



تجزیه و تحلیل نمودند. برای تعیین علت شکست، یک مدل CAD دقیق از پوسته ساخته شد. ویژگی‌های مکانیکی مواد پوسته از طریق آزمون‌های کششی تعیین شدند. با استفاده از این داده‌ها، تجزیه و تحلیل تنش و خستگی با استفاده از روش آلمان محدود انجام شد. جاهای شروع ترک ناشی از خستگی و کمترین تنشاد سیکل بارگذاری پیش از شروع شکست مشخص شدند. نتایج ارائه شده از آزمون‌ها با تجزیه و تحلیل نرم‌افزاری مقایسه شد. در این مطالعه که روش آزمون خستگی عمودی شبیه‌سازی شد، ترک عمدتاً از همان ناحیه‌ای شروع می‌شد که در نمونه‌های آزموده وجود داشت. ماهانتی و همکاران^۶ (۲۰۰۱) تجزیه و تحلیل تجربی و عددی را برای محور جلوی تراکتور انجام دادند. برای بهینه‌سازی وزن و ساخت محور جلو، طراحی دوباره‌ای بر پایه‌ی نتایج تجزیه و تحلیل آلمان محدود انجام گرفت. پنج مدل گوناگون بر پایه‌ی آسانی ساخت و کاهش وزن پیشنهاد شد. خانعلی و همکاران^۶ (۲۰۱۰) تجزیه و تحلیل آلمان محدود محور جلوی کمباین جاندر مدل ۹۵۵ را در شرایط بارگذاری استاتیکی حاصل از اصلاحات اجرا شده انجام دادند. نتایج نشان داد که مقدار محاسبه شده‌ی ضریب ایمنی بسیار پایین است و بدیهی است که این مقدار در شرایط بارگذاری چرخه‌ای در عملیات مزرعه‌ای کاهش می‌یابد. بنابراین محور جلوی این کمباین نیاز به بهینه‌سازی دارد. نتایج به دست آمده با استفاده از روش تجربی به منظور بررسی دقت تجزیه و تحلیل آلمان محدود اثبات شد.

هدف اصلی از این پژوهش تجزیه و تحلیل تنش در اکسل عقب کمباین جاندر مدل ۱۰۵۵ در شرایط بارگذاری استاتیکی و ارتعاشی و برای پیدا کردن تنش بیشینه و ضریب ایمنی آن است. تا مشخص شود که آیا اکسل کنونی می‌تواند تنش‌های وارده بر آن را در طی عملیات برداشت تحمل کند یا خیر.

مواد و روش‌ها

اکسل عقب کمباین جاندر مدل ۱۰۵۵ از یک شفت توخالی جدار نازک که ضخامت یکنواخت ۸ میلی‌متر دارد، تشکیل شده است.

ضعف و شکست در جریان عملیات میدانی شود. شکست قطعات ماشین‌آلات یکی از مشکلات عمده در مهندسی است (یلماز و همکاران^۱، ۲۰۰۱). پژوهش‌های مختلفی درباره‌ی شکست قطعات ماشین‌آلات کشاورزی انجام شده است. آکینچی و همکاران^۲ (۲۰۰۵) شکست چرخ دنده ساده پنجه دوار را بررسی کردند. برای به دست آوردن توزیع تنش و ضریب ایمنی در انتقال دنده پنجه دوار، روش آلمان محدود را به کار گرفتند. در محاسبه ضریب ایمنی به روش آلمان محدود پس از ارزیابی نتایج شبیه‌سازی؛ توزیع تنش در چرخ دنده‌ها نشان داد که عملکرد چرخ دنده بدون اینکه شکسته شود به تنش عملکردی^۳ مواد چرخ‌دنده بستگی دارد. در پژوهش ناتوئیر و پیل^۴ (۲۰۰۳) ترک ناشی از خستگی در محور عقب تراکتور بررسی شد. نتایج به دست آمده نشان داد که پیش از هر گونه بارگذاری اضافی بر روی تراکتور، بخش‌های اصلی محور باید مقاوم باشند. لئون و همکاران^۵ (۲۰۰۱) برای تجزیه و تحلیل تنش در محور جلویی کامیون با به‌کارگیری روش‌های تجربی و عددی پژوهشی را انجام دادند. نتایج به دست آمده با به‌کارگیری روش آلمان محدود با استفاده از تصاویر تنش‌های ایجاد شده به گونه‌ای تجربی اثبات شد. تجزیه و تحلیل تجربی و عددی محور جلوی تراکتور توسط ماهانتی و همکاران^۶ (۲۰۰۱) انجام شد. بر پایه‌ی تجزیه و تحلیل آلمان محدود، با هدف بهینه‌سازی وزن و ساخت آسان محور جلو، طراحی دوباره‌ای انجام گرفت و در نهایت پنج مدل گوناگون با رویکرد آسانی ساخت و کاهش وزن پیشنهاد شد. در پژوهش مالی و بزاز^۷ (۲۰۰۳) برای تغییر طراحی یک اکسل از ریخته‌گری به جوشکاری، روش‌های تجربی و عددی به کار گرفته شدند. توپاچ و همکاران^۸ (۲۰۰۹) نارسایی ناشی از خستگی زودرس در یک نمونه اولیه‌ی پوسته‌ی محور عقب کامیون را با به‌کارگیری روش آلمان محدود

¹ Yilmaz et al.

² Akinci et al.

³ manufacturing stress

⁴ Nanavier and Pfble

⁵ Leon et al

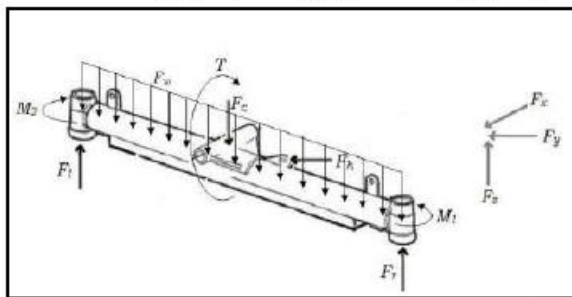
⁶ Mahanti et al

⁷ Maly and Bazaz

⁸ Tobac et al

⁹ Khanali et al

می‌شود. مطابق شکل ۲ بارهای استاتیکی که بر پوسته‌ی اکسل عقب کمباین وارد می‌شوند عبارتند از: بار عمودی ناشی از وزن کمباین، وزن خود اکسل، نیروی وارده از طرف سیلندر هیدرولیکی فرمان و نیروی عکس‌المعمل چرخ‌های عقب. این نیروها به روش تجربی و نظری مشخص شده‌اند. این نیروها را با توجه به مقادیر مربوط به وزن کمباین برآورد کردیم. وزن کل کمباین هنگام کار در مزرعه که سکوی برش پایین قرار دارد و در حال دروی محصول است ۶۶۱۰ کیلوگرم می‌باشد. وزن کل کمباین در حالی که سکوی برش بالاست ۵۶۸۰ کیلوگرم می‌باشد. ما حالت عملکردی کمباین در مزرعه را برای محاسبات در نظر گرفتیم. با فرض اینکه وزن کمباین به طور مساوی بین اکسل جلو و عقب تقسیم شود، سهم هر اکسل از وزن دستگاه ۳۳۰۵ کیلوگرم می‌باشد اما از آنجا که مقداری انتقال بار از عقب به جلوی دستگاه وجود دارد، عملاً سهم بار وارده بر اکسل عقب کمتر از اکسل جلوست. طبق جداول به دست آمده از کارخانه‌ی کمباین‌سازی ایران؛ تقریباً ۲۰ درصد از وزن کلی دستگاه که برابر با ۱۲۹۰ کیلوگرم است بر اکسل عقب وارد می‌شود. از طرفی با در نظر گرفتن وزن روی دو چرخ عقب در حالت بالا بودن سکوی برش که ۱۶۱۰ کیلوگرم است؛ مجموع وزن روی اکسل عقب ۲۹۰۰ کیلوگرم برآورد می‌شود. با در نظر گرفتن کمی بیش‌باری برای دقت در محاسبه ضریب ایمنی، پارامترهای محاسباتی برای اکسل عقب را تا ۳۰۰۰ کیلوگرم محاسبه کردیم.



شکل ۲- بارهای وارده به اکسل عقب کمباین جان‌دیر مدل ۱۰۵۵

مدلسازی و تحلیل اکسل

هر یک از دو طرف اکسل توسط یک اسپیندل (سگدست) به رینگ یکی از چرخ‌های عقب کمباین متصل شده است (شکل ۱). پوسته این اکسل با روش ریخته‌گری تولید می‌شود و ویژگی‌های مکانیکی موادی که در ساخت اکسل استفاده می‌شود مطابق جدول ۱ می‌باشد.



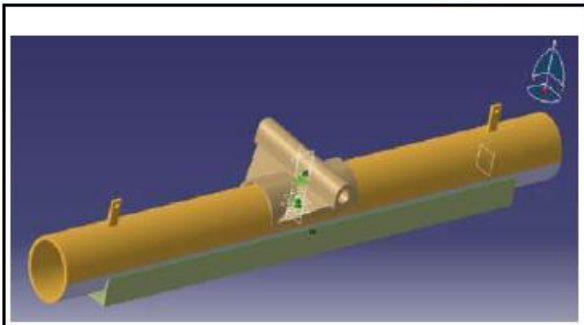
شکل ۱- اکسل عقب کمباین جان‌دیر مدل ۱۰۵۵ و نحوه اتصال آن به بدنه و چرخ‌های کمباین

جدول ۱- ویژگی‌های مکانیکی اکسل عقب کمباین جان‌دیر مدل ۱۰۵۵
جدول ۱. ویژگی مکانیکی اکسل عقب کمباین جان‌دیر مدل ۱۰۵۵

مشخصه	علامت	مقدار
جنس ماده	Steel	فولاد سازه‌ای
چگالی	ρ	$7.85E-09 \text{ tonne mm}^{-3}$
استحکام کششی	S_{ut}	460 Mpa
استحکام تسلیم	S_y	250 Mpa
ضریب پواسون	ν	0.3
مدول الاستیسیته	E	$2E+05$

بارهای وارده به اکسل

محور عقب همه وسایل نقلیه در معرض هر دو نوع بار استاتیکی و دینامیکی قرار دارند. در این پژوهش، بارهای استاتیکی، آزمون افت انرژی در اثر کرنش در پارگذاری‌ها و همچنین شش فرکانس طبیعی نخست در اکسل بررسی شدند. اکسل عقب کمباین به چرخ‌های عقب، بدنه و سیلندر هیدرولیکی فرمان‌گیری متصل



شکل ۳- مدل سه بعدی اکسل عقب کمباین جان‌دیر مدل ۱۰۵۵ در محیط نرم افزار کتیا

برای شبکه‌بندی اکسل و تحلیل تنش و کرنش با روش المان محدود، از المان SOLID45 که یک المان سه بعدی جامد است و رفتار جابجایی درجه دوم دارد و مناسب مدل شبکه‌بندی نامنظم می‌باشد، استفاده شد. این المان با داشتن ۲۹ گره، سه درجه آزادی در هر گره که در تماس کامل با پیوندهای بین‌گره‌ای - به عنوان شرط تماس برای تمام سطوح همبند برگزیده - می‌باشد تعریف شده است. مدل المان محدود در مجموع ۱۲۹۴۸ المان و ۳۵۰۴۶ گره داشت (شکل ۴). مشخصات تعیین شده برای اکسل در محیط نرم افزار انسیس در جدول ۲ آمده است.

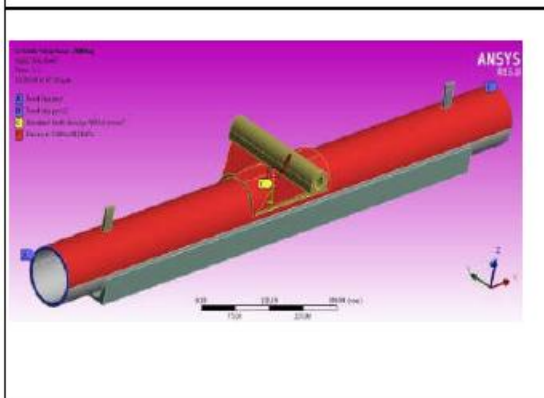
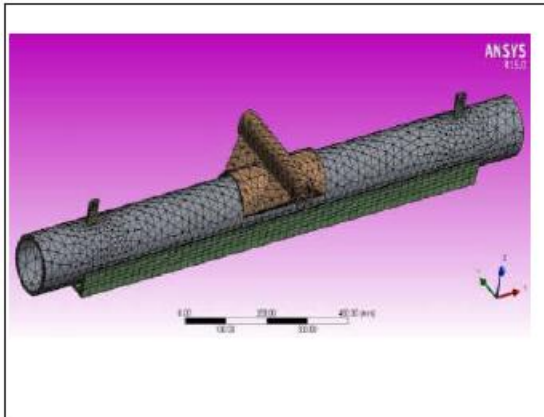
مدل هندسی سه بعدی اکسل از روی نقشه‌های ارائه شده توسط شرکت کمباین‌سازی ایران طراحی شد. برای مدل‌سازی سه بعدی و تجزیه و تحلیل تنش در اکسل عقب کمباین، نرم‌افزار انسیس ورک‌بنچ^۳ نسخه‌ی ۲۰۱۵ استفاده شد. شکل ۳ مدل سه بعدی اکسل عقب کمباین جان‌دیر مدل ۱۰۵۵ را نشان می‌دهد. پوسته‌ی اکسل با دو شش گوش المان سه بعدی مدل شد. در محور عقب کمباین تک تک اجزا به گونه‌ای کنار هم قرار گرفته‌اند که هیچ حرکتی بین اجزاء اکسل وجود ندارد. اما در این پژوهش مدل ساده شده‌ی اکسل در نظر گرفته شد. این مدل بدون اجزایی مانند سگدست‌ها یا سیلندر هیدرولیکی می‌باشد تا تحلیل‌ها آسان‌تر انجام شوند.

ابتدا مدل طراحی شده‌ی اکسل از نرم‌افزار کتیا به (محیط هندسی) در انسیس ورک‌بنچ منتقل شد. سپس با وارد کردن ویژگی‌های ماده سازنده‌ی اکسل به محیط (داده‌های مهندسی)، جنس اکسل که فولاد سازمانی می‌باشد به نرم‌افزار معرفی شد. در گام سوم برای انجام تحلیل‌ها از محیط مکانیکال استفاده شد. نخستین کار در این محیط، شبکه‌بندی مدل است که برای دستیابی به نتایج دقیق‌تر با در نظر گرفتن ریزترین المان‌ها که در گوشه‌های مدل با لبه‌هایی به طول ۰/۲۹-۰۲۴۰ میلی‌متر بوده شبکه‌بندی انجام شد. در گام چهارم باید شرایط مرزی مسئله تعیین شود که شامل تعیین تکیه‌گاه‌های ثابت، بار گسترده وارده بر اکسل، نیروی گرانش زمین، و تنظیمات حلگر هوشمند موجود در نرم‌افزار می‌باشد زیرا همه شرایط مرزی و پارامترهای مورد نظر را باید به حلگر معرفی کنیم تا حل مسئله را با توجه به آنها انجام دهد. در گام پنجم پس از حل مسئله، نوبت به دیدن نتایج است که بنابه نیاز نتایجی همچون تغییر شکل، تنش، کرنش، ضریب ایمنی، خطای ساختاری و ... مشخص شدند.

³ Ansys workbench

کمترین مقادیر ضریب‌های ایمنی، دوام و خستگی و بیشترین تنش ایجاد شده و محل آن بررسی نمود.

جدول ۲. مشخصات اکسل برای تحلیل المان محدود در محیط انسیس



شکل ۴- مدل شبکه‌بندی شده اکسل در محیط نرم‌افزار انسیس (بالا) و اعمال شرایط مرزی (پایین)

تعریف های مسئله	
رفتار سختی	خمشی پذیر
سیستم مختصات	قراردادی
دمای مرجع	دمای محیط
مرزهای مسئله	
طول X	1458. mm
طول Y	118. mm
طول Z	168. mm
شناسه‌های ساختاری	
حجم	4.0495e+006 mm ³
جرم	31.789 kg
مرکز جرم در جهت X	-5.1323e-014 mm
مرکز جرم در جهت Y	-3.6324e-015 mm
مرکز جرم در جهت Z	0.38417 mm
گشتاور لختی Ip1	96290 kg-mm ²
گشتاور لختی Ip2	5.6715e+006 kg-mm ²
گشتاور لختی Ip3	5.6704e+006 kg-mm ²
سرشماری‌ها	
تعداد گره‌ها	15936
تعداد المان‌ها	7547

گام بعدی تعریف شرایط مرزی بود همه درجه‌های آزادی به سطح مقطع‌ها و لبه‌های اتصال مدل در جایی که به سگدست‌ها می‌رسند محدود شدند یعنی دو سوی اکسل که جایگاه سگدست‌ها می‌باشد به عنوان تکیه‌گاه‌های ثابت به نرم‌افزار معرفی شدند. گام آخر، اعمال بارهایی است که به اکسل وارد می‌شوند. بار گسترده ناشی از وزن اکسل، بر استوانه اکسل و صفحه‌های اتصال سه گوشه که بر میانه‌ی محور جوشکاری شده‌اند به صورت یک بار فشاری سرتاسری تعریف شد. در پایان؛ تجزیه و تحلیل استاتیکی تنش در اکسل عقب انجام شد و المانها با اندازه‌ی قراردادی که به طور پیش‌فرض در نرم‌افزار تعریف شده است به کار رفتند. نتایج به دست آمده از تجزیه و تحلیل تنش را می‌توان با به کارگیری پوشه‌ی « ابزار خستگی » برای تعیین

محاسبه‌ی ضریب ایمنی

در طراحی قطعات، محاسبه مقدار ضریب ایمنی برای تعیین میزان مقاومت در برابر شکست ضروری است. در این پژوهش ضریب ایمنی با تئوری انرژی وایپجشی^۴ (DE) تعیین گردید مطابق تئوری DE، تخریب ماده بر اثر تسلیم آن موقعی رخ می‌دهد که انرژی کرنشی کل وارد بر واحد حجم آن برابر یا بیشتر از انرژی کرنشی نظیر استحکام تسلیم کششی یا فشاری آن باشد. تئوری انرژی وایپجشی در مورد مواد شکل‌پذیر بطور گسترده بکار می‌رود و در مسائلی که نوع تئوری ذکر نشده است باید از این تئوری

⁴ Distortion energy (DE)



استفاده شود (شیگلی و بودیناس، ۲۰۰۸). مطابق تئوری DE مولفه تنش فون مایرز از رابطه ۱ محاسبه می‌گردد.

$$\sigma' = \left[\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2} \right]^{1/2} \quad (1)$$

در این رابطه σ_1 ، σ_2 ، σ_3 تنش‌های اصلی در قطعه و σ' مولفه تنش فون مایرز می‌باشند. ضریب ایمنی نیز از رابطه ۲ تعیین می‌گردد.

$$\sigma' = \frac{S_y}{n} \quad (2)$$

جدول ۳. مقادیر شش فرکانس طبیعی نخست اعمالی به اکسل

مد ارتعاشی	فرکانس ارتعاشی (Hz)
1	253.3
2	259.3
3	699.06
4	721.64
5	754.37
6	1265.7

تجزیه و تحلیل گذرا

در تجزیه و تحلیل گذرا، اکسل عقب کمباین به شکل تیری در نظر گرفته شد که زیر بارهایی که بر پوسته اکسل وارد می‌شوند، قرار گرفته است. شرایط بارگذاری دینامیکی شامل دو مرحله بارگذاری است: در مرحله اول، نیرو در گذر زمان افزایش می‌یابد و مقدار نیرو در پایان این مرحله، به بیشترین مقدار خود می‌رسد در طول مرحله دوم، اندازه‌ی بار در پیشینه‌ی مقدارش ثابت باقی می‌ماند. تجزیه و تحلیل گذرا در واقع یک تحلیل پیش دینامیکی است که در آن تنش‌ها و کرنش‌ها در یک لحظه محاسبه می‌شود. به طور معمول زمان یک ثانیه را برای این لحظه در نظر می‌گیرند. بنابراین زمان اعمال بار دینامیکی و بیشترین مقدار بار دینامیکی به کار رفته در اکسل که با در نظر گرفتن برخی فرض‌ها محاسبه شدند، دارای مقادیر بیشتری می‌باشند. با فرض سقوط کمباین از ارتفاع ۰/۳ متری، سرعت آن در هنگام رسیدن به زمین بدین گونه محاسبه می‌شود:

$$V_i = \sqrt{2gh} = \sqrt{2 \times 9.81 \times 0.3} = 2.42 \text{ m/s} \quad (3)$$

که در آن، V_i سرعت کمباین در هنگام رسیدن به زمین (s/m) و h ارتفاع سقوط (m) است. با فرض این که لاستیک کمباین ۰/۵ متر فشرده شود، بازه‌ی زمانی در حال گذر را می‌توان با رابطه ۴ محاسبه کرد:

$$T_c = \frac{h}{V} = \frac{2h'}{V} = 0.041 \text{ s} \quad (4)$$

در این رابطه S_y استحکام تسلیم ماده مورد استفاده در ساخت قطعه و n ضریب ایمنی آن است.

در این پژوهش از روی مقادیر تنش پیشینه فون مایرز و تنش مجاز (که برابر استحکام تسلیم ماده سازنده اکسل فرض شده) ضریب ایمنی در بارگذاری استاتیکی برای نیروهای ۵۰۰، ۱۰۰۰، ۱۵۰۰، ۲۰۰۰، ۲۵۰۰ و ۳۰۰۰ کیلوگرمی محاسبه شد.

آنالیز ارتعاشی

استحکام کافی اکسل عقب از لحاظ تحمل نیروهای استاتیکی نمی‌تواند تضمین کند که هرگز نخواهد شکست. در واقع، اگرچه اکسل عقب بارها و تنش‌های کمتری نسبت به اکسل جلوی کمباین را تجربه می‌کند، اما ارتعاشات نیز به نوبه‌ی خود در تغییر شکل اکسل عقب موثر می‌باشند. آنالیز ارتعاشی اکسل عقب با روش Mechanical APDL و استفاده از نرم‌افزار المان محدود انسیس انجام شد. مطابق جدول ۴ بازه‌ی فرکانس از ۲۵۲/۳ تا ۱۲۶۵/۷ هرتز برای بارهای هارمونیک در نظر گرفته شد. در این آنالیز نیز می‌توان نرم‌افزار را به گونه‌ای تنظیم نمود که تنش و کرنش و تغییر شکل اکسل را برای یک فرکانس ویژه به دست آورد. همچنین تغییر شکل در هر سه جهت مختصاتی و تغییر شکل کلی را نیز می‌توان به دست آورد.



پاسخ دوره‌های و تکراری یک سیستم مکانیکی، فرکانس ارتعاش نامیده می‌شود. جابه‌جایی‌های دوره‌ای را که به صورت یکنواخت با رفتار کاملاً تکرارشونده صورت می‌گیرند و معمولاً دارای فرکانس‌های پایین هستند نوسان هارمونیک می‌نامند. در حالی که هر جابه‌جایی دوره‌ای دیگر با فرکانس بالا، اندازه‌ی دامنه‌ی کوچک و یا رفتار نادره‌ای و تصادفی را به طور کلی ارتعاش می‌گویند. هرچند در بسیاری از مواقع دو واژه‌ی نوسان و ارتعاش به جای یکدیگر به کار می‌روند. ارتعاشات می‌توانند به صورت طبیعی در سیستم‌های مهندسی رخ دهند که بیانگر رفتار دینامیکی آزاد و طبیعی آن سیستم هستند. از سوی دیگر می‌توانند به وسیله‌ی تحریک‌های بیرونی به سیستم وارد شوند که باز هم ممکن است ناشی از اجزای درونی سیستم باشند.

برای تحلیل هارمونیک؛ اکسل عقب کمپاین به صورت یک تیر دو سر گیردار فرض شد که در هر دو انتها با تکیه‌گاه‌های صلب، مهار شده است و در دو نقطه‌ی میانی خود تحت تأثیر بارهای هارمونیک، دچار نوسان منظم می‌شود. ابتدا به منظور یافتن فرکانس‌های طبیعی و شکل مودهای طبیعی اکسل، یک تحلیل مودال بر روی آن انجام شد. سپس بارگذاری نوسانی بر آن اعمال شده و یک تحلیل هارمونیک انجام شد.

نتایج و بحث

شکل ۵ توزیع تنش فون مایز در طول اکسل عقب کمپاین چاندیر در حالت بارگذاری استاتیکی تحت بار ۲۰۰۰ کیلوگرم و کرنش حاصل از این تنش‌ها را نشان می‌دهد. مشاهده می‌شود که تنش و کرنش فون مایز در شرایط الاستیک شبیه یکدیگرند و بیشترین مقدار آنها در نقاط تماس اکسل با اتصال میانی رخ می‌دهد. بنابراین این بخش‌ها نیاز به تقویت بیشتری دارند. حداکثر مقدار تنش در این نقاط ۲۸/۰۵۳ مگاپاسکال می‌باشد با توجه به تئوری انرژی واپیچشی، حداکثر تنش مجاز برابر با استحکام تسلیم ماده بکار رفته در ساخت اکسل (مادل ۲۵۰ مگاپاسکال) است.

که T_r گذر زمان در گام دوم، h فشرده سازی تایر (m) و V سرعت میانگین در گذر زمان (m/s) است. رابطه ۴ شامل این فرض است که سرعت نهایی کمپاین در این بازه‌ی گذر زمان صفر است. برای محاسبه بیشینه‌ی مقدار بار دینامیکی، می‌توان رابطه ۵ را به کار برد:

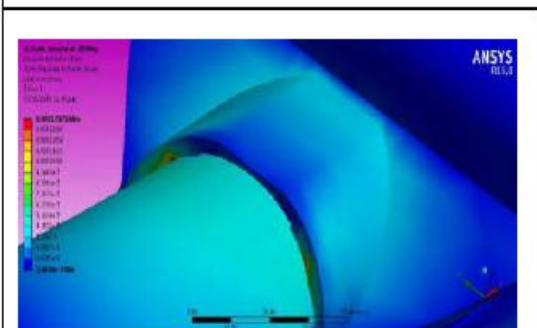
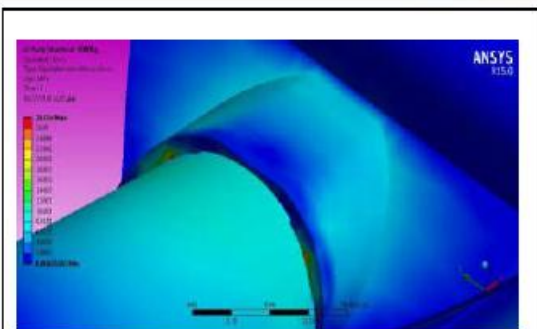
$$F_{max} = m_f \times \frac{\Delta v_i}{\Delta t} = m_f \times \frac{2.42}{0.041} = 59.024 m_f = 6.0 \text{ } m_f \cdot g \quad (5)$$

در این رابطه F_{max} مقدار بیشینه‌ی بار دینامیکی، m_f جرم استاتیکی به کار رفته در محور عقب و g شتاب گرانش است. این رابطه بدان معنی است که بار دینامیکی ۶/۰۱ برابر بار استاتیکی می‌باشد.

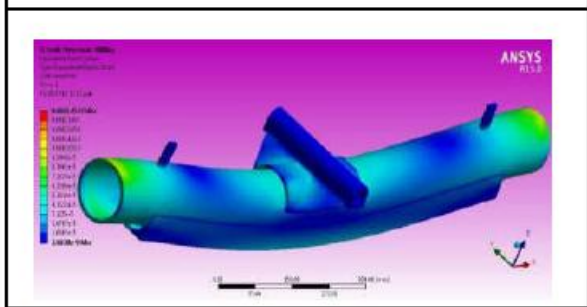
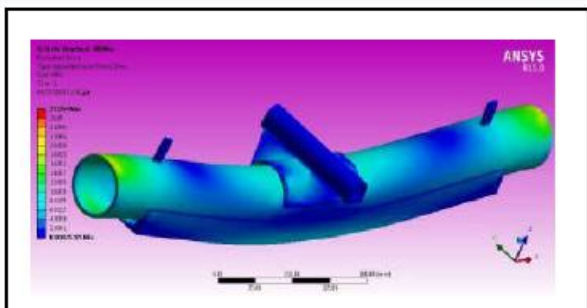
در شرایط بارگذاری دینامیکی، شتاب عمودی توده‌ی فشرده‌ی بدنه‌ی خودرو به دلیل ناهمواری سطح جاده می‌تواند به عنوان شش برابر شتاب گرانش برآورد شود. این بدین معنی است که بیشینه‌ی بار دینامیکی را می‌توان به شش برابر بارهای مربوطه در شرایط بارگذاری استاتیکی افزایش داد. مقدار شتاب دینامیکی برای ماشین‌های کشاورزی بصورت 6g در نظر گرفته شده است (میره‌ها ۶، ۲۰۰۵).

این مسئله حدود فرضیه‌های گفته شده و محاسبات برای به دست آوردن بازه‌ی گذر زمان و بیشینه‌ی مقدار افزوده‌ی بارهای دینامیکی به کار رفته در اکسل عقب را تأیید می‌کند. در این بررسی برای افزایش ضریب ایمنی طراحی، بیشترین مقدار بار دینامیکی، شش برابر بار استاتیکی کاربردی در نظر گرفته شد. پس از آن، شرایط مرزی تعریف شده تا مدل با استفاده از ارسال پردازش کامل شود. نتایج این تجزیه و تحلیل برای شناسایی مقدار بیشینه‌ی تنش پدید آمده به کار گرفته شد.

تحلیل هارمونیک



شکل ۶- توزیع تنش فون مایزز (بالا) و کرنش (پائین) در اکسل عقب کمباین تحت بار ۳۰۰۰ کیلوگرمی



شکل ۵- توزیع تنش فون مایزز (بالا) و کرنش (پائین) در اکسل عقب کمباین تحت بار ۳۰۰۰ کیلوگرمی

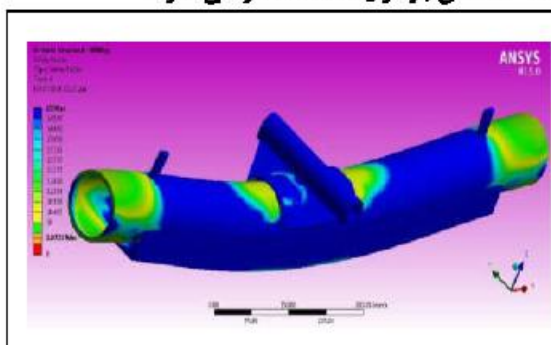
جدول ۴- مقادیر تنش و کرنش فون مایزز در بارهای گوناگون استاتیکی

بار (kg)	تنش فون مایزز (MP) استاتیکی	کرنش فون مایزز (MP) استاتیکی
500	8.1644e-5 - 5.6624	6.2847e-10 - 2.9394e-5
1000	9.7384e-5 - 10.141	9.8244e-10 - 5.255e-5
1500	0.00010947 - 11.932	1.1411e-9 - 6.1831e-5
2000	0.00014372 - 18.864	1.7899e-9 - 9.766e-5
2500	1.9466 - 23.357	2.2423e-9 - 0.00012078
3000	0.00025265 - 28.054	2.6838e-9 - 0.00014535

جدول ۵- تنش و کرنش فون مایزز در بارهای گوناگون در تحلیل گذرای خطی

با بزرگنمایی شکل تحلیل شده‌ی اکسل، نقاط بحرانی تنش و کرنش بهتر دیده می‌شود و همان گونه که در شکل ۶ نشان داده شده در نقاط تماس اکسل با اتصال میانی - که واسطه‌ی اتصال محور به بدنه کمباین است- بیشترین تنش و کرنش به وجود آمده است. مقادیر تنش و کرنش فون مایزز در بارهای گوناگون استاتیکی در جدول ۴ و مقادیر آنها در تحلیل گذرای خطی در جدول ۵ آمده است. مشاهده می‌شود که این تنش‌ها و کرنش‌ها در بارگذاری استاتیکی از مقادیر بیشتری برخوردارند. بدیهی است که در یک بارگذاری گذرا چون بازه‌ی زمانی اعمال بار، بسیار کوچک است، تنش چندان در سازه رخ ندهد اما چنانچه همان مقدار بار در مدت طولانی‌تری بر سازه اعمال شود، در اثر پدیده‌ی خستگی، تنش و کرنش بیشتری رخ می‌دهد.

همانگونه که از جدول ۶ پیداست؛ ضریب ایمنی برای بارهای لحظه‌ای نسبت به بارهای استاتیکی بزرگتر است و این امری بدیهی است. زیرا این بارگذاری در گذر زمان است که موجب خستگی و تغییر شکل در سازه می‌شود. بنابراین اثری که بارگذاری استاتیکی بر تنش‌های محور می‌گذارد بیشتر از اثری است که همان بار در یک لحظه گذرا می‌گذارد.



شکل ۷- توزیع ضریب ایمنی در طول اکسل عقب کمپاین جاندری ۱۰۵۵ در زیر بار ۳۰۰۰ کیلوگرمی

جدول ۶ ضریب ایمنی اکسل در بارهای گوناگون در دو حالت استاتیکی و گذرا

بار (kg)	ضریب ایمنی در بارگذاری استاتیکی	ضریب ایمنی در بارگذاری خطی
500	15	15
1000	15 - 8.0913	12.429 - 15
1500	15 - 7.2243	8.6434 - 15
2000	15 - 4.5695	15 - 6.6227
2500	15 - 3.6905	15 - 5.2514
3000	15 - 3.0727	15 - 4.5148

نمونه‌ای از نتایج آنالیز مودال که با به‌کارگیری المان‌هایی با اندازه‌ی پیش فرض انجام شده، در شکل ۸ آورده شده است. در اینجا تغییر شکل محوری اکسل در فرکانس ۲۵۳/۳۱ هرتز همسو با محور X-ها و محور Z-ها (همراستا با نیروی گرانش) و نیز تغییر شکل کلی آن قابل مشاهده است. چارچوب اکسل تغییر شکل نیافته به صورت خطوط سیاه رنگ به همراه اکسل تغییر شکل یافته نشان داده شده است. مشاهده می‌شود که بیشترین و کمترین تغییر شکل به گونه‌ای متقارن در دو سوی اکسل رخ می‌دهند.

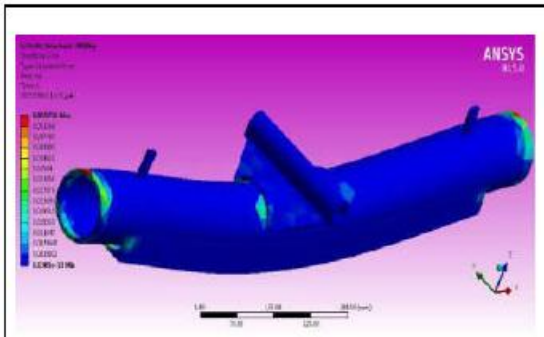
بار (kg)	تنش فون مایزز (MPa)	کرنش فون مایزز (MPa)
500	$3.8326e^{-5} - 3.8986$	$4.0524e^{-10} - 2.0031e^{-5}$
1000	$8.9744e^{-5} - 6.9357$	$1.5975e^{-9} - 3.5638e^{-5}$
1500	$6.2557e^{-5} - 9.9729$	$1.8007e^{-9} - 5.1245e^{-5}$
2000	$0.00011335 - 13.016$	$2.4166e^{-9} - 6.6882e^{-5}$
2500	$0.00037598 - 16.415$	$5.1529e^{-9} - 8.2716e^{-5}$
3000	$0.00011292 - 19.093$	$3.2761e^{-9} - 9.8109e^{-5}$

مطابق رابطه (۲) مقدار ضریب ایمنی اکسل در برابر بارهای استاتیکی را می‌توان با تقسیم استحکام تسلیم ماده به بیشینه‌ی تنش فون مایزز محاسبه نمود. توزیع مقادیر ضریب ایمنی در طول اکسل و جایگاه کمترین ضریب ایمنی، در شکل ۷ آمده است. با محاسبه‌ی این پارامتر، ضریب ایمنی خستگی را با توجه به عمر طراحی محاسبه می‌کنیم. مشاهده می‌شود که حداکثر ضریب ایمنی در همه بارها در بیشتر نواحی اکسل مقدار ۱۵ می‌باشد که ضریب ایمنی بالایی است. در واقع، بیشترین مقدار قابل مشاهده برای نرم‌افزار ۱۵ می‌باشد. برای نقاط با ایمنی پایین‌تر، ضریب پائین‌تری به دست آمده است. این نقاط خطر، در نزدیکی تکیه‌گاه‌های ثابت یعنی در نزدیکی لبه‌های متصل به اسپیندل‌ها قرار دارند. نتایج به دست آمده از جدول ۶ نشان می‌دهد که این اکسل برای بارهای بین ۵۰۰ تا ۱۰۰۰ کیلوگرم کاملاً ایمن است. اما برای بارهای از ۱۰۰۰ کیلوگرم به بالا، رفته رفته ناحیه‌های غیرایمن در محور نمایان می‌شوند که ضریب ایمنی کمتری دارند. طبق نمونه‌ای که در شکل ۷ نشان داده شده؛ این نواحی غیرایمن از لبه‌های انتهایی محور (نزدیک اسپیندل‌ها) شروع می‌شوند و با افزایش بار مساحت بیشتری می‌یابند. با افزایش بار، ناحیه‌ی میانی اکسل نیز رفته رفته به جمع نواحی خطر می‌پیوندد. از آنجا که هیچ یک از ضرایب به دست آمده در بارگذاری‌های گوناگون کمتر از یک نیست، پس شکست اکسل پیش از پایان عمر خستگی رخ نمی‌دهد.

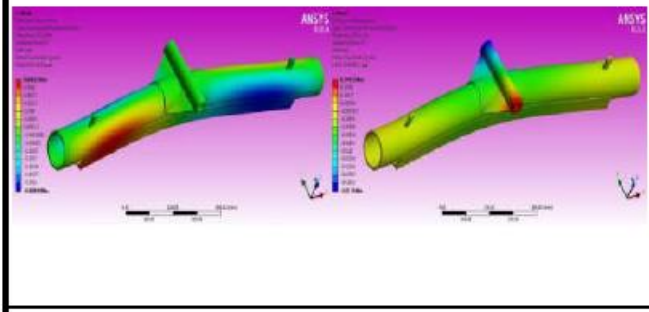


نخستین شش فرکانس طبیعی محور برای ویژگی‌های دینامیکی در شکل ۸ نشان می‌دهد که این فرکانس‌ها بیش از محدوده فرکانس تحریک ۰/۳۳ تا ۲۸/۳ هرتز می‌باشند. بنابراین با شرایط پدیده‌ی تشدید روبرو نمی‌شوند (لیو^۶، ۲۰۰۱).

بارگذاری‌های استاتیکی؛ تغییر شکل کلی اکسل کوچک بوده و با افزایش بار، افزایش بسیار کوچکی دارد. بیشینه‌ی خطای ساختاری نیز با افزایش بار، افزایش بسیار کوچکی دارد اما کمینه‌ی خطاهای ساختاری در برابر افزایش بار رفتاری نوسانی دارند.



شکل ۹- مقادیر خطای ساختاری در طول اکسل عقب کمابین

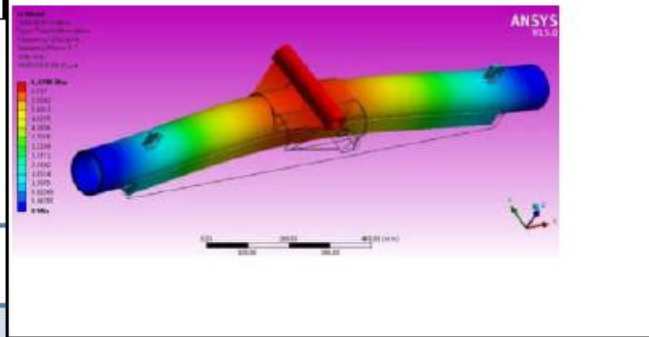


جدول ۷. خطای سازه‌ای و تغییر شکل کلی محور در اثر بارهای گوناگون استاتیکی

بار (kg)	تغییر شکل کلی (mm)	خطای ساختاری (mj)
500	0- 0.021093	$1.0262e^{-15}$ - 0.0023217
1000	0- 0.03227	$7.5497e^{-15}$ - 0.0073567
1500	0- 0.04427	$1.229e^{-14}$ - 0.010162
2000	0- 0.070314	$4.3233e^{-14}$ - 0.025758
2500	0- 0.087278	$7.498e^{-14}$ - 0.039412
3000	0- 0.10387	$1.1383e^{-13}$ - 0.055751

جدول ۸. خطای سازه‌ای و تغییر شکل کلی اکسل در اثر بارهای گوناگون در تحلیل گذرای خطی

بار (kg)	تغییر شکل کلی (mm)	خطای ساختاری (mj)
500	0-0.020951	$1.2547e^{-15}$ - 0.0022968
1000	0-0.037399	$4.9587e^{-15}$ - 0.0072782
1500	0-0.053847	$1.4819e^{-14}$ -



شکل ۸- تغییر شکل محوری اکسل همسو با محور X ها (بالا- چپ) و همسو محور Zها (بالا- راست) و تغییر شکل کلی اکسل (پاتین) در فرکانس ۲۵۲.۳ هرتز

بدیهی است که هنگام تحلیل تنش‌ها، ممکن است خطاهایی رخ دهد که نه به علت اشتباه تحلیل‌گر بلکه به دلیل مانده‌ی سازنده و یا شکل هندسی سازه‌ی مورد بررسی می‌باشند. به این دسته از خطاهای خطای ساختاری یا سازه‌ای می‌گویند و در اندازه‌هایی بسیار کوچک رخ می‌دهند. با محاسبه‌ی این پارامتر قادر به شناسایی مناطقی از مدل می‌باشیم که در محاسبه‌ی تنش خطای بالایی دارند. در این پژوهش، مطابق شکل ۹ خطای ساختاری در نزدیکی لبه‌های اکسل و محل اتصال آن به اسپیندل‌ها و به اندازه‌ی ۰/۰۵۵۷۵۱ mj رخ داد. مطابق جداول ۷ و ۸

^۶ Liu

جدول ۹. انرژی کرنشی تولید شده در محور در اثر بارهای گوناگون در

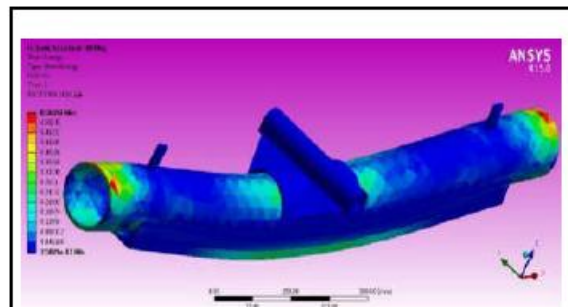
دو حالت استاتیکی و گذرای خطی

بار (kg)	انرژی کرنشی در بارگذاری استاتیکی (mj)	انرژی کرنشی در بارگذاری گذرای خطی (mj)
500	3.1589e-12 - 0.023528	1.6076e-12 - 0.023262
1000	2.1513e-12 - 0.074379	2.6423e-12 - 0.073539
1500	1.9224e-12 - 0.10269	2.0638e-12 - 0.15198
2000	1.8893e-12 - 0.25978	1.8551e-12 - 0.25886
2500	2.8588e-12 - 0.3978	2.5104e-12 - 0.47313
3000	2.5829e-12 - 0.56261	2.4648e-12 - 0.55685

نتایج بررسی نوسان‌های هارمونیک اکسل در اثر بارگذاری خارجی بر حسب پاسخ‌های فرکانسی در جداول ۱۰ تا ۱۲ آمده است. با توجه به تنظیم‌ها و بارگذاری‌های صورت گرفته، نتایج حاصله شامل تغییرشکل، تنش‌ها و کرنش‌ها در فرکانس‌های مختلف می‌باشند از کمترین تا بیشترین اندازه ممکن قابل مشاهده است. مطابق با نتایج به دست آمده در جداول ۱۰ تا ۱۲ دیده می‌شود که تغییر شکل کلی اکسل در حالت هارمونیک همانند حالت‌های استاتیکی و گذرای خطی، دارای مقادیری کوچک بر حسب میلی‌متر بوده و به لحاظ عددی نیز نزدیک به حالت‌های نامبرده می‌باشد. تنش و کرنش ون مایزر در این حالت نیز با افزایش بار، افزایش می‌یابد اما چنانچه به بار ۱۵۰۰ کیلوگرمی وارده به اکسل، ۵۰۰ کیلوگرم اضافه شود، افزایش تقریباً ناگهانی در تنش و کرنش دیده می‌شود. در واقع از بار ۲۰۰۰ کیلوگرم به بالا، تنش و کرنش قابل ملاحظه‌تری در حالت هارمونیک رخ می‌دهد همچنین می‌بینیم که تنش‌های برشی و کرنش‌های برشی نیز با افزایش بار افزایش می‌یابند و در اینجا نیز برای بارهای ۲۰۰۰ کیلوگرم به بالا، افزایش ناگهانی تنش و کرنش را داریم. به طور کلی مقادیر تنش و

		0.015056
2000	0-0.070046	3.0611e-14 - 0.025653
2500	0-0.08172	7.8504e-11 - 0.044041
3000	0-0.10283	8.1034e-14 - 0.055214

چنانچه در بارگذاری بر یک سازه تغییرشکل و یا کرنشی رخ داده بی‌تردید انرژی‌ای برای این کار صرف شده است. به انرژی گرمایی که در اثر تغییرشکل در بارگذاری‌ها آزاد می‌شود، انرژی کرنشی گفته می‌شود. همان گونه که در شکل ۱۰ دیده می‌شود نواحی‌ای مانند میانه‌ی اکسل که چندان مقاومتی در برابر کرنش نداشته‌اند و به سادگی دچار خمش شده‌اند، کمترین انرژی را صرف کرده‌اند اما نواحی‌ای مانند دو انتهای اکسل که به واسطه‌ی ثابت بودن به تکیه‌گاه‌ها بیشترین مقاومت را داشته‌اند بیشترین انرژی را برای مقاومت در برابر کرنش از خود نشان داده‌اند. مطابق جدول ۹ انرژی کرنشی در حالت‌های استاتیکی و گذرای خطی، مقادیری بسیار کوچک و نزدیک به هم دارند و نمی‌توان به طور قطع نتیجه گرفت که این انرژی در کدام حالت بیشتر است. زیرا اختلاف مقادیر این پارامتر برای هر دو حالت به لحاظ عددی بسیار ناچیز و در حد اعشاری کم و زیاد شده است.



شکل ۱۰- انرژی کرنشی تولید شده در اکسل در بار ۳۰۰۰ کیلوگرمی در بارگذاری استاتیکی



جدول ۱۲. تنش و کرنش برشی در اثر بارهای گوناگون وارده بر اکسل در تحلیل هارمونیک

بار (kg)	تنش برشی (MPa)	کرنش برشی (MPa)
500	(-4.305)-(-4.7168)	$(-5.5964e^{-6})-$ $(6.1318e^{-6})$
1000	-8.5723-(9.3987)	$(-0.00011144)-$ (0.00012218)
1500	-12.858-(14.098)	$(-0.00016716)-$ (0.00018328)
2000	-57.284-(52.653)	$(-0.00074469)-$ (0.00068449)
2500	-94.566-(86.694)	$(-0.0012294)-$ (0.001127)
3000	-95.035-(87.202)	$(-0.0012355)-$ (0.0011336)

نمودارهای شکل ۱۱ برای مشخص نمودن تنش، کرنش، و تغییرشکل‌های اکسل در یک فرکانس ویژه می‌باشند که در این بررسی همان فرکانس‌های طبیعی اکسل به نرم‌افزار داده شد. هدف از این تحلیل این بوده که مشخص شود نوسان‌های طبیعی اکسل در بارگذاری‌ها به چه صورت است. همان گونه که مشاهده می‌شود، نمودارها نوسان‌های چنان زیاد ندارند زیرا فرکانس‌های طبیعی هر سازه کم نوسان هستند. همچنین در بیشترین فرکانس طبیعی اکسل، بیشترین تنش و کرنش و تغییرشکل رخ می‌دهد.

کرنش برشی تولید شده در اکسل در حالت هارمونیک، کمتر از تنش‌ها و کرنش‌های ون مایرز در حالت‌های استاتیکی و گذرای خطی به دست آمده‌اند.

جدول ۱۰. تغییرشکل کلی اکسل در اثر بارهای گوناگون در تحلیل هارمونیک

بار (kg)	تغییر شکل کلی (mm)
500	0-0.018396
1000	0-0.03665
1500	0-0.054976
2000	0-0.22915
2500	0-0.37794
3000	0-0.37936

جدول ۱۱. تنش و کرنش فون مایرز در اثر بارهای گوناگون وارد بر اکسل در تحلیل هارمونیک

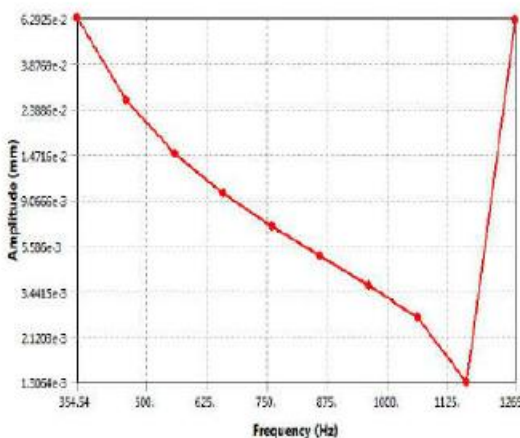
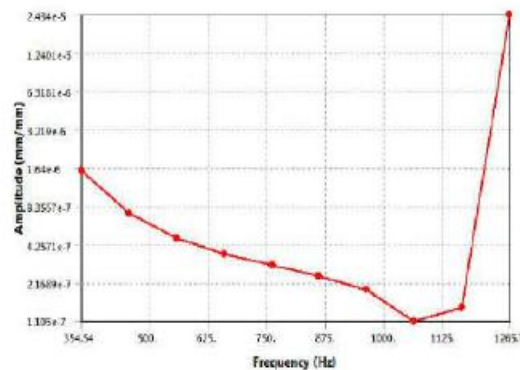
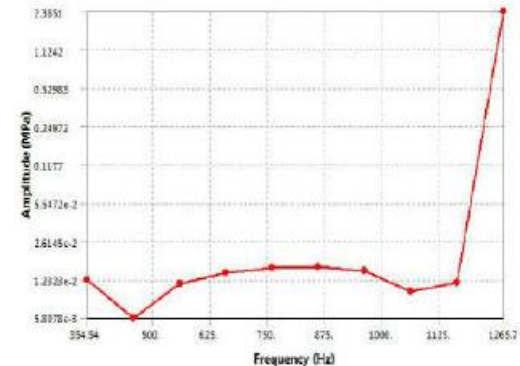
بار (kg)	تنش فون مایرز (MPa)	کرنش فون مایرز (MPa)
500	0.0034944 – 19.376	$9.5299e^{-8} –$ 0.00010246
1000	0.0068952 – 38.618	$1.8987e^{-7} –$ 0.00020423
1500	0.010343 – 57.927	$2.848e^{-7} –$ 0.00030634
2000	0.045292 – 257.86	$7.0878e^{-7} –$ 0.0013303
2500	0.069745 – 431.06	$1.0403e^{-6} –$ 0.0022264
3000	0.070425 – 450.35	$1.3793e^{-6} –$ 0.0023099



نتیجه‌گیری

از روی مقدار بیشینه‌ی تنش ایجاد شده در اکسل، برای بیشتر نقاط ضریب ایمنی ۱۵ محاسبه شد. مقدار محاسبه شده‌ی ضریب ایمنی در حالت بارگذاری استاتیکی بالا است و بدیهی است که این مقدار در شرایط بارگذاری دینامیکی در عملیات مزرعه‌ای کاهش می‌یابد. این بررسی به روشنی نشان می‌دهد که اکسل عقب کمباین جاندر به اندازه کافی استحکام دارد تا همه‌ی بارهای وارده در شرایط گوناگون را تحمل کند اما برای بارهای ۱۰۰۰ کیلوگرم به بالا برخی از نقاط آن باید تقویت شود. البته در صورت نیاز به بهینه‌سازی طرح کنونی در اکسل عقب کمباین، تغییرات پیشنهادی زیر برای افزایش استحکام و قابلیت اطمینان ارائه می‌گردد:

۱. افزایش ضخامت تکه مغلی شکل در میانه‌ی اکسل عقب
۲. طراحی یک تکه‌ی چهارگوش به جای سه گوش برای اتصال به میانه‌ی اکسل
۳. افزایش ضخامت پوسته در مناطقی که بیشترین تنش رخ می‌دهد.
۴. استفاده از آلیاژی مقاوم‌تر برای نواحی نزدیک به اسپیندل‌ها



شکل ۱۱- پامیخ های فرکانسی اکسل از بالا به پایین در حالت‌های تنش، کرنش، تغییر شکل در تحلیل هارمونیک



مراجع

۱. شیگیلی و بودیناس، ۲۰۰۸. طراحی اجزاء ماشین. ترجمه غلامرضا زارع پور، ویرایش نهم، انتشارات ماندگار، ۱۳۹۰. تهران.
 ۲. مدلسازی و تحلیل در Ansys Workbench. نوشته علی مختاری، م. مرادی، ر. ترکش اصفهانی. چاپ دوم، انتشارات اندیشه سرا، ۱۳۹۴. تهران.
 ۳. مهاجرانی، ق. ۱۳۸۹. ارتباط نرم‌افزار کتیا با نرم‌افزارهای دیگر. مجله فنی مهندسی ساخت و تولید شماره ۴۲.
 4. Jafari, A. 2006. Stress Analysis of Front Axle of JD 955 Combine Harvester Under Static Loading. Master of Science thesis, University of Tehran, Karaj, Iran. Journal of Agriculture & Social Sciences 1813-2235/2006/02-3-133-135.
 5. Khanali, M. 2010. Analysis and design optimization of a frontal combine harvester axle using finite element and experimental methods. Master of Science thesis, University of Tehran, P.O.Box 4111, Karaj 31587-77871, Islamic Republic of Iran. Journal of Food, Agriculture and Environment Vol.8(2): 359-364.
 6. Azadbakht, M. 2013. Investigation of Long Shaft failure in John Deere 955 Grain Combine Harvester under Static Load. Master of Science thesis, University of Gorgan, Iran. Universal Journal of Agricultural Research. 1(3): 70-73. DOI:10.13189/ujar.2013.010305.
 7. Tarighi, J. 2011. Static and dynamic analysis of front axle housing using of finite element methods. University of Tehran, P.O. Box 4111, Karaj 31587-77871, Iran. Australian Journal of Agricultural Engineering AJAE 2(2):45-49(2011). ISSN:1836-9448
 8. Abd Rahman, R. 2008. Stress analysis of heavy duty truck chassis as a preliminary Data for its fatigue life prediction using FEM. University Technology Malaysia, 81310 UTM. Jurnal Mekanikal. 26: 76-85.
-



Static and vibration analysis of rear axle in combine using Finite Element Method

Abstract

The purpose of this research is analysis of the rear axle of the combine JD1055 to testing the Static and Harmonic loads on it and studying the stresses and strains which have generated in it. The software CATIA V5 was used for modeling, and the software ANSYS V15.0.4 was used for the Static and Harmonic analysis in the finite element method. The obtained maximum stress in amount of 28.1 Mpa was in the maximum static load in amount of 3000 kg. For the static loads, the safety factor calculated by helping the Von Misses theory and by using maximum Von Misses stresses and strains in these loads; 500, 1500 ,2000 ,2500 ,3000 kg. Maximum stress was obtained 3.1 Mpa for the load 3000 kg, and 8.1 Mpa for the load 500 kg in the strain critical arias. The first natural frequencies of the axle applied in amounts of 253.3, 259.3, 699.06, 721.64, 754.37, 1265.7 Hz for the harmonic analysis. In the base of obtained results; the maximum amounts of stress and strain and total deformation generate in the maximum natural frequency. Generally shear stress and strain in harmonic situation are less than static and transient situations but total deformation of the axle is almost equal for these three situations. In attention to the results, we recommend that for having a more secure axle, its verbal model will optimize.

Keywords: Rear Axle of Combine Harvester, Modeling, Stress Analysis, Finite Element Method, Vibration Analysis