارد بر محصول برداشت شده، آزمایشی در قالب طرح اسپلیت بلوک بر پایهٔ بلوک‌های کامل تصادفی با سه تکرار اجرا شد. در این آزمایش سه شکل مقطع میله شامل مقطع گرد، مقطع شش‌گوش و مقطع چهارگوش یا مربعی (جدول ۱) به عنوان کرت‌های افقی و پنج مقدار شاخص سینماتیکی میله (جدول ۲) شامل شاخص‌های ۰/۱۶، ۱، ۱/۱۵، ۱/۳۰ و ۱/۴۴ به عنوان کرت‌های عمودی مورد بررسی قرار گرفت.

جدول ۱- مشخصات میله‌های استفاده شده در آزمایش‌ها

نوع میله	جنس میله	سختی میله	شکل مقطع	طول میله (سانتی‌متر)	قطر مقطع(D) (میلی‌متر)
گرد	فولاد Ck45	۵۲ راکول		۱۰۰	۲۵
شش گوش	فولادCk45	۵۲ راکول		۱۰۰	۲۵
چهارگوش	فولادCk45	۵۲ راکول		۱۰۰	۲۵

جدول ۲- مشخصات تیمارهای آزمایش

دور موتور تراکتور	دنده تراکتور	نسبت سرعت میله به سرعت محور تواندهی PTO	سرعت چرخشی میله پیازکن (دور در دقیقه)	سرعت پیشروی تراکتور(متر بر ثانیه)	میانگین شاخص سینماتیکی میله
۱۷۰۰	یک سنگین	*۱ به ۱	۶۰	۰/۵	۰/۱۶
۱۲۰۰	دو سنگین	۱ به ۱	۳۸۰	۰/۵	۱
۱۷۰۰	یک سنگین	۱ به ۱/۲۵	۴۴۰	۰/۵	۱/۱۵
۱۷۰۰	یک سنگین	۱ به ۱/۱	۵۰۰	۰/۵	۱/۳
۱۷۰۰	یک سنگین	۱ به ۱	۵۵۰	۰/۵	۱/۴۴

* محور توان‌دهی PTO در حالت چرخ گرد قرار دارد.

محدودهٔ شاخص‌های مورد استفاده، بر اساس بررسی منابع و تأکید بر استفاده از شاخص‌های بیشتر از ۱ انتخاب گردید. زمانی‌که شاخص بزرگ‌تر یا مساوی ۱ باشد سرعت نسبی نقاط بالای میله که در زیر ریشهٔ پیاز قرار دارند، بزرگ‌تر یا مساوی صفر است. در این حالت احتمال برخورد میله به پیازها و آسیب رسیدن به آن‌ها کاهش می‌یابد. آزمایش‌های قبلی روی پیازکن مورد نظر نشان می‌دهد که در محدودهٔ سرعت پیشروی ۰/۵ متر بر ثانیه، عملکرد دستگاه از لحاظ کمینه بودن آسیب‌ها و درصد لغزش چرخ‌های تراکتور در حد مطلوب است

(Taki, 2011). شاخص‌های مورد استفاده، از روابط زیر محاسبه شد:

$$In_c = \frac{V_p}{V_d} \quad (۱)$$

$$V_p = \frac{(n \times 3.14)}{30} \times R \quad (۲)$$

که در آن،

In_c = شاخص سینماتیکی میله؛ V_p = سرعت محیطی میله برحسب متر بر ثانیه؛ V_d = سرعت انتقالی میله یا سرعت پیشروی تراکتور برحسب متر بر ثانیه؛ R = شعاع مقطع میله بر حسب متر؛ و n = سرعت چرخشی میله بر حسب دور در دقیقه.

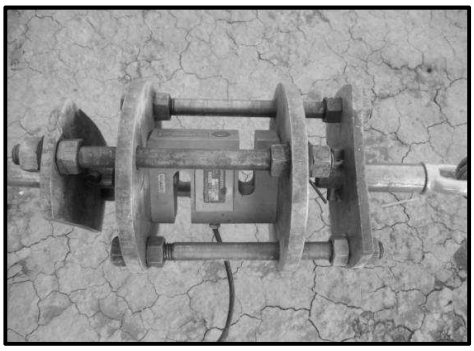
نحوهٔ تنظیم آزمایش‌ها به این صورت بود که قبل از آزمایش‌های اصلی، پس از نصب میلهٔ با شکل مقطع مورد نظر روی پیازکن و اتصال آن به تراکتور، دور موتور و دنده تراکتور در هر یک از حالت‌های پنج گانه شاخص (جدول۲) تنظیم گردید. سپس در زمینی که پیاز آن برداشت شده بود، با اضافه کردن وزنه‌های ۳۰ کیلوگرمی به شاسی پیازکن و حرکت تراکتور، میله در عمق مناسب خاک که در حدود ۵۰ الی ۷۰ میلی‌متر بود، قرار گرفت. به این ترتیب وزن لازم برای استقرار میله در عمق مناسب به دست آمد. پس از این تنظیمات، تراکتور وارد مزرعه شد و بر اساس الگوی طرح آزمایشی، در هر پلات، در یک تردد ۲۰ متری برداشت پیاز آغاز شد. محل عبور چرخ های تراکتور قبلاً با ردیف‌ساز جلو تراکتوری از پیاز خالی شده بود. در هر تکرار از آزمایش‌ها موارد زیر اندازه‌گیری شد:

اندازه‌گیری نیرو و توان کششی پیازکن

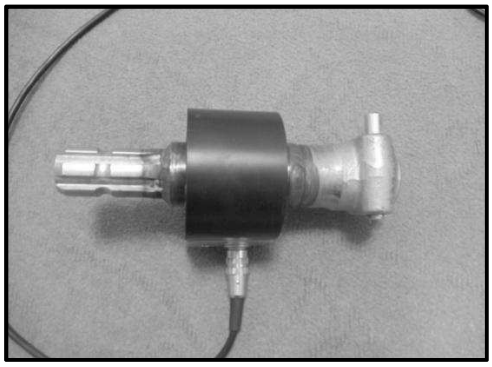
مقدار نیروی کششی لازم برای کار پیازکن با اتصال لود سل فشاری مدل DBBP 5t (شکل ۲) بین دو تراکتور اندازه‌گیری شد. به این منظور پس از اتصال پیازکن به تراکتور اول و تنظیم دور موتور (جدول ۲) و در حالی‌که دندهٔ تراکتور در حالت خلاص و محور توان‌دهی PTO در حال چرخش بود، تراکتور دوم، تراکتور حامل پیازکن را به جلو می‌کشید. دور موتور دو تراکتور به طور مساوی تنظیم گردید. کشیدن تراکتور و پیازکن متصل به آن در سه حالت: درگیر بودن پیازکن در خاک، بدون درگیر بودن پیازکن در خاک و درگیر بودن پیازکن در خاک بدون اتصال میله به آن، آزمایش شد. به این ترتیب مقاومت غلتشی تراکتور، نیروی افقی خالص وارد به میله‌ها و نیروی کششی کل مورد نیاز جهت کشیدن پیازکن به دست آمد. در هر ثانیه تغییرات نیروی کششی به صورت تغییرات ولتاژ در خروجی لودسل ظاهر می‌شد و با دیتالاگر مدل Personal Daq/55 به خروجی دیجیتال تبدیل و در کامپیوتر ذخیره می‌گردید. لودسل با اتصال پنج وزنهٔ مشخص و ثبت خروجی‌ها، کالیبره شد. توان کششی از حاصل‌ضرب نیروی کششی در سرعت پیشروی (۰/۵ متر بر ثانیه) به دست آمد و در هر تردد از کار پیازکن، میانگین نیرو و توان کششی ثبت گردید.

اندازه‌گیری گشتاور، دور و توان محور توان‌دهی PTO

به منظور اندازه‌گیری گشتاور، دور و توان محور توان‌دهی (PTO) در حین کندن پیاز، از تورک‌متر مدل Datum Electronics Torque Log (شکل ۳) استفاده شد. ورودی تورک‌متر به سادگی به هزار خار محور PTO تراکتور و خروجی آن به محور انتقال قدرت پیازکن متصل شد. با چرخش محور توان‌دهی، در هر ثانیه گشتاور، دور و توان انتقالی اندازه‌گیری و از طریق کابل و مبدل ورودی در کامپیوتر ذخیره و در محاسبات از میانگین این مقادیر استفاده گردید.



شکل ۲- دینامومتر فشاری مدل DBBP 5t



شکل ۳- تورک متر مدل Datum Electronics Torque Log

اندازه‌گیری آسیب‌های وارد بر پیازهای برداشت شده

در هر تردد پس از عبور پیازکن، سه نوار به طول ۱ متر و عرض ۲ متر (عرض کار پیازکن) از زمین به صورت تصادفی انتخاب و تمام پیازهای سطح آن جمع‌آوری شد. پیازهای آسیب دیده (له شده، دارای بریدگی، یا آن‌هایی که بخشی از بافت گوشتی‌شان قطع شده بود)، جدا شدند. نسبت تعداد پیازهای آسیب دیده به تعداد کل پیازهای جمع‌آوری شده، درصد آسیب‌های مکانیکی وارد بر پیاز برداشت شده در نظر گرفته شد. با نمونه‌برداری از زمین برداشت شده توسط کارگران در سه سطح ۱×۱ متر، به همین روش، آسیب‌های مکانیکی در حالت برداشت محصول به روش دستی محاسبه شد.

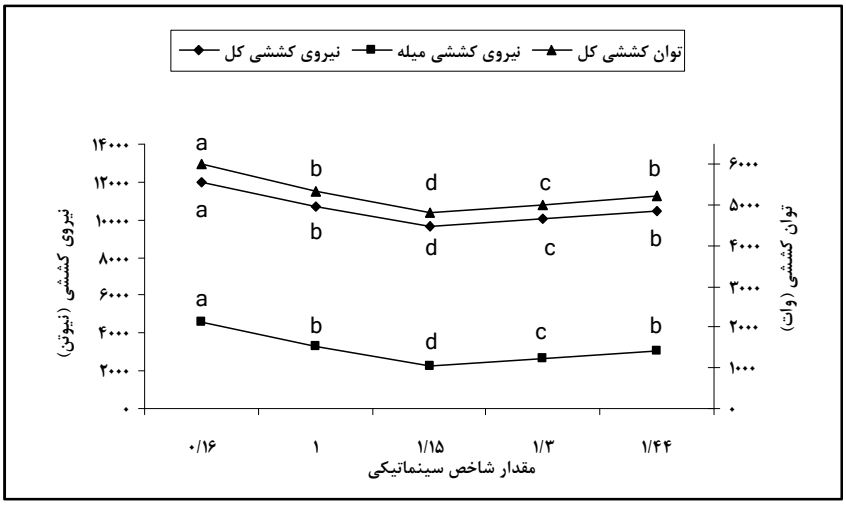
داده‌های آزمایش با نرم‌افزار SAS تجزیه و تحلیل و میانگین‌ها با نرم‌افزار MSTATC گروه‌بندی شد.

نتایج و بحث

نیرو و توان کششی مورد نیاز پیازکن

نتایج نشان می‌دهد که شکل مقطع میله (شکل ۴) و اثر متقابل شکل مقطع و شاخص سینماتیک میله تأثیر معنی‌داری بر مقدار نیروی کششی کل، توان کششی کل و نیروی کششی میله ندارد در حالی‌که این تأثیر در مقادیر مختلف شاخص سینماتیکی میله معنی‌دار است (شکل ۵).

شکل ٤- تأثیر شکل میله بر مقدار نیروی کششی کل، توان کششی کل و نیروی کششی میله



شکل ٥- تأثیر مقدار شاخص میله بر مقدار نیروی کششی کل، توان کششی کل و نیروی کششی میله

طبق این نتایج، تفاوت نیروی کششی کل و نیروی خالص وارد بر میله‌ها در حدود ۷۴۰۰ نیوتن است که این نیرو صرف کشیدن سه بازوی حامل میله در خاک می‌شود. نیروی خالص وارد بر میله‌ها در حدود یک سوم نیروی کششی کل است و به ازای هر متر میله، ۱۰۴۳ تا ۲۴۸۴ نیوتن به دست آمد. سایر محققان مقدار نیروی افقی وارد بر میله‌های کولتیواتور میله‌ای را در شرایط خاک‌ورزی متفاوت حدود ۱۰۰۰ تا ۱۵۰۰ نیوتن بر متر اندازه گرفتند (Anon, 1982).

هانت (Hunt, 1977) میزان نیروی افقی لازم برای کار علف‌کن میله‌ای را بین ۵۰۰ تا ۱۸۳۰ نیوتن بر متر به دست آورده در حالی‌که کیدد و همکاران (Kydd *et al.*, 1984) این مقدار را در سرعت ۸ کیلومتر در ساعت و عمق کار ۲۵ تا ۷۵ میلی‌متر، برابر ۹۰۰ تا ۱۶۵۰ نیوتن بر متر گزارش کرده‌اند. میانگین توان کششی کل در سه شکل مقطع میله بدون تفاوت معنی‌دار است. مقدار نیروی کششی کل، نیروی خالص وارد بر میله‌ها و توان کششی کل در شاخص

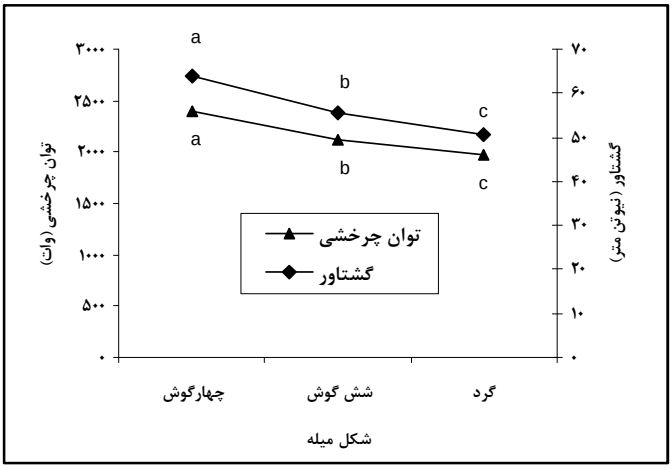
۱/۱۵ به صورت معنی‌داری کمتر از چهار شاخص دیگر است (شکل۵). این نتایج نشان می‌دهد که با افزایش سرعت چرخشی میله از ۶۰ به ۴۴۰ دور در دقیقه، مقاومت خاک در برابر عبور پیازکن کاهش می‌یابد. یافته‌های سایر محققان نیز نشان می‌دهد که چرخش میلهٔ کولتیواتورهای میله‌ای به علت انتقال انرژی فعال به ذرات خاک در حال تماس با میله، موجب شکست لایه‌های خاک در جلوی میله و در نتیجه کاهش مقاومت خاک در برابر عبور میله می‌شود (Harrison & Bai, 1990).

با افزایش سرعت چرخشی میله از ۴۴۰ به ۵۵۰ دور در دقیقه، مقدار نیروهای کششی افزایش می‌یابد که علت آن را می‌توان چنین بیان کرد که با گذر از سرعت ۴۴۰ دور در دقیقه، در اثر پدیده خودتمیزی میله (صیقلی شدن سطح میله)، اصطکاک خاک با میله کاهش یافته و در نتیجه از خاصیت شکست خاک اطراف میله در اثر چرخش آن کاسته می‌شود. این موضوع نشان می‌دهد که سرعت چرخشی میله را نمی‌توان تا هر اندازه اضافه کرد زیرا این عمل علاوه بر ایجاد مشکلات طراحی، مقاومت خاک را بالا می‌برد. با توجه به یکسان بودن سرعت پیشروی در این آزمایش‌ها مقدار توان کششی مورد نیاز برای حرکت پیازکن در خاک، فقط تابع مقدار نیروهای کششی است و از روند تغییرات آن‌ها تبعیت می‌کند. با توجه به این نتایج، در شاخص سینماتیکی ۱/۱۵، مقدار نیروهای وارد بر میله، نیروی کششی کل و توان کششی کل کمتر از سایر شاخص‌هاست.

گشتاور و توان چرخشی مورد نیاز پیازکن

شکل ۶ بیشترین و کمترین مقدار گشتاور لازم برای چرخش میله را به ترتیب در مقطع چهارگوش (۶۴ نیوتن متر) و در مقطع گرد (۵۰/۵ نیوتن متر) نشان می‌دهد. مقدار گشتاور در میلهٔ دارای مقطع شش‌گوش بین این دو مقدار قرار دارد (۵۵/۵ نیوتن متر).

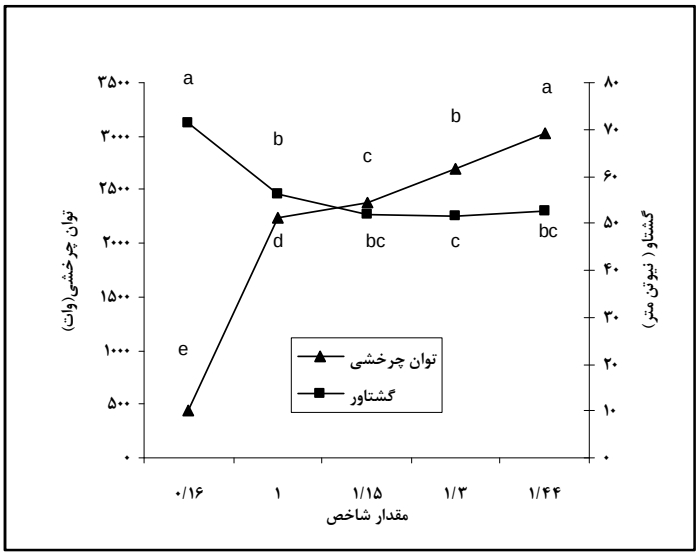
وجود لبه‌های برجسته در شکل چهارگوش و شش‌گوش، در مقایسه با شکل گرد، موجب افزایش گیرایی میله با خاک و در نتیجه افزایش نیروی لازم جهت چرخاندن آن می‌شود. شکل شش‌گوش با داشتن اضلاع بیشتر، نسبت به چهارگوش، گشتاور کمتری نیاز دارد. همین روند در مورد توان چرخشی لازم جهت حرکت میله‌ها با مقطع‌های متفاوت دیده می‌شود. گشتاور و توان چرخشی مورد نیاز در میله‌های گوشه‌دار افزایش می‌یابد اما وجود گوشه‌ها موجب نفوذ سریع‌تر و یکنواخت‌تر میله در خاک می‌شود و ریشهٔ علف‌های هرز موجود در مسیر پیازکن راحت‌تر قطع و کنار زده خواهد شد.



شکل ٦- تأثیر شکل میله بر گشتاور و توان چرخشی مورد نیاز میله

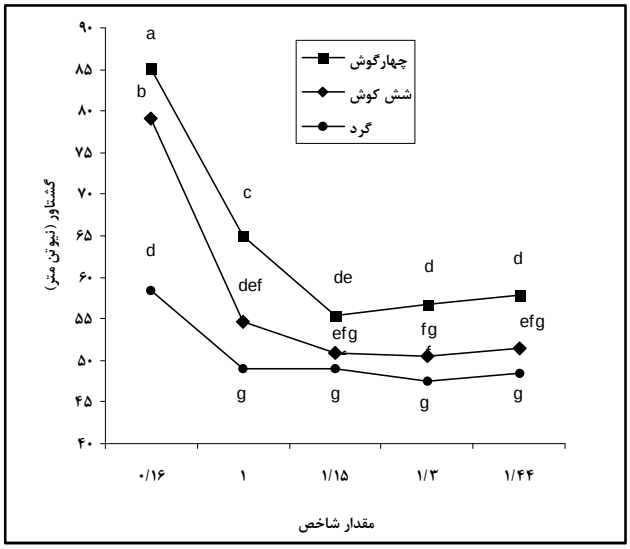
نتایج شکل ۷ نشان می‌دهد که شاخص‌های ۰/۱۶ و ۱ به ترتیب بیشترین گشتاور مورد نیاز را جهت چرخش میله دارند در حالی‌که سه شاخص دیگر از این نظر تفاوت معنی‌داری ندارند. این نتیجه نشان می‌دهد که افزایش سرعت چرخشی میله از ۶۰ به ۴۴۰ دور در دقیقه موجب کاهش تراکم خاک اطراف میله و در نتیجه کم شدن اصطکاک خاک با میله می‌شود که این عامل گشتاور مورد نیاز میله را برای چرخیدن در خاک می‌کاهد با این حال اضافه شدن سرعت میله از ۴۴۰ تا ۵۵۰ دور در دقیقه، تأثیری بر مقدار گشتاور ندارد.

طبق شکل ۷، با افزایش مقدار شاخص سینماتیکی و به دنبال آن اضافه شدن سرعت چرخشی میله، توان چرخشی نیز روند افزایشی دارد.

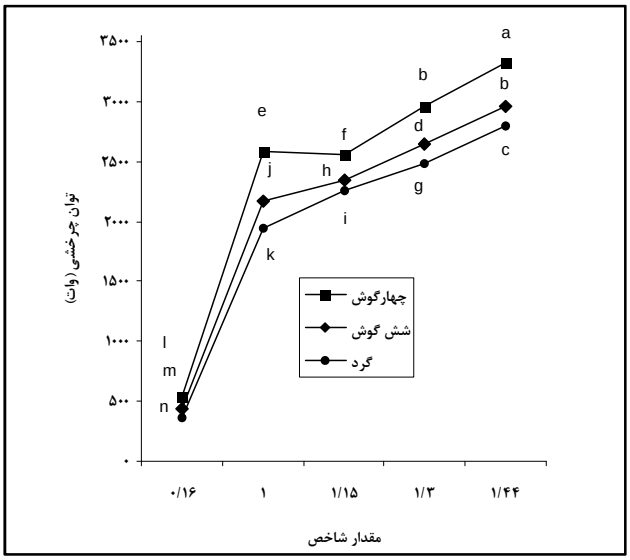


شکل ۷- تأثیر شاخص سینماتیکی میله بر گشتاور و توان چرخشی مورد نیاز میله

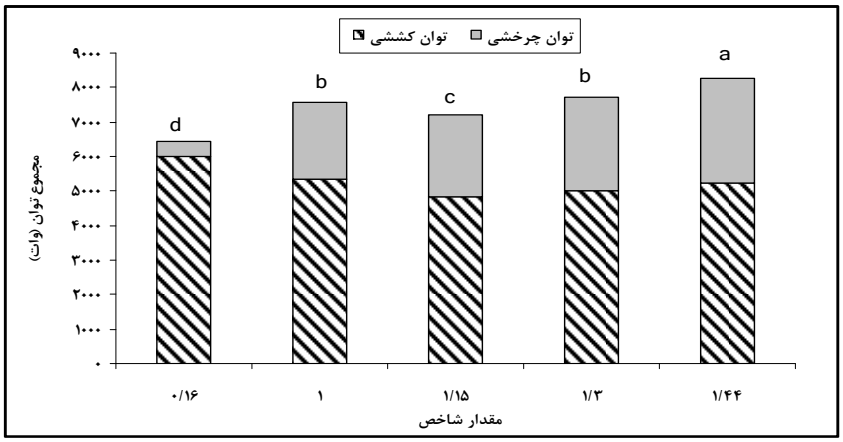
بررسی اثر متقابل شکل میله و مقدار شاخص سینماتیکی بر گشتاور میله (شکل ۸) نشان می‌دهد که در مجموع میلهٔ چهارگوش نسبت به دو میله شش‌گوش و گرد به گشتاور بیشتری برای چرخش در خاک نیاز دارد که علت آن درگیری بیشتر سطوح میلهٔ چهارگوش با خاک است. نزدیک شدن زوایای شکل شش‌گوش به حالت گرد باعث می‌شود تا مقدار گشتاور در این میله کمتر از حالت چهارگوش و بیشتر از حالت گرد قرار گیرد. از نکات قابل توجه دیگر در نتیجه‌گیری از شکل ۸ این است که در دو شکل گرد و شش‌گوش به غیر از شاخص ۰/۱۶، در دیگر شاخص‌ها تغییرات گشتاور معنی‌دار نیست در حالی‌که در شکل چهارگوش این اتفاق از شاخص ۱/۱۵ به بعد افتاده است. با احتساب سرعت چرخشی میله، مقدار توان چرخشی در شاخص‌های مختلف میله (شکل ۹) قابل محاسبه است. طبق این نتایج، در هر شاخص، بیشترین مقدار گشتاور در میلهٔ چهارگوش و کمترین آن در میلهٔ گرد دیده می‌شود و میلهٔ شش‌گوش بین این دو مقدار قرار دارد. بررسی مجموع توان کششی و چرخشی مورد نیاز میله‌ها (شکل ۱۰) نشان می‌دهد که بیشترین و کمترین مجموع توان به ترتیب در شاخص‌های ۱/۴۴ و ۰/۱۶ اتفاق افتاده در حالی‌که بین سه شاخص دیگر، کمترین توان را شاخص ۱/۱۵ دارد.



شکل ۸- اثر متقابل شکل میله و شاخص سینماتیکی بر گشتاور مورد نیاز میله



شکل ۹- اثر متقابل شکل میله و شاخص سینماتیکی بر توان چرخشی میله



شکل ۱۰ – توان کششی و چرخشی مورد نیاز پیازکن میله‌ای در شاخص‌های سینماتیکی متفاوت

آسیب‌های وارد بر پیازهای برداشت شده

از موارد بسیار مهم در بررسی عملکرد میله‌ها در پیازکن میله‌ای، میزان آسیب‌هایی است که به محصول برداشت شده وارد می‌شود. این آسیب‌ها علاوه بر کاهش ارزش اقتصادی محصول، موجب کاهش عمر انبارداری و افزایش ضایعات آن می‌شود. بررسی تأثیر شکل مقطع میلهٔ پیازکن بر درصد این آسیب‌ها نشان می‌دهد که به صورت میانگین، حدود ۲ درصد پیازهای برداشت شده دچار آسیب شدند و از این لحاظ شکل میله تفاوت معنی‌داری بر درصد آسیب‌دیدگی‌ها ایجاد نکرد. طبق نتایج جدول ۳ بیشترین درصد آسیب‌ها (۲/۹۹ درصد) در شاخص ۰/۱۶ روی داده و سایر شاخص‌ها از این نظر تفاوت معنی‌داری ندارند. به علت سرعت چرخش کم میله (۶۰ دور در دقیقه) در شاخص ۰/۱۶، مدت زمان بیشتری طول می‌کشد تا میله در عمق زیر ریشهٔ پیازها قرار گیرد و این غیریکنواختی عمق کار، موجب برخورد میله به غده‌ها و افزایش درصد آسیب‌ها می‌شود. اندازه‌گیری میزان آسیب‌های وارده بر پیاز، در برداشت دستی نشان می‌دهد که در حدود ۴/۵ درصد از پیازهای برداشت شده دچار آسیب مکانیکی شده‌اند. عمده این آسیب‌ها ناشی از برخورد تیغه با پیاز و همچنین پرتاپ پیازها برای جمع کردن آن‌هاست.

جدول ۳- مقایسهٔ میانگین‌های اثر شاخص سینماتیکی میله بر درصد آسیب‌های مکانیکی وارد شده بر پیاز

شاخص سینماتیکی میله	۰/۱۶	۱	۱/۱۵	۱/۳	۱/۴۴
درصد آسیب‌های مکانیکی	۲/۹۹a	۱/۷۱b	۱/۷۴b	۱/۷۱b	۱/۷۵b

در هر ستون میانگین‌های دارای حرف مشترک از نظر آزمون دانکن در سطح احتمال ۵ درصد، اختلاف معنی‌دار ندارند.

نتیجه‌گیری

نتایج این تحقیق نشان می‌دهد که مقدار نیرو و توان کششی مورد نیاز پیازکن میله‌ای با تغییر شکل میله تفاوت معنی‌داری نمی‌کند در حالی‌که این مقادیر در شاخص‌های سینماتیکی مختلف میله متفاوت است. بر این اساس در شاخص ۱/۱۵، پیازکن میله‌ای به کمترین نیرو و توان کششی نیاز دارد. بررسی تأثیر شکل و مقدار شاخص سینماتیکی میله بر گشتاور و توان چرخشی میله نشان می‌دهد که در مجموع با تغییر شکل میله از گرد به شش‌گوش و چهارگوش گشتاور و توان چرخشی هم افزایش می‌یابد. بیشترین گشتاور و کمترین توان چرخشی در شاخص ۰/۱۶ مشاهده می‌شود. آسیب‌های وارد شده بر پیازهای برداشت شده (با میانگین ۱/۹۸ درصد) تحت تأثیر شکل مقطع میله قرار ندارد در حالی‌که در شاخص‌های سینماتیکی میله، بیشترین آسیب (با میانگین ۲/۹۹ درصد) را شاخص ۰/۱۶ دارد و سایر شاخص‌ها از این نظر (با میانگین ۱/۷۳ درصد) تفاوت معنی‌داری ندارند.

با توجه به نفوذ سریع‌تر و آسان‌تر میلهٔ چهارگوش در خاک‌های سخت، در مقایسه با میلهٔ گرد، از نظر کاربردی توصیه می‌شود که برای برداشت پیاز در زمین‌های سخت از میلهٔ چهارگوش با شاخص سینماتیک ۱/۱۵ و در زمین‌های نرم از میلهٔ گرد با شاخص سینماتیک ۱/۱۵ استفاده شود. در این شرایط توان کل لازم جهت کارکرد پیازکن در حدود ۳/۵ تا ۳/۸ کیلو وات به ازای هر متر عرض کار پیازکن خواهد بود.

مراجع

Anon. 1982. Evaluation Report. Tested at Humboldt. Prairie Agricultural Machinery Institute. ISSN 0383-3445.

Balls, R. C. 1985. Horticultural Engineering Technology: Field Machinery. Macmillan Pub.

Chesson, J. H., Johnson, H. and Brooks, C. R. 1978. Mechanical harvesting investigations for fresh market onions. T. ASAE. 21(5): 838-842.

Harrison, H. P. and Atkins, R. P. 1981a. Soil reacting forces for a rod weeder from field measurements. T. ASAE. 24(3): 590-592.

Harrison, H. P. and Atkins, R. P. 1981b. Rod weeder Soil Forces from Field Measurements. T. ASAE. Paper No. 79-1040.

Harrison, H. P. and Bai, X. 1990. Rod weeder soil reaction force for different rod shapes and speeds. T. ASAE. 33(5): 1445-1448.

Hunt, D. 1977. Farm Power and Machinery Management: Laboratory Manual and Workbook. Iowa State University Press.

Klenin, N. I., Popov, I. F. and Sakun, V. A. 1986. Agricultural Machines: Theory of Operation, Computation of Controlling Parameters and the Conditions of Operation. Russian Translation. Series 31.

Kydd, H. D., Frehlich, G. E. and Boyden, A. R. 1984. Tillage power requirements in western Canada. ASAE. Paper No. 84-1027.

Mayberry, K. S. 2000. Market Onions. US Cooperative Extension Sample Cost to Establish and Produce. University of California and the United States Department of Agricultural Cooperating.

Mozafari, M. and Kazemeinkhah, K. 2000. Design, development and evaluation of suitable onion harvester for small farms (laboratory scale). Final Research Report. Agricultural Research and Education Organization. Agricultural Engineering Research Institute. Jahad Agricultural Ministry. (in Farsi)

Payne, P. C. J. 1956. The relationship between the mechanical properties of soil and the performance of simple cultivation implements. J. Agric. Eng. 1, 23-50.

Srivastava, A., Goering, C. and Rohrbach, R. 1993. Engineering Principles of Agricultural Machines. American Society of Agricultural Engineers (ASAE).

Taki, O. 2011. Development of a front-mounted rod-digger for harvesting non-row basis onions. Annual Research Report. Agricultural Engineering Research Institute. Agriculture and Natural Resources Research Center of Isfahan. (in Farsi)

Viramontes, J. A. B. 1980. Harvester with Mechanical Rod Weeder and Soil Agitator. United State Patent. No. 4232745.

Journal of Agricultural Engineering Research/Vol.14/No.3/2013/P:15-28

Effect of Kinematic Index and Rod Shape on Performance of an Onion Rod Digger

M. Heidari-Soltanabadi*, O. Taki and Sh. Abdolahpur

* Corresponding Author: Assistant Professor, Agricultural Engineering Department, Esfahan Center for Agricultural and Natural Resources Research, P. O. Box: 81785-199, Esfahan, Iran. E-mail: mheisol@gmail.com
Received: 14 July 2012, Accepted: 12 February 2013

The most important factors affecting onion rod digger performance are the shape of the rod and the ratio of peripheral speed to translational speed (kinematic index). This study investigated the effect of these parameters on nthe performance of a rod onion harvester using a split-block randomized complete-block design with three replicates for three rod shapes (round, hexagonal, rectangular) and rod kinematic indices of 0.16, 1, 1.15, 1.30 and 1.44. In each experiment, the draft force and drawbar power for the rod and complete harvester, rotational torque and total required power for the rod, and the percentage of damage were determined. The results showed that rod shape had no significant effect on draft force, drawbar power (averaging 10571 N and 5285 W, respectively) and percentage of damage (averaging 1.98%); maximum torque and rotational power (averaging 64 N.m and 2394 W, respectively) were observed for the rectangular shaped rod. The maximum values for draft force and drawbar power (12018.7 N and 6009.3 W, respectively) were in the 0.16 kinematic index; the minimum values (9645.2 N and 4822.2 W, respectively) were in the 1.15 kinematic index. Maximum torque and rotational power (85 N and 3327.8 W, respectively) occurred for the rectangular shaped rod in the 0.16 and 1.44 kinematic indices, respectively. The results showed that, for minimum onion damage (priority) and power consumed, the best kinematic index was 1.15. The results of this research show that the rectangular rod shape in hard soil and the round rod shape in soft soil facilitated penetration; both occured in the 1.15 kinematic index. The total consumed power was from 3.5 to 3.8 KW per m of working width.

Keywords: Drawbar and rotational power, Onion, Onion rod digger, Percentage of mechanical damage