

طراحی و پیاده سازی سامانه تنظیم کشش الکتروهیدرولیکی برای تراکتور مسی فرگوسن با به کارگیری شیر

کنترل الکترونیکی جدید

نوروز مرادی نژاد^{*۱}

۱. استادیار، گروه مکانیک بیوسیستم، دانشگاه آزاد اسلامی، واحد تبریز

(تاریخ دریافت: ۱۳۹۵/۶/۱۴ - تاریخ تصویب: ۱۳۹۵/۱۰/۱۸)

چکیده

در این تحقیق با به کارگیری شیر کنترل الکترونیکی اتصال سه نقطه جدید، سامانه کنترل کشش الکتروهیدرولیکی طراحی، ساخت و بر روی تراکتور MF285 نصب شد. اجزای سامانه الکتروهیدرولیکی شامل حسگر نیروی کشش، حسگر عمق شخم، PLC، موتور پله‌ای و درایور آن، شیر کنترل و صفحه نمایشگر می باشد. نتایج آزمون‌های کارگاهی نشان داد که عملکرد سامانه در پاسخ به تغییرات پله ای نیروی کشش رضایت بخش بود و موقعیت گاوآهن متناسب با نیروی اعمال شده تغییر داده شد. همچنین در زمان ثابت بودن نیرو، سامانه کنترل کاملاً پایدار بود. نتایج آزمایش‌های مزرعه‌ای نیز نشان داد که در تمامی تیمارها بین میانگین درصد لغزش چرخ ها و مصرف سوخت سامانه‌های هیدرومکانیکی و الکتروهیدرولیکی اختلاف معنی داری وجود داشت ($P < 0.05$). سامانه الکتروهیدرولیکی در مقایسه با سامانه هیدرومکانیکی در حداکثر سرعت پیشروی و حداکثر نیروی کشش تنظیمی، درصد لغزش و مصرف سوخت را به ترتیب ۴۴/۶ درصد و ۲۹/۳ درصد کاهش داد.

کلید واژگان: کنترل کشش الکتروهیدرولیکی تراکتور، بازده کششی، درصد لغزش، مصرف سوخت

مقدمه

امروزه تراکتور منبع اصلی قدرت در عملیات های کشاورزی از جمله در مرحله خاک‌ورزی به حساب می آید. بهینه سازی تراکتورها و ماشین های کشاورزی می تواند باعث صرفه جویی در هزینه ها و افزایش درآمد کشاورزان گردد (Yule et al., 1999). سامانه های الکترونیکی به طور گسترده ای جهت نمایش یا کنترل پارامترهای عملکردی تراکتورها و ادوات کشاورزی استفاده می شوند تا از این طریق عملکرد ماشین ها بهبود و فعالیت فیزیکی راننده کاهش یابد (Scarlett, 2001). Scarlett (1993) کارهای انجام شده در زمینه سامانه های کنترل خودکار تراکتور را بررسی و یک سامانه کنترل کامل و مرکزی برای استفاده در تراکتورها پیشنهاد داد. تاکنون چندین سامانه کنترل خودکار تراکتور و ادوات توسط مخترعین ارائه شده اند که در آن ها از شیرهای سولونوئیدی جهت کنترل روغن تحت فشار استفاده شده است (Schuber & Orbach, 1985; Wiegard & Hanks, 2000). کارهایی از قبیل مدل دینامیکی، شبیه سازی و طراحی کنترل کننده برای سامانه اتصال سه نقطه تراکتورها ارائه شده است (Morselli et al., 2006; Oksanen, 2007; Saeys et al., 2007; Saeys et al., 2004). همچنین سامانه های الکترونیکی اتصال سه نقطه به

منظور کنترل عمق شخم (موقعیت) ارائه شده اند (Anthonis et al., 2004; Saeys et al., 2008; Moradasgharloo, 2015). آن جا که عملکرد کششی تراکتور بر روی درصد لغزش و مصرف سوخت تاثیر گذار است، بنابراین بهینه سازی عملکرد تراکتور به ویژه در عملیات خاک‌ورزی ضروری می باشد (Damanauskas et al., 2015; Janulevicius & Pranav, 2012). خودکار درصد لغزش چرخ های تراکتور را ارائه دادند و نتایج مزرعه ای نشان داد که در سامانه کنترل درصد لغزش در مقایسه با سامانه کنترل کشش موجود بر روی همان تراکتور، مصرف سوخت کاهش (۲۰-۳۰ درصد)، ظرفیت مزرعه ای افزایش (۲۸-۷ درصد) و بازده کششی افزایش معنی داری (۱۰-۴ درصد) داشتند. نتایج آزمون های مزرعه ای برای سامانه کنترل الکترونیکی درصد لغزش دیگر نشان داد که سامانه کنترل درصد لغزش در مقایسه با سامانه مکانیکی کشش بازده کششی بالاتری دارد (Ismail et al., 1983). (Kolator, 1999). یک تراکتور مجهز به سامانه کنترل الکتروهیدرولیکی اتصال سه نقطه شرکت بوش آلمان برای آزمایش های مزرعه ای استفاده کرد. نتایج نشان داد که در موقع استفاده از سامانه مکانیکی، دامنه تغییرات عمق شخم و نیروی کششی به ترتیب ۱۶ سانتی متر و ۷/۸ کیلو نیوتن بود در حالیکه این مقادیر برای سامانه الکتروهیدرولیکی به ترتیب ۶/۷۴ سانتی متر و ۵/۷۶ کیلو نیوتن به دست آمدند. (Chancellor & Zangh, 1989). لغزش خودکار لغزش چرخ تراکتور را ارائه دادند که نتایج آزمون

* نویسنده مسئول : n.morad@iaut.ac.ir و noroozmoradi@yahoo.com

مربوط به طراحی و ساخت شیر کنترل در مقاله دیگری ارائه شده است (Moradasgharloo, 2015). با به کارگیری شیر کنترل جدید، سامانه کنترل کشش خودکار هیدرومکانیکی به سامانه الکتروهیدرولیکی تغییر داده شد. سامانه کنترل کشش الکتروهیدرولیکی شامل شیر کنترل الکترونیکی اتصال سه نقطه به همراه موتور پله ای، درایور موتور پله ای، حسگر نیروی کشش، حسگر عمق شخم، PLC و صفحه نمایشگر می باشد.

سامانه کنترل کشش الکتروهیدرولیکی

در سامانه هیدرولیک تراکتور مسی فرگوسن مدل ۲۸۵، دبی روغن ورودی به پمپ هیدرولیک توسط مقسم پمپ هیدرولیک (شیر کنترل) کنترل می شود. در سامانه کنترل کشش هیدرومکانیکی، مقسم توسط اتصالات مکانیکی به صورت کشویی جابجا و کنترل می گردد. بر این اساس شیر کنترل جدید در ورودی پمپ هیدرولیک تراکتور مسی فرگوسن مدل ۲۸۵ نصب شد (شکل ۱). طرح شیر کنترل به گونه ای است که بتواند سه عمل مکش، خلاص و تخلیه را انجام دهد. این شیر از نوع چهار راهه سه وضعیتی است و همزمان نقش شیر کنترل جهت و جریان را ایفا می کند، بدین صورت که با حرکت تدریجی خود ارتباط کانال ها را به صورت تدریجی و تناسبی تغییر می دهد و این عمل باعث می شود که ضمن کنترل جهت جریان، دبی روغن نیز به صورت تناسبی کنترل گردد. ابتدا شیر کنترل ساخته شده در فشارهای کاری بالا (۲۰۰ بار) در کارگاه تست گردید و عملکرد آن از لحاظ نشتی قابل قبول مشاهده شد (نشتی خارجی آن تقریباً صفر بود). برای اطمینان از دبی مناسب شیر کنترل، آزمون مشاهده ای در کارگاه انجام شد. در این آزمون مدت زمان لازم برای بالاروی کامل گاواهن متصل به اتصال سه نقطه تراکتور در حداکثر میزان باز بودن دریچه ورودی شیرهای کنترل الکترونیکی و مکانیکی موجود در روی تراکتور اندازه گیری شدند و مشاهده گردید که سرعت بالاروی گاواهن در هر دو شیر کنترل تقریباً برابر است. بنابراین می توان گفت که شیر کنترل ساخته شده از حداکثر دبی کافی برخوردار است (در کاتالوگ پمپ هیدرولیک تراکتور ۲۶ لیتر در دقیقه می باشد). سرعت بالاروی بازوها تقریباً ۱۵ سانتی متر در ثانیه بود (Moradasgharloo, 2015). شیر کنترل به صورت موازی با شیر کنترل موجود در روی پمپ هیدرولیک تراکتور متصل شد طوری که هر دو شیر کنترل بتوانند به صورت مستقل عمل کنند. سپس موتور پله ای با استفاده از یک کولپینگ به قسمت عقبی شیر کنترل سوار گردید و محور موتور پله ای با روتور شیر کنترل کوپل شدند (شکل ۲). در موقع استفاده از سامانه کنترل

های مزرعه ای با گاواهن صرفه جویی ۷/۶ درصد در مصرف سوخت و ۴/۹ درصد در زمان در واحد سطح را نشان داد. (Osinenko *et al.* (2015) روشی برای کنترل بهینه کشش از طریق اندازه گیری و پس خورد گشتاور محرک چرخ ها ارائه دادند. نتایج شبیه سازی نشان داد که عملکرد این روش در مقایسه با روش های موجود بهتر بود. (Kovacev *et al.* (2008) عملکرد یک نوع سامانه الکتروهیدرولیکی اتصال سه نقطه را با سامانه هیدرومکانیکی موجود در روی تراکتور مورد مقایسه قرار دادند و نتایج نشان داد که درصد لغزش در سامانه الکتروهیدرولیکی در مقایسه با نوع هیدرومکانیکی ۳۰ درصد کمتر بود.

سامانه کنترل کشش مکانیکی موجود در روی تراکتورهای مسی فرگوسن ساخت داخل ضعیف بوده و با تاخیر زیاد عمل می کنند و این کار باعث افزایش بار روی تراکتور و در نتیجه کاهش بازده کششی تراکتور می گردد. این مشکل از آن جا ناشی می شود که مکانیزمی برای تنظیم حساسیت بالاروی سامانه کنترل مکانیکی اتصال سه نقطه تراکتور تعبیه نشده است تا از طریق آن بتوان عملکرد تراکتور را افزایش داد. محققین بر این عقیده اند که در سامانه های کنترل کشش مکانیکی، اپراتور تراکتور مجبور می شود در کار کنترلی دخالت کرده و اهرم کنترل کشش را جابجا کند و این کار به کاهش بازده کششی تراکتور منجر می شود (Pranav *et al.*, 2012 ; Cowell & Milne, 1999). بنابراین توسعه یک سامانه کنترل الکتروهیدرولیکی با حساسیت بالا روی و پایین روی مناسب، ارزان قیمت و سازگار با تکنولوژی تراکتورهای ساخت داخل ضروری می باشد. تفاوت این سامانه با سامانه های الکتروهیدرولیکی تجاری و موجود، استفاده از شیر کنترل جدید است. شیر کنترل جدید از لحاظ ساختاری با شیرهای سولونوئیدی مورد استفاده در سامانه های تجاری تفاوت دارد. اهداف این تحقیق عبارتند از: ۱) طراحی و ساخت سامانه کنترل کشش الکتروهیدرولیکی با به کارگیری شیر کنترل الکترونیکی اتصال سه نقطه جدید ۲) ارزیابی کارگاهی سامانه کنترل طراحی شده ۳) مقایسه عملکرد مزرعه ای سامانه الکتروهیدرولیکی با سامانه مکانیکی موجود بر روی همان تراکتور.

مواد و روش ها

در این تحقیق یک شیر کنترل جهت و جریان تناسبی با قابلیت کنترل الکترونیکی توسط موتور پله ای طراحی، ساخت و بر روی تراکتور مسی فرگوسن مدل ۲۸۵ نصب گردید. جزئیات

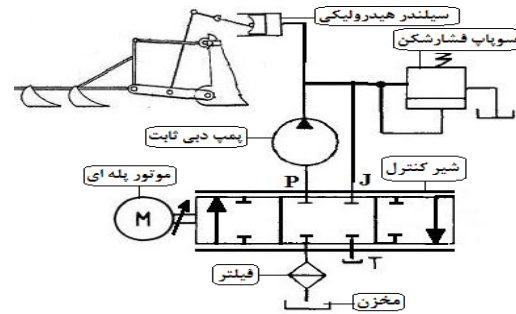
کششی S شکل مدل LASUX با ظرفیت پنج تن استفاده گردید. خروجی لودسل با استفاده از یک تقویت کننده متناسب با نیروی اعمالی از صفر تا ۱۰ ولت تقویت شد. ولتاژ خروجی تقویت کننده توسط واحد ورودی آنالوگ در PLC دریافت شد. در این تحقیق از یک PLC مدل امرن به عنوان پردازشگر استفاده شد. PLC شامل یک واحد CPU مدل CP1L-J14D و یک واحد ورودی آنالوگ مدل CP1W-AD041 می باشد. این پردازنده به دلیل داشتن قابلیت های بالا و قیمت پایین انتخاب گردید. واحد CPU دارای هشت ترمینال ورودی دیجیتال و شش ترمینال خروجی دیجیتال و واحد ورودی آنالوگ دارای چهار ترمینال ورودی می باشد. محدوده سیگنال ورودی های آنالوگ از ۰ تا ۵ ولت تنظیم شدند. واحد ورودی آنالوگ سیگنال های دریافتی از پتانسیومترها را دریافت و مطابق محدوده ولتاژ انتخاب شده و همچنین برنامه نوشته شده در حافظه CPU به مقادیر دیجیتال تبدیل می کند (۲ میلی ثانیه). برای ورودی های آنالوگ از تابع میانگین گیری استفاده شد که این تابع از هشت مقدار ورودی آنالوگ اخیر میانگین گیری کرده و میانگین آن ها را به عنوان مقدار خروجی دیجیتال به واحد CPU تحویل می دهد. در اندازه گیری انجام شده، گشتاور مورد نیاز برای چرخاندن روتور شیر کنترل، هشت کیلوگرم نیرو در سانتی متر تعیین شد. بر این اساس از یک موتور پله ای مدل سانپو با گشتاور ۱۳ کیلوگرم در سانتی متر و درایور دو فاز مدل موز آلمان با ولتاژ تغذیه ۲۴ تا ۴۸ ولت DC جهت چرخش شیر کنترل استفاده گردید. اپراتور قادر است شدت جریان برق و میزان چرخش به ازای یک پله را تنظیم نماید. زاویه چرخش به ازای هر پله ۱/۸ درجه انتخاب گردید. یک صفحه نمایشگر لمسی ساخت شرکت امرن مدل NB5Q-TW00B برای نمایش مقادیر اندازه گیری شده و وارد کردن مقادیر تنظیمی نیروی کشش، عمق شخم و ناحیه مرگ به کار برده شد (شکل ۴).



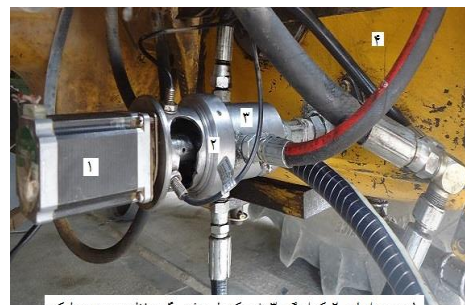
شکل ۴. اجزای واحد کنترل کننده الکتروهیدرولیکی

روش کنترل
سامانه کنترل کشش تراکتورها بر اساس ترکیب نیروی کشش و

الکتروهیدرولیکی، شیر کنترل موجود در روی پمپ هیدرولیک تراکتور در حالت خنثی قرار داده شد و برعکس.

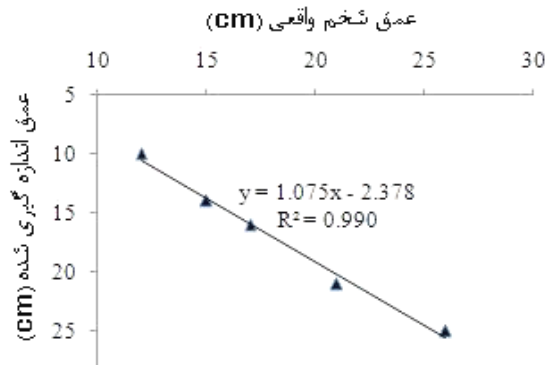


شکل ۱. مدار هیدرولیکی سامانه کنترل.



شکل ۲. شیر کنترل و موتور پله ای نصب شده بر روی تراکتور.

در این تحقیق از روش چرخ پنجم، شناور در جهت عمودی، برای اندازه گیری عمق شخم استفاده شد. مکانیزم چرخ پنجم طوری بر روی شاسی گاوآهن برگردان دار نصب گردید که امکان جابجایی در جهت عمودی داشته باشد و بتواند در پشت چرخ عقب سمت چپ تراکتور حرکت کند (Moradasgharloo, 2015). قبل از شروع آزمایش های مزرعه ای، عمق شخم در پنج عمق مختلف به صورت همزمان با استفاده از یک متر با دقت سانتی متر و همچنین حسگر عمق اندازه گیری شدند و این کار برای چندین مسیر کاری مختلف تکرار گردید. نتایج نشان داد که حسگر عمق از دقت کافی برخوردار است (شکل ۳).

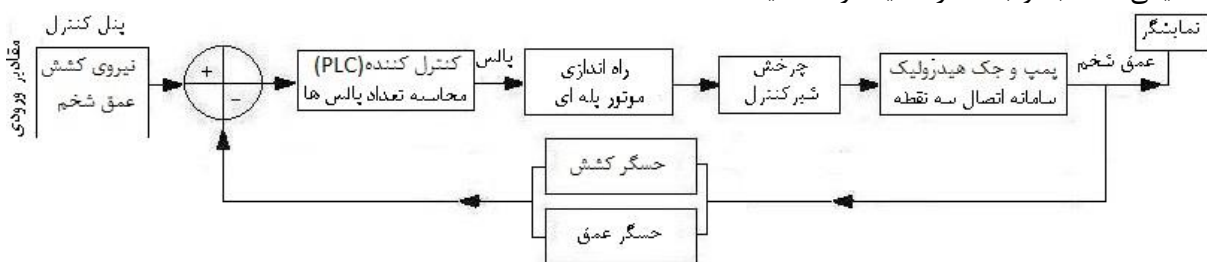


شکل ۳. اعتبارسنجی مزرعه ای حسگر عمق شخم برای اندازه گیری نیروی کششی تراکتور از یک لودسل

زمانی که سیگنال خطا در محدوده ناحیه مرگ بود، موتور پله‌ای عمل نمی‌کرد. در صورتی که سیگنال خطا بزرگتر از حد بالایی یا کوچکتر از حد پایینی ناحیه مرگ بود، تعداد پالس مورد نیاز جهت چرخش موتور پله‌ای متناسب با سیگنال خطا محاسبه و توسط واحد خروجی دیجیتال به درایور موتور پله‌ای ارسال شد. موتور پله‌ای نیز مطابق با سیگنال فرمان، شیر کنترل را در جهت عقربه‌های ساعت یا عکس آن چرخاند. با قرار گرفتن شیر کنترل در وضعیت‌های بالاروی یا پایین روی، بازوهای اتصال سه نقطه به طرف بالا یا پایین جابه‌جا شده و از این طریق نیروی کشش تراکتور کنترل گردید.

روش آزمایش

آزمون‌های کارگاهی و مزرعه‌ای به منظور ارزیابی عملکرد سامانه کنترل الکتروهیدرولیکی انجام شدند. در این آزمایش‌ها از یک دستگاه تراکتور MF 285 مجهز به سامانه کنترل کشش الکتروهیدرولیکی و یک دستگاه گاوآهن برگردان دار سه خیش استفاده گردید. در گام اول با انجام آزمایش‌هایی، سرعت بالاروی بازوهای اتصال سه نقطه، ارتباط بین تعداد پالس‌ها و میزان جابجایی بازوها و فرکانس سیگنال فرمان (سرعت موتور پله‌ای) مشخص شدند.



شکل ۵. دیاگرام بلوکی سامانه کنترل الکتروهیدرولیکی.

چرخش شیر کنترل برای باز شدن کامل دریچه ورودی از ۰ تا ۶۲ درجه از وضعیت خنثی می‌باشد (۳۴ پالس برای چرخش موتور پله‌ای در حالت پله کامل). برای باز شدن کامل دریچه تخلیه (حالت پایین روی)، زاویه چرخش روتور شیر کنترل، ۲۷ درجه می‌باشد (۱۵ پالس). با توجه به فرکانس انتخاب شده برای سیگنال فرمان (۴۰۰ هرتز)، زمان لازم برای ارسال ۳۵ عدد پالس به موتور پله‌ای جهت باز شدن کامل دریچه ورودی شیر کنترل، کمتر از یک دهم ثانیه می‌باشد. بنابراین سرعت پاسخ سامانه الکترونیکی جهت کنترل موتور پله‌ای و شیر کنترل در عملیات خاک‌ورزی بسیار مناسب است.

عمق شخم عمل می‌کنند. الگوریتم کنترل بدین صورت است: اگر نیروی کشش اندازه‌گیری شده کمتر از نیروی تنظیمی باشد، عمق شخم افزایش داده می‌شود. با افزایش عمق شخم، سیگنال خطای عمق کاهش می‌یابد و در نهایت خطای عمق صفر می‌شود (یا در محدوده ناحیه مرگ قرار می‌گیرد). اگر نیروی اندازه‌گیری شده بیشتر از نیروی تنظیمی باشد، عمق شخم کاهش داده می‌شود (گاوآهن بالا برده می‌شود) تا سیگنال خطای نیرو کاهش تا در نهایت صفر گردد. تا زمانی که سیگنال خطای نیرو صفر باشد، شخم در همان عمق ادامه می‌یابد. اگر نیروی اندازه‌گیری شده دوباره افزایش یا کاهش یابد، عمق شخم نیز به ترتیب کاهش یا افزایش می‌یابد. بنابراین اولویت با سیگنال خطای نیرو است بدین صورت که اگر سیگنال خطای نیرو مثبت باشد عمق شخم کاهش می‌یابد، اگر صفر باشد عمق ثابت باقی می‌ماند. اگر سیگنال خطای نیرو منفی باشد، عمق شخم متناسب با سیگنال خطای عمق تغییر داده می‌شود. دیاگرام بلوکی سامانه کنترل کشش الکتروهیدرولیکی در شکل ۵ نشان داده شده است. ابتدا نیروی کشش، عمق شخم مورد نظر و ناحیه مرگ در صفحه نمایشگر تنظیم شدند. سیگنال‌های خروجی حسگرها توسط PLC دریافت و نیروی کشش و عمق شخم واقعی در فواصل زمانی منظم و مشخص محاسبه شدند. سیگنال خطا به صورت اختلاف بین مقادیر اندازه‌گیری شده و تنظیمی محاسبه و با مقدار ناحیه مرگ مقایسه شدند.

در حین انجام آزمایش‌های کارگاهی مقادیر مورد نظر از طریق نمایشگر لمسی تنظیم شدند و تمامی سیگنال‌ها در حافظه PLC ذخیره شدند.

آزمایش‌های اولیه نشان داد که ارتفاع بازوهای بالابر از ۳۵ سانتی‌متر تا ۱۰۵ سانتی‌متر از سطح زمین در مدت زمان ۴/۵ ثانیه تغییر کرد (سرعت بالاروی تقریباً ۱۵ سانتی‌متر بر ثانیه). حداکثر سرعتی که در آن موتور پله‌ای قادر بود به راحتی شیر کنترل را بچرخاند، ۱۵۰ دور بر دقیقه تعیین گردید. بنابراین فرکانس سیگنال فرمان برای سامانه کنترل، ۴۰۰ هرتز (سرعت ۱۲۰ دور بر دقیقه برای موتور پله‌ای) انتخاب شد. زاویه

گردید (RNAM, 1983):

$$S\% = \frac{A - B}{A} \times 100 \quad (\text{رابطه ۲})$$

A و B مسافت پیموده شده توسط تراکتور به ازای ۱۰ دور چرخش چرخ های محرک به ترتیب در شرایط بی باری و تحت بار (m).

نتایج و بحث

عملکرد کارگاهی سامانه کنترل کشش الکترو هیدرولیکی

پاسخ سامانه کنترل کشش الکترو هیدرولیکی به تغییرات نیروی کششی در مقادیر تنظیمی دو و سه کیلونیوتن با ناحیه مرگ یک کیلونیوتن، فاصله زمانی ارسال فرمان ۰/۲ ثانیه و فاصله زمانی داده برداری ۰/۳ ثانیه در شکل ۶ نشان داده شده است. عمق شخم ۳۰ سانتی متر و با ناحیه مرگ چهار سانتی متر و دور موتور تراکتور روی دور مشخصه ۲۰۰۰ دور در دقیقه تنظیم گردید. برای اعمال نیرو در گارگاه لودسل کششی پنج تنی از یک طرف به جلوی تراکتور و از طرف دیگر به ستونی توسط سیم بکسل بسته شد و تراکتور با دنده عقب سنگین به آرامی حرکت داده شد تا لودسل تحت کشش قرار گیرد. همانطور که در شکل ۶ مشاهده می شود در ابتدا زمانیکه نیرو کمتر از دو یا سه کیلونیوتن بود، ارتفاع یا عمق در ۳۰ سانتی متر قرار داشت و در همان عمق ادامه یافت. بتدریج که نیروی اعمال شده افزایش یافت، عمق با سرعت مناسبی کاهش یافت (گاوا آهن بالا برده شد). سپس نیرو در دو یا سه کیلونیوتن ثابت نگه داشته شد، در این حین عمق نیز ثابت نگه داشته شد که نشان از پایداری سامانه کنترل می باشد. دوباره با افزایش نیروی اعمال شده به بیشتر از دو یا سه کیلونیوتن، عمق شخم نیز جهت کاهش نیرو کاهش یافت تا اینکه عمق به صفر سانتی متر رسید. سپس نیرو به سرعت کاهش داده شد و کمتر از دو یا سه کیلونیوتن شد، در این حین عمق شخم تا حداکثر عمق تنظیمی (۳۰ سانتی متری) افزایش یافت (گاوا آهن پایین برده شد).

عملکرد سامانه کنترل در پاسخ به تغییرات نیروی کشش رضایت بخش بود و عمق شخم متناسب با نیروی کششی تغییر داده شد. نتایج نشان داد که سامانه در کنترل عمق، زمانی که نیروی کشش ثابت نگه داشته شد و یا در محدوده ناحیه مرگ قرار داشت، کاملاً پایدار بود. در حالت پایداری، سامانه کنترل به خوبی تغییرات نیروی کششی را دنبال کرد و عمق شخم را در محدوده ناحیه مرگ نگه داشت (شکل ۶). آزمایش های دیگر نیز نتایج مشابهی داشتند. این نتایج با نتایج تحقیقات دیگر

آزمون های میدانی در مزرعه دانشگاه تبریز با بافت خاک شنی لومی و در رطوبت تقریباً ۱۵ درصد و به صورت آزمایش فاکتوریل در قالب طرح بلوک های کامل تصادفی و با سه تکرار انجام شدند. تیمارها شامل دو نوع سامانه کنترل (الکترو هیدرولیکی و هیدرو مکانیکی)، سه سطح سرعت پیشروی (V1=2.5, V2=3.6, V3=5 Km/h) و سه سطح مقادیر تنظیمی نیروی کششی بودند. در سامانه هیدرو مکانیکی، سه موقعیت مختلف اهرم کنترل کشش به عنوان مقادیر تنظیمی کشش انتخاب شدند. قبل از انجام آزمایش های اصلی، آزمایش های مقدماتی به منظور مشخص شدن مقادیر نیروی کششی در سه موقعیت مختلف اهرم کنترل کشش انجام شدند. با توجه به اینکه در آزمایش های مقدماتی، میانگین نیروهای کششی اندازه گیری شده برای سه موقعیت مختلف اهرم کنترل به ترتیب ۶، ۸ و ۱۰ کیلونیوتن بدست آمدند، بر این اساس مقادیر مذکور به عنوان سطوح مقادیر تنظیمی نیروی کششی برای سامانه الکترو هیدرولیکی در نظر گرفته شدند. در تمامی آزمایش های مزرعه ای حداکثر عمق شخم برای سامانه الکترو هیدرولیکی ۲۵ سانتی متر انتخاب گردید. مقادیر اندازه گیری شده جهت ارزیابی و مقایسه عملکرد سامانه ها شامل مصرف سوخت، درصد لغزش چرخ های محرک، نیروی کششی، مقاومت غلتشی و عمق شخم گاوا آهن بودند.

سوخت مصرفی تراکتور با استفاده از یک سامانه اندازه گیری متشکل از یک استوانه مدرج ۵۰۰ سی سی به عنوان مخزن و یک عدد شیر کنترل جهت اندازه گیری شد. نیروی کششی ناخالص و مقاومت غلتشی با استفاده از نیروسنج کششی با روش آزمون دو تراکتوری اندازه گیری شدند. نیروسنج مابین دو تراکتور قرار داده شد. تراکتور عقبی یک دستگاه تراکتور MF 285 مجهز به سامانه کنترل الکترو هیدرولیکی و گاوا آهن بود که در حین انجام آزمایش ها در وضعیت خلاص قرار داشت. تراکتور جلویی یک دستگاه تراکتور جاندیر مدل ۳۱۴۰ به عنوان کشنده بود. نیروی کشش خالص از تفریق مقاومت غلتشی و نیروی کشش ناخالص محاسبه گردید (RNAM, 1983; Soltani & Loghavi, 2007).

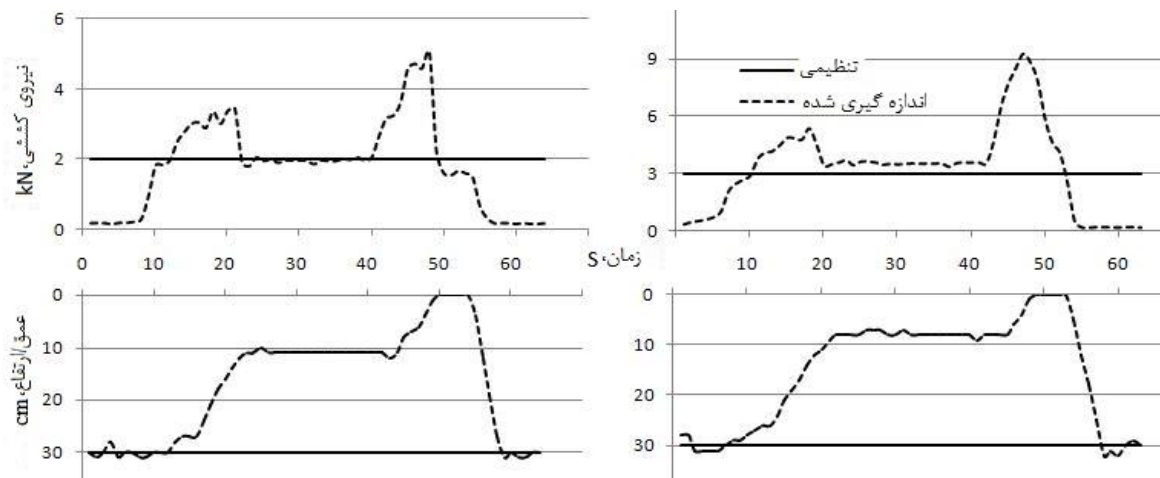
بازده کششی تراکتور از رابطه زیر محاسبه گردید (Ranjbarian et al., 2015; Fakhraei & Karparvarfard, 2012; Karimi et al., 2008):

$$T.E = \frac{P}{P + R} (1 - S) \quad (\text{رابطه ۱})$$

P: نیروی کششی (KN)، R: مقاومت غلتشی (KN) و S: درصد لغزش چرخ های محرک (درصد).

برای محاسبه درصد لغزش نیز از فرمول زیر استفاده

همخوانی دارد (Lee et. al, 1998; Anthonis, et al., 2004; Saeys et al., 2008).



شکل ۶. پاسخ گذرای سامانه الکتروهیدرولیکی، هر یک واحد در روی محور زمان: ۰/۳ ثانیه

Pranav et. al (2012) و Zangh, (1998) مشابهنه دارد که آن ها نیز مصرف سوخت کمتر سامانه کنترل الکترونیکی درصد لغزش را در مقایسه با سامانه مکانیکی کشش گزارش کردند. همچنین نتایج نشان داد که سامانه الکتروهیدرولیکی قادر بود نیروی کشش را به خوبی و در فاصله خیلی نزدیک به مقادیر تنظیمی کنترل کند ولی در موقع استفاده از سامانه هیدرومکانیکی نیروی اندازه گیری شده و انحراف معیارها خیلی بالاتر بودند و این کار در بعضی موارد باعث افزایش درصد لغزش چرخ ها تا آستانه خاموش شدن تراکتور منجر می شد. در نتیجه راننده مجبور می شد در کار کنترل دخالت و اهرم کنترل را جابجا کند تا از کاهش بیش از حد سرعت تراکتور جلوگیری نماید. لازم به ذکر است که در موقع استفاده از سامانه الکتروهیدرولیکی این گونه مشکلات مشاهده نشد.

عملکرد سامانه های کنترل

داده های مزرعه ای مربوط به ماکزیمم، میانگین و انحراف معیار نیروی کشش برای هر دو سامانه در جدول ۱ نشان داده شده است. داده ها نشان می دهد که انحراف معیار سامانه الکتروهیدرولیکی در مقایسه با سامانه هیدرومکانیکی در تمامی تیمارها کمتر بودند (Jablonicky et al., 2014; Oksanen,2007). به عنوان مثال در بیشترین مقدار تنظیمی نیرو و حداکثر سرعت پیشروی، میانگین نیروی کشش برای سامانه های الکتروهیدرولیکی و هیدرومکانیکی به ترتیب ۹/۵۶ و ۱۱/۱۴ کیلو نیوتن بودند (۱۴ درصد کاهش نیرو کششی) که این امر به کاهش قابل ملاحظه ای در درصد لغزش و مصرف سوخت در سامانه الکتروهیدرولیکی منجر گردید. این نتیجه با نتایج Chancellor ·Kovacev et al.(2008)

جدول ۱. میانگین درصد لغزش، مصرف سوخت و نیروی کششی سامانه های کنترل، SD= Standard Deviation.

سرعت پیشروی، kmh^{-1}	مقادیر تنظیمی نیرو، kN	سامانه هیدرومکانیکی			سامانه الکتروهیدرولیکی		
		مصرف سوخت، Lha^{-1}	نیروی کشش $\text{kN}, (\pm \text{SD})$	درصد لغزش، %	مصرف سوخت، Lha^{-1}	نیروی کشش $\text{kN}, (\pm \text{SD})$	درصد لغزش، %
۶	۲/۵	۳۶/۶ ^{de}	۸/۹۵ ^{efg} (±۱/۱۶)	۱۴/۱ ^{efgh}	۲۶/۲ ^{ijk}	۵/۲۵ ^k (±۰/۷)	۳/۴ ^j
	۳/۶	۲۸/۳ ^{hij}	۸/۷ ^{fgh} (±۰/۹۸)	۱۲/۳ ^{fghi}	۲۴/۱ ^k	۶/۲۲ ^{jk} (±۰/۷۹)	۵/۷ ^{ij}
	۵	۳۱/۶ ^{gh}	۹/۶۹ ^{ghi} (±۱/۰۵)	۱۷/۶ ^{defg}	۲۳/۳ ^k	۶/۳۶ ^l (±۰/۹۳)	۱۰/۷ ^{ghi}
۸	۲/۵	۳۷/۷ ^{de}	۱۰ ^{bcd} (±۰/۸۸)	۱۸ ^{def}	۳۱/۳ ^{gh}	۸/۳۳ ^{hi} (±۰/۹۵)	۸/۸ ^{hij}
	۳/۶	۳۷/۸ ^{de}	۱۱/۲۲ ^{abc} (±۱/۵)	۲۷/۲ ^b	۳۰/۲ ^{gh}	۷/۷۸ ⁱ (±۰/۸۲)	۱۲/۱ ^{gghi}
	۵	۴۰ ^{cd}	۹/۹۸ ^{bcd} (±۱/۷)	۲۵/۵ ^{bc}	۲۵/۵ ^{jk}	۷/۹۶ ^{hi} (±۰/۷۶)	۱۳/۴ ^{efgh}
۱۰	۲/۵	۴۲/۷ ^{bc}	۱۱/۲۸ ^a (±۱/۱)	۲۲ ^{bcd}	۳۳/۳ ^{fg}	۱۰/۰۱ ^{de} (±۱/۱)	۱۷/۹ ^{def}
	۳/۶	۴۶/۱ ^b	۱۰/۷۵ ^{ab} (±۱/۲)	۳۶/۱ ^a	۳۵/۸ ^{efg}	۹/۴۳ ^{cd} (±۰/۷۵)	۱۹/۲ ^{cdef}
	۵	۵۲/۷ ^a	۱۱/۱۴ ^a (±۲/۱)	۲۸/۳ ^b	۲۹/۲ ^{hi}	۹/۵۶ ^{def} (±۱/۱۱)	۲۰ ^{cde}

* میانگین های دارای حروف مشابه اختلاف معنی داری ندارند ($P < 0.05$)

عملکرد مالبندی

نتایج تجزیه واریانس نشان داد که اثر سامانه های کنترل بر روی درصد لغزش و سوخت مصرفی معنی دار بود ($P < 0.05$) ولی بین مقادیر عمق شخم و بازده کشتی دو سامانه اختلاف معنی داری مشاهده نشد. مقایسه مستقیم داده های دو سامانه نشان داد که در تمامی تیمارها سوخت مصرفی و درصد لغزش سامانه الکتروهیدرولیکی در مقایسه با سامانه هیدرومکانیکی کاهش یافت. در کمترین سرعت پیشروی و بیشترین مقدار تنظیمی کشتی، بازده کشتی، سوخت مصرفی، درصد لغزش، عمق شخم و نیروی کشتی برای سامانه الکتروهیدرولیکی به ترتیب ۶۱/۳ درصد، ۳۳/۳ لیتر بر هکتار، ۱۷/۹ درصد، ۲۴/۳ سانتی متر و ۹/۷ کیلونیوتن بودند در حالی که این مقادیر برای سامانه هیدرومکانیکی به ترتیب ۶۰/۵ درصد، ۴۲/۷ لیتر بر هکتار، ۲۲ درصد، ۲۲/۸ سانتی متر و ۱۱ کیلونیوتن بودند. نتایج مشابهی نیز در حداکثر مقدار تنظیمی نیرو و حداکثر سرعت پیشروی حاصل گردید، طوری که ۷ درصد افزایش در بازده کشتی، ۴۴/۶ درصد کاهش در مصرف سوخت و ۲۹/۳ درصد کاهش در درصد لغزش برای سامانه الکتروهیدرولیکی در مقایسه با سامانه هیدرومکانیکی اتفاق افتاد (جدول ۱ و شکل ۷). این نتیجه با نتایج Pranav et al., 2012 و Kovacev et al., 2008 همخوانی دارد.

میانگین درصد لغزش در سامانه هیدرومکانیکی در بعضی مواقع تا ۳۶ درصد افزایش یافت در حالی که درصد لغزش در سامانه الکتروهیدرولیکی در تمامی تیمارها زیر ۲۰ درصد نگه داشته شد. پایین بودن درصد لغزش به حساسیت بالاروی مناسب و قابل تنظیم سامانه الکتروهیدرولیکی مربوط می شود که در مقابل تغییرات سفتی خاک به موقع واکنش نشان داده و از افزایش درصد لغزش جلوگیری کرده است (Jablonsky et al., 2014; Osinenko et al., 2015). در سامانه الکتروهیدرولیکی، میانگین نیروی کشتی در مقایسه با سامانه مکانیکی پایین تر بود و به همین دلیل درصد لغزش و مصرف سوخت سامانه الکتروهیدرولیکی نسبت به سامانه هیدرومکانیکی پایین تر بود (جدول ۱). همچنین می توان گفت که کاهش درصد لغزش در سامانه الکتروهیدرولیکی به افزایش سرعت پیشروی منجر شد و تراکتور توانست سطح بیشتری را در واحد زمان شخم بزند و در نتیجه مصرف سوخت تراکتور نیز کاهش یافت.

داده های مربوط به پارامترهای عملکردی مالبندی: بازده کشتی، مصرف سوخت، درصد لغزش و عمق شخم در شکل ۷ نشان داده شده اند. نقاط توپر و توخالی به ترتیب داده های

عملکردی سامانه های هیدرومکانیکی و الکتروهیدرولیکی را نشان می دهند.

در حداکثر بازده کشتی سامانه الکتروهیدرولیکی (۶۴/۱ درصد) سوخت مصرفی، درصد لغزش و عمق شخم به ترتیب ۳۱/۳ لیتر بر هکتار، ۸ درصد و ۲۰/۵ سانتی متر بودند در حالی که این مقادیر در حداکثر بازده کشتی سامانه هیدرومکانیکی (۶۲/۸ درصد) به ترتیب ۳۶/۶ لیتر بر هکتار، ۱۴ درصد و ۲۰/۱ سانتی متر بودند. بنابراین در بیشترین بازده کشتی نیز سامانه الکتروهیدرولیکی باعث کاهش سوخت مصرفی و درصد لغزش به ترتیب ۱۴/۵ درصد و ۳۷/۶ درصد گردید (شکل ۷). این نتیجه با نتایج Pranav et al. (2012) و Kovacev et al. (2008) همخوانی دارد. مصرف سوخت و درصد لغزش در هر دو سامانه با افزایش مقادیر تنظیمی کشتی به طور معنی داری افزایش یافت و این افزایش در سامانه هیدرومکانیکی بیشتر بود ولی اختلاف معنی داری بین میانگین ها در مقدار تنظیمی کشتی یکسان و سطوح مختلف سرعت پیشروی مشاهده نشد (شکل ۷). سامانه کنترل کشتی از ترکیب نیروی کشتی و عمق شخم به عنوان پارامترهای کنترلی استفاده می کند و وظیفه ی آن ثابت نگه داشتن نیروی کشتی در تمامی شرایط است و به همین دلیل اثر سرعت پیشروی معنی دار نشده است (جدول ۱).

مشاهده می شود که در حداکثر سرعت پیشروی و حداکثر مقدار تنظیمی کشتی، واکنش سامانه هیدرومکانیکی در کنترل کشتی ضعیف بود و منجر به کاهش بازده کشتی شد (شکل ۷). پایین بودن عملکرد مالبندی سامانه هیدرومکانیکی را می توان این گونه بیان کرد که با افزایش مقدار تنظیمی کشتی و به دنبال آن افزایش عمق شخم، وزن گاو آهن افزایش می یابد و سامانه کنترل نمی تواند به موقع به تغییرات مقاومت کشتی گاو آهن واکنش نشان دهد. این مشکل از آن جا ناشی می شود که در سامانه هیدرومکانیکی تراکتورهای مسی فرگوسن ساخت داخل فقط امکان تنظیم حساسیت پایین روی وجود دارد و مکانیزمی برای تنظیم حساسیت بالاروی سامانه تعبیه نشده است ولی در سامانه الکتروهیدرولیکی امکان تنظیم حساسیت بالاروی و پایین روی سامانه اتصال سه نقطه وجود دارد.

نتیجه گیری کلی

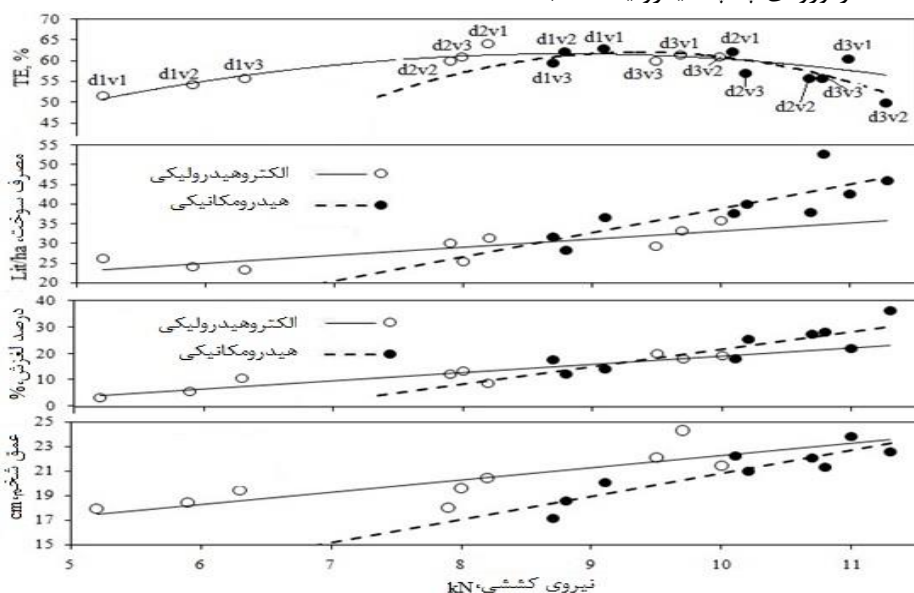
سامانه الکتروهیدرولیکی کشتی به منظور ثابت نگه داشتن نیروی کشتی تراکتور در مقابل تغییرات سفتی خاک طراحی، ساخت و بر روی یک دستگاه تراکتور مسی فرگوسن مدل ۲۸۵ نصب گردید. نتایج آزمایش های کارگاهی نشان دادند که واکنش سامانه در کنترل نیروی کشتی رضایت بخش بود و در

نمود. در مقادیر تنظیمی یکسان، مصرف سوخت و درصد لغزش در سامانه الکتروهیدرولیکی در مقایسه با سامانه هیدرومکانیکی کمتر بود. به دلیل قابل تنظیم بودن حساسیت بالاروی و پایین روی بازوهای اتصال سه نقطه در سامانه الکتروهیدرولیکی، انجام

قرار گرفتن شیر کنترل در ورودی پمپ باعث ایجاد تاخیر در عملکرد سامانه کنترل کشش می شود. بنابراین پیشنهاد می شود شیر کنترل در خروجی پمپ هیدرولیکی نصب و نتایج آن با نتایج قبلی مقایسه شوند.

حالت پایداری عمق شخم را در ناحیه مرگ (± 2 سانتی متر از عمق تنظیمی) کنترل کرد. نتایج آزمون های مزرعه ای نیز نشان داد که در تمامی تیمارها سامانه الکتروهیدرولیکی نیروی کشش را به خوبی و نزدیک به نیروی کشش تنظیمی کنترل

عملیات شخم با تراکتور راحت تر بود و فعالیت فیزیکی راننده جهت دخالت در کنترل دستی اهرم کنترل کاهش یافت. با توجه به اینکه در سامانه هیدرومکانیکی شیر کنترل در ورودی پمپ هیدرولیک قرار داشت، در سامانه الکتروهیدرولیکی نیز شیر کنترل ساخته شده در ورودی پمپ هیدرولیک نصب شد.



شکل ۷. پارامترهای عملکرد مالبندی سامانه های کنترل، d= Draft Set Value Level, V= Ground Speed Level

مالی دانشگاه آزاد اسلامی واحد تبریز به انجام رسیده است، استخراج شده است.

سپاسگزاری

این مقاله از طرح تحقیقاتی که با بودجه پژوهشی و حمایت

REFERENCES

- Anthonis, J., Mouazen, A.M., Saeys, W., & Ramon, H. 2004. An Automatic Depth Control System for on-line Measurement of Spatial Variation in Soil Compaction: Part 3. Design of Depth Control System, Biosystems Engineering, 89(1), 59-67.
- Chancellor, W., & Zhang, N. 1989. Automatic wheel-slip control for tractors. Transaction of ASAE, 32(1), 17-22.
- Cowell, P. A., & Milne, M. J. 1999. An implement control system using pure draught sensing and modified linkage geometry. Journal of Agricultural Engineering Research, 22, 353-371.
- Damanauskas, V., & Janulevičius, A. 2015. Differences in tractor performance parameters between single-wheel 4WD and dual-wheel 2WD driving systems. Journal of Terramechanics, 60, 63-73.
- Fakhraei, O; & Karparvarfard, S.H. 2008. Development of a General Equation For Estimation of Tractive Efficiency by Dimensional Analysis. Tarim Makinalari Bilim Dergisi (Journal of Agricultural Machinery Science), 4(1), 19-26.
- Ismail, S. M., Singh, G., & Gee-Clough, D. 1983. Comparison of the field performance of three implements control systems for a tractor. Journal of Agricultural Engineering Research, 28 (6), 521- 536.
- Jablonicky, J., Machal, P., Žikla, A., Kosiba, J., Hujo, L., & Vladislav, H. 2014. Comparing the Hydraulic Control of Tractor Three-point Hitch. Acta Universitatis Agriculturae et Silviculturae endeliana Brunensis, 62(5), 939-944.
- Karimi Inchebron, S., Mousavi Seyedi, R., & Tabatabaekoloor, R. 2012. Performance evaluation of a light tractor during plowing at different levels of depth and soil moisture content. International Research Journal of Applied and Basic Sciences, 3 (3), 626-631.
- Kolator, B. 1999. Mechatronic control of the

- implement linkage of agricultural tractors. Retrieved from <http://www.Pan-ol.lublin>.
- Kovacev, I., Kosutic, S., Jejcic, V., Copec, K., Gospodaric, Z., Pliestic, S. 2008. Impact of Electronic-Hydraulic Hitch Control on Rational Exploitation of Tractor in Ploughing. *Strojarstvo*, 50 (5), 287-294.
- Lee, J., Yamazaki, M., Oida, A., Nakashima, H., & Shimizu, H. 1998. Electro-hydraulic tillage depth control system for rotary implements mounted on agricultural tractor - design and response experiments of control system. *Journal of Terramechanics*, 35(4), 229-238.
- Moradasgharloo, N. 2015. Design, Development and evaluation of Electronic control valve for hydraulic pump of MF 285 Tractor. *Journal of Biosystem Engineering*, accepted (In Farsi).
- Morselli, R., Zanasi, R., & Ferracin, P. 2006. Dynamic Model of an Electro-hydraulic Three Point Hitch. In *Proc. Conf. American Control Conference*. Minneapolis:IEEE.DOI:Oksanen, T. 2007. Control Design Of Hydraulic Actuators In Agricultural Tractor Using Rapid Control Prototyping. In *Proc. 2nd IFAC Intl. Conf. AgriControl*(pp. 121-125). Osijek, Croatia.
- Osinenko, P.V., Geissler, M., Herlitzius, T. 2015. A method of optimal traction control for farm tractors with feedback of drive torque. *Biosystems Engineering*, 29, 20-33.
- Pranav, P. K., Tewari, V. K., Pandey, K. P., & Jha, K. R. 2012. Automatic wheel slip control system in field operations for 2WD tractors. *Computer and Electronics in Agriculture*, 84, 1-6.
- Ranjbarian, S., Askari, M., & Jannatkah, J. 2015. Performance of tractor and tillage implements in clay soil. *Journal of the Saudi Society of Agricultural Sciences*, <http://dx.doi.org/10.1016/j.jssas.2015.05.003>
- Regional Network for Agricultural Machinery(RNAM). 1983. RNAM test codes and procedures of farm machinery. Technical Series No. 12. Bangkok Thailand. 291 p.
- Saeys, W., Mouazen, A. M., Anthonis, J., & Ramon, H. 2004. An automatic depth control system for on-line measurement of spatial variation in soil compaction, part 2: modelling of the depth control. *Biosystems Engineering*, 89 (3), 267-280.
- Saeys, W., Engelen, K., Ramon, H., & Anthonis, J. 2007. An automatic depth control systems for shallow manure injection, part 1: modelling of the depth control system. *Biosystems Engineering*, 98, 146-154.
- Saeys, W., Wallays, C., Engelen, K., Ramon, H., & Anthonis, J. 2008. An automatic depth control systems for shallow slurry injection, part 2: control design and field validation. *Biosystems Engineering*, 99, 161-170.
- Scarlett, A. J. 1993. Integration of tractor engine, transmission and implement depth controls: part 2, control systems. *Journal of Agricultural Engineering Research*, 54, 89-112.
- Scarlett, A. J. 2001. Integrated control of agricultural tractors and implements: a review of potential opportunities relating to cultivation and crop establishment machinery. *Computer and Electronics in Agriculture*, 7, 269-284.
- Schuber, W. L., & Orbach, A. 2000. Control system for a hitched or trailed implement. U.S. Patent No. 6105679.
- Soltani, A. & Loghavi, M. 2007. The effect of axle load and draft load on fuel consumption and tractive efficiency of two tractors with 4- bottom plow in tillage operation. *Environment and Agricultural Science*, 40(1): 125-135(in Farsi).
- Wiegard, G. K., & Hanks, T. W. 1985. Vehicle with control system having operator-actuable switch for storing parameter signal value to control vehicle- connected implement raising and lowering structure. U.S. Patent No. 4508176.
- Yule, I. J., Kohnen, G., & Nowak, M. 1999. A tractor performance monitor with DGPS capability. *Computer and Electronics in Agriculture*, 23, 155-174.