

Simulation and Static and Fatigue Analysis of Cross Bar of Moldboard Plough by Finite Element Method (FEM)

AHMAD JAHANBAKHSHI¹, SAADI HEIDARI RAZ DARREH², KAMRAN KHEIRALIPOUR^{3*}

1.M.Sc., Mechanical Engineering of Biosystems Department, Faculty of Agriculture, Ilam University, Ilam, Iran

2. M.Sc., Mechanical Engineering of Biosystems Department, Faculty of Agriculture, Ilam University, Ilam, Iran

3. Assistant Professor, Mechanical Engineering of Biosystems Department, Faculty of Agriculture, Ilam University, Ilam, Iran.

(Received: June. 6, 2017- Revised: Jan. 28, 2018- Accepted: March. 5, 2018)

ABSTRACT

Frequent failures of mechanical components in machines and equipment due to exerted loads reveal the importance of optimizing or redesign the components. Practically, crossbar of moldboard plough is frequently failed in pin joints or deformed in support points. In this research, stress analysis of the crossbar was conducted by finite element method. After drawing the three-dimensional model in SolidWorks Software and transferring to ANSYS Software, the constraints and boundary conditions were applied on the model and the piece was loaded. Then the static and fatigue analyses were done on the model. To estimate the exerted forces on the crossbar, the maximum draft forces of Massey Ferguson 285 and 299 Tractors were considered. The results of static analysis showed the higher probability of failure at the left pin junction. The safety factor in fatigue analysis showed the higher probability of fatigue failure in left hole of crossbar. The safety factor in fatigue analysis of cross bar of moldboard plough during pulled by Massey Ferguson 285 and 299 Tractor was 1.67 and 1.677, respectively.

Keyword: Moldboard plough, Crossbar, Finite element method, Static analysis, Fatigue analysis.

*Corresponding author's email: k.kheiralipour@gmail.com

شبیه سازی و تحلیل استاتیکی و خستگی میله عرضی گاواهن برگردان دار به روش اجزا محدود (FEM)**احمد جهان بخشی^۱، سعدی حیدری رزدره^۲، کامران خیرعلی پور^{۳*}**

۱. دانش آموخته کارشناسی ارشد، گروه مهندسی مکانیک بیوسیستم، دانشکده کشاورزی، دانشگاه ایلام، ایلام، ایران

۲. دانش آموخته کارشناسی ارشد، گروه مهندسی مکانیک بیوسیستم، دانشکده کشاورزی، دانشگاه ایلام، ایلام، ایران

۳. استادیار، گروه مهندسی مکانیک بیوسیستم، دانشکده کشاورزی، دانشگاه ایلام، ایلام، ایران

(تاریخ دریافت: ۱۳۹۶/۳/۱۶ - تاریخ بازنگری: ۱۳۹۶/۱۱/۸ - تاریخ تصویب: ۱۳۹۶/۱۲/۱۴)

چکیده

شکست‌های مکرر اجزا مکانیکی ماشین‌ها و تجهیزات در اثر بارهای وارده اهمیت بهینه‌سازی یا بازطراحی آن‌ها را آشکار می‌سازد. میله عرضی گاواهن برگردان‌دار حین کار مکررا در محل پین‌ها شکسته شده و یا در محل تکیه‌گاه‌ها دچار تغییر شکل می‌شود. در این تحقیق تحلیل تنش میله عرضی گاواهن برگردان‌دار مورد بررسی قرار گرفته است. پس از شبیه‌سازی مدل سه‌بعدی قطعه در نرم‌افزار سالدورکس و انتقال آن به نرم‌افزار انسیس، قیود و شرایط مرزی اعمال و قطعه تحت بارگذاری قرار گرفت. سپس تحلیل‌های استاتیکی و تحلیل خستگی روی مدل انجام شد. برای در نظر گرفتن نیروهای وارده از حداکثر نیروی کششی تراکتورهای مسی فرگوسن ۲۸۵ و ۲۹۹، استفاده گردید. نتایج حاصل از تحلیل استاتیکی نشان داد که احتمال وقوع شکست در نقطه اتصال پین سمت چپ، بالاتر است. ضریب اطمینان تحلیل خستگی نشان داد که احتمال شکست مناطق اطراف سوراخ سمت چپ میله عرضی گاواهن برگردان دار بالا است. ضریب اطمینان از تحلیل خستگی برای میله عرضی گاواهن برگردان‌دار حین اتصال به تراکتورهای مسی فرگوسن ۲۸۵ و ۲۹۹ به ترتیب برابر ۱/۶۷۰ و ۱/۶۷۷ به دست آمد.

واژه‌های کلیدی: گاواهن برگردان‌دار، میله عرضی، اجزاء محدود، تحلیل استاتیکی، تحلیل خستگی.

مقدمه

ادوات مورد استفاده برای برش، خردکردن و برگرداندن خاک، مانند تیلرهای دوار، گاوآهن‌های برگردان‌دار و زیرشکن‌ها جز ادوات اصلی عملیات خاک‌ورزی به حساب می‌آیند. این ادوات از یک طرف بیشترین مصرف انرژی را در بین ادوات کشاورزی به خود اختصاص می‌دهند و از طرف دیگر، فرآیند ساخت و آزمایش آن‌ها هزینه‌بر می‌باشد. بنابراین بهینه‌سازی یا بازطراحی آن‌ها یکی از عوامل مهم در زمینه کاهش هزینه‌های مربوط به ساخت، آزمایش و تعمیر آن‌ها در بخش کشاورزی است (Guo et al, 2009).

گاوآهن برگردان‌دار به عنوان یکی از اصلی‌ترین ادوات خاک‌ورزی کاربرد فراوانی دارد (Ashrafizadeh et al, 2003). شکل پیچیده و عمق کارهای مختلف این نوع گاوآهن‌ها موجب شکست قسمت‌های مختلف آن‌ها در حین انجام کار می‌گردد. یکی از اجزاء حساس گاوآهن میله عرضی آن می‌باشد که هنگام کار تحت تاثیر بارهای خمشی قرار گرفته و در معرض شکست می‌باشد. شکست میله عرضی موجب اتلاف وقت و هزینه اضافی در امر خاک‌ورزی می‌گردد. امروزه با به‌کارگیری فنون طراحی به کمک رایانه می‌توان به مطالعه عواملی از قبیل: نیروها، تنش‌ها، تغییر شکل و بهینه‌سازی شکل قطعات پرداخت و عملکرد سازه تحت بارهای ایستایی را بسیار کارآمدتر و سریع‌تر از گذشته شبیه‌سازی و تحلیل نمود (Besharati Givi, 2011).

روش اجزا محدود برای محاسبه تنش - کرنش و تغییر شکل مدل قطعات یک روش مفید می‌باشد. این روش امکان تحلیل در یک محیط مجازی و بدون نیاز به مدل فیزیکی را فراهم می‌نماید. با استفاده از روش اجزا محدود می‌توان توزیع تنش - کرنش را در تمامی قسمت‌های مدل به دست آورد. این امر امکان تشخیص تمام نقاط بحرانی و غیر بحرانی را به نحوی معتبر و کارا فراهم می‌سازد. بهینه‌سازی در برابر خستگی با استفاده از این روش می‌تواند به آسانی و با سرعت، با تغییر خصوصیات مدل مانند: جنس ماده، شرایط سطح و غیره، انجام گیرد (Mireey et al, 2006; Rasekh et al., 2009; Asadi et al., 2010).

تحلیل و بهینه‌سازی حجمی ساقه زیرشکن با ساقه منحنی شکل به روش اجزا محدود در تحقیقی مورد مطالعه قرار گرفته است. نتایج آن تحقیق نشان داد که حداکثر تغییر شکل و جابه‌جایی نسبت به حالت اولیه در انتهای پایینی ساقه و حداکثر تنش در اطراف سوراخ کوچک محل اتصال ساقه به شاسی اتفاق می‌افتد. حداکثر تنش بر اساس معیار وان میسر ۳۹۱ مگاپاسکال

و بیشترین کرنش برابر $10^{-3} \times 10^{-1} / 201$ بود (Bahrami et al, 2013). در تحقیقی تیغه زیرشکن در خاک شنی - لومی غیرهمگن با استفاده از روش اجزاء محدود مورد تحلیل قرار گرفته و نتایج این روش با نتایج آزمایش‌های میدانی زیرشکن در خاک مقایسه شده است. محققین به این نتیجه رسیدند که روش اجزا محدود روش مناسبی برای مدل کردن و تحلیل ابزار در خاک می‌باشد (Mouazen and Nemenyi, 1999). تحلیل تنش و جابجایی خاک توسط تیغه سیکلوتیلر در پنج نوع خاک (شنی، لوم شنی، لومی، رسی - لوم و رسی - سنگین) نشان داد که بیشترین تنش و جابجایی در تمامی خاک‌ها در لبه‌های تیغه اتفاق می‌افتد (Wan et al, 2012). تحلیل دینامیکی برای انتخاب بهترین شکل زیرشکن با استفاده از نرم‌افزار انسیس در تحقیقی مورد بررسی قرار گرفته است. نتایج نشان داده که زیرشکن C شکل بیشترین ضریب اطمینان را در برابر خستگی دارد (Mollazade et al, 2010). در تحقیقی مدل‌سازی و تحلیل مکانیکی اجزا کولتیواتور مخصوص تراکتور دوچرخ با استفاده از روش اجزا محدود و نرم افزار سالیدورکس مورد مطالعه قرار گرفته است. بیشترین میزان تنش به وجود آمده در کل مجموعه در قسمت اتصال بازوها به شاسی برابر ۲۸۷۶ مگاپاسکال به دست آمده و همچنین کمترین ضریب اطمینان محاسبه شده برای مجموعه کولتیواتور برابر ۳/۷۷ بوده است (Kamali et al, 2015). شبیه‌سازی، تحلیل استاتیکی و بررسی رفتار زیرشکن با سه نوع ساقه L شکل، مایل و انحنادار (C شکل) با استفاده از نرم‌افزار سالیدورکس و انسیس مورد بررسی قرار گرفت. نتایج تحلیل استاتیکی برای هر سه نوع ساقه نشان داد که بیشترین تنش در محل اتصال ساقه‌ها به شاسی می‌باشد (Naeemi et al, 2010). در تحقیقی دیگر شاسی گاوآهن برگردان‌دار دو طرفه سه خیش مستطیلی به‌منظور بررسی استحکام قسمت‌های مختلف به روش اجزاء محدود در دو عمق ۲۰ و ۲۵ سانتی‌متر مورد بررسی قرار گرفت. نتایج نشان داد، ضریب اطمینان در تمام تحلیل‌ها در عمق ۲۰ سانتی‌متر بالاتر از دو و برای عمق ۲۵ سانتی‌متر کمتر از دو است. همچنین گزارش شد، با توجه به شرایط سنگین در نظر گرفته شده، شاسی در شرایط معمول کاری از استحکام قابل قبولی برخوردار بود ولی در شرایط بسیار سنگین باید در مصالح مورد استفاده و ابعاد شاسی تجدیدنظر گردد. مقادیر پنج فرکانس طبیعی اول مدل ارائه شده برابر ۸۷/۰۸۶، ۹۳/۷۴، ۲۱۰/۱۲، ۲۶۷/۷ و ۲۷۷/۹۴ هرتز محاسبه شد که بالاتر از فرکانس‌های طبیعی شاسی گزارش شد. همچنین مقادیر کرنش محاسبه شده به روش عددی دارای انطباق قابل قبولی با داده-

بررسی مورد نظر قرار گرفت. مشخصات فنی گاوآهن مورد نظر در جدول (۱) گزارش شده است.

ابتدا میله عرضی با ابعاد و اندازه واقعی در نرم افزار سالیدورکس ۲۰۱۳ به صورت سه بعدی شبیه سازی گردید. در شکل (۱) قطعه اصلی و نمای ایزومتریک شبیه سازی شده آن در نرم افزار سالیدورکس آمده است.

سپس مدل شبیه سازی شده توسط نرم افزار انسیس ۱۵ فراخوانی شد. جنس قطعه از فولاد ST 37 از طریق شرکت سازنده برای میله عرضی گاوآهن برگردان دار در نظر گرفته شد. مشخصات کامل این نوع فولاد در جدول (۲) آمده است.

های آزمایشگاهی بود (Karami, 2008).

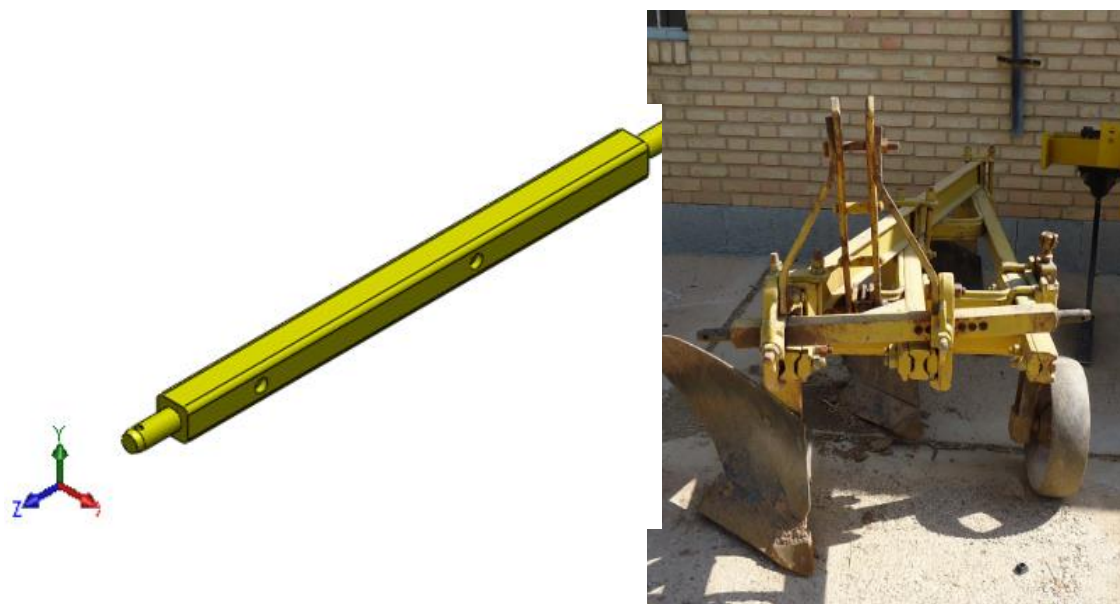
یکی از مشکلات عمده در کاربرد گاوآهن های برگردان دار مسئله شکستگی و تغییر شکل میله عرضی در حین کار می باشد. بنابراین تحلیل تنش میله عرضی تحت سخت ترین شرایط کاری به منظور بررسی استحکام آن جهت بهینه سازی، امری ضروری به نظر می رسد. بنابراین هدف از این پژوهش تحلیل تنش میله عرضی گاوآهن برگردان دار در حین بارگذاری استاتیکی و تحلیل خستگی آن با استفاده از روش اجزا محدود می باشد.

مواد و روش

در این تحقیق میله عرضی گاوآهن برگردان دار یک طرفه جهت

جدول ۱. مشخصات فنی گاوآهن برگردان دار مورد مطالعه

طول (Cm)	عرض کار (Cm)	ارتفاع (Cm)	حداکثر عمق شخم (Cm)	وزن کل (kg)	توان مورد نیاز (hp)
۱۵۰	۷۵	۹۲	۲۰	۱۳۰	۳۰



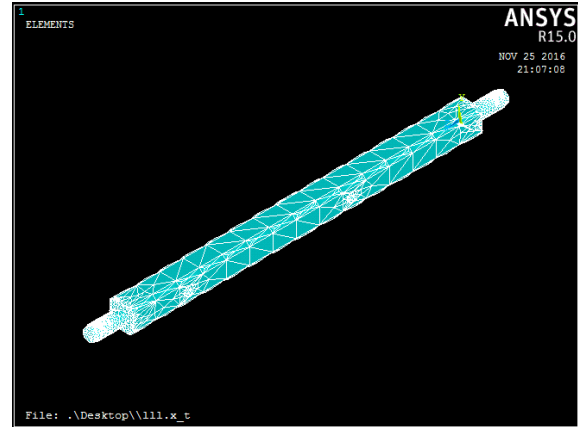
شکل ۱. قطعه اصلی و نمای ایزومتریک مدل شبیه سازی شده

جدول ۲. مشخصات فولاد ST 37 (Vahedian, 2006)

مشخصات	علامت	مقدار کمیت	واحد
تنش نهایی استحکام	σ_{ut}	۲۳۵	MPa
تنش حد تسلیم	σ_y	۱۹۸	MPa
نسبت پواسون	γ	۰/۳	-
الاستیسیه	E	۲۰۰	GPa
جرم حجمی	ρ	۷۸۶۰	kg m ⁻³

تحلیل استاتیکی

از المان Solid>>Brick10node187 برای مدل مورد نظر استفاده شد. این المان سه‌بعدی و هشت‌گره‌ی بوده و هر گره دارای سه درجه آزادی می‌باشد. مدل طوری مش‌بندی شد که تعداد ۵۱۸۶۶ گره در آن ایجاد گردید (شکل ۲).



شکل ۲. مدل مش‌بندی شده در نرم افزار انسیس

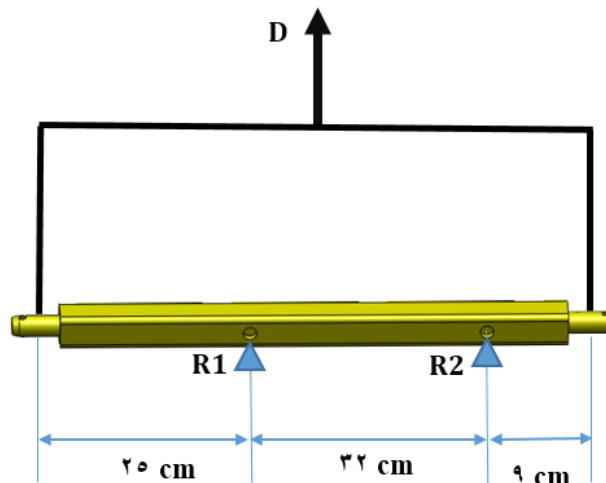
پس از مش‌بندی، شرایط مرزی بر روی گره‌های واقع بر محل تکیه‌گاه‌های مدل اعمال و گره‌های مورد نظر در تمام

جهات مقید گردید. برای در نظر گرفتن نیروی وارده به میله عرضی گاوآهن برگردان‌دار، از حداکثر نیروی کششی دو نوع تراکتور متداول در ایران مسی‌فرگوسن ۲۸۵ و ۲۹۹ با مشخصات موجود در جدول (۳) استفاده شد.

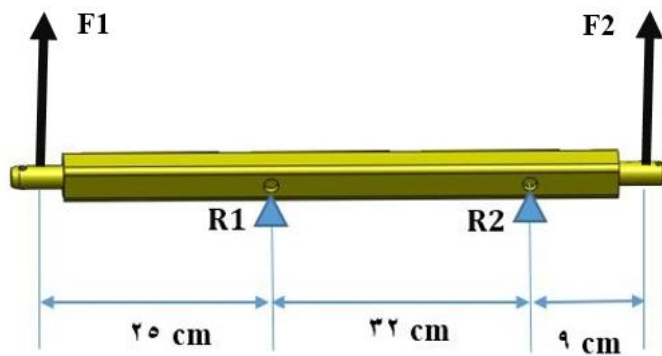
نیروی وارد بر پین‌های دو طرف میله عرضی توسط بازوهای تحتانی تراکتور محاسبه شد. برای این که بتوان در تحلیل‌ها حداکثر نیرو را بر میله عرضی وارد نمود، نیروی تحمل شده توسط بازوی وسط نادیده گرفته شد. جهت نیروها در جهت حرکت تراکتور (X) می‌باشد. از آنجا که تکیه‌گاه‌هایی که در روی گاوآهن برای این میله عرضی در نظر گرفته شده در فاصله‌های متفاوتی از پین‌های دو طرف قرار دارند، نیروهای عکس‌العمل تکیه‌گاهی میله عرضی با هم برابر نیستند. با در نظر گرفتن نمای پشت گاوآهن، تکیه‌گاه سمت راست به پین نزدیک‌تر و تکیه‌گاه سمت چپ با فاصله بیشتری از پین سمت چپ قرار دارد. لذا در این تحقیق مقدار نیروهای عکس‌العمل تکیه‌گاهی و نیروهای وارد بر پین‌ها با استفاده از رابطه‌های (۱) تا (۴) محاسبه گردید. محل نیروهای عکس‌العمل تکیه‌گاهی در شکل (۳) و نیروهای وارد بر پین‌ها در شکل (۴) نشان داده شده است.

جدول ۳. مشخصات فنی تراکتورهای مورد استفاده

نوع تراکتور	شرکت سازنده	مدل موتور	تعداد سیلندر	وزن (kg)	توان (hp)	حداکثر نیروی کششی (kN)
MF 285	تراکتور سازی ایران	A4-248	۴	۳۴۴۱	۷۵	۳۲/۲
MF 299	تراکتور سازی ایران	A4-244	۴	۴۱۶۴	۸۲	۳۴/۸



شکل ۳. محل تکیه‌گاه‌ها و فاصله آن‌ها بر روی میله عرضی گاوآهن برگردان‌دار. R_1 و R_2 به ترتیب عکس‌العمل تکیه‌گاه‌های سمت چپ و راست و D نیروی کششی تراکتور می‌باشد.



شکل ۴. محل نیروهای وارد بر پین‌ها، F_1 و F_2 به ترتیب نیروی کششی تراکتور وارد بر پین‌های سمت چپ و راست می‌باشد.

به دست آمد. در طراحی قطعات، جهت حصول مقاومت کافی در برابر شکست باید مطمئن شد که مقدار حداکثر تنش‌های اعمالی از تنش نهایی مواد کمتر باشد. برای به دست آوردن ضریب اطمینان در تحلیل استاتیکی، تنش حد تسلیم بر تنش مجاز وارد شده بر قطعه تقسیم می‌شود. لذا با استفاده از رابطه (۵) ضریب اطمینان به دست آمد (Shigley and Mischke, 1989).

$$FS = \frac{\sigma_y}{\sigma_{all}} \quad (\text{رابطه } \delta)$$

که در آن F_S ضریب اطمینان در حالت بارگذاری استاتیکی، σ_y تنش حد تسلیم و σ_{all} تنش مجاز یا تنش وارد شده بر قطعه می‌باشد.

تحلیل خستگی

با استفاده از روش اجزاء محدود و به کمک نرم افزار انسیس می‌توان تحلیل خستگی قطعات مختلف ماشین‌های کشاورزی را انجام داده و در این میان در دو عامل مهم یعنی وقت و هزینه صرف جویی نمود. چگونگی تعریف رخدادها و بارگذاری‌ها بر روی مدل میله عرضی گاواهن برگردان‌دار در نتایج به دست آمده آن اثر می‌گذارد، لذا باید آن‌ها را نزدیک به شرایط واقعی تعریف نمود.

در نرم‌افزار انسیس برای انجام یک تحلیل خستگی تحت بار متناوب ابتدا باید تنش‌های ایجاد شده در سازه را تحت بارهای تناوبی تعیین کرد. بنابراین قبل از انجام این تحلیل باید ابتدا تحلیل استاتیکی انجام گیرد. همچنین از آن جا که تحلیل خستگی ابتدا شامل انجام تحلیل‌های استاتیکی بر روی مدل می‌باشد، لازم است در مورد اعمال شرایط مرزی دقت نمود تا مقادیر محاسبه شده نزدیک به شرایط واقعی باشد. ضرایب تمرکز تنش نیز باید بیانگر تفاوت بین مدل واقعی و شرایط کاری آن با نمونه تحت آزمایش در آزمون خستگی باشند.

با استفاده از رابطه (۱) مقدار نیروی R_1 به دست آمد:

$$\sum M_{R_2} = 0 \quad (\text{رابطه } 1)$$

$$D \times 24 - R_1 \times 32 = 0, (D = 32200 \text{ N for MF285 and } 34800 \text{ N for MF299})$$

با استفاده از رابطه (۲) مقدار نیروی R_2 نیز به دست آمد:

$$\sum F_x = 0 \quad (\text{رابطه } 2)$$

$$R_1 + R_2 = D$$

$$R_2 = D - R_1$$

با استفاده از رابطه (۳) و (۴) مقدار نیروهای وارد بر پین-

ها به دست آمد:

$$\sum M_{R_2} = 0 \quad (\text{رابطه } 3)$$

$$F_1 \times 57 - R_1 \times 32 - F_2 \times 9 = 0$$

$$\sum F_x = 0 \quad (\text{رابطه } 4)$$

$$F_1 + F_2 = D$$

$$F_1 = D - F_2$$

نیروی وارد بر پین‌ها و نیروهای عکس‌العمل تکیه‌گاهی در

جدول (۴) گزارش شده است.

جدول ۴. نیروی وارد بر پین‌ها و نیروهای عکس‌العمل تکیه‌گاهی محاسبه

شده (N)

نوع تراکتور		متغیرها
MF 299	MF 285	
۲۶۱۰۰	۲۴۱۵۰	نیروی عکس‌العمل تکیه‌گاهی سمت چپ (R_1)
۸۷۰۰	۸۰۵۰	نیروی عکس‌العمل تکیه‌گاهی سمت راست (R_2)
۱۷۴۰۰	۱۶۱۰۰	نیروی وارد بر پین سمت چپ (F_1)
۱۷۴۰۰	۱۶۱۰۰	نیروی وارد بر پین سمت راست (F_2)

در تحلیل استاتیکی بارها بر روی گره‌های واقع بر پین‌های

میله عرضی اعمال شد و پس از انجام تحلیل در نرم‌افزار انسیس

مقادیر تنش‌های وارده بر میله عرضی بر اساس معیار وان-میسیز

وارد شده هنگامی که میله عرضی تحت حداکثر نیروی کششی قرار دارد و تنش صفر هنگامی که میله عرضی تحت هیچ گونه نیروی کششی نمی باشد، قابل محاسبه می باشد.

$$\sigma_{ave} = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad (\text{رابطه ۷})$$

$$\sigma_r = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad (\text{رابطه ۸})$$

نتایج و بحث

تحلیل استاتیکی

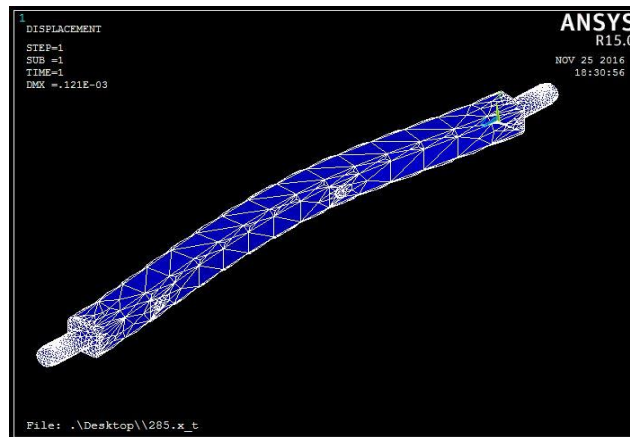
میزان تغییر شکل میله عرضی گاواهن برگردان‌دار بر اثر نیروی وارده بر اساس کشش تراکتورهای مسی فرگوسن ۲۸۵ و ۲۹۹ به پین‌ها به ترتیب در شکل‌های (۵) و (۶) مشاهده می‌شود. مقدار حداکثر تغییر شکل در میله عرضی مورد مطالعه در محل تکیه‌گاه سمت چپ رخ داده است. این مقدار در حین اتصال گاواهن به تراکتور مسی فرگوسن ۲۸۵ برابر 0.121×10^{-3} و حین اتصال به تراکتور مسی فرگوسن ۲۹۹ برابر با 0.131×10^{-3} میلی‌متر به دست آمد.

به منظور به دست آوردن تنش تحمل فولاد بکار رفته در میله عرضی گاواهن برگردان‌دار تحلیل خستگی با اعمال ۱۵۰۰۰۰۰ چرخه بارگذاری بر روی مدل انجام شد. برای این منظور از المان‌های Solid >> Brick 8 nod 185 برای مدل قطعه مورد نظر در تحلیل خستگی استفاده گردید. تعیین خصوصیات مواد، مش‌بندی و اعمال شرایط مرزی همانند تحلیل استاتیکی انجام پذیرفت. برای به دست آوردن ضریب اطمینان در تحلیل خستگی از رابطه سادربرگ^۱ (رابطه ۶) استفاده شد (Shigley and Mischke, 1989).

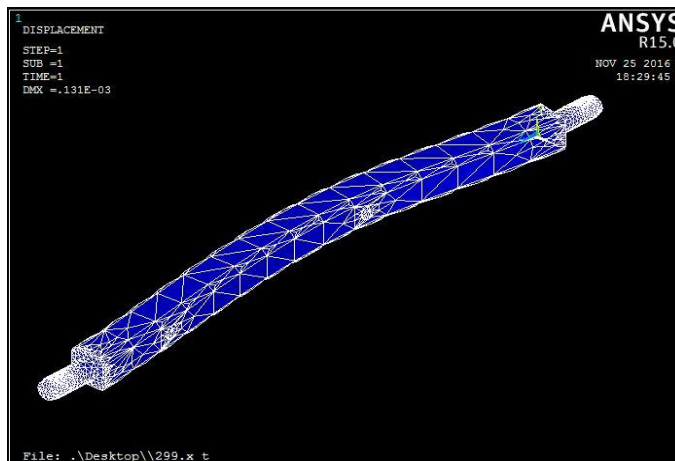
$$\frac{1}{F.S} = \frac{\sigma_{ave}}{\sigma_y} + K \frac{\sigma_r}{\sigma_e} \quad (\text{رابطه ۶})$$

که در آن: F.S ضریب اطمینان در حالت خستگی، σ_{ave} تنش میانگین، σ_y تنش حد تسلیم، σ_e تنش حد تحمل، σ_r تنش متناوب و K ضریب تمرکز تنش می‌باشد. مقادیر σ_{ave} و σ_r در رابطه بالا از روابط (۷) و (۸) و با در نظر گرفتن حداکثر تنش

1. Soderberg



شکل ۵. بیشترین مقدار جابجایی میله عرضی گاواهن برگردان‌دار حین اتصال به تراکتور MF285.

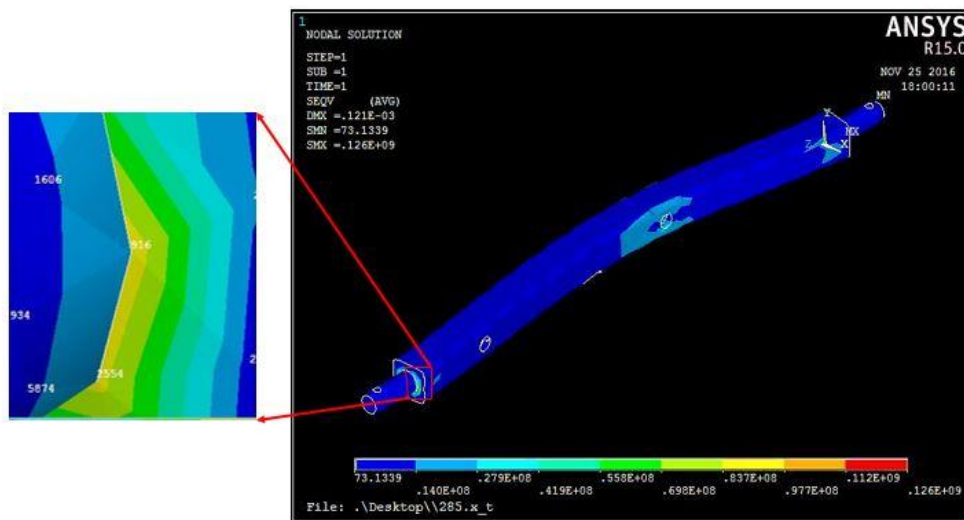


شکل ۶. بیشترین مقدار جابجایی میله عرضی گاواهن برگردان‌دار حین اتصال به تراکتور MF299.

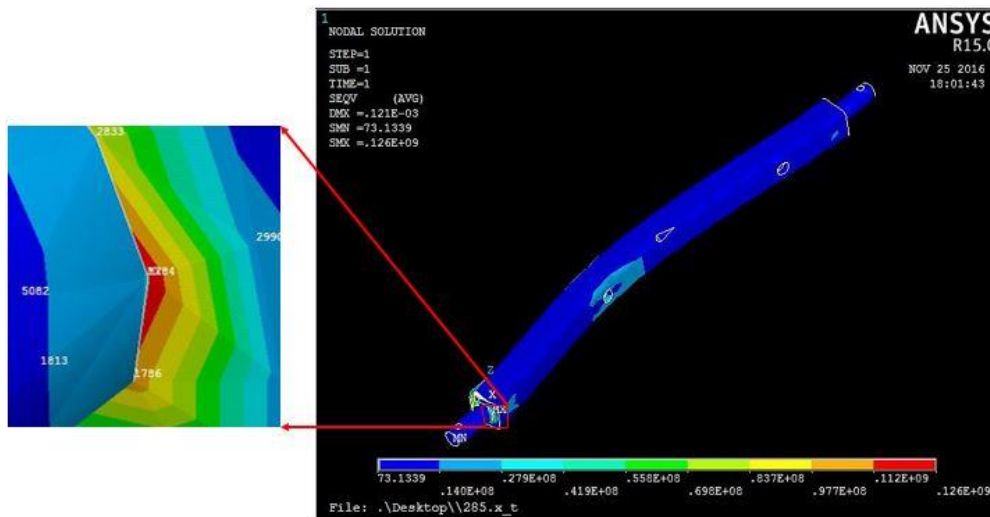
حین اتصال به تراکتور مسی فرگوسن ۲۸۵ نشان داده شده است. بیشترین تنش قابل مشاهده در شکل (۷) از آن نقطه اتصال پین سمت راست است که برابر با ۸۳/۷ مگاپاسکال بوده و در گره ۹۱۶ و ۲۵۵۴ رخ داده است. بیشترین تنش در شکل (۸) مربوط به نقطه اتصال پین سمت چپ است که برابر با ۱۲۶ مگاپاسکال بوده که در گره ۱۲۸۴ رخ داده است.

شکل (۹) و (۱۰) تنش در میله عرضی حین اتصال آن به تراکتور مسی فرگوسن ۲۹۹ را نشان می‌دهد. در شکل (۹) تنش در نقطه اتصال پین سمت راست نشان داده شده (۹۰/۶ مگاپاسکال) که مربوط به گره‌های ۹۱۶ و ۲۵۵۴ است. در شکل (۱۰) بیشترین تنش در میله عرضی را نشان می‌دهد که در نقطه اتصال پین سمت چپ رخ داده که برابر با ۱۳۶ مگاپاسکال بوده و مربوط به گره ۱۲۸۴ می‌باشد.

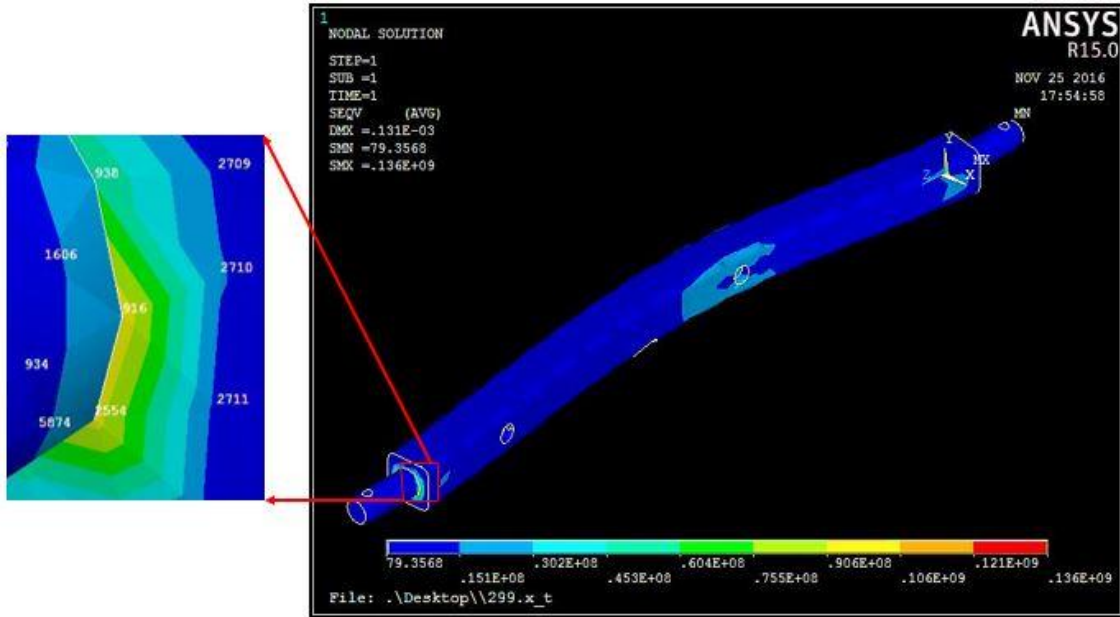
از آن جایی که نیروی عکس العمل تکیه گاهی سمت چپ بیشتر از سمت راست بوده، بنابراین میزان جابجایی در محل تکیه گاه سمت چپ بیشتر از سمت راست است. همچنین با توجه به اینکه میزان کشش تراکتور مسی فرگوسن (۲۹۹ N) (۳۴۸۰۰) بیشتر از آن تراکتور مسی فرگوسن ۲۸۵ (۳۲۲۰۰ N) می‌باشد، میزان تغییر شکل به‌دست آمده برای میله عرضی گاواهن حین اتصال به تراکتور مسی فرگوسن ۲۹۹ بیشتر بود. توزیع تنش بر اساس معیار وان-میسز در میله عرضی گاواهن برگردان دار حین اتصال به تراکتورهای مورد مطالعه در شکل‌های (۷) تا (۱۰) نشان داده شده است. همان طور که در این شکل‌ها مشاهده می‌شود، بیشترین مقدار تنش در نقطه اتصال پین‌ها با میله عرضی گاواهن اتفاق افتاده است. در شکل (۷) و (۸) بیشترین تنش در میله عرضی گاواهن



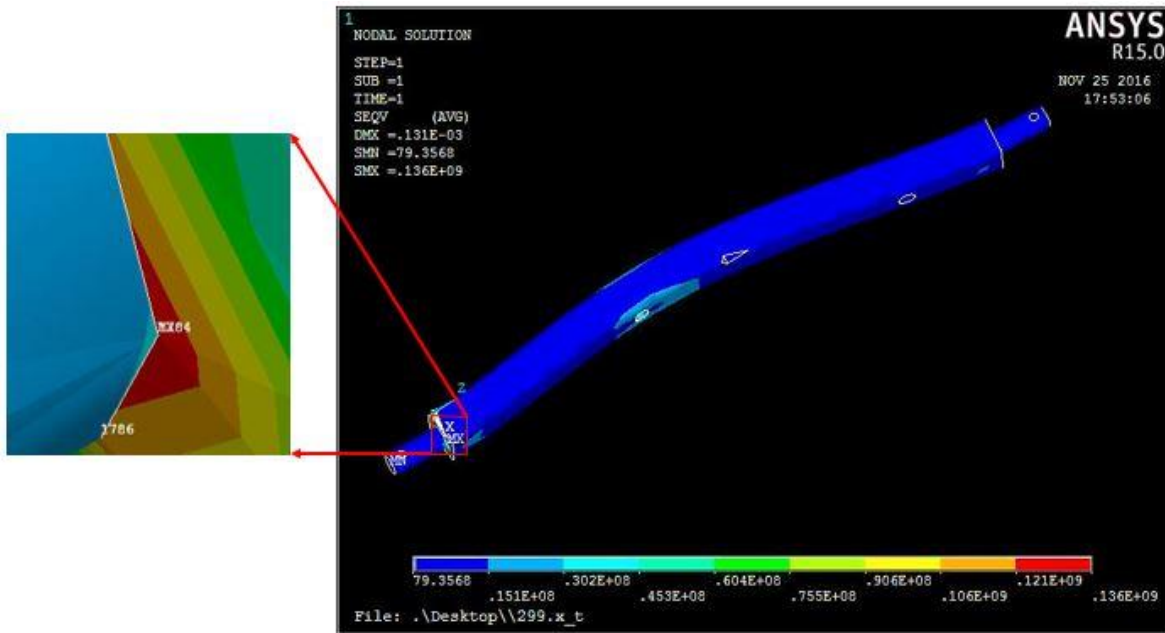
شکل ۷. تنش در پین سمت راست میله عرضی گاواهن برگردان دار حین اتصال به تراکتور MF285



شکل ۸. تنش در پین سمت چپ میله عرضی گاواهن برگردان دار حین اتصال به تراکتور MF285



شکل ۹. تنش در پین سمت راست میله عرضی گاوآهن برگردان دار حین اتصال به تراکتور MF299



شکل ۱۰. تنش در پین چپ سمت راست میله عرضی گاوآهن برگردان دار حین اتصال به تراکتور MF299

دلیل می‌باشد که نیروی عکس‌العمل تکیه‌گاهی سمت چپ و همچنین فاصله پین سمت چپ از تکیه‌گاه بیشتر و لذا گشتاور خمشی در محل پین سمت چپ بیشتر می‌باشد. بنابراین احتمال شکست پین سمت چپ بیشتر می‌باشد.

با استفاده از رابطه (۵) و همچنین با توجه به حداکثر تنش در پین‌های سمت راست و چپ، ضریب اطمینان پین‌های دو طرف حین اتصال به تراکتور مسی فرگوسن ۲۸۵ به ترتیب برابر ۲/۳۶ و ۱/۵۷ و حین اتصال به تراکتور مسی فرگوسن ۲۹۹ به ترتیب برابر ۲/۱۸ و ۱/۴۵ به دست آمد. این نتیجه نشان

با توجه به شکل‌های (۷) تا (۱۰) تنش‌های وارد شده بر اساس معیار وان-میسز در محل اتصال پین‌ها نسبت به سایر نقاط در سرتاسر میله عرضی بیشتر بوده است. این مساله به این خاطر است که سطح مقطع قطعه در محل اتصال پین به میله عرضی تغییر یافته و ابعاد آن نسبت میله عرضی کوچکتر می‌باشد و در ضمن این اتصال به صورت زاویه ۹۰ درجه بوده و هیچ‌گونه پخی در آن محل در نظر گرفته نشده است. همچنین حداکثر تنش در نقطه اتصال پین سمت چپ رخ داده و لذا احتمال شکست پین سمت چپ بیشتر می‌باشد. این امر به این

مطابقت دارد. این نتیجه مشابه نتایجی است که کرمی (۲۰۰۸) در بررسی استحکام شاسی گاواهن برگردان دار دو طرفه سه خیش به روش اجزاء محدود گزارش نمود.

می دهد که پین سمت چپ بیشتر از پین سمت راست در معرض شکست می باشد. در عمل میله عرضی در محل اتصال پین سمت چپ شکسته می شود (شکل ۱۱)، لذا نتایج این تحقیق با آنچه که در عمل برای میله عرضی اتفاق می افتد،



(ب)

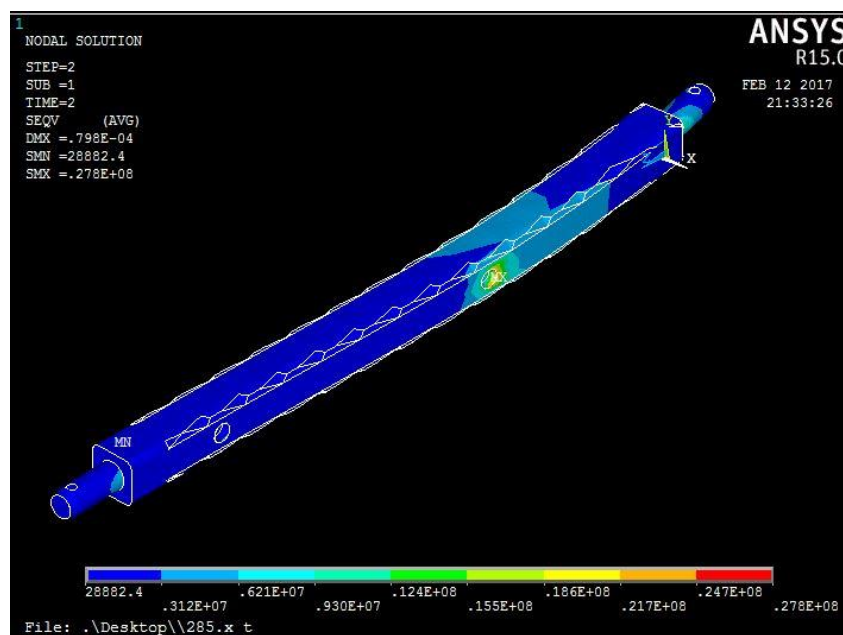


(الف)

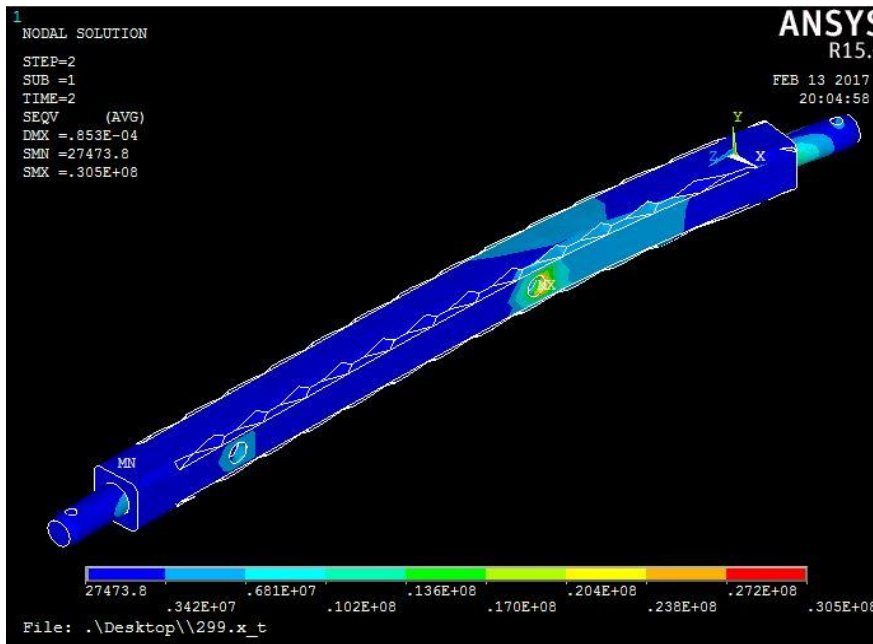
شکل ۱۱. پین سمت چپ میله عرضی گاواهن برگردان دار، (الف) سالم و (ب) شکسته جوش شده

MF299 به ترتیب برابر $1/670$ و $1/677$ حاصل شد. در عمل نیز میله عرضی گاواهن برگردان دار در محل سوراخ سمت چپ خم می شود لذا نتایج این تحقیق با آنچه که در عمل برای میله عرضی اتفاق می افتد، مطابقت دارد (شکل ۱۴). این نتیجه مشابه نتایجی است که ملازاده و همکاران (۲۰۱۰) در بررسی تحلیل دینامیکی برای انتخاب بهترین شکل زیرشکن با استفاده از نرم افزار انسیس گزارش نمود.

تحلیل خستگی
مقدار تنش تحمل پس از $1/5$ میلیون چرخه بارگذاری برای میله عرضی گاواهن برگردان دار حین اتصال به تراکتور MF285 و MF299 به ترتیب برابر $27/8$ و $30/5$ مگاپاسکال به دست آمد (شکل ۱۲ و ۱۳). با توجه به این تنش تحمل، ضریب اطمینان برای تحلیل خستگی بر اساس معیار سادربرگ و با در نظر گرفتن ضریب تمرکز تنش برابر $3/2$ برای سوراخ سمت چپ که حداکثر تنش در آن اتفاق افتاده، برای تراکتور MF285 و



شکل ۱۲. تنش ایجاد شده در تحلیل خستگی میله عرضی حین اتصال به تراکتور MF285



شکل ۱۳. تنش ایجاد شده در تحلیل خستگی میله عرضی حین اتصال به تراکتور MF299



شکل ۱۴. تغییر شکل میله عرضی گاواهن برگردان‌دار در اثر خستگی

با توجه به این نتایج، احتمال شکست پین سمت چپ به دلیل ضریب اطمینان کمتر، بیشتر می‌باشد. هر چند که ضریب اطمینان در پین سمت چپ نیز بیشتر از یک است، اما اعمال بارهای ایستایی نامتعادل و یا بارهای ناگهانی منجر به شکست این ناحیه می‌شود. لذا پیشنهاد می‌شود برای جلوگیری از شکست پین‌ها در محل اتصال آن‌ها با میله عرضی استحکام این نواحی را افزایش داده و یا با افزایش سطح مقطع در این ناحیه‌ها ضریب اطمینان را افزایش داد. ضریب اطمینان از تحلیل خستگی برای میله عرضی گاواهن برگردان‌دار حین اتصال به تراکتور MF285 و MF299 به ترتیب برابر ۱/۶۷۰ و ۱/۶۷۷ به دست آمده که نشان داد احتمال وقوع شکست مناطق اطراف سوراخ سمت چپ میله عرضی در اثر خستگی بالا است.

نتیجه‌گیری

روش اجزا محدود کاربرد وسیعی در مسائل مهندسی از قبیل تجزیه و تحلیل استاتیکی و دینامیکی سازه‌ها دارد. با بررسی نیروی استاتیکی وارده به میله عرضی گاواهن برگردان‌دار بیشترین تنش بر اساس معیار وان-میسز در نقاط اتصال دو پین به میله عرضی اتفاق می‌افتد. همچنین تنش در پین سمت چپ بیشتر از آن پین سمت راست بوده به دلیل این که فاصله بین تکیه‌گاه و پین سمت چپ نسبت به فاصله بین تکیه‌گاه و پین سمت راست بیشتر بوده و لذا گشتاور خمشی و تنش خمشی بیشتر بر آن وارد می‌شود. ضریب اطمینان به دست آمده از تحلیل استاتیکی برای نقطه اتصال پین سمت راست بیشتر از پین سمت چپ حین اتصال به هر دو تراکتور می‌باشد.

REFERENCES

Asadi, M. R., Rasekh, M., Golmohammadi, A., Jafari, A., Kheiralipour, K. & Borghei, A. M. (2010). Optimization of connecting rod of MF-285

tractor. *Journal of Agricultural Technology*, 6(4), 649-662.

Ashrafizadeh, S. R. & Kushwaha, R. L. (2003). Soil

- failure model in front of a tillage tool action- A review. Presentation at the CSAE/SCGR 2003. Meeting Montreal. Quebec, July 6-9.
- Bahrami, M., Javadikia, P., Ebrahimi, E., Bgvnd, A. & Moradkhani, K. H. (2013). analysis and optimization stem volume of Subsoiler curved finite element method. In: Proceedings of 7th National Conference on Agricultural Machinery Engineering and Mechanization, 5-7 Sep. Shiraz University, Shiraz, Iran. (In Farsi).
- Besharati Givi, M. K. (2011). Production and Technology Engineering. First volume. First Edition. Tehran University Press. (In Farsi).
- Guo, Z. J., Zhou, Z. L., Zhang, Y. & Li, Z. L. (2009). Bionic optimization research of soil cultivating component design. *Science in China Series E: Technological Sciences*, 52, 955-965.
- Kamali, M., Rashidi, M. & Mohammad Zamani, D. (2015). Modeling and analysis of mechanical components for tractors, two-wheel cultivator using the finite element method and software solid works simulation. *Journal of Environmental Engineering Systems*, 4 (2). (In Farsi).
- Karami, M. R. (2008). Analysis of chassis of a two-way three bottoms square plow using finite element method. MSc Thesis, Department of Mechanical Engineering of Agricultural Machinery, Abureyhan Campus of University of Tehran, Iran. (In Farsi).
- Mireey, S. A., Omid, M. & Jafari, A. (2006). Connecting rods, fatigue analysis of Universal Tractor via finite element method by using ANSYS. *New Findings in Agriculture*, 1 (1), 75-82. (In Farsi).
- Mollazade, K., Jafari, A. & Ebrahimi, E. (2010). Application of Dynamical Analysis to Choose Best Subsoiler's Shape using ANSYS. *New York Science Journal*, 3(3): 93-100.
- Mouazen, A. M. & Nemenyi, M. (1999). Finite element analysis of subsoil cutting in non-homogeneous sandy loam soil. *Journal of Soil and Tillage Research*, 151, 1-15.
- Naeemi, M., Hossein Pour, A. A., Emadi, B. (2010). Simulation and static analysis of three types of stems subsoiler in different soils by finite element method. The 6th National Congress of Agricultural Machinery (Mechanical Engineering of Biosystem) and Mechanization in Iran. (In Farsi).
- Rasekh, M., Asadi, M. R., Jafari, A. & Kheiralipour, K. (2009). Obtaining maximum stresses in different parts of tractor (Mf-285) connecting rods using finite element method. *Australian Journal of Basic and Applied Sciences*, 3(2), 1438-1449.
- Shigley, J. E. & Mischke, C. R. (1989). *Mechanical Engineering Design*. Mcgrew-Hill Publisher.
- Vahedian, A. (2006). *Strength of Materials*. Pierre, F & Johnson, R. Third Edition. Publication of Academic Science. (In Farsi).
- Wan, J., Young, L., Kim, J., Kang, S., Shim, S. B. & Kim, J. Y. (2012). Stress analysis of blade of power harrow depending on types of soil. In: Proceedings of International Conference of Agricultural Engineering - CIGR-AgEng 2012. 8-12 July, Agriculture and Engineering for a Healthier Life, Valencia, Spain.