



تحلیل تنش صفحه برش ایمنی در دروگرهای بشقابی

سلمان واشقانی فراهانی^{۱*}، داوود محمدزمانی^۲ و مجید رشیدی^۳

۱- دانشجو کارشناسی ارشد مکانیک ماشین‌های کشاورزی دانشگاه آزاد اسلامی واحد تاکستان

۲و۳- استادیار گروه مهندسی مکانیک ماشین‌های کشاورزی دانشکده کشاورزی دانشگاه آزاد اسلامی واحد تاکستان

ایمیل مکاتبه کننده: Salman.fvasheghani@gmail.com

چکیده

در این طرح به منظور محاسبه میزان تنش برشی در صفحه برش ایمنی یک نمونه دروگر بشقابی، ابتدا به وسیله مهندسی معکوس و طراحی مفهومی، قطعات مورد نیاز برای تحلیل در نرم‌افزار SolidWorks طراحی و به کمک نرم-افزار HyperMesh المان‌بندی شده و در نرم‌افزار ANSYS تحلیل شد. در نتایج حاصل از تحلیل نرم‌افزاری بر اساس ضخامت چهار میلی‌متر برای صفحه برش و برای فولاد ST37، بیشینه مقدار تنش کششی در محل آسیب برابر ۹۰ مگاپاسگال، بیشینه تنش فشاری برابر ۸۰ مگاپاسگال و بیشینه تنش برشی برابر ۷۰ مگاپاسگال به عنوان مولفه‌های اصلی تنش به دست آمد. هم‌چنین برای همین ماده با ضخامت بهینه شده ۲ میلی‌متر، بیشینه تنش کششی محاسبه شده در محل آسیب برابر ۱۸۵ مگاپاسگال به دست آمد و مشخص شد که قطعه با این ضخامت به حد گسیختگی خود می‌رسد. با در نظر گرفتن بیشینه نیروی به دست آمده برابر ۳۱۰۰ نیوتن و فاصله تکیه‌گاه تا مرکز صفحه برش ایمنی برابر ۰/۱۵۷ متر، بیشینه گشتاور برابر ۴۸۰ نیوتن متر حاصل شد. در آزمایشگاه با انجام آزمون پیچش برای قطعه مذکور گشتاور مورد نظر برای برش به میزان ۶۷۰ نیوتن متر حاصل شد. با توجه به نتایج حاصل شده مشخص گردید المان‌بندی و تحلیل صفحه برش ایمنی در دروگرهای بشقابی به درستی انجام گرفته است.

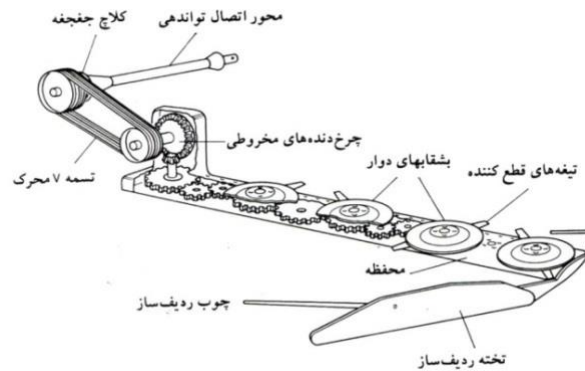
واژگان کلیدی: دروگر بشقابی، صفحه برش ایمنی، تنش برشی، ANSYS

مقدمه

دروگرهای بشقابی دوار به اتصال سه نقطه تراکتور متصل می‌شوند و به وسیله محور توان‌دهی کار می‌کنند. انتقال حرکت از محور توان‌دهی تراکتور به بشقاب‌ها معمولاً به وسیله چند تسمه "V" شکل انجام می‌گیرد (منصوری‌راد، ۱۳۸۴). چرخ‌دنده‌ها که در یک محفظه کاملاً بسته پر از روغن قرار دارند، حرکت خود را از تسمه‌های "V" شکل می‌گیرند و به هر یک از بشقاب‌ها منتقل می‌کنند (شکل ۱). بشقاب‌ها بر روی محفظه چرخ‌دنده‌ها، که شانه برش نیز محسوب می‌گردد سوار می‌شوند و به روی زمین حرکت می‌کنند. دروگر بشقابی بر خلاف دروگر شانه‌ای،



محدودیت سرعت پیش‌روی ندارد و به ویژه برای گیاهان ورس کرده (خوابیده) به خوبی عمل می‌کند. سرپوش یا حفاظی که روی دستگاه کشیده می‌شود، راننده را از برخورد موادی که به اطراف پراکنده می‌شود، محافظت می‌نماید. تیغه‌ها به صورت لولایی در پیرامون هر بشقاب مستقر می‌شوند.



شکل ۱: انتقال حرکت در یک دروگر بشقابی

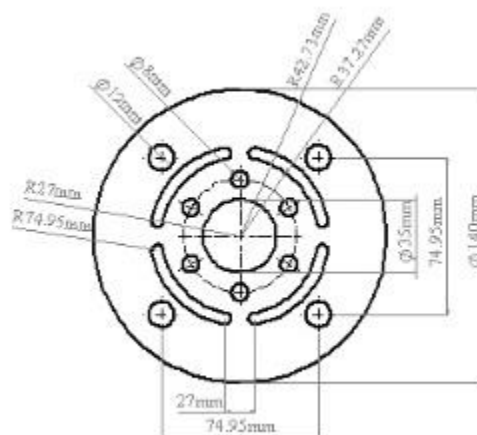
هر بشقاب توسط یک رانش چرخ‌دنده‌ای حرکت را از محور توان‌دهی می‌گیرد. بشقاب‌ها معمولاً به شکل بیضی بوده و به صورت افقی بر روی محفظه چرخ‌دنده‌های کم قطر قرار می‌گیرند و سرعتی در حدود ۳۰۰۰ تا ۳۵۰۰ دور بر دقیقه را دارند (منصوری‌راد، ۱۳۸۴). با توجه به شرایط موجود، زمانی که بشقاب با مانعی برخورد می‌کند و متوقف می‌شود، این امر باعث توقف چرخ‌دنده‌های انتقال نیرو به بشقاب‌ها شده، که در این زمان بر کارکرد دیگر بشقاب‌ها تاثیر خواهد گذاشت و کار مجموعه بشقاب‌ها را مختل می‌کند و آسیب زیادی به چرخ‌دنده‌ها وارد می‌شود. برای جلوگیری از صدمه دیدن چرخ‌دنده‌ها انواع سیستم ایمنی توسط شرکت‌های سازنده تعبیه شده است، یکی از ساده‌ترین و کاربردی‌ترین آن‌ها صفحه برش ایمنی می‌باشد (کاتالوگ‌های دروگرهای بشقابی شرکت FELLA). به منظور انتخاب مناسب‌ترین جنس و شکل هندسی برای بکارگیری صفحات برش ایمنی در دروگرها، نیازمند بکارگیری دانش مهندسی مکانیک از جمله مقاومت مصالح و علم مواد مهندسی می‌باشد (اولریش، ۱۳۸۷). الستی و همکاران (۱۳۸۶) در تحقیقی، ابتدا یک دروگر بشقابی را انتخاب کرده و محاسبات بر روی آن انجام دادند. سپس ساختار تیغه به‌کار رفته شده در دروگرهای بشقابی و نیروهای وارد بر تیغه را مورد بررسی قرار داده و با استفاده از آن برش پین برشی، تنش لهیدگی بشقاب و تیغه و گسیختگی‌های کنار تیغه را مورد بحث قرار دادند. در این بررسی مشخص شد مقدار نیرویی که تیغه (با سرعت دورانی ۳۰۰۰rpm) می‌تواند تحمل کند، تقریباً ۲ تا ۲/۵ برابر مقدار نیروی مقاومت برشی لایه علوفه (یونجه پر پشت) می‌باشد. و همچنین معلوم شد هر چه سرعت پیشروی دروگر کمتر و سرعت دورانی تیغه بیشتر باشد برش بهتری حاصل خواهد شد که در این مورد باید بازده مزرعه‌ای، توان تراکتور، جنس قطعات تراکتور و زخمی شدن علوفه نیز باید در نظر گرفته شود.



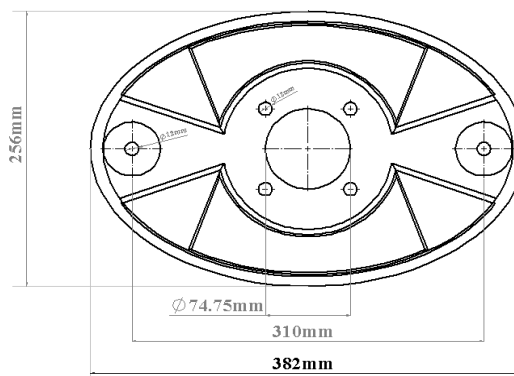
در این پژوهش به منظور طراحی یک نمونه صفحات برش ایمنی، ابتدا توسط نرم‌افزارهای طراحی و تحلیل عددی، تحلیل تنش برشی صفحه در برخورد به یک مانع انجام شده و سپس نتایج با آزمون‌های کارگاهی بررسی و مقایسه شده است. با توجه به بررسی انواع سیستم‌های ایمنی به کار رفته برای بشقاب دروگرهای بشقابی به نظر می‌رسد، سیستم ایمنی که شرکت FELLA آلمان در دروگرهای خود استفاده کرده است، می‌تواند بهترین نوع سیستم ایمنی برای این نوع دروگرها باشد (کاتالوگ‌های دروگرهای بشقابی شرکت FELLA). از این رو در این تحقیق به بررسی این نوع سیستم ایمنی پرداخته شد. در این سیستم از یک صفحه برش ایمنی استفاده شده است. زمانی که بشقاب به مانعی برخورد می‌کند، صفحه برش ایمنی بریده می‌شود و مانع از آسیب به چرخ‌دنده‌های انتقال نیرو می‌شود (کاتالوگ‌های دروگرهای بشقابی شرکت FELLA). بنابراین ابتدا به طراحی این سیستم پرداخته شد.

مواد و روش‌ها

با بررسی دفترچه راهنما دروگرهای بشقابی شرکت FELLA و رهیافت مهندسی معکوس و طراحی مفهومی، قطعات مورد نیاز برای تحلیل به کمک نرم‌افزار SolidWorks طراحی و اندازه‌های هندسی با توجه به مدل سازی صورت گرفته در نرم افزار استخراج شد (شکل ۲ و ۳).



شکل ۲: ابعاد هندسی صفحه برشی در دروگر بشقابی دوار



شکل ۳: ابعاد و اندازه بشقاب



تهیه مدل توسط نرم افزار HyperMesh

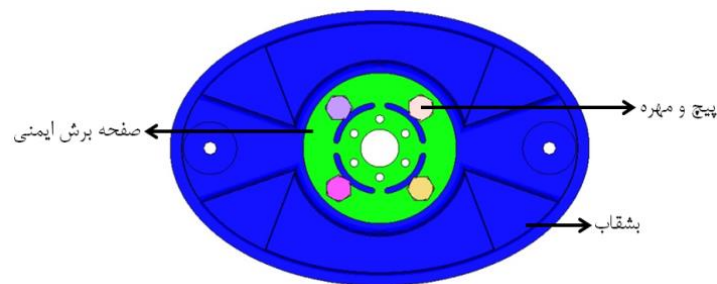
نرم‌افزار HyperMesh که یکی از زیر شاخه‌های نرم‌افزار HyperWorks است، ابزاری توانمند برای تهیه هر نوع مدل المان محدود می‌باشد. روش کار در این نرم‌افزار عموماً به این صورت می‌باشد که مدل هندسی تهیه شده توسط یکی از نرم‌افزارهای خانواده CAD با فرمت استاندارد فراخوانی شده که پس از ویرایش اولیه مدل هندسی (از بین بردن پارامترهای هندسی زائد) مدل المان محدود به صورت مناسب با در نظر گرفتن شرایط حل مساله در نرم‌افزار مقصد تهیه می‌شود. نهایتاً مدل تهیه شده با توجه به رابط نرم‌افزاری، با انتخاب فرمت مناسب برای نرم‌افزار مقصد فرستاده می‌شود (جاهد مطلق، ۱۳۷۹).

مدل هندسی برای حل مسئله به روش اجزاء محدود شامل اجزاء زیر می‌باشد:

۱- صفحه برش ایمنی

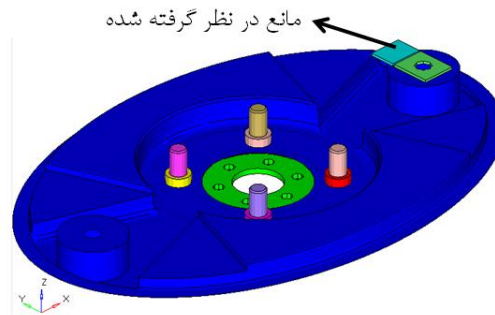
۲- بشقاب

۳- پیچ و مهره (جهت اتصال صفحه برش ایمنی به بشقاب)



شکل ۴: اجزاء مدل هندسی برای حل به روش اجزای محدود

با توجه به این که حل مسئله شامل برخورد میان صفحه بشقاب و یک مانع همانند سنگ می‌باشد، دو جزء سبک و در عین حال صلب با مدول الاستیسیته برابر ۱۰۰۰ گیگاپاسکال و دانسیته برابر ۰/۰۰۰۰۰۱ به مجموعه فوق اضافه شد که در نهایت مدل هندسی به صورت شکل ۵ درآمد. برای شبکه‌بندی صفحه برش ایمنی و پیچ و مهره با توجه به هندسه قطعات از المان حجمی Solid 285 استفاده شده است. این المان به شکل هرمی مثلثی بوده و برای تحلیل‌های مکانیکی قابل استفاده می‌باشد. هر نوع مدل حجمی توسط این نوع المان قابل شبکه‌بندی می‌باشد. برای شبکه‌بندی مدل بشقاب نیز از المان Shell 63 استفاده شده است. با توجه به این که ضخامت مدل بشقاب در مقایسه با دیگر قطعات کمتر بود برای تهیه مدل المان محدود بشقاب از المان Shell استفاده شده است. از این نوع المان‌ها در شبکه‌بندی انواع ورق‌ها استفاده می‌شود و دارای دو شکل هندسی مثلثی و مربعی می‌باشد (جاهد مطلق، ۱۳۷۹).



شکل ۵: اجزای مدل هندسی با در نظر گرفتن یک مانع مانند سنگ

مراحل انجام کار در نرم‌افزار ANSYS

حل مسئله به روش المان محدود شامل سه مرحله پیش پردازش، پردازش و پس پردازش است (جاهد مطلق، ۱۳۷۹).

مرحله پیش پردازش

در این مرحله المان‌های تماسی بین قطعات مجموعه توسط ابزار ویژه در نرم‌افزار HyperMesh تعریف می‌شود. مشخصات تماس پس از وارد کردن مدل در نرم‌افزار ANSYS تکمیل شده و رفتار تماسی از نوع استاندارد با توجه به راهنمای نرم‌افزار مقدار ضریب اصطکاک برابر ۰/۲ بین تمام قطعات تعریف شد. مراحل تکمیلی پیش پردازش شامل مشخصات ماده می‌باشد، بدین منظور لازم است رفتار غیرخطی و مشخصات پلاستیسیته ماده برای محاسبه تنش‌های واقعی گذار از نقطه تسلیم آن تعریف شود (جدول ۱).

جدول ۱: مشخصات مکانیکی فولاد

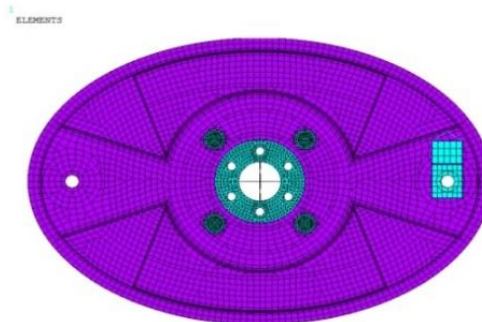
نوع فولاد	کرنش	تنش (مگاپاسگال)
ST37	۰/۰۰۱۲	۲۴۰
	۰/۲	۳۷۰
ST52	۰/۰۰۱۸	۳۶۰
	۰/۱۵	۵۲۰
STE 460	۰/۰۰۲۳	۴۶۰
	۰/۱۲	۶۳۰
STE 690	۰/۰۰۳۱۵	۶۹۰
	۰/۰۶	۸۶۰



این روش برای تعریف مشخصه پلاستیسیته مواد فولادی قابل استفاده است و این نوع مواد رفتار کششی و فشاری مشابهی دارند و تنش تسلیم آن‌ها در حالت کششی و فشاری معادل هم بوده و مقدار تنش تسلیم آن‌ها در حالت برشی برابر 0.75 کششی و فشاری می‌باشد (افتخاری، ۱۳۸۶). از این روی با توجه به حل مدل براساس فولاد ST37 باید در نظر داشت که مطابق جدول ۱ مقدار تنش تسلیم آن در کشش و فشار با احتساب ضریب ایمنی برابر یک، معادل 240 مگاپاسگال و مقدار تنش تسلیم برشی آن برابر 180 مگاپاسگال خواهد بود. حساسیت قطعه و شرایط محیطی و نوع بارهای وارده به آن ایجاب می‌کند برای مقادیر مذکور (تنش تسلیم کششی، فشاری و برشی) یک ضریب اطمینان در نظر گرفته شود که مقدار این ضریب برای قطعه مورد تحقیق برابر $1/4$ فرض می‌شود. بنابراین در نهایت معیار شکست قطعه در مولفه تنش‌های اصلی ماده برابر 170 مگاپاسگال در وضعیت کششی و فشاری و 130 مگاپاسگال در وضعیت برشی خواهد بود.

مرحله پردازش

پس از آماده کردن مدل المان محدود (شکل ۶) قسمت اصلی حل مسئله (پردازش) شامل مراحل تعریف شرایط مرزی تکیه‌گاهی، انتخاب نوع تحلیل، بارگذاری و حل مسئله باید انجام شود (جاهد مطلق، ۱۳۷۹).



شکل ۶: مدل کامل المان محدود صفحه برش ایمنی و دیگر اجزاء

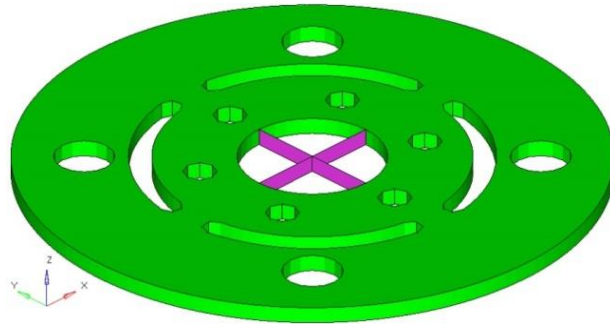
شرایط مرزی

مجموعه آماده شده شامل یک صفحه برش ایمنی و یک بشقاب است که توسط پیچ و مهره به هم متصل شده و حول محور محرک با سرعت 3000 تا 3500 دور بر دقیقه حرکت دورانی دارند (کاتالوگ‌های دروگرهای بشقابی شرکت FELLA). برای شبیه‌سازی حرکت دورانی، گره‌های قرار گرفته در مرکز دوران که توسط المان‌های سبک و صلب از چهار طرف دیسک متصل شده است، در سه راستای اصلی سیستم مختصات مقید شده و صرفاً حول محور دوران آزادی چرخشی خواهند داشت و دو جهت دورانی دیگر نیز مقید خواهد بود (شکل ۷).

انتخاب نوع تحلیل



مدل مورد تحقیق به دو روش قابل حل می‌باشد. روش اول، محاسبه بارهای وارد به سیستم و حل مساله به صورت استاتیکی و در روش دوم، در نظر گرفتن شرایط دینامیکی و حل مساله به صورت غیر استاتیکی است.



شکل ۷: گره‌های قرار گرفته در مرکز دوران که توسط المان‌های سبک و صلب از چهار طرف به دیسک متصل شده است.

در روش دوم سرعت دورانی بیشینه سیستم اعمال شده و سپس مجموعه با یک جسم صلب به عنوان مانع برخورد می‌کند. انرژی جنبشی ناشی از لحظه برخورد به عنوان نیروی اصلی باعث به وجود آمدن تنش در کل سیستم خواهد شد. در این تحقیق حل مسئله براساس نوع تحلیل گذار (روش دوم) انتخاب می‌شود (جاهد مطلق، ۱۳۷۹).

گام‌های حل مساله

برای حل مساله دو گام در نظر گرفته شد. در گام اول مساله، گره‌های میانی صفحه برش ایمنی مقید شده و سرعت دورانی در جهت بردار نرمال سطح صفحه برش ایمنی به گره‌های میانی که قید دورانی این گره‌ها در این راستا آزاد می‌باشد، اعمال گردید. سرعت دورانی در این مرحله برابر بیشترین سرعت دورانی مجاز دستگاه (معادل ۳۵۰۰ دور بر دقیقه) در نظر گرفته شد. با توجه به این‌که در نرم‌افزار ANSYS حل مسئله در محیط APDL این نرم‌افزار انجام می‌گیرد و در این محیط سیستم آحاد براساس مقیاس ابعاد مدل و مشخصات مواد تعیین می‌گردد، تحقیق حاضر بر اساس سیستم واحدهای SI با ابعاد میلی‌متری در نظر گرفته شد (جاهد مطلق، ۱۳۷۹). بنابراین سرعت دورانی براساس واحد رادیان بر ثانیه محاسبه شده و معادل ۳۶۶ رادیان بر ثانیه اعمال شده است. زمان در نظر گرفته شده برای این گام بسیار کوچک و برابر ۰/۰۰۱ ثانیه می‌باشد. این زمان کوتاه صرفاً برای تحریک سیستم با سرعت دورانی اولیه می‌باشد و به این دلیل که هیچ مکانیزمی برای کاهش سرعت دورانی وجود ندارد تا زمانی که برخورد با مانع انجام نشود کل سیستم با این سرعت دورانی در راستای بردار نرمال سطح صفحه برش ایمنی خواهد چرخید. در گام دوم مسئله شرایط مرزی تکیه‌گاهی مطابق شرایط در نظر گرفته شده در گام اول می‌باشد. در این گام سرعت دورانی اعمال شده بر روی گره‌های میانی صفحه برش ایمنی حذف شده و زمان کافی برای برخورد صفحه برش ایمنی با مانع و حل مسئله در نظر گرفته می‌شود. با توجه به فاصله در نظر گرفته شده میان مانع و پیشانی صفحه برش ایمنی، زمان مسئله در این گام برابر ۰/۱ ثانیه فرض می‌شود.



آزمون صفحه برش ایمنی در محیط آزمایشگاه:

برای بررسی نتایج به دست آمده از نرم‌افزار ANSYS و صحنه گذاشتن بر این نتایج، یک ورق به ضخامت ۲ میلی‌متر انتخاب شد. برای جلوگیری از تغییر شکل، تغییر خواص به دلیل ضخامت پایین ورق و همچنین دقت برای در آوردن سوراخ‌ها و لوبیایی‌های ورق از برش لیزر استفاده شد. برای مشخص کردن جنس قطعه مذکور آن را به محیط آزمایشگاه آورده و به وسیله دستگاه سختی سنج راکول مورد تست سختی قرار گرفته شد که حدوداً عدد RB40 به دست آمد، این مقدار سختی معادل فولاد ST37 می‌باشد (اولریش، ۱۳۸۷).

با توجه به بررسی نوع شکست صفحه برش ایمنی در دروگرهای بشقابی تست پیچش برای این قطعه انتخاب شد. برای قرار دادن قطعه در دستگاه تست پیچش نیاز به فیکسچر بود، بنابراین مطابق (شکل ۸) فیکسچری برای این منظور ساخته شد.



شکل ۸: فیکسچر ساخته شده برای تست پیچش صفحه برش ایمنی در دروگرهای بشقابی

صفحه برش ایمنی برای آزمایش در وسط فیکسچر به وسیله پیچ و مهره‌های مربوطه نصب شد، سپس بین دو فک دستگاه تست پیچش پلاستیک شرکت AVERY ساخت کشور انگلستان قرار گرفت.

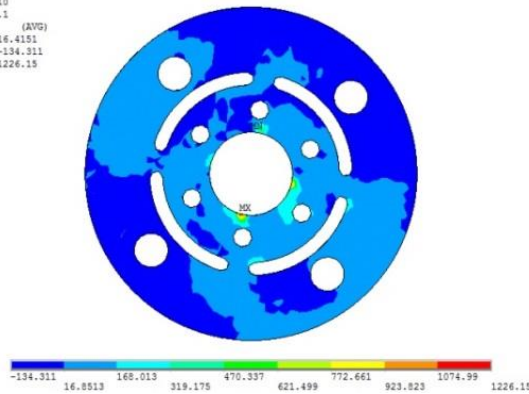
نتایج و بحث

بررسی نتایج صفحه برش ایمنی (بر اساس ضخامت ورق ۴ میلی‌متر)

با توجه به نوع اتصال المان‌های میانی به گره‌های داخلی صفحه برش ایمنی، انتظار می‌رود در محل اتصال این المان‌ها صفحه برش ایمنی تمرکز تنش وجود داشته باشد. از آن جایی که این المان‌ها تنها نقش انتقال شرایط مرزی به مدل را ایفا می‌کنند، بنابراین در ناحیه مذکور نتایج مستند نخواهد بود. اما در نواحی دیگر مدل انتظار می‌رود نتایج دقت مناسبی داشته باشد. در شکل‌های ۹، ۱۰، ۱۱ و ۱۲ به ترتیب تنش‌های کششی، فشاری، برشی و تنش فون مایسز محاسبه شده در صفحه برش ایمنی مورد مطالعه قابل مشاهده است.

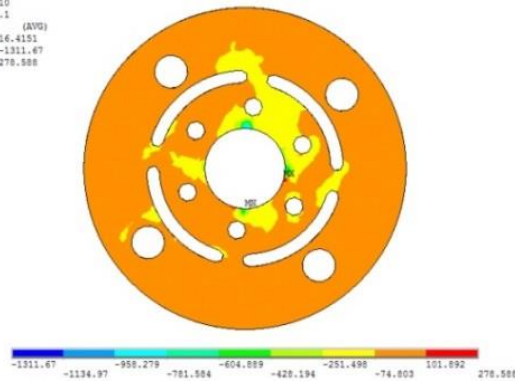


MODAL SOLUTION
STEP=1
SUB =10
TIME=.1
S1 (AVG)
DMX =16.4151
SMI =-134.311
SMX =1226.15



شکل ۹: مشاهده تنش کششی در صفحه برش ایمنی بر اساس ضخامت ۴ میلی‌متر

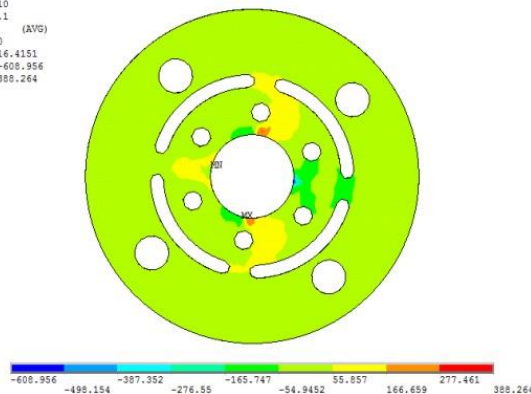
MODAL SOLUTION
STEP=1
SUB =10
TIME=.1
S3 (AVG)
DMX =16.4151
SMI =-1311.67
SMX =278.588



شکل ۱۰: مشاهده تنش فشاری در صفحه برش ایمنی بر اساس ضخامت ۴ میلی‌متر

با توجه به نتایج مشاهده شده از شکل‌های ۹، ۱۰، ۱۱ و ۱۲ مولفه‌های اصلی تنش بیشینه مقدار تنش کششی در محل

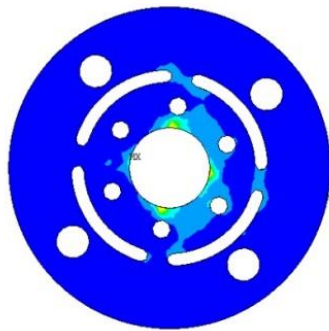
MODAL SOLUTION
STEP=1
SUB =10
TIME=.1
SKY (AVG)
RSYS=0
DMX =16.4151
SMI =-608.956
SMX =388.264



شکل ۱۱: مشاهده تنش برشی در صفحه برش ایمنی بر اساس ضخامت ۴ میلی‌متر



NODAL SOLUTION
STEP=1
SUB =10
TIME=1
SEQV (AVG)
DMX =16.4151
SMX =4.91826
S0X =1251.95



شکل ۱۲: مشاهده تنش فون مایسز در صفحه برش ایمنی براساس ضخامت ۴ میلی‌متر

آسیب برابر ۹۰ مگاپاسگال، بیشینه تنش فشاری برابر ۸۰ مگاپاسگال و بیشینه تنش برشی برابر ۷۰ مگاپاسگال می‌باشد. در دو حالت کششی و فشاری کمینه ضریب اطمینان قطعه در ناحیه آسیب برابر ۱/۹ و در حالت برشی برابر ۱/۸ می‌باشد. براساس مقاومت ماده در برابر مولفه‌های اصلی تنش اختلاف کاملاً ایمنی نسبت به مقدار مقاومت ماده و معیار گسیختگی آن در هر کدام از مولفه‌های اصلی تنش خواهیم داشت. توجه به اختلاف زیاد میان نتایج محاسبه شده و تنش‌های حد تسلیم ماده، مقدار تنش ناحیه پلاستیک رفتار ماده کلاً برابر صفر بوده است.

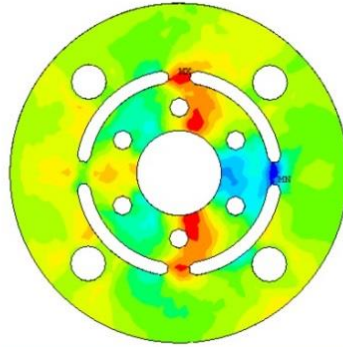
بررسی نتایج صفحه برش ایمنی (براساس ضخامت ورق ۲ میلی‌متر)

برای بهینه‌سازی صفحه برش ایمنی، تحلیل مرحله دوم براساس روش سعی و خطا ضخامت ورق برابر ۲ میلی‌متر انجام شده است. شرایط مرزی اعمال شده برای این حالت، دقیقاً مشابه شرایط مرزی حالت اول در نظر گرفته شده است. مدل بهینه‌سازی شده نیز با همان فولاد مورد استفاده برای مدل تحلیل شده است (ST37). بنابراین در این حالت نیز مقاومت ماده دقیقاً برابر مقاومت ماده مورد اشاره در مدل اول می‌باشد. نتایج به‌دست آمده از حل المان محدود مدل بهینه‌سازی در تصاویر (شکل ۱۳)، (شکل ۱۴)، (شکل ۱۵) و (شکل ۱۶) قابل مشاهده می‌باشد. همان‌طور که در قسمت‌های قبل در بحث مقاومت ماده مورد استفاده (ST37) به آن اشاره شد، معیار گسیختگی ماده براساس مولفه‌های اصلی تنش به ترتیب برابر ۱۳۰ مگاپاسگال در برش و ۱۸۰ مگاپاسگال در کشش و فشار می‌باشد.

مطابق (شکل ۱۵)، (توزیع تنش برشی در صفحه) بیشینه تنش برشی در محل آسیب برابر ۱۲۰ مگاپاسگال می‌باشد. بدین ترتیب فاصله خیلی کمی تا رسیدن به حد گسیختگی ماده در برش وجود دارد و ظرفیت ماده برای مقاومت در برابر برش کامل شده است.

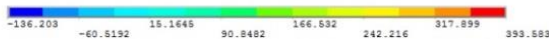
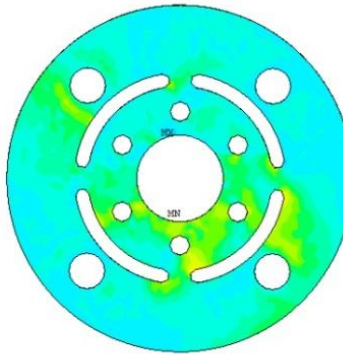


```
NODAL SOLUTION  
STEP=1  
SUB =8  
TIME=.1  
SXY (AVG)  
RSYS=0  
DMX =2.01864  
SMN =-144.35  
SMX =125.296
```



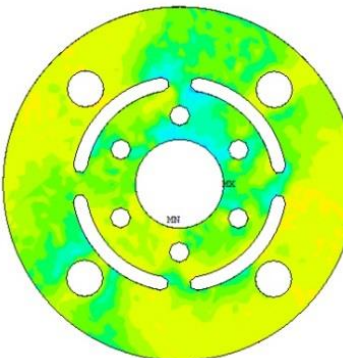
شکل ۱۳: توزیع تنش برشی بر اساس ضخامت ۲ میلی‌متر

```
NODAL SOLUTION  
STEP=1  
SUB =8  
TIME=.1  
S1 (AVG)  
DMX =2.01864  
SMN =-136.203  
SMX =393.583
```



شکل ۱۴: توزیع تنش کششی بر اساس ضخامت ۲ میلی‌متر

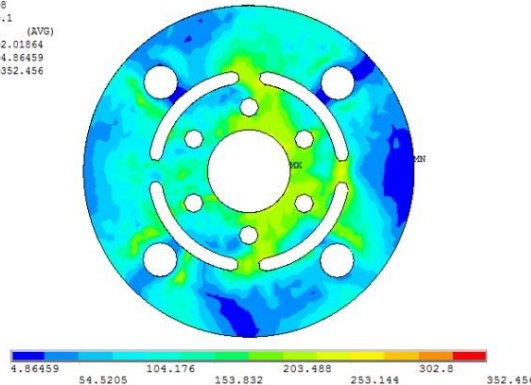
```
NODAL SOLUTION  
STEP=1  
SUB =8  
TIME=.1  
S3 (AVG)  
DMX =2.01864  
SMN =-363.704  
SMX =138.825
```



شکل ۱۵: توزیع تنش فشاری بر اساس ضخامت ۲ میلی‌متر



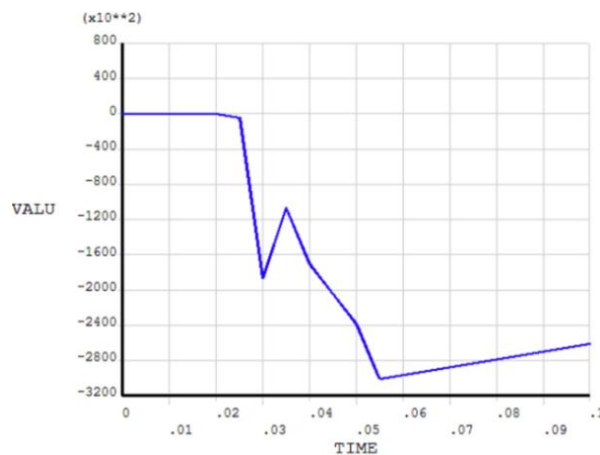
MODAL SOLUTION
STEP=1
SUB =8
TIME=.1
SEQ1 (AVG)
DMX =2.01864
SMI =4.86459
SMX =352.456



شکل ۱۶: توزیع تنش فون مایسز براساس ضخامت ۲ میلی‌متر

با توجه به نتایج مشاهده شده در شکل ۱۴، بیشینه تنش کششی محاسبه شده در محل آسیب برابر ۱۸۵ مگاپاسگال می‌باشد. این مقدار تنش محاسبه شده به اندازه ۵ مگاپاسگال بیشتر از ظرفیت ماده برای رسیدن به حد گسیختگی در اثر کشش می‌باشد (با احتساب ضریب ایمنی برابر ۱/۴) بر این اساس در صورت افزایش مقدار تنش کششی، امکان آسیب قطعه در محل مورد نظر وجود خواهد داشت.

در (شکل ۱۷) نمودار نیروی برآیند در نقطه مقید شده است. طبق نمودار در زمان حدوداً برابر ۰/۰۵۵ ثانیه مقدار نیرو به اوج خود رسیده و بعد از آن با جدا شدن تدریجی دو جسم از یکدیگر کم می‌شود. بنابراین با در نظر گرفتن بیشینه نیروی بدست آمده برابر ۳۱۰۰ نیوتن و فاصله تکیه‌گاه تا مرکز دیسک برابر ۰/۱۵۷ متر بیشینه گشتاور برابر ۴۸۰ نیوتن متر به دست می‌آید.



شکل ۱۷: نمودار نیروی برآیند در نقطه مقید شده

نتایج آزمون صفحه برش ایمنی در محیط آزمایشگاه

نتیجه تست صفحه برش ایمنی مطابق جدول ۲ به دست آمد. بعد از تست پیچش صفحه برش ایمنی به گسیختگی کامل رسید (شکل ۱۸).



نتایج ارائه شده در بخش اول با ضخامت ۴ میلی‌متر نشان می‌دهد در صورتی که در شرایط آزمایشگاهی انرژی برخورد معادل اثر ضربه در روش المان محدود باشد، شرایط ایمنی خواهیم داشت و هیچ کدام از مولفه‌های تنش در نقطه بیشینه از حد تسلیم ماده (با در نظر گرفتن ضریب ایمنی برابر ۱/۴) فراتر نرفته است. بنابراین با توجه به مقدار تنش‌های بیشینه محاسبه شده در قسمت اول، پیشنهاد شد برای بهینه سازی مدل مورد مطالعه، ضخامت قطعه نصف شود.

جدول ۲: گزارش تست صفحه برش ایمنی

شماره نمونه	حداکثر گشتاور (N.m)	زاویه پیچش (deg)	ضخامت نمونه (mm)	ملاحظات در حداکثر گشتاور
۱	۶۷۰	۳۰	۲	شکست نمونه



شکل ۱۸: گسیختگی صفحه برش ایمنی در دروگرهای بشقابی

در این صورت انتظار می‌رود افزایش قابل توجهی در مقدار تنش‌های مشاهده شده در مدل اول نسبت به مدل بهینه شده به وجود آید. نتایج ارائه شده از تحلیل مدل بهینه شده نشان می‌دهد مولفه تنش برشی از مقدار ۸۰ مگاپاسگال در تحلیل اول به ۱۲۰ مگاپاسگال در تحلیل دوم افزایش یافته است. همین‌طور مولفه‌های تنش فشاری و کششی به ترتیب از مقدار ۸۰ و ۱۱۰ مگاپاسگال به ۱۱۰ و ۱۸۵ مگاپاسگال افزایش یافته است. در مقایسه با ظرفیت فولاد ST37 پیشنهاد شده در ساخت صفحه برش ایمنی، مولفه‌های تنش برشی و کششی در صورت افزایش بیشتر می‌توانند به عنوان عامل به وجود آمدن خرابی در قطعه تبدیل شوند. از این روی در صورت استفاده از فولاد ST37 در ساخت این قطعه امکان کاهش بیشتر ضخامت صفحه وجود نخواهد داشت.

برای بهینه‌سازی مدل استفاده از فولاد ST52 با استحکام بالا می‌باشد براساس جدول ۱ تنش حد گسیختگی فولاد ST52 برابر ۳۶۰ مگاپاسگال می‌باشد. این بدان معنی است که با احتساب ضریب ایمنی برابر ۱/۴، معیار ایمنی در برابر مولفه‌های اصلی تنش برشی، کششی و فشاری برابر ۱۹۰ مگاپاسگال و ۲۶۰ مگاپاسگال خواهد بود. در این صورت می‌توان از همان طرح مورد مطالعه صفحه برش ایمنی با ضخامت کمتر و برابر ۱/۵ میلی‌متر استفاده نمود.



عملیات حرارتی یکی از روش‌های افزایش استحکام فولاد می‌باشد. اما با توجه به افزایش هزینه ساخت، استفاده از این روش مقرون به صرفه نمی‌باشد. البته باید به این نکته توجه نمود در صورت استفاده از عملیات حرارتی، صلبیت قطعه افزایش می‌یابد. این بدان معنی است که استحکام قطعه در برابر مولفه تنش برشی افزایش کمتری نسبت به دیگر مولفه‌های اصلی تنش خواهد داشت.

نتیجه‌گیری از تست صفحه برش ایمنی در آزمایشگاه

با توجه به حداکثر گشتاور پیچش یعنی 670 Nm در آزمایشگاه و با احتساب ضریب اطمینان 1/4 مشخص شد المان‌بندی و مراحل تحلیل صفحه برش ایمنی به‌درستی انجام شده است.

مراجع

۱. الستی، ب. شیخی ع. و کماریزاده، م. ۱۳۸۶. ارزیابی دروگر بشقابی و تحلیل تیغه آن. سومین کنفرانس دانشجویی مهندسی ماشین‌های کشاورزی.
۲. افتخاری، م. ۱۳۸۶. بررسی شکل‌پذیری اعضای ساخته شده از فولاد پرمقاومت و مقایسه‌ی آن با فولاد نرمه. پایان‌نامه کارشناسی ارشد مهندسی عمران. دانشگاه تهران.
۳. بهروزی لار، م. ۱۳۸۶. اصول طراحی ماشین‌های کشاورزی. تالیف: اجیت سریواستاوا. کارول گورینک. راجر رورباک). ترجمه: حسین مبلی. ناشر: معاونت پژوهشی دانشگاه آزاد اسلامی. ۷۰۲ص.
۴. جاهد مطلق، ح. ۱۳۷۹. ANSYS. دانشگاه علم و صنعت ایران. ۴۰۰ص.
۵. کپنر، بینر و بارگر ۱۳۷۱. ترجمه س. ا. شفیع. اصول ماشین‌های کشاورزی. دانشگاه تهران. ۴۶۸ص.
۶. اولریش، فیشر. ۱۳۸۷. ترجمه: عبدا... ولی نژاد. جداول و استانداردهای طراحی و ماشین‌سازی. انتشارات طراح. ۴۳۰ص.
۷. منصوریراد، د. ۱۳۸۴. تراکتورها و ماشین‌های کشاورزی. جلد اول. چاپ سیزدهم. دانشگاه بوعلی سینا. ۵۱۹ص.
۸. نوین، ف. ۱۳۹۲. مهندسی معکوس با CATIA. انتشارات آفرنگ. ۳۲۸ص.
۹. کاتالوگ‌های دروگرهای بشقابی شرکت FELLA.



نهمین کنگره ملی مهندسی ماشین‌های کشاورزی

(مکانیک بیوسیستم) و مکانیزاسیون

پردیس کشاورزی و منابع طبیعی دانشگاه تهران

۲ و ۳ اردیبهشت ۱۳۹۴ - کرج



Stress Analysis of Safety Cutting Plate in Disc Mowers

Abstract

This plan is to calculate the shear stress on the safety of a sample disk mower, initially through reverse engineering and conceptual design, SolidWorks software components required for the analysis and design software to help Hyper Mesh and Finite Element were analyzed in ANSYS software. The results of the analysis software based on the thickness of four millimeters for cutting steel plate ST37, the maximum amount of damage equal to 90 MPa tensile stress at the maximum compressive stress of 70 MPa to 80 MPa and maximum shear stress as the main component tensions were obtained. It is also optimized for the same material thickness 2 mm, the maximum tensile stress of 185 MPa was calculated at the injury site and found that the thickness of the piece reaches its breaking point. Regarding the maximum force of 3100 N and Backrest distance to the center of the safety cut 0/157 m, maximum torque of 480 Nm is reached. In laboratory tests, the plot twists for cutting to the desired torque of 670 Nm is reached. The results obtained showed disk mower Finite Element safety cut- page analysis dish is done correctly.

Keywords: Disc mower, Safety Cutting Plate, Shearing Stress, ANSYS