



## تدوین یک مدل دینامیکی تراکتور به همراه ادوات متصل به آن

مجتبی نصرتی<sup>۱\*</sup>، داریوش زارع<sup>۲</sup>، پیمان خرم شکوه<sup>۳</sup>

۱- دانشجوی دکتری مهندسی بیوسیستم، دانشکده کشاورزی، دانشگاه شیراز، شیراز، ایران

۲- دانشیار گروه مهندسی بیوسیستم، دانشکده کشاورزی، دانشگاه شیراز، شیراز، ایران

۳- دانشجوی دکتری مهندسی بیوسیستم، دانشکده کشاورزی، دانشگاه شیراز، شیراز، ایران

\*نویسنده مسئول: m87.nosrati@gmail.com

### چکیده

در این مقاله یک مدل دینامیکی سه چرخ برای کنترل یک تراکتور متصل به ادوات کشاورزی ارائه شده است. برای بررسی نحوه تاثیر نیروهای مقاوم کششی و نیروهای جانبی وارد بر تراکتور، با تعریف ضریب فنریت، رفتار ادوات شبیه به رفتار یک چرخ مدل سازی شد. با فرض یکسان بودن زاویه لغزش جانبی، زاویه فرمان و نیروی کششی چرخ های سمت راست و چپ تراکتور و انتقال کشتاور ناشی از نیروی کشش مقاوم ادوات به مرکز جرمی آن، مدل مرسوم شش چرخ به مدل سه چرخ ساده سازی گردید. با شبیه سازی این مدل در متلب، نتایج بدست آمده تأثیر نیروهای جانبی و نیروی مقاوم کششی ادوات کشاورزی بر روی زاویه لغزش جانبی و نرخ زاویه دماغه تراکتور را نشان می دهد.

**کلید واژگان:** مدل دینامیکی تراکتور، زاویه لغزش جانبی، نرخ زاویه دماغه، نیروی مقاوم کششی، نیروی جانبی

### مقدمه

کنترل خودروهای خارج از جاده مانند تراکتور که بایستی در گستره ای از شرایط غیر قابل پیش بینی مانند تغییرات شرایط خاک، تغییرات نوع ادوات متصل به تراکتور و یا ناهمواری های مسیر عبور، فعالیت کنند، یکی از موضوعات مورد علاقه محققان فعال در بخش کشاورزی دقیق می باشد (Noh & Ebrach, 1993).

یک مدل دینامیکی دقیق از یک تراکتور، به طور طبیعی می تواند باعث ایجاد یک سیستم کنترلی دقیق برای تراکتور گردد (Pearson & Bevely, 2007). تفاوت اصلی تراکتور نسبت به خودروهای جاده ای که بایستی در استخراج مدل دینامیکی مورد توجه واقع گردد، ادواتی است که به صورت سوار، نیمه سوار و یا کششی به تراکتور متصل می باشند (Takai, Yang, & Noguchi, 2014). این گونه ادوات به طور مشخص دو نیروی مقاوم کششی و نیروی جانبی را بر تراکتور وارد می کنند، که این دو نیرو عامل اصلی تفاوت مدل دینامیکی خودروهای جاده ای و تراکتور گردیده است (Mousazadeh, 2013). در توسعه مدل دینامیکی تراکتور، که نیروهای مقاوم کششی و نیروهای جانبی ادوات بر روی تراکتور تاثیر گذار می باشند، تحقیقات مختلفی صورت گرفته است.

در بررسی تاثیر نیروی جانبی ادوات، بر روی نرخ زاویه دماغه (Yaw) با تعریف ضریب فنریت، می توان ادوات را شبیه به چرخ در نظر گرفت به طوری که به جای استفاده از مدل دینامیکی سنتی دو چرخ می توان از مدل دینامیکی

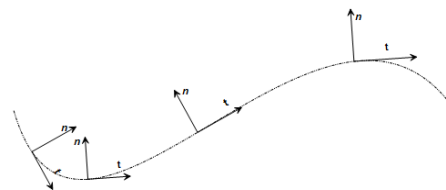


سه چرخ برای تراکتور و ادوات استفاده نمود (Pearson & Bevly, 2007). تحقیقات انجام شده نشان می‌دهد، که نیروی جانبی وارد بر ادوات با زاویه لغزش جانبی آنها رابطه معناداری دارد، این در حالی است که در مدل‌های استفاده شده از تأثیر نیروی کشش مقاوم صرف‌نظر شده است (Pearson & Bevly, 2007; Derrick et al., 2008). برای بررسی تأثیر نیروی کشش مقاوم، می‌توان این نیرو را متناسب با مجذور سرعت حرکت تراکتور در نظر گرفت (Godwin & O'Dogherty, 2007).

مدل دینامیکی استفاده شده در این تحقیق مشابه مدل دینامیکی سه چرخ استفاده شده توسط پیرسون (2007) می‌باشد، با این تفاوت که علاوه بر بررسی تأثیر نیروی کششی مقاوم بر روی نرخ زاویه دماغه (Yaw)، روش استخراج معادلات نیز متفاوت می‌باشد.

### مواد و روش‌ها

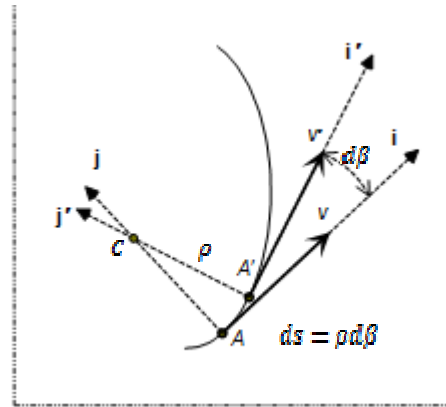
در این تحقیق برای تشریح نحوه حرکت تراکتور در سطح مزرعه از مختصاتی استفاده شد که بر روی تراکتور ثابت است، به گونه‌ای که یکی از محورها در راستای طولی تراکتور ( $t$ ) و دیگری در راستای جانبی تراکتور و عمود بر راستای طولی ( $n$ ) می‌باشد (شکل ۱). این مختصات، توصیفی طبیعی از حرکت منحنی الخط را ارائه داده و غالباً مناسبترین دستگاه مختصات است که مورد استفاده قرار می‌گیرد.



شکل ۱: حرکت منحنی الخط تراکتور به همراه متغیرهای مسیر

برای تشریح سرعت و شتاب در مختصات  $n$  و  $t$ ، بردار یکه  $i$  در امتداد  $t$  و بردار یکه  $j$  را در امتداد  $n$  برای موقعیت تراکتور در نقطه  $A$  از مسیرش تعریف می‌کنیم. در طول نمو دیفرانسیلی زمان  $dt$ ، تراکتور فاصله دیفرانسیلی  $ds$  را در امتداد منحنی از  $A$  به  $A'$  طی می‌کند به طوری که اندازه سرعت برابر است با  $v = \frac{ds}{dt} = \rho \frac{d\beta}{dt}$  (شکل ۲) و برای سرعت به صورت برداری می‌توان نوشت:

$$V = v i = \rho \beta i \quad (1)$$



شکل ۲: موقعیت تراکتور A در طول نمو دیفرانسیلی زمان  $dt$

همچنین شتاب تراکتور A از رابطه  $a = \frac{dV}{dt}$  بدست می‌آید و با توجه به فرمول ۱ خواهیم داشت:

$$a = \frac{dV}{dt} = \frac{dv}{dt} \mathbf{i} + v \frac{d\mathbf{i}}{dt} \quad (2)$$

که در آن:

$$\frac{d\mathbf{i}}{dt} = \frac{d\beta}{dt} \mathbf{j} \quad (3)$$

بنابراین می‌توان نوشت:

$$a = \frac{dV}{dt} = v\dot{\mathbf{i}} + v\dot{\beta}\mathbf{j} \quad (4)$$

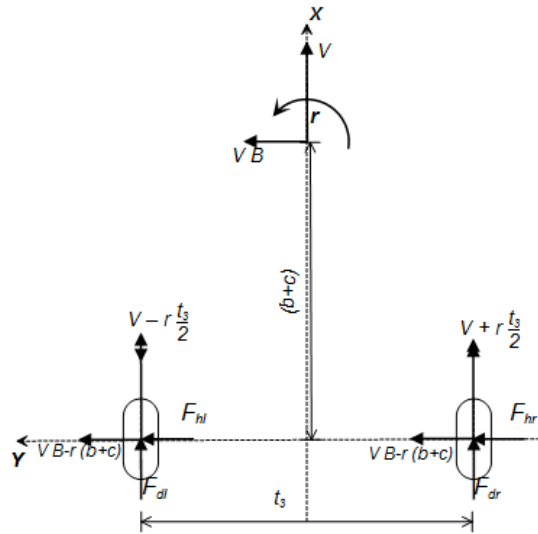
همچنین در این تحقیق در بررسی عملکرد ادوات در سطح مزرعه، رفتار آنها شبیه به رفتار یک چرخ مدل سازی شد (Pearson & Bevly, 2007) به طوری که نیروی جانبی وارد بر آن با زاویه لغزش جانبی توسط فرمول ۵ مرتبط می‌باشند.

$$F_d = -K_h \beta_h \quad (5)$$

همچنین نیروی کشش مقاومی که از طرف ادوات به تراکتور وارد می‌شود نیز بر اساس فرمول ۶ با مجذور سرعت مرتبط در نظر گرفته شد (Godwin & O'Dogherty, 2007).

$$F_{draft} = C_h V_x^2 \quad (6)$$

شکل ۳ دیاگرام آزاد ادوات به همراه نیروهای جانبی و نیروی مقاوم شکست وارد بر آن و جدول ۱ متغیرهای استفاده شده در شکل ۳ را نشان می‌دهد.



شکل ۳: دیاگرام آزاد ادوات

با توجه به فرمول ۶ نیروهای کشش مقاوم مربوط به چرخ‌های سمت چپ و راست ادوات برابر است با:

$$F_{dl} = C_h \left( V - r \frac{t_3}{2} \right)^2 \quad (7)$$

$$F_{dr} = C_h \left( V + r \frac{t_3}{2} \right)^2 \quad (8)$$

برای تعیین تأثیر نیروهای مقاوم کشش بر روی تراکتور، گشتاور حاصل از تأثیر این نیروها نسبت به مرکز جرمی تراکتور نیز بدست آمد.

$$\begin{aligned} \sum M_{CG} &= F_{dr} \times \frac{t_3}{2} - F_{dl} \times \frac{t_3}{2} \\ &= C_h \left( V + r \frac{t_3}{2} \right)^2 \times \frac{t_3}{2} - C_h \left( V - r \frac{t_3}{2} \right)^2 \times \frac{t_3}{2} = 4C_h \left( \frac{t_3}{2} \right)^2 Vr \end{aligned} \quad (9)$$



جدول ۱: پارامترهای استفاده شده در مدل دینامیکی

توصیف	پارامتر
نیروی جانبی وارد بر چرخ جلو سمت چپ	$F_1$
نیروی جانبی وارد بر چرخ جلو سمت راست	$F_2$
نیروی جانبی وارد بر چرخ عقب سمت چپ	$F_3$
نیروی جانبی وارد بر چرخ عقب سمت راست	$F_4$
نیروی جانبی سمت چپ وارد بر ادوات	$F_5 = F_{hl}$
نیروی جانبی سمت راست وارد بر ادوات	$F_6 = F_{hr}$
نیروی کشش وارد بر چرخ عقب سمت چپ	$F_7$
نیروی کشش وارد بر چرخ عقب سمت راست	$F_8$
نیروی مقاومت سمت راست ادوات	$F_9 = F_{dl}$
نیروی مقاومت سمت چپ ادوات	$F_{10} = F_{dr}$
زاویه فرمان	$D$
نرخ زاویه دماغه (Yaw rate) یا سرعت زاویه ای	$r$
زاویه لغزش جانبی تراکتور	$B$
ممان اینرسی جرمی تراکتور و ادوات	$I_{zz}$
زاویه لغزش جانبی چرخ جلو سمت چپ	$\beta_1$
زاویه لغزش جانبی چرخ جلو سمت راست	$\beta_2$
زاویه لغزش جانبی چرخ عقب سمت چپ	$\beta_3$
زاویه لغزش جانبی چرخ عقب سمت راست	$\beta_4$
زاویه لغزش جانبی سمت چپ ادوات	$\beta_5$
زاویه لغزش جانبی سمت راست ادوات	$\beta_6$
سرعت حرکت تراکتور	$V$
فاصله بین چرخ های جلو	$t_1$
فاصله بین چرخ های عقب	$t_2$
فاصله بین مراکز عکس العمل نیرو بر روی ادوات	$t_3$
فاصله بین مرکز جرمی تراکتور تا مرکز چرخ های جلو	$a$
فاصله بین مرکز جرمی تراکتور تا مرکز چرخ های عقب	$b$
فاصله بین مرکز چرخ های عقب تا مرکز ادوات	$c$



معادلات حرکت تراکتور در مختصات n-t

با توجه به اینکه خودرو های خارج از جاده دارای سرعت یکنواختی می باشند، سرعت مماس بر مسیر حرکت یکنواخت در نظر گرفته شد. معادلات ۱۰-۱۲، معادلات دینامیک حرکت تراکتور را با توجه به شکل ۴ ارائه می نمایند.

$$\sum F_x = 0 \tag{10}$$

$$\Rightarrow F_1 \sin D + F_2 \sin D + F_9 + F_{10} = F_7 + F_8$$

$$\sum F_y = mV(\dot{r} + \dot{\beta}) \Rightarrow \tag{11}$$

$$F_1 \cos D + F_2 \cos D + F_3 + F_4 + F_5 + F_6$$

$$\sum M_{CG} = I_{zz} \dot{r} \tag{12}$$

$$\Rightarrow F_1 \cos D \times a + F_1 \sin D \times \frac{t_1}{2} + F_2 \cos D \times a$$

$$- F_2 \sin D \times \frac{t_1}{2} - F_3 \times b - F_4 \times b - F_5 \times (b+c)$$

$$- F_6 \times (b+c) - F_7 \times \frac{t_2}{2} + F_8 \times \frac{t_2}{2} + F_9 \times \frac{t_3}{2} - F_{10} \times \frac{t_3}{2}$$

در چرخ های استاندارد نیرو های جانبی و زاویه لغزش جانبی به یکدیگر مرتبط می باشند. زاویه لغزش جانبی را زاویه بین سرعت طولی و سرعت عرضی چرخ تعریف می نمایند. در مدل دینامیکی مطرح شده، تراکتور دارای سرعت طولی در جهت محور x به مقدار V و سرعت عرضی در جهت محور y به مقدار Vβ می باشد، همچنین سرعت زاویه ای r نیز در مرکز جرمی تراکتور وارد می شود. بنابراین هر چرخ علاوه بر اجزاء سرعت مرکز جرمی تراکتور (V در جهت x و Vβ در جهت y) دارای اجزاء سرعت ناشی از سرعت زاویه ای واقع در مرکز جرمی تراکتور نیز می باشد. اجزاء سرعت در جهت x و جهت y مربوط به هر چرخ در شکل ۴ نشان داده شده است.

با توجه به توضیحات داده شده زاویه لغزش جانبی هر چرخ توسط معادلات ۱۳-۱۹ محاسبه گردید.

$$\beta_1 = \frac{V\beta + ra}{V - r \frac{t_1}{2}} - D \approx \beta + \frac{ra}{V} - D \tag{13}$$

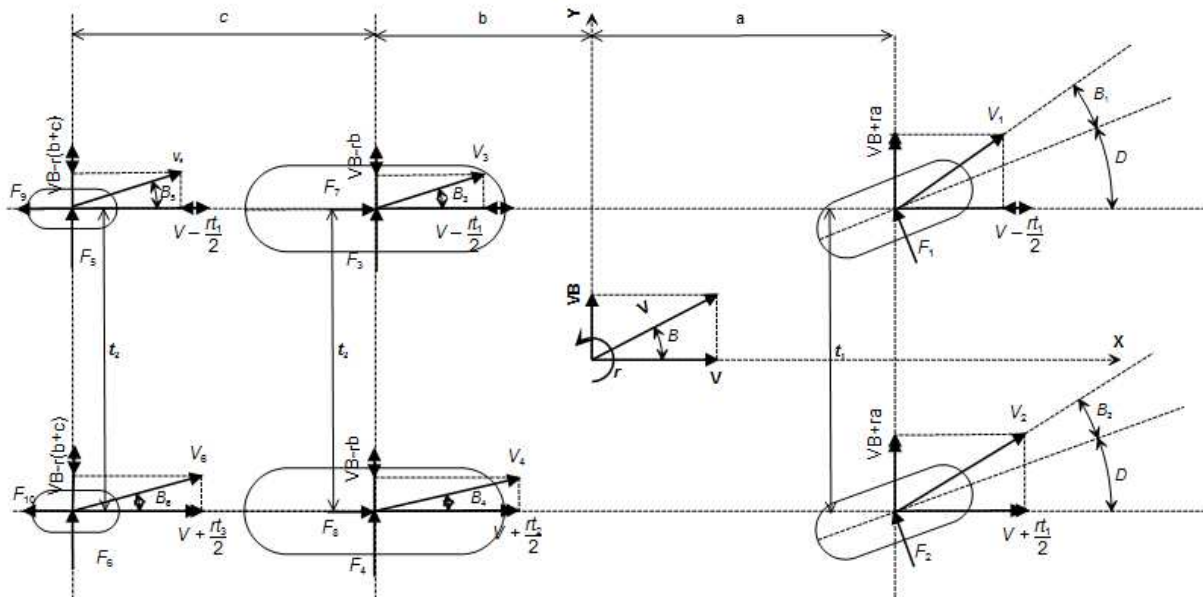
$$\beta_2 = \frac{V\beta + ra}{V + r \frac{t_1}{2}} - D \approx \beta + \frac{ra}{V} - D \tag{14}$$

$$\beta_3 = \frac{V\beta - ra}{V - r \frac{t_2}{2}} - D \approx \beta - \frac{ra}{V} \tag{15}$$

$$\beta_4 = \frac{V\beta - ra}{V + r \frac{t_2}{2}} - D \approx \beta - \frac{ra}{V} \tag{16}$$

$$\beta_5 = \frac{V\beta - r(b+c)}{V - r \frac{t_3}{2}} \approx \beta - \frac{r(b+c)}{V} \tag{17}$$

$$\beta_6 = \frac{V\beta - r(b+c)}{V + r \frac{t_3}{2}} \approx \beta - \frac{r(b+c)}{V} \tag{18}$$



شکل ۴: شکل عمومی یک تراکتور تک دیفرانسیل به همراه ادوات متصل به آن

در این معادلات با توجه به اینکه

$$\left| r \frac{t_1}{2V} \right|, \left| r \frac{t_2}{2V} \right|, \left| r \frac{t_3}{2V} \right| \ll 1 \quad (19)$$

از آنها صرف‌نظر شد به طوری که می‌توان نتیجه گرفت زوایای لغزش جانبی چرخ‌های سمت راست و چرخ‌های سمت چپ با یکدیگر برابرند. بنابراین:

$$\begin{aligned} \beta_f &= \beta_1 = \beta_2 \\ \beta_r &= \beta_3 = \beta_4 \\ \beta_h &= \beta_5 = \beta_6 \end{aligned} \quad (20)$$

که در آن:

$\beta_f$ : زاویه لغزش جانبی چرخ‌های جلو

$\beta_r$ : زاویه لغزش جانبی چرخ‌های عقب

$\beta_h$ : زاویه لغزش جانبی ادوات

تاثیر نیروهای کششی مقاوم و جانبی ادوات بر روی نرخ زاویه دماغه (Yaw rate) و زاویه لغزش جانبی

از آنجا که زوایای لغزش جانبی چرخ‌های سمت راست و چپ با یکدیگر برابرند، زاویه فرمان چرخ‌های جلو نیز با یکدیگر تفاوت چندانی ندارند و نیروهای کشش هر دو سمت تراکتور تقریباً یکی هستند به طوری که

$$\begin{aligned} F_f &= F_1 + F_2 \\ F_r &= F_3 + F_4 \\ F_h &= F_5 + F_6 \\ 2F_{traction} &= F_7 + F_8 \end{aligned} \quad (21)$$



بنابراین با توجه به فرمول ۲۱ به جز چرخ‌های مربوط به ادوات، چرخ‌های سمت چپ و راست تراکتور بر روی خط مرکزی گذرنده از محور  $x$  مانند شکل ۵ در نظر گرفته شد.

عامل اصلی تفاوت چرخ‌های ادوات، تفاوت نیروی کشش مقاوم تأثیرگذار بر روی آنها می‌باشد که با توجه به فرمول ۹ قابل چشم‌پوشی نیست.

از فرمول ۱۰ داریم:

$$\sum F_x = 0 \Rightarrow F_1 \sin D + F_2 \sin D + F_9 + F_{10} = F_7 + F_8$$

با فرض  $|D| \ll 1$  و استفاده از نتایج فرمول ۲۱ می‌توان نتیجه گرفت:

$$C_h(V - r \frac{t_3}{2})^2 + C_h(V + r \frac{t_3}{2})^2 = 2F_{traction} \quad (22)$$

$$\Rightarrow F_{traction} = C_h \left\{ V^2 + \left( r \frac{t_3}{2} \right)^2 \right\}$$

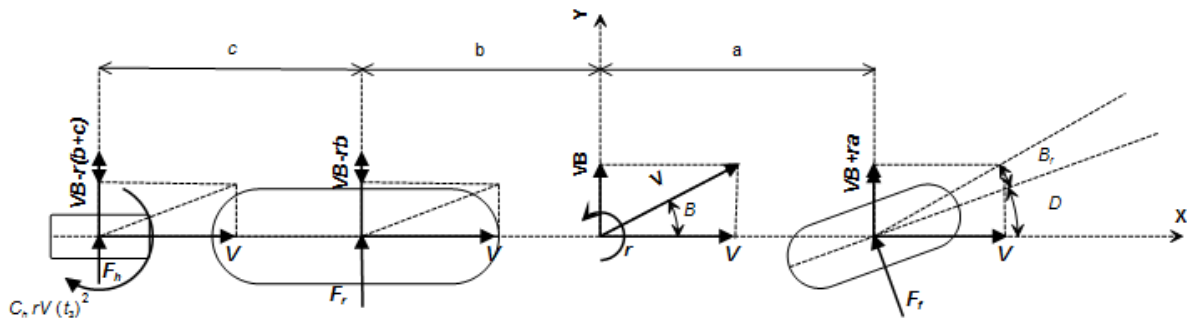
نیروی کشش بدست آمده در فرمول ۲۲ بخشی از نیروی کشش مقاوم است که در مرکز جرمی تراکتور ایجاد گشتاور می‌کند:

$$F'_{dl} = F_{dl} - F_{traction} = -C_h r V t_3$$

$$F'_{dr} = F_{dr} - F_{traction} = C_h r V t_3 \quad (23)$$

$$M_{CG} = -C_h r V t_3 \frac{t_3}{2} - C_h r V t_3 \frac{t_3}{2} = -C_h r V t_3^2$$

گشتاور بدست آمده دقیقاً در خلاف جهت دور زدن بر تراکتور وارد می‌شود. بنابراین با انتقال این گشتاور به مرکز ادوات مدل شش چرخ مرسوم به یک مدل سه چرخ مانند شکل ۵ توسعه یافت. در این مدل تأثیر هر دو نیروی جانبی و نیروی مقاوم کشش وارد بر ادوات در نظر گرفته شده است.



شکل ۵: مدل دینامیکی سه چرخ تراکتور، تحت تأثیر نیروی جانبی و گشتاور حاصل از نیروی کشش مقاوم ادوات

### مدل دینامیکی سه چرخ

برای مدل نشان داده شده در شکل ۵ معادلات دینامیکی آن برابر است با:

$$\sum F_y = mV(r + \dot{\beta}) \Rightarrow \quad (24)$$

$$mV(r + \dot{\beta}) = F_f \cos D + F_r + F_h$$

$$\sum M_{CG} = I_z \dot{r} \Rightarrow \quad (25)$$

$$I_z \dot{r} = F_f \cos D \times a - F_r \times b - F_h \times (b+c) - C_h r V t_3^2$$





با تعریف ضریب فنریت در گردش (Cornering Stiffness) با توجه به فرمول ۵، روابط بین نیروی جانبی و زاویه لغزش جانبی برای هر قسمت نوشته شد (معادله ۲۶). در مختصات  $x-y$  نشان داده شده در شکل ۵، جهت خلاف عقربه‌های ساعت، به عنوان جهت مثبت برای زاویه‌های لغزش جانبی در نظر گرفته شده است. زمانی که زوایای لغزش جانبی در جهت مثبت هستند، نیروهای جانبی وارد بر چرخ در جهت منفی  $y$  اثر می‌نمایند.

$$F_f = -K_f \beta_f = -K_f \left( \beta + \frac{ra}{V} - D \right)$$

$$F_r = -K_r \beta_r = -K_r \left( \beta - \frac{rb}{V} \right) \quad (26)$$

$$F_h = -K_h \beta_h = -K_h \left( \beta - \frac{r(b+c)}{V} \right)$$

که در آن:

$K_f$ : ضریب فنریت چرخ جلو

$K_r$ : ضریب فنریت چرخ عقب

$K_h$ : ضریب فنریت معادل ادوات

با جایگذاری معادلات ۲۶ در معادله‌های ۲۴ و ۲۵ داریم:

$$mV(r + \dot{\beta}) = \left[ -K_f \left( \beta + \frac{ra}{V} - D \right) \right] \cos D \quad (27)$$

$$+ \left[ -K_r \left( \beta - \frac{rb}{V} \right) \right] + \left[ -K_h \left( \beta - \frac{r(b+c)}{V} \right) \right]$$

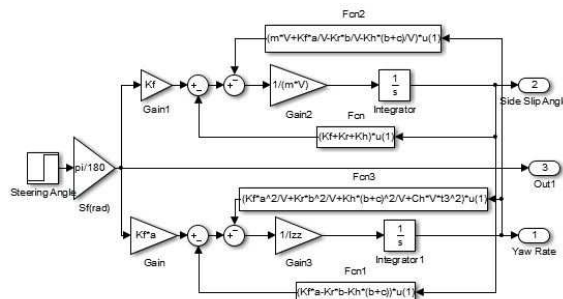
$$I_{zz} \dot{r} = \left[ -K_f \left( \beta + \frac{ra}{V} - D \right) \right] \cos D \times a$$

$$- \left[ -K_r \left( \beta - \frac{rb}{V} \right) \right] \times b \quad (28)$$

$$- \left[ -K_h \left( \beta - \frac{r(b+c)}{V} \right) \right] \times (b+c) - C_h r V t_3^2$$

## نتایج و بحث

برای ارزیابی مدل دینامیکی استخراج شده و تعیین نحوه اثر نیروهای وارد بر تراکتور بر نرخ زاویه دماغه (Yaw rate) و زاویه لغزش جانبی، مدل دینامیکی در برنامه متلب شبیه‌سازی شد (شکل ۶).



شکل ۶: شبیه‌سازی متلب

پارامترهای تراکتور استفاده شده برای شبیه‌سازی در نرم افزار MATLAB در جدول ۲ نشان داده شده است (Derrick, 2008).

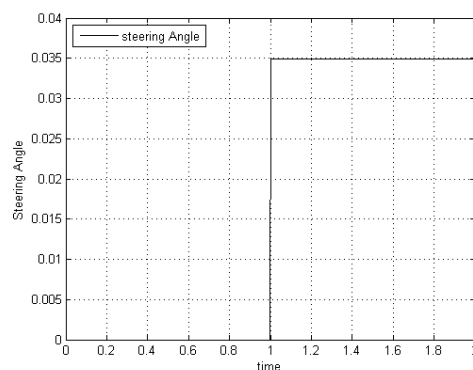


## بررسی تأثیر نیروی جانبی و نیروی مقاوم کشش ادوات بر روی نرخ زاویه دماغه (Yaw rate) و زاویه لغزش جانبی تراکتور

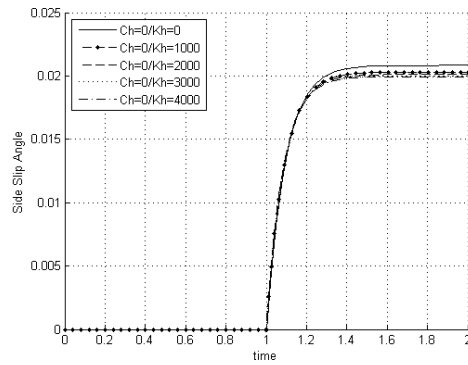
به صورت تجربی نشان داده شده است که ضریب فنریت مربوط به ادوات بین ۰ تا ۴۰۰۰ نیوتن بر درجه به ترتیب مربوط به حالت بدون ادوات تا ادوات سنگین متغیر است (Derrick, 2008). همچنین ضریب سختی خاک با توجه به بافت خاک، میزان رطوبت و دیگر عوامل تأثیر گذار بین ۰ تا ۸۰۰۰ نیوتن بر مجذور سرعت پیشنهاد شده است (Godwin & O'Dogherty, 2007). برای تشریح تأثیر این دامنه تغییرات بر روی دو متغیر نرخ زاویه دماغه (Yaw rate) و زاویه لغزش جانبی از شبیه ساز متلب (MATLAB Simulation) استفاده شد، که نتایج آن در نمودار ۲-۷ نشان داده شده است. نتایج بدست آمده تحت تأثیر ورودی پله واحد (Unite Step) برای زاویه فرمان (steering Angle) می باشد (نمودار ۱).

جدول ۲: پارامترهای مدل تراکتور John Deere 8420

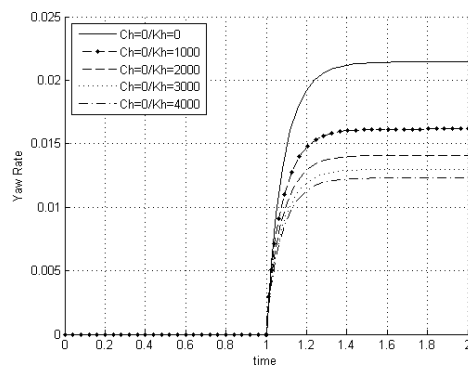
واحد	مقدار	پارامتر
$m$	۱	$a$
$m$	۲	$b$
$m$	۲/۱۹	$c$
$kg.m^2$	۱۸۵۰۰	$I_{zz}$
$kg$	۱۱۳۴۰	$m$
$N / deg$	۲۴۰۰	$K_f$
$N / deg$	۵۰۰۰	$K_r$
$N / deg$	۰-۴۰۰۰	$K_h$
$NS^2 / m^2$	۰-۸۰۰۰	$C_h$
$m / s$	۲	$V$



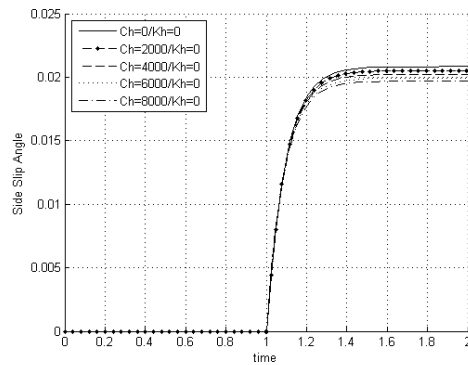
نمودار ۱: ورودی پله واحد (unite Step) برای زاویه فرمان (Steering Angle)



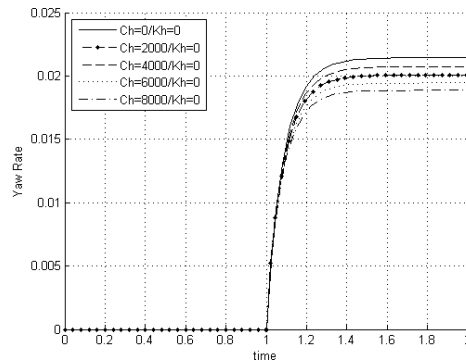
نمودار ۲: تأثیر نیروی خالص جانبی ادوات بر زاویه لغزش جانبی



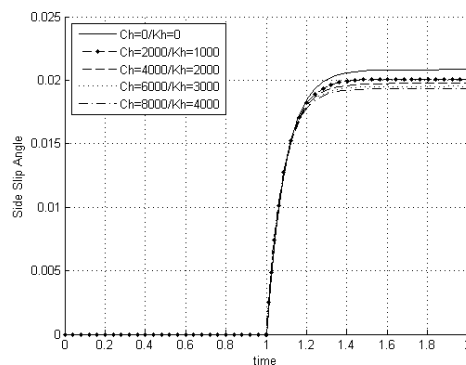
نمودار ۳: تأثیر نیروی خالص جانبی ادوات بر نرخ زاویه دماغه (Yaw rate)



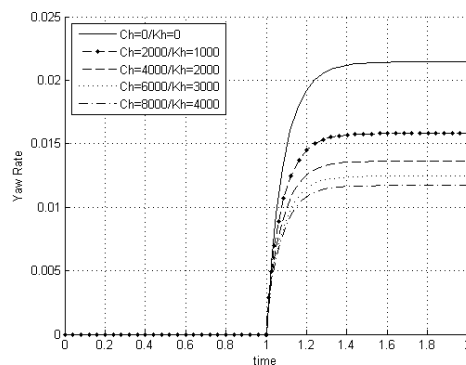
نمودار ۴: تأثیر نیروی خالص مقاوم کشش ادوات بر زاویه لغزش جانبی



نمودار ۵: تأثیر نیروی خالص مقاوم کشش ادوات بر نرخ زاویه دماغه (Yaw rate)



نمودار ۶: تأثیر ترکیب هر دو نیروی مقاوم کششی و نیروی جانبی ادوات بر زاویه لغزش جانبی



نمودار ۷: تأثیر ترکیب هر دو نیروی مقاوم کششی و نیروی جانبی ادوات بر نرخ زاویه دماغه (Yaw rate)

با توجه به نتایج بدست آمده هر دو نیروی مقاوم کششی و نیروی جانبی ادوات بر روی نرخ زاویه دماغه (Yaw rate) و زاویه لغزش جانبی تأثیر گذار می باشند، اگر چه تأثیر نیروی جانبی مشهود تر می باشد اما چشم پوشی از نیروی مقاوم کششی می تواند تأثیر منفی در کنترل دقیق تراکتور داشته باشد.



## نتیجه گیری کلی

نتایج بدست آمده از مدل استخراج شده نشان می دهد علاوه بر نیرو های جانبی، نیروهای مقاوم کششی ایجاد شده توسط ادوات نیز می تواند تأثیر قابل توجهی بر روی نرخ زاویه دماغه (Yaw rate) و زاویه لغزش جانبی تراکتور داشته باشد.

## منابع

1. Derrick, J. B. (2008). Adaptive Control of a Farm Tractor with Varying Yaw Properties Accounting For Actuator Dynamic and Nonlinearities. *MSC dissertation, Auburn Unoversity, Alabama* .
2. Derrick, J. B., Bevly, D. M., & Rekow, A. K. (2008). Model Refrence Adaptive Steering Control of a Farm Tractor With Varying Hitch Forces. *American Control Conference, Seattle, Washington, USA* .
3. Godwin, R. J., & O'Dogherty, M. J. (2007). Integrated Soil Tillage Force Prediction Models. *Terramechanics, 44*, 3-14 .
4. Mousazadeh ,H. (2013). A technical review on navigation systems of agricultural autonomous off-road vehicles. *Terramechanics, 50*(3), 211-232 .
5. Noh, K. M., & Ebrach, D. C. (1993). Self Tuning Controller For Farm Tractor Guidance. *American Society of Agricultural Engineers, 36*(6), 1583-1594 .
6. Ogata, K. (2010). *Modern Control Engineering* (Fifth ed.). One LakeStreet, Upper Saddle River, New Jersey 07458: Prentice Hall.
7. Pearson, P., & Bevly, D. M. (2007). Modeling and Validation of Hitch Loading Effect on Tractor Yaw Dynamics. *Terramechanics, 44*, 439-450 .
8. Takai, R., Yang, L., & Noguchi, N. (2014). Development of a crawler-type robot tractor using RTK-GPS and IMU. *Engineering in Agriculture, Environment and Food, 7*(4), 143-147 .



نهمین کنگره ملی مهندسی ماشین‌های کشاورزی

(مکانیک بیوسیستم) و مکانیزاسیون

پردیس کشاورزی و منابع طبیعی دانشگاه تهران

۲ و ۳ اردیبهشت ۱۳۹۴ - کرج



## Development of a Dynamic Model for a Tractor equipping with an Implement

### Abstract

In this study, a three wheel dynamic model refer to a field tractor with an implement was developed to control the tractor in the field accurately. Main difference between a tractor and in-road vehicles is implements connected to the tractor. These implements exert lateral and draft force to the tractor. In order to investigate these kinds of forces, behavior of implements was simulated like a tire. The study was supposed that side slip angle, steering angle and traction of left wheels of tractor are as same as right wheels. In addition a torque was made by draft force moved to the center of gravity of implement. So six wheels traditional model was simplified to three wheels model. The model was simulated by MATLAB software. Results showed that the lateral force and the draft force of implements had effect on the yaw rate and the side slip angle. In addition, controllability of the model was surveyed and results showed that the model have capability of predicting different states of motion in a finite interval of time.

**Key words:** Dynamic Model of Tractor, Side Slip Angle, Yaw Rate, Draft force, Lateral Force