

تعیین توان مورد نیاز برداشت پیاز توسط پیازکن میله‌ای

محسن حیدری سلطان آبادی^{1*}، شمس‌اله عبدالله‌پور² و اورنگ تاکی³

تاریخ دریافت: 91/12/7 تاریخ پذیرش: 92/4/20

1- بخش تحقیقات فنی و مهندسی کشاورزی، مرکز تحقیقات کشاورزی و منابع طبیعی اصفهان

2- گروه مهندسی ماشین‌های کشاورزی، دانشکده کشاورزی، دانشگاه تبریز

3- بخش تحقیقات فنی و مهندسی کشاورزی، مرکز تحقیقات کشاورزی و منابع طبیعی اصفهان

* مسئول مکاتبه: E-mail:mheisol@gmail.com

چکیده

از جمله روش‌های جداسازی غده‌های پیاز از خاک، در هنگام برداشت، استفاده از ماشین پیازکن میله‌ای است که در آن چرخش و حرکت انتقالی یک میله در ناحیه زیر ریشه پیازها موجب خروج آنها از خاک می‌شود. توان مورد نیاز این پیازکن در دو قسمت اصلی کشش مجموعه واحدهای درگیر در خاک و چرخش میله در زیر خاک به مصرف می‌رسد. سرعت پیشروی و عمق کار (نسبت عمق به عرض کار) ماشین از جمله عوامل تاثیرگذار در مقدار توان مورد نیاز پیازکن میله‌ای است. در این تحقیق تاثیر سرعت پیشروی و عمق کار یک پیازکن میله‌ای بر توان مورد نیاز برداشت پیاز مورد بررسی قرار گرفت. به این منظور در یک طرح کرت‌های خرد شده در قالب بلوک‌های کامل تصادفی با سه تکرار، عمق کار پیازکن در دو سطح 5-7 و 10-12 سانتی‌متر به عنوان کرت‌های اصلی و سرعت پیشروی در سه سطح 0/35، 0/4 و 0/5 متر بر ثانیه به عنوان کرت‌های فرعی تغییر داده شد و اقدام به برداشت غده‌های پیاز گردید. در هر تیمار آزمایشی نیرو و توان کششی و همچنین گشتاور و توان چرخشی مورد نیاز پیازکن اندازه‌گیری شد. طبق نتایج مقدار نیروی کششی لازم برای حرکت پیازکن در خاک بین 4865 تا 6400 نیوتن و توان کششی مورد نیاز بین 1857/5 تا 3125/5 وات به ازای هر متر عرض کار به دست آمد. همچنین گشتاور اندازه‌گیری شده برای چرخش میله در زیر خاک بین 25/2 تا 35/1 نیوتن متر و توان چرخشی مورد نیاز بین 1079 تا 1814/5 وات به ازای هر متر عرض کار قرار گرفت. با توجه به عرض کار 2 متری این پیازکن، تراکتورهایی با توان خالص حدود 4 کیلووات بر روی شافت PTO و 6/5 کیلووات توان مالبندی، قادر به راه اندازی آن هستند که اکثر تراکتورهای موجود در کشور، در این دسته قرار می‌گیرند.

واژه‌های کلیدی: پیاز، پیازکن میله‌ای، توان چرخشی، توان کششی

1- مقدمه

دستگاه، برگ از آن جدا می‌گردد. مکانیزم‌های متفاوتی در این ماشین‌ها برای ریشه‌بری و جدا ساختن غده از خاک استفاده می‌شود. به عنوان مثال 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 تمیز کننده انتقال می‌یابد. پارامترهای عملکردی این ماشین‌ها شامل طول و زاویه تمایل تیغه، سرعت پیشروی و عمق برش خاک می‌باشند. این ماشین‌ها برای برداشت سایر محصولات ریشه‌ای مانند هویج و سیب‌زمینی مناسب هستند. در گروهی دیگر از ماشین‌های پیازکن، غده‌های برگ‌دار توسط یک تیغه ریشه‌زنی شده و سپس به همراه خاک بستر وارد دستگاه می‌شود. عملیات سرزنی برگ‌ها در ادامه کار دستگاه صورت می‌گیرد (سالز، 1985 و سرباستاوا و همکاران، 1993). امروزه از کولتیواتورهای میله‌ای در برداشت محصولات غده‌ای استفاده می‌شود (مایبری، 2000). در این

استفاده از ماشین‌های برداشت پیاز می‌تواند علاوه بر کاهش هزینه‌های تولید، از بروز صدمات مکانیکی و افت کیفیت این محصول بکاهد. تحقیقات انجام گرفته نشان می‌دهد که برای برداشت هر هکتار پیاز به صورت دستی به 800 نفر - ساعت نیاز است و در این حالت 4/5 درصد از پیازهای برداشت شده دچار صدمات مکانیکی می‌شوند (تاکی، 1390). روش‌های متفاوتی برای برداشت پیاز استفاده می‌شود که از آن جمله سرزنی و برداشت غده‌ها در دو مرحله توسط ماشین‌های جداگانه است. در سایر ماشین‌ها تقدم سرزنی و برداشت غده ممکن است متفاوت باشد، به گونه‌ای که ابتدا برگ، قطع شده و سپس غده‌ها از خاک جدا و جمع‌آوری گردد. در انواع دیگر غده برگ‌دار ریشه‌بری و از خاک جدا می‌شود. سپس در حین حرکت در

خاک افزایش یافته و نیروی بیشتری جهت گسیختن آن مورد نیاز است به طوری که با افزایش سرعت پیشروی کولتیواتور میله‌ای از 4/8 به 9/6 کیلومتر بر ساعت مقدار نیروی افقی و عمودی لازم برای کار وسیله، به ترتیب 21 و 36 درصد افزایش می‌یابد.

ضرورت به‌کارگیری ماشین‌های مناسب برداشت پیاز در کشور با توجه به هزینه‌های بالای برداشت دستی و صدمات وارد شده به این محصول بر کسی پوشیده نیست. در این راستا اخیراً برای اولین بار در کشور از یک دستگاه پیازکن میله‌ای در کندن پیاز استفاده شده است (تاکی، 1390). در تحقیق حاضر توان مورد نیاز این پیازکن در شرایط متفاوت عمق کار و سرعت پیشروی اندازه‌گیری و تعیین شد.

2- مواد و روش‌ها

از جمله موارد مهم در مسیر استفاده از روش‌های مکانیزه برداشت پیاز، تعیین توان مورد نیاز ماشین‌های پیازکن می‌باشد. در این تحقیق توان مورد نیاز یک دستگاه پیازکن میله‌ای (شکل 1) در شرایط مختلف کاری دستگاه شامل عمق کار و سرعت پیشروی، تعیین گردید. این توان شامل مجموع توان مورد نیاز برای کشیدن واحدهای درگیر در خاک و توان چرخشی میله بود. به این منظور آزمایشی در قالب طرح کرت‌های خرد شده بر پایه بلوک‌های کامل تصادفی با سه تکرار انجام شد که در آن اثر دو عمق کار پیازکن شامل 5-7 سانتی‌متر (به اختصار 7 سانتی‌متر) و 10-12 سانتی‌متر (به اختصار 12 سانتی‌متر) به عنوان کرت‌های اصلی و سه سرعت پیشروی شامل 0/35، 0/4 و 0/5 متر بر ثانیه به عنوان کرت‌های فرعی بر توان کششی و چرخشی مورد نیاز پیازکن مورد بررسی قرار گرفت. عمق‌های مورد نظر بر اساس حداکثر عمق قرارگیری غده‌های پیاز در خاک و سرعت‌های پیازکن بر مبنای سرعت‌های مورد توصیه سازنده لحاظ گردید. پیازکن میله‌ای مورد نظر در سال 1390 در مرکز تحقیقات کشاورزی و منابع طبیعی اصفهان ساخته و توسط یک تراکتور مدل MF 285 راه اندازی شد. اساس کار این دستگاه بر این اصل استوار است که حرکت انتقالی و چرخشی میله در زیر ریشه غده‌های پیاز، موجب سست و لق شدن خاک و جدا شدن غده‌های پیاز از درون خاک می‌شود. عرض کار این پیازکن 2 متر بوده و از یک تیرک افزار اصلی، مقرهای اتصال به بازوهای سه نقطه پشت تراکتور، جعبه دنده انتقال قدرت، میله افقی با شکل مقطع مربعی و سه بازوی حامل آن تشکیل شده است. بازوهای حامل میله بر روی تیرک افزار بسته شده‌اند. در قسمت عقب پاشنه بازوها محل‌هایی تعبیه شده است که میله درون آن قرار گرفته و حرکت چرخشی آزاد دارد. همچنین سه تیغه جلو سو جهت نفوذ و قرار دادن میله در زیر خاک به جلوی این پاشنه‌ها متصل شده است. بازوی وسطی به صورت توخالی بوده و درون آن، دو چرخ زنجیر و یک زنجیر قرار دارند که توان محور تواندهی تراکتور پس از تغییر جهت توسط جعبه دنده از طریق این زنجیر و چرخ زنجیرها به میله منتقل می‌شود. پس

ماشین، سینماتیک حرکت میله موجب جدا ساختن غده‌ها در اثر لرزش خاک و جلوگیری از تجمع ریشه‌ها در جلوی ماشین (در اثر حرکت چرخشی میله) می‌شود. حرکت دورانی میله، توسط محور تواندهی تراکتور، چرخ‌های محرک زمین‌گرد، یا موتورهای هیدرولیکی تأمین می‌شود. چرخش میله به همراه حرکت انتقالی آن در زیر خاک گوه‌ای از خاک را در جلوی میله به‌وجود می‌آورد که حرکتی به سمت بالا و جلو دارد. این بخش از خاک در حین حرکت به بالا و جلو در اثر نیروهای اینرسی گسیخته شده و متلاشی می‌گردد (پاین، 1956 و هریسون و آتکینز، 1981 الف). در صورتی که ریشه 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 جهت جداسازی غده از خاک و رها سازی آن روی سطح خاک استفاده کرد. چسون و همکاران (1978) دو نمونه سرزن و یک زیربر میله‌ای را در یک ماشین برداشت پیاز مورد ارزیابی قرار دادند و درصد صدمات مکانیکی وارده بر محصول برداشت شده را تعیین کردند. زیربر میله‌ای، مقطعی مربعی به ضلع 2/5 سانتی‌متر داشت و حرکت چرخشی خود را از یک هیدروموتور دریافت می‌کرد. سرعت محیطی میله در محدوده 1/1 تا 1/25 برابر سرعت پیشروی ماشین برداشت قابل تنظیم بود. بررسی میزان صدمات وارد بر پیازهای برداشت شده نشان داد که آسیب‌دیدگی پوست مهم‌ترین خسارت ایجاد شده به‌وسیله سرزن بود که به‌واسطه غیر یکنواختی ارتفاع پیازها در بستر ایجاد می‌شد. در حالی که عمده خسارت ایجاد شده توسط زیربر میله‌ای، خراش‌های ایجاد شده بر روی غده به علت نزدیکی میله به پایین پیازها بود.

عوامل چندی در کارآیی و عملکرد کولتیواتورهای میله‌ای موثر است 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 علاوه بر تاثیر بر کارآیی میله در کندن علف‌های هرز، فشردن خاک زیرین و جلوگیری از تجمع بقایای موجود روی سطح خاک، بر مقادیر نیرو و توان لازم جهت نفوذ وسیله و حرکت آن در خاک و توان مورد نیاز برای چرخش میله موثر می‌باشند. در برخی از تحقیقات، توان کششی مورد نیاز کولتیواتورهای میله‌ای از طریق اندازه‌گیری نیروی مقاوم افقی و سرعت پیشروی مورد ارزیابی قرار گرفته است. به عنوان مثال ارزیابی‌های صورت گرفته بر روی یک کولتیواتور میله‌ای نشان داد که در سرعت پیشروی 8 کیلومتر در ساعت، با افزایش عمق خاک‌ورزی از 2/5 به 7/5 سانتی‌متر، مقدار نیروی افقی لازم جهت حرکت کولتیواتور در خاک از حدود یک به 1/5 کیلو نیوتن بر متر افزایش می‌یابد (بی نام، 1982). هانت (1977) میزان نیروی افقی (Pull) لازم برای کار علف‌کن میله‌ای را بین 500 تا 1830 نیوتن بر متر به‌دست آورد. تحقیقات هریسون و آتکینس (1981 ب) نشان داد که با افزایش سرعت پیشروی یا انتقالی میله در خاک، استحکام برشی

(شکل 2) استفاده شد. به این منظور ورودی گشتاورسنج به شش خار محور تواندهی تراکتور عقب و خروجی آن به محور انتقال توان پیازکن متصل گردید. با چرخش محور تواندهی تراکتور، گشتاور، دور و توان انتقالی به دستگاه پیازکن، اندازه‌گیری و در یک لپ تاپ ذخیره شد.

2-2- نیرو و توان کششی مورد نیاز پیازکن

نیروی کششی لازم جهت کار پیازکن به وسیله اتصال لود سل کششی مدل Model DBBP 5t (شکل 3) بین دو تراکتور جلو و عقب اندازه‌گیری شد. به این منظور پس از اتصال پیازکن به تراکتور عقب و تنظیم دور موتور مناسب (جدول 1) و در حالی که دنده تراکتور در حالت خلاص و محور تواندهی در حال چرخش بود، تراکتور جلو، تراکتور حامل پیازکن را به جلو می‌کشید. دور موتور هر دو تراکتور مساوی بودند. آزمایش کشیدن تراکتور عقب و پیازکن متصل به آن، در دو حالت درگیری و بدون درگیری پیازکن در خاک انجام شد. به این ترتیب مقاومت غلتشی تراکتور عقب و نیروی افقی لازم جهت کشیدن پیازکن به دست آمد. تغییرات نیروی کششی به صورت تغییرات ولتاژ در خروجی لودسل، توسط دیتالاگر مدل (Personal Daq/55) در یک لپ تاپ ذخیره شد. لودسل مورد استفاده با اتصال پنج وزنه مشخص و ثبت خروجی‌ها کالیبره و توان کششی از حاصل ضرب نیروی کششی در سرعت پیشروی محاسبه شد.

2-3- نسبت عمق به عرض کار پیازکن

یکی از روش‌های مقایسه مقدار نیرو و توان مصرفی در ادوات درگیر در خاک، ارتباط این مقادیر با نسبت عمق به عرض کار وسیله است (رامتاحال، 1971). با توجه به دو عمق کار 7 و 12 سانتی‌متری پیازکن و عرض کار 2متری آن، دو نسبت عمق به عرض کار، 0/035 و 0/06، به دست می‌آید. داده‌های به دست آمده از آزمایش‌ها به وسیله نرم افزار SAS تجزیه و تحلیل و میانگین‌ها توسط نرم افزار MSTATC گروه بندی شد.

از نصب میله مربعی به ضلع 2/5 سانتی‌متر بر روی پیازکن و اتصال آن به تراکتور، با علامت‌گذاری ابتدا و انتهای یک مسیر 15 متری در زمین مشابه محل اصلی آزمایش‌ها و ثبت زمان، اقدام به کندن پیاز شد. دور موتور و دنده تراکتور جلو به نحوی انتخاب گردیدند که با در نظر گرفتن درصد لغزش چرخ‌ها، سرعت‌های مورد نظر به دست آید (جدول 1). در این حالت محور تواندهی تراکتور عقبی در حالت موتورگرد درگیر بود و حرکت آن با نسبت یک به یک، به میله مربعی منتقل می‌شد. عملیات تنظیم سرعت تراکتور در هر دو عمق 7 و 12 سانتی‌متر تکرار شد. دستیابی و تثبیت عمق کار پیازکن میله‌ای، با اضافه کردن وزنه‌های 33 کیلوگرمی به شاسی پیازکن انجام شد. پس از این تنظیمات، تراکتور وارد زمین اصلی پیاز شد و بر اساس الگوی طرح آزمایشی (کرت‌های خرد شده) در یک تردد 20 متر اقدام به کندن پیاز شد. زمین مورد آزمایش در یکی از مزارع پیاز کبوترآباد، واقع در 30 کیلومتری جنوب شرقی اصفهان بود. الگوی کشت پیاز در این مزرعه به صورت پخشی (درهم) و رطوبت خاک در زمان برداشت پیاز 12 درصد وزنی بود. محل عبور چرخ‌های تراکتور قبلاً از پیاز خالی شد.



شکل (1): پیازکن میله‌ای مورد استفاده در آزمایش‌ها

2-1- گشتاور و توان چرخشی مورد نیاز پیازکن

برای اندازه‌گیری گشتاور و توان چرخشی لازم جهت دوران میله در خاک از گشتاورسنج مدل Datum Electronics Torque Log

جدول 1- نحوه تنظیم سرعت پیشروی

سرعت پیشروی (متر بر ثانیه)	سرعت موتور (دور در دقیقه)	دنده تراکتور	سرعت محور تواندهی (دور در دقیقه)
0/35	1000±50	یک سنگین	315±10
0/4	1300±50	یک سنگین	420±10
0/5	1700±50	یک سنگین	550±10



شکل 3- دینامومتر کششی



شکل 2- گشتاورسنج

است، به نظر می‌رسد با افزایش سرعت پیشروی از 0/35 به 0/4 متر بر ثانیه (در اثر افزایش دور موتور تراکتور) و در نتیجه افزایش سرعت چرخشی میله از 315 به 420 دور در دقیقه، انتقال انرژی بیشتر به ذرات خاک موجب کاهش مقاومت در مسیر حرکت میله شده است که نتیجه آن کاهش مقاومت کششی میله می‌باشد. با رسیدن سرعت پیشروی از 0/4 به 0/5 متر بر ثانیه، دو عامل در تقابل با یکدیگر موجب عدم تغییر مقاومت خاک در برابر حرکت پیازکن شده‌اند. این دو عامل به ترتیب شامل افزایش مقاومت خاک در اثر افزایش سرعت وسیله درگیر در خاک و کاهش مقاومت خاک در برابر افزایش سرعت چرخشی میله می‌باشند. هریسون و بای (1990) نشان دادند که با افزایش سرعت چرخشی میله کولتیواتورهای میله‌ای، در سرعت پیشروی یکسان، مقدار نیروی کششی لازم برای حرکت میله در خاک کاهش می‌یابد. توان کششی، بیشتر وابسته به اندازه سرعت پیشروی بوده و از این جهت بر اساس افزایش سرعت پیشروی رتبه بندی شد (شکل 4). با توجه به حداقل بودن سرعت اول یعنی 0/35 متر بر ثانیه، اندازه توان کششی در این سرعت کمترین و مقدار آن در 0/5 متر بر ثانیه به بیشترین مقدار خود رسید.

3- نتایج و بحث

جدول 2 تجزیه واریانس اثر عمق کار و سرعت پیشروی پیازکن بر مقادیر نیرو و توان کششی، گشتاور و توان چرخشی و مجموع توان مورد نیاز پیازکن را نشان می‌دهد. طبق نتایج این جدول، به جز اثر متقابل عمق کار در سرعت پیشروی بر نیرو و توان کششی، اثر تمامی تیمارها معنی‌دار شده‌اند. اندازه‌گیری درصد لغزش چرخ‌ها نشان داد که این مقدار در عمق 7 سانتی‌متری، 6 درصد و در عمق 12 سانتی‌متری، 9 درصد است. بنابراین افت سرعت پیشروی در عمق دوم با افزایش اندک سرعت موتور تراکتور جبران شد. سرعت پیشروی تغییرات معنی‌داری در مقدار نیروی کششی مورد نیاز پیازکن ایجاد نمود؛ به طوری که در سرعت 0/35 متر بر ثانیه بیشترین نیروی کششی ثبت گردید و دو سرعت 0/4 و 0/5 متر بر ثانیه از این لحاظ تفاوت معنی‌داری نداشتند (شکل 4). تحقیقات نشان داده است که با افزایش سرعت ادوات درگیر در خاک، مقاومت خاک در برابر این وسایل افزایش می‌یابد (کلنین و همکاران، 1986). از طرفی از آنجا که هنگام کشیدن تراکتور متصل به پیازکن، محور تواندهی نیز در حال چرخش

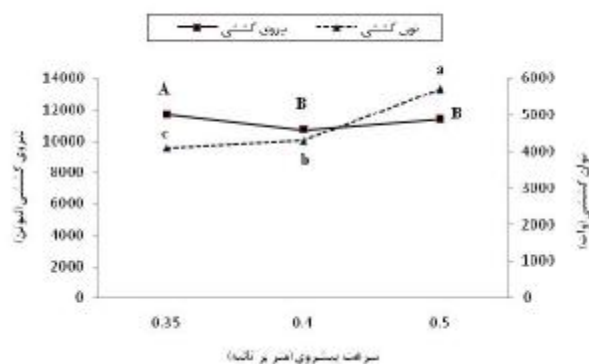
جدول 2- تجزیه واریانس اثر عمق کار و سرعت پیشروی پیازکن بر مقادیر نیروی و توان کششی، گشتاور و توان چرخشی و مجموع توان مورد نیاز

میانگین مربعات						
منابع تغییرات	درجه آزادی	نیروی کششی	توان کششی	گشتاور	توان چرخشی	مجموع توان
بلوک	2	4340/01	85033/7	0/43	818/85	69669/02
عمق کار	1	12** 202757	3520619/57*	269/86**	638563**	7157940/6**
خطای نوع اول	2	5159/85	90086/73	0/17	482/03	80405/5
سرعت پیشروی	2	14645**	464778/13**	230/58**	0/89**	13269226/8**
عمق کار × سرعت پیشروی	2	104/68 ^{n.s}	42849/05 ^{n.s}	14/34**	52148/61**	152870/4*
خطای نوع دوم	8	1049/85	22094/52	0/38	768/38	24564/6

n.s، * و ** به ترتیب تفاوت‌های غیر معنی‌دار، معنی‌دار در سطح آماری پنج درصد و معنی‌دار در سطح آماری یک درصد را نشان می‌دهد.

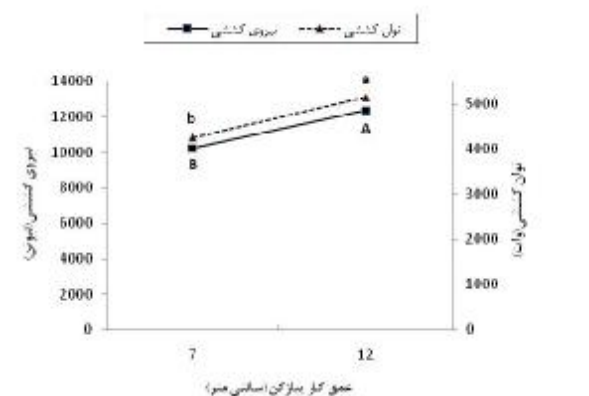
افزایش گشتاور لازم جهت چرخش میله می‌شود. از طرفی در یک سرعت پیشروی یکسان، افزایش سرعت چرخشی میله موجب کاهش چسبندگی خاک با میله و کم شدن گشتاور مورد نیاز می‌شود. تقابل این دو عامل، گشتاور مورد نیاز میله را تعیین می‌کند. بر اساس نتایج شکل 6 با افزایش سرعت پیشروی، از 0/35 به 0/4 متر بر ثانیه، گشتاور مورد نیاز میله کاهش یافت که نشان دهنده تاثیر بیشتر چرخش میله در کاهش گشتاور است. اما با اضافه شدن سرعت پیشروی به مقدار 0/5 متر بر ثانیه می‌توان شاهد افزایش مقدار گشتاور بود. روند تغییرات توان چرخشی تابع سرعت چرخشی میله بوده و با افزایش آن (در اثر اضافه شدن دور موتور) توان چرخشی نیز افزایش یافته است. تغییر عمق کار پیازکن از 7 به 12 سانتی‌متر (افزایش نسبت عمق به عرض کار از 0/035 به 0/06) موجب افزایش گشتاور و توان چرخشی مورد نیاز میله پیازکن شد (شکل 7). وجود لایه‌های متراکم‌تر خاک در اعماق بیشتر و افزایش اصطکاک این لایه‌ها با میله از علت‌های اصلی این پدیده است. تاثیر سرعت پیشروی بر مجموع توان مورد نیاز پیازکن میله‌ای (شکل 8) نشان می‌دهد که در کل با افزایش سرعت پیشروی، مجموع توان مورد نیاز برای کارکرد پیازکن افزایش می‌یابد که شیب افزایشی توان از سرعت 0/4 به 0/5 متر بر ثانیه بیشتر از 0/35 به 0/4 متر بر ثانیه می‌باشد. از طرفی تغییر نسبت عمق به عرض کار از 0/035 به 0/06 موجب افزایش معنی‌دار مجموع توان مورد نیاز پیازکن شده است (شکل 9). به طور کلی با افزایش سرعت پیشروی از 0/35 به 0/4 متر بر ثانیه، مجموع توان مصرفی 6/7 درصد اضافه شد، در حالی که با تغییر سرعت از 0/4 به 0/5 متر بر ثانیه، این افزایش توان به 35 درصد رسید. همچنین با افزایش عمق کار پیازکن از 7 به 12 سانتی‌متر، مجموع توان مورد نیاز برای کار دستگاه، 18/6 درصد افزایش یافت.

جدول 3 مقادیر نیروی کششی، توان کششی، گشتاور، توان چرخشی و مجموع توان مورد نیاز پیازکن میله‌ای را (به صورت اثرات متقابل) در دو عمق کار و سه سرعت پیشروی نشان می‌دهد. با توجه به معنی‌دار بودن اثر متقابل سرعت و عمق کار پیازکن بر گشتاور، توان چرخشی و مجموع توان مورد نیاز دستگاه، مقایسه میانگین‌های این دو متغیر در سطوح متفاوت سرعت و عمق کار پیازکن ارائه شده است. بر این اساس بیشترین گشتاور (70/3 نیوتن متر) در سرعت 0/35 متر بر ثانیه و عمق 12 سانتی‌متر (نسبت عمق به عرض کار 0/06) و کمترین گشتاور (50/5 نیوتن متر) در سرعت 0/4 متر بر ثانیه و عمق کار 7 سانتی‌متر (نسبت عمق به عرض کار 0/035) مشاهده می‌شود. همچنین بیشترین توان چرخشی (3628/6 وات) در سرعت 0/5 متر بر ثانیه و عمق 12 سانتی‌متر و کمترین توان چرخشی (2158/5 وات) در سرعت 0/35 متر بر ثانیه و عمق کار 7 سانتی‌متر اتفاق افتاده است. در مورد مجموع توان مورد نیاز پیازکن نیز می‌توان مشاهده نمود که در نسبت عمق به عرض کار 0/035 پیازکن، توان کل لازم در دو سرعت 0/35 و 0/4 متر بر ثانیه بدون تفاوت معنی‌دار هستند در حالی که بیشترین توان کل در این نسبت متعلق به سرعت 0/5 متر بر ثانیه است. در نسبت عمق به عرض کار 0/06 با افزایش سرعت پیشروی، مجموع توان نیز به ترتیب افزایش می‌یابد.



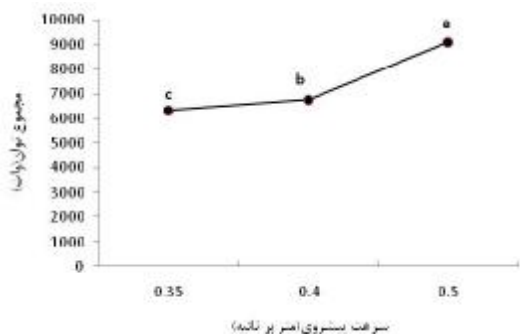
شکل 4- تاثیر سرعت پیشروی بر مقدار نیرو و توان کششی مورد نیاز پیازکن میله‌ای

بررسی تاثیر عمق کار پیازکن بر اندازه نیرو و توان کششی مورد نیاز پیازکن نشان داد که این مقادیر در عمق 12 سانتی‌متر (نسبت عمق به عرض کار 0/06) به صورت معنی‌داری بیشتر از مقدار مشابه در عمق 7 سانتی‌متر (نسبت عمق به عرض کار 0/035) است (شکل 5). تحقیقات سایر محققان نیز نشان داده است که با افزایش عمق خاک‌ورزی و نسبت عمق به عرض کار، به علت تراکم بیشتر خاک در لایه‌های زیرین، نیروی عکس‌العمل مقاوم در برابر ادوات افزایش می‌یابد (کید و همکاران، 1984 و رامتاحال، 1971). در شکل‌های 6 و 7 به ترتیب اثر سرعت و عمق کار پیازکن بر مقدار گشتاور و توان چرخشی مورد نیاز دستگاه نشان داده شده است. عواملی مانند عمق نفوذ میله در خاک،

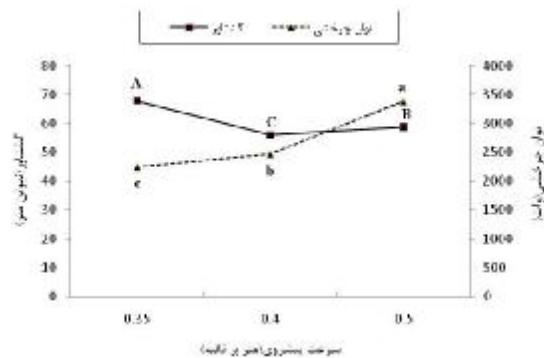


شکل 5- تاثیر عمق کار پیازکن بر مقدار نیرو و توان کششی مورد نیاز پیازکن میله‌ای

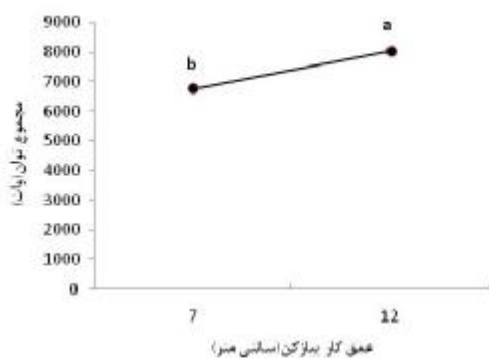
شرایط خاک، سرعت انتقالی میله یا همان سرعت پیشروی و سرعت چرخشی میله در خاک بر مقدار گشتاور مورد نیاز میله برای گردش در خاک موثر هستند (هریسون و بای، 1990). با ثابت در نظر گرفتن شرایط خاک در این آزمایش‌ها، دو عامل سرعت پیشروی (و متعاقب آن، سرعت چرخشی میله) و عمق کار پیازکن بر مقدار گشتاور و توان مورد نیاز چرخش میله موثر بوده است. در سرعت چرخشی ثابت میله، با افزایش سرعت پیشروی، تماس خاک با میله افزایش یافته و موجب



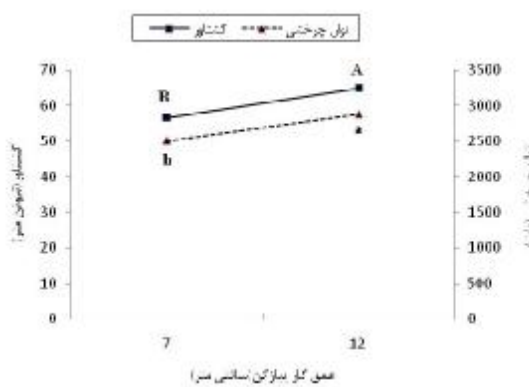
شکل 8- تاثیر سرعت پیشروی بر مجموع توان مورد نیاز پیازکن میله‌ای



شکل 6- تاثیر سرعت پیشروی بر مقدار گشتاور و توان چرخشی مورد نیاز پیازکن میله‌ای



شکل 9- تاثیر عمق کار بر مجموع توان مورد نیاز پیازکن میله‌ای



شکل 7- تاثیر عمق کار پیازکن بر مقدار گشتاور و توان چرخشی مورد نیاز پیازکن میله‌ای

جدول 3- اثر متقابل عمق کار و سرعت پیشروی پیازکن بر مقادیر نیروی و توان کششی، گشتاور و توان چرخشی و مجموع توان مورد نیاز عمق کار (سانتی‌متر)

12			7			موارد اندازه‌گیری شده نیروی کششی (نیوتن) توان کششی (وات) گشتاور (نیوتن متر) توان چرخشی (وات) مجموع توان (وات)
سرعت پیشروی (متر بر ثانیه)			سرعت پیشروی (متر بر ثانیه)			
0/5	0/4	0/35	0/5	0/4	0/35	
12502	11759	12798	10346	9731	10614	
6251	4703/5	4479/5	5173/1	3892/5	3714/8	
63C	61/6D	70/3A	54/6E	50/5F	65/4B	
3628/6a	2707/1c	2319/9d	3144/7b	2222/3e	2158/5f	
9879/6a	7410/6c	6799/4d	8317/8b	6114/8e	5873/3e	

در هر ردیف، اعداد دارای حرف مشترک فاقد اختلاف معنی‌دار در سطح 5 درصد می‌باشند.

4- نتیجه‌گیری نهایی

نسبت عمق به عرض کار از 0/035 به 0/06 توان کل مورد نیاز، 18/6 درصد افزایش می‌یابد. همچنین مجموع توان مصرفی با افزایش سرعت پیشروی از 0/35 به 0/4 متر بر ثانیه، 6/7 درصد و با تغییر سرعت از 0/4 به 0/5 متر بر ثانیه، 35 درصد بیشتر می‌شود. با توجه به نتایج به دست آمده، تراکتورهایی با توان مالبندی 6/5 کیلووات و توان چرخشی 4 کیلووات بر روی محور تواندهی قادر به راه اندازی پیازکن میله‌ای مورد نظر هستند که اکثر تراکتورهای موجود در کشور، در این دسته قرار می‌گیرند.

مشقت و هزینه بالای برداشت دستی پیاز، ضرورت استفاده از روش‌های مکانیزه برداشت را به اثبات رسانده است. در تحقیق حاضر توان مصرفی یک دستگاه پیازکن میله‌ای در شرایط متفاوت عمق کار و سرعت پیشروی اندازه‌گیری شد. نتایج نشان داد که دستگاه پیازکن مورد نظر، بر حسب سرعت پیشروی و عمق کار، به مجموع توانی در حدود 2950 تا 4950 وات به ازای هر متر عرض کار پیازکن نیاز دارد. بررسی تاثیر عمق کار و سرعت پیشروی دستگاه بر توان کل مصرفی نشان داد که با افزایش عمق کار پیازکن از 7 به 12 سانتی‌متر (افزایش

منابع مورد استفاده

تاک، ا. - 1390. ساخت یک پیازکن میله‌ای جلو سوار برای برداشت پیاز با الگوی کشت دره‌م. گزارش پژوهشی سالانه، موسسه تحقیقات فنی و مهندسی کشاورزی، مرکز تحقیقات کشاورزی و منابع طبیعی اصفهان.

Anon. 1982. *Evaluation report*. Tested at Humboldt. ISSN 0383-3445.

Balls, R. C. 1985. *Horticultural engineering technology*. Macmillan publisher Ltd.

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

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

Harrison, H. P., and R. P. Atkins. 1981b. *Soil reacting forces for a rod weeder from field measurements*. Transactions of the ASAE. 24(3): 590-592 and 597.

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

Hunt, D. 1977. *Farm power and machinery management*. 7th ed.

Klenin, N. I., I. F. Popov, and V. A. Sakun. 1986. *Agricultural Machines. Theory of operation, computation of controlling parameters and the conditions of operation*. Russian Translation Series, 31: 630.

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

Mayberri, K. S. 2000. *Market onions*. US cooperative extension, Imperial county vegetable crops guidelines. University of California and the United States Department of Agricultural Cooperating.

Payne, P. C. J. 1956. *The relationship between the mechanical properties of soil and the performance of simple cultivation implements*. Journal of Agricultural Engineering. 1: 23-50.

Srivastava, A. K., C. E. Goering, and R. P. Rohrbach. 1993. *Engineering principles of agricultural machines*. ASAE.

Ramtahal, G. H. 1971. *Similitude studies of potato harvester*. Thesis for degree of master of science. Department of agricultural engineering McGill University. Montreal.

Determination of Power Required by a Rod Digger in Onion Harvesting

Mohsen Heidari-e-Soltanabadi^{1*}, Shamsollah Abdollahpour², and Orang Taki³

¹Agricultural Engineering Section, Agricultural and Natural Resources Research Centre of Esfahan, Iran

²Dept. of Agricultural Machinery Engineering, Faculty of Agriculture, University of Tabriz, Iran

³Agricultural Engineering Section, Agricultural and Natural Resources Research Centre of Esfahan, Iran

*Corresponding author: E-mail:mheisol@gmail.com

Abstract

One method for digging onions up during harvest operation is using a rod cultivator in which, combination of rotational and linear movements of the rod underneath the bulbs, dig the onions out. Total power consumed by rod cultivator comprises two parts; one for driving the rod, and the other, for pulling the rod along the field. Travel speed as well as operation depth (depth to width ratio) of onion rod digger are both important factors that affect the total power consumption. In the present research, the effect of travel speed as well as operation depth on power demand of an onion rod digger was studied using a split plot in randomized complete block design with three replications. The treatments were operation depth in two levels, namely, 5-7 and 10-12 cm as the main plots and travel speed in three levels, namely, 0.3, 0.4 and 0.5 m/s as the subplots. During each treatment, draft force, drawbar power, torque and rotational power were measured. Based on results, draft force and drawbar power were between 4865 and 6400N, and, 1857.5 and 3125.5 W per meter of work width, respectively. In addition, the measured torque and rotational power were between 25.2 and 35.1 N.m, and, 1079 and 1814.5 W per meter of work width, respectively. Considering 2 m of work width for onion digger, tractors capable of delivering about 6.5 kW of drawbar power and about 4 kW of PTO power, are able to run onion digger. Most of the tractors currently used by farmers in Iran, fall within this category.

Keywords: Onion, Rod digger, PTO power, Drawbar power.