

تحلیل نیرویی و تنش پین پوشر کوره القائی: تأثیر لقی شعاعی و محوری بین اعضای درگیر و طول تکیه‌گاه پین

چکیده

در این مقاله به بررسی و تحلیل یک پین در پوشر کوره القائی پرداخته شده است. ابتدا با شبیه‌سازی پوشر در محیط سیم مکانیک از نرم‌افزار متلب، نیروی وارد بر پین در بدترین حالت کاری دستگاه محاسبه گردید. سپس به شبیه‌سازی و تحلیل پین در نرم‌افزار المان محدود آباکوس پرداخته شد. اثر لقی محوری بین تکیه‌گاه و عضو تحت بارگذاری، اثر لقی شعاعی بین پین و عضوهای درگیر و اثر طول تکیه‌گاه، روی تنش‌های وارد بر پین مورد بررسی قرار گرفت. نتایج شبیه‌سازی نشان داد که با افزایش لقی محوری و لقی شعاعی، مقدار بیشینه تنش در داخل پین افزایش می‌یابد. همچنین افزایش لقی محوری باعث می‌شود که توزیع تنش به داخل تکیه‌گاه‌ها کشیده شود. با افزایش لقی شعاعی، کماتی که سطح تماس پین و تکیه‌گاه‌ها را تشکیل می‌دهد کاهش می‌یابد و بارها در محل گوشه تکیه‌گاه‌های کناری با تمرکز بیشتری وارد می‌شوند و اثر ضربه‌ای خواهند داشت. همچنین افزایش طول تکیه‌گاه درگیر برای لقی شعاعی صفر تأثیری روی تنش‌های وارد بر پین ندارد، لذا بزرگ گرفتن بیش از حد آن، فقط باعث هزینه اضافی می‌شود.

کلمات کلیدی

پین، تحلیل تنش، لقی شعاعی، لقی محوری، المان محدود

Force and Stress Analysis of the Pin of an Induction Furnace Pusher: The Effect of Radial and Axial Clearance between the Involved Members and the Length of the Pin Support

Mohamad Sadegh Mirjalili^a, Mohammad Jafari Gelooyak^{b1}, Mohsen Soltani^{b,c}

^a Department of Mechanical Engineering, Iran University of Science and Technology, Tehran, Iran.

^b Department of Mechanical Engineering, Yazd University, Yazd, Iran.

^c Hoshyar Drayat Rahvar Machine Company (HIDRAM), Yazd, Iran.

ABSTRACT

In this paper, the investigation and analysis of a pin in the pusher of the induction furnace was carried out numerically. First, by simulation of the pusher mechanism in MATLAB's SimScape/SimMechanics toolbox, the force on the pin was calculated in the worst-case condition of the device. Then, the pin was simulated and analyzed in the finite element software Abaqus. The obtained results showed that with the increase in axial and radial clearance, the maximum amount of stress and the area with high stress distribution intensity in the pin increased. Also, the increase in axial clearance causes the stress distribution to be drawn to the supports. With the increase in radial clearance, the arc forming the contact area of the pin and supports decreases and the loads are concentrated at the lower area and will have an effect of impact loading. Also, increasing the length of the involved support for zero radial clearance has no effect on the stress distribution on the pin. Therefore, excessive length only results in additional costs.

KEYWORDS

Pin, Stress analysis, Radial clearance, Axial clearance, Finite element

پین وسیله‌ای است برای جلوگیری از جابه‌جایی نسبی بین قطعات و حفظ کردن وضعیت اجزای گردان که برای اتصال و انتقال حرکت مورد استفاده قرار می‌گیرد. این نوع اتصال اجازه می‌دهد که شیء در نقطه اتصال مفصل‌ها چرخش داشته باشد. اغلب دستگاه‌های مکانیکی که به طور معمول نیاز به خم شدن و یا باز کردن دارند از این اتصال استفاده می‌کنند؛ لذا پین جزو عضوهای پرکاربرد در ماشین‌آلات معدنی، راه‌سازی و حتی فولادی می‌باشد.

برای تحلیل و بهینه‌سازی هر یک از پین‌های دستگاه‌های مختلف، بعد از به دست آوردن نیروهای وارد بر پین‌ها در بحرانی‌ترین حالات کاری، از لحاظ استحکام در برابر بارهای وارد شده ارزیابی می‌شوند که آیا آنها در طی کارکرد واقعی دستگاه می‌توانند تنش‌های وارد شده را تحمل کنند یا دچار شکست می‌شوند. تحلیل استاتیکی و دینامیکی سازه، نقش مهمی در تعیین استحکام قطعات در تولید محصول نهایی را دارا می‌باشد که باعث می‌شود قطعات استفاده شده در محصول نهایی از لحاظ ایمنی مورد تأیید باشند و در طی عملکرد دستگاه در بحرانی‌ترین حالات، دچار شکست یا گسیختگی نشوند. اگر قطعه‌ای نتواند با موفقیت این مرحله را بگذراند و استحکام آن مورد تأیید نباشد، فرایند طراحی مجدداً تکرار می‌شود تا زمانی که از لحاظ تحلیل مورد تأیید قرار بگیرد. برای این منظور ممکن است جنس قطعه، ابعاد قطعه و لقی‌های آن تغییر کند. عدم دانش و تحقیق کافی نسبت به ابعاد پین، لقی محوری و طول تکیه‌گاه‌های درگیر سبب می‌شود که پین نتواند نیرویی که بر آن وارد می‌شود را تحمل کند و بشکند یا پین در درازمدت در جای خود هرز می‌شود و جای خود را گشاد می‌کند که در نهایت به سازه آسیب می‌رساند و خسارات جانی و مالی را در پی دارد. به‌طور کلی با تحلیل‌های درست می‌توان مناسب‌ترین ابعاد و لقی‌ها را برای پین‌ها به دست آورد تا هزینه‌های تعمیر و نگهداری کاسته شود و عمر کارکرد سازه‌ها افزایش یابد.

اسلام و همکاران (۲۰۰۴) به بررسی تکیه‌گاه با پین صلب درون آن پرداختند و توزیع تنش را در مرز سوراخ تکیه‌گاه به دست آوردند. آنها مشاهده کردند که با تغییر زاویه اعمال نیرو، میزان تنش تغییر می‌کند و تنش در محدوده زاویه خاصی به بیشترین میزان خود می‌رسد سپس به سرعت کاهش می‌یابد و پس از آن دچار کاهش تدریجی می‌شود. آنها همچنین اثر طول تماس پین را بررسی کردند و مشاهده کردند که افزایش لقی پین و تکیه‌گاه، زاویه تماس را کاهش می‌دهد. در حالی که افزایش بار، تمایل به افزایش زاویه تماس دارد [۱]. رادی و همکاران (۲۰۲۳) به بررسی دو بعدی پین پرداختند و روابط غیرخطی بین بار اعمالی، زاویه تماس و توزیع فشار ایجاد شده را به دست آوردند. آنها به این نتیجه رسیدند که توزیع هر تری برای سطوح با بار کم و ناحیه تماس کوچک صدق می‌کند در حالی که برای ناحیه‌های تماسی بزرگ و بارهای بیشتر، فشار در مرکز ثابت می‌ماند و بیشینه فشار در نزدیکی انتهای زاویه تماس رخ می‌دهد [۲]. طالبی قادیکلایی و همکاران (۲۰۲۴) پدیده شکست نرم در فرایند شکلدهی غلتکی یک مرحله‌ای را با استفاده از معیار موهر-کلمب اصلاح شده بررسی کردند و تأثیر پارامترهای فرایند شامل ضخامت، زاویه خم و شعاع گوشه بر توزیع آسیب را مورد تحلیل قرار دادند. نتایج آنان نشان داد که افزایش ضخامت ورق و زاویه خم منجر به افزایش سطح آسیب می‌شود، در حالی که افزایش شعاع خم موجب کاهش آسیب و تأخیر در وقوع شکست می‌گردد. این مطالعه با ارائه درک عمیق‌تری از مکانیک تغییر شکل و نحوه توزیع تنش در فرایندهای شکلدهی، اهمیت تحلیل دقیق اجزای مکانیکی تحت بارگذاری پیچیده را برجسته می‌سازد [۳].

لی و همکاران (۲۰۲۲) به بررسی سه مدل توزیع فشار وارده بر پین پرداختند و مشاهده کردند که فشار تماسی با افزایش ضریب اصطکاک افزایش می‌یابد و لغزش سطح تماس منجر به ایجاد سطح تماس کوچکتری می‌شود. در نهایت آنها رابطه‌ای برای محاسبه حداکثر فشار تماسی تکیه‌گاه براساس مدل بارگذاری و توزیع تنش معرفی کردند [۴]. استروزی و همکاران (۲۰۰۶) به بررسی بیشینه تنش معادل الاستیک در پین تحت تأثیر بار، نسبت قطر سوراخ به عرض تکیه‌گاه و زاویه انتهای تکیه‌گاه پرداختند و اثرات طول

تکیه‌گاه و لقی اولیه میان پین و تکیه‌گاه را بررسی کردند. در نهایت یک عبارت درون‌یابی جهت محاسبه بیشینه تنش معادل الاستیک به عنوان تابعی از نسبت قطر سوراخ به عرض تکیه‌گاه، زاویه انتهایی تکیه‌گاه و زاویه اعمال بار پیشنهاد دادند [۵]. سیوارلا و همکاران (۲۰۰۶) با بررسی بر روی پین یافتند که در تماس بدون اصطکاک پین با تکیه‌گاه، سطح تماس معمولاً یا کاهش می‌یابد و یا ثابت باقی می‌ماند در این صورت سطح تماس مستقل از بار است و میدان تنش و جابجایی به طور خطی با پارامترهای بارگذاری تغییر می‌کند [۶]. استروزی و همکاران (۲۰۱۱) به بررسی بیشینه تنش تماسی داخل پین پرداختند. آنها مشاهده کردند که برای بارهایی با شیب صفر الی ۴۵ درجه، حداکثر تنش معادل خارج از منطقه تماس رخ می‌دهد و برای بارهای عرضی، حداکثر تنش معادل در نسبت‌های پایین قطر پین به عرض تکیه‌گاه در ناحیه تماس رخ می‌دهد و برای نسبت‌های بالا، حداکثر تنش معادل به سمت خارج از محل تماس حرکت می‌کند [۷].

گرنٹ و همکاران (۱۹۹۴) به بررسی اولیه عمر خستگی اتصالات پین پرداختند. آنها اثر تغییر پهنای تکیه‌گاه، موقعیت پین نسبت به انتهایی تکیه‌گاه و لقی پین در تکیه‌گاه را بر روی حداکثر تنش محیطی در اطراف پین بررسی کردند. آنها نسبت عرض تکیه‌گاه به قطر پین، فاصله مرکز سوراخ از انتهایی آزاد تکیه‌گاه به قطر پین و تداخل پین را بر روی بزرگی و موقعیت حداکثر تنش محیطی در اطراف سوراخ مورد بررسی قرار دادند و دریافتند که تداخل پین و تکیه‌گاه یک اثر بسیار مهم بر روی حداکثر تنش دارد و برای نسبت‌های عرض تکیه‌گاه به قطر پین بیش از ۴ و نسبت‌های ارتفاع تکیه‌گاه به قطر پین بیش از ۳، تغییرات حداکثر تنش کم خواهد بود [۸]. استریچ و همکاران (۲۰۱۴) به بررسی یک پین تحت بارگذاری توسط کرنش‌سنج در مکان‌های زاویه‌ای متعدد پرداختند. آنها آزمایش‌هایی برای شرایط تماسی روغنکاری شده و روغنکاری نشده جهت بررسی اصطکاک انجام دادند و به این نتیجه رسیدند که یک لقی اولیه میان پین و سوراخ تکیه‌گاه منجر به ایجاد سطح کوچکتری در یک بار معین می‌شود که سبب تنش‌های بزرگتری در تماس می‌شود. همچنین مشاهده کردند که درحالتی که بار با زاویه صفر درجه اعمال می‌شود اثرات اصطکاک در اطراف مرکز تماس بیشتر بوده و سبب شده تنش محیطی و فشار تماسی کاهش یابد [۹]. واردی و همکاران (۲۰۲۰) به بررسی اثرات لقی مفاصل لولایی بر رفتار سینماتیکی ربات موازی صفحه‌ای 3RPR پرداختند و نشان دادند که وجود لقی در مفاصل باعث افزایش قابل توجه مقادیر سرعت و شتاب، ایجاد خطاهای موقعیتیابی و انحراف مسیر می‌شود. آنها با استفاده از نرم‌افزار تحلیل دینامیکی آدامز، تأثیرات لقی را در دو حالت ایده‌آل (بدون لقی) و واقعی (با لقی) مقایسه کردند و مشخص نمودند که لقی مفاصل منجر به تولید ضربه، شوک و ارتعاشات در حین عملکرد مکانیزم می‌گردد [۱۰].

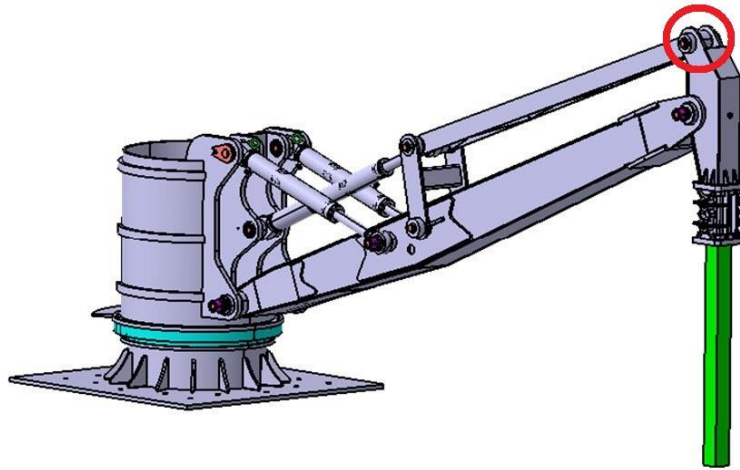
آنتونی و همکاران (۲۰۱۱) به بررسی تغییر شکل پین، بوش، تغییرات تنش‌های شعاعی و محیطی آن پرداختند و مشاهده کردند که محل حداکثر تنش در انطباق‌های مختلف یکسان باقی می‌ماند [۱۱]. ماروانی و همکاران (۲۰۱۸) به بررسی مجموعه پین و بوش تحت نیروهای شعاعی متفاوت پرداختند و مشاهده کردند که توزیع فشار وارده به تکیه‌گاه در امتداد سطح تماس توسط نیروهای وارده تحت زاویه‌های مختلف از صفر الی ۱۸۰ درجه، یک توزیع سهموی است و نتایج برای تمامی زاویه‌های دیگر معتبر است و طول سطح تماس با تقریب π خواهد بود. در ادامه آنها توزیع فشار را برای زاویه‌های مختلف بارگذاری با نیروی ثابت محاسبه کردند و در قالب چندین نمودار ارائه دادند [۱۲]. داتی و همکاران (۲۰۱۷) به بررسی علت شکست پین تراکتور پرداختند و پین‌هایی با جنس‌های متفاوت و قطرهای یکسان را در شرایط نیرویی یکسان مورد بررسی قرار دادند و اثر تغییر جنس پین را بر تنش برشی به دست آوردند. آنها اثر قطر را نیز بررسی کردند و مشاهده کردند که با افزایش قطر پین، تغییر شکل کلی پین، تنش‌های معادل و تنش‌های برشی کاهش می‌یابد [۱۳]. مارمورینی و همکاران (۲۰۱۲) به بررسی تداخل بوش و شاتون پرداختند و مشاهده کردند که اگر مقدار تداخل از حدی کاهش یابد سبب شل شدن بوش در شاتون می‌شود. آنها با تهیه نمودارهایی امکان تعیین تداخل اولیه برای کاهش شل شدن بوش در تکیه‌گاه را دادند و حداکثر تنش الاستیک ایجاد شده در تکیه‌گاه‌ها را نشان دادند [۱۴]. کامر و همکاران (۲۰۱۸) به تحلیل

عملکردی مفصل بند انگشتی با استفاده از مواد مختلف پرداختند و مشاهده کردند که برای مواد فیبر کربنی و الیاف آلومینا تغییر شکل کلی مفصل کمتر است [۱۵]. نظری و حسینی نیک (۲۰۲۵) به بررسی تأثیر پارامترهای سرعت، فشار و ضریب اصطکاک بر توزیع دما در سیستمهای لغزشی خطی پرداختند. یافته‌های آنان نشان داد پارامترهای عملیاتی تأثیر قابل توجهی بر رفتار حرارتی و مکانیکی سیستمهای تماسی دارند و این رویکرد اهمیت کنترل دقیق پارامترهای طراحی در جلوگیری از شکست زودرس قطعات مکانیکی را برجسته می‌سازد [۱۶].

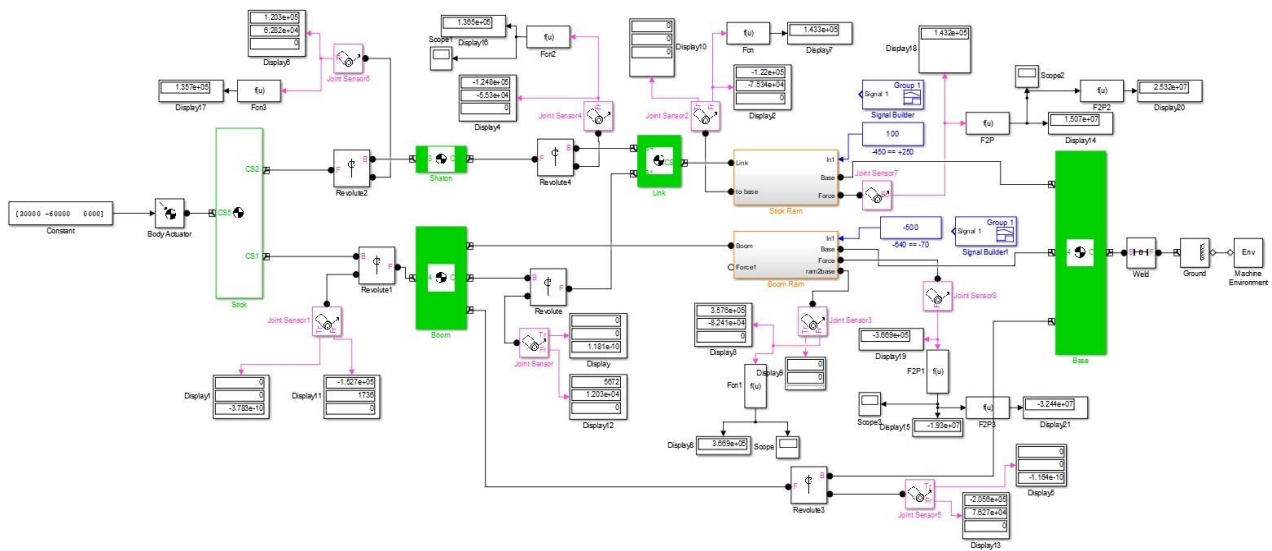
باتوجه به تحقیقات ارزشمند انجام شده در زمینه پین‌ها، تاکنون تحقیق جامعی در مورد تحلیل نیرویی پین، تحلیل تنش پین و بررسی اثرات لقی محوری بین تکیه‌گاه و عضو تحت بارگذاری، اثر لقی شعاعی بین پین و عضوهای درگیر و اثر طول تکیه‌گاه انجام نشده است؛ لذا در این مقاله به تحلیل نیرو و تنش پین قرار گرفته در سازه پوشر کوره القایی پرداخته می‌شود. اثرات طول تکیه‌گاه درگیر، لقی محوری و لقی شعاعی بر روی تنش‌های وارد بر پین بررسی می‌گردد؛ لذا در بخش ۲ در مورد مدل‌سازی پین، تحلیل نیرویی پین و شبیه‌سازی آن با نرم‌افزار المان محدود آباکوس بحث می‌شود. در بخش ۳ به بررسی نتایج شبیه‌سازی و تحلیل تنش وارد بر پین با در نظر گرفتن لقی بین دو عضو درگیر و تحلیل طول تکیه‌گاه درگیر در حالت‌های لقی شعاعی صفر و لقی شعاعی متغیر پرداخته می‌شود.

۲- مدل‌سازی

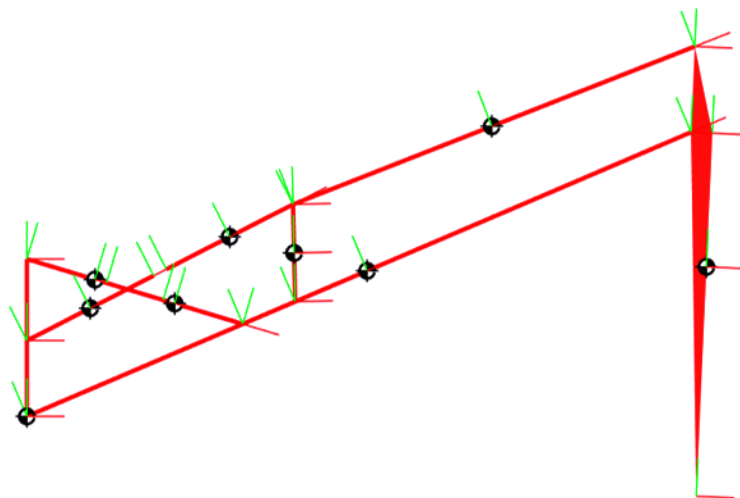
در این مقاله، پین موجود در محل اتصال قسمت استیک به شاتون در دستگاه پوشر کوره ذوب‌آهن القایی ساخته شده توسط شرکت دانش‌بنیان هیدرام مورد تحلیل نیروی استاتیکی در بحرانی‌ترین حالات کاری قرار گرفت. شکل ۱، پوشر کوره ذوب‌آهن القایی و موقعیت پین موردنظر را نشان می‌دهد. برای محاسبه نیروی وارد بر پین، مکانیزم در محیط سیم مکانیک از تولباکس سیم‌اسکیپ نرم‌افزار متلب شبیه‌سازی شده است. مطابق شکل ۲ در این محیط می‌توان به کمک بلوک‌های استاندارد، انواع مکانیزم‌ها را شبیه‌سازی نمود. در این محیط می‌توان مکانیزم‌ها را با ترکیبی از بلوک‌های فیزیکی نشان‌دهنده جرم‌ها و انواع قیود و اتصالات مدل‌سازی کرده و با قراردادن انواع حسگر و عملگر روی اجرام یا اتصالات در هر نقطه دلخواه، مفاصل مختلف را تحریک نمود و نیروهای اعمالی روی اجزای مکانیزم را در حین کار محاسبه کرد. باتوجه به بار مطلوب فشاری ۷۰ کیلونیوتن توسط بیلت سر پوشر (این مقدار، نیروی موردنیازی است که پوشر باید توان اعمال آن را داشته باشد. این نیرو باتوجه به نوع کارکرد پوشر از طرف کارفرما تعیین می‌شود) و مقایسه نیروهای وارد شده بر پین اتصال استیک به شاتون برای حالت‌های کاری مختلف، نشان داده شد که بیشینه نیروی وارد بر این پین در بدترین شرایط ۱۷۴۰۰۰ نیوتن است.



شکل ۱: پوشر کوره ذوب القائی آهن



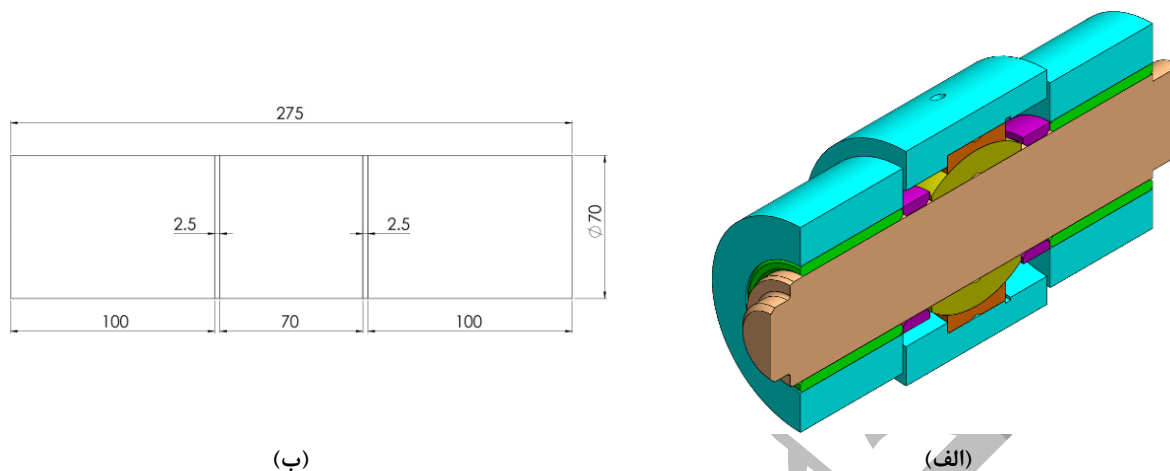
(الف)



(ب)

شکل ۲: نحوه پیاده‌سازی پوشر در محیط سیم مکانیک از تولباکس سیم‌اسکیپ نرم‌افزار متلب برای تحلیل نیرو: (الف) مدل بلوک دیاگرام و (ب) مدل استخوان‌بندی مکانیزم

پین موردنظر دارای قطر ۷۰ میلی‌متر و طول ۲۷۵ میلی‌متر است. طول تکیه‌گاه‌های درگیر اطراف آن ۱۰۰ میلی‌متر است که با ۲/۵ میلی‌متر لقی از تکیه‌گاه وسط قرار گرفته‌اند. همچنین تکیه‌گاه وسط، بار ۱۷۴۰۰۰ نیوتن را در طول ۷۰ میلی‌متر به پین وارد می‌کند. در شکل ۳ تصویر واقعی و شماتیک پین تحلیل شده نمایش داده شده است.



شکل ۳: الف) تصویر واقعی پین و ب) تصویر شماتیک پین

برای تحلیل تئوری تیر، فرض می‌شود پین تنها لقی محوری دارد و لقی شعاعی آن صفر در نظر گرفته شده است. اثرات لقی محوری و طول تکیه‌گاه درگیر بررسی می‌شوند. پین با لقی شعاعی صفر همانند تیری با تکیه‌گاه دو سرگیردار است زیرا تکیه‌گاه‌ها جلوی جابجایی و چرخش پین را می‌گیرند. بنابراین به دلیل اینکه پین نمی‌تواند آزادانه بچرخد و جابجا شود، به صورت یک تیر دوسرگیردار با طول ۷۵ میلی‌متر معادل‌سازی می‌شود که بار گسترده‌ای با شدت ۲۴۸۵/۷ N/m روی آن وارد می‌شود. این معادل‌سازی به این دلیل است که با تقریب دانسته بتوان نتایج تئوری را با نتایجی که از نرم‌افزار المان محدود آباکوس به دست آورده می‌شود مقایسه کرد. با ساده‌سازی و به دست آوردن نیرو و گشتاور تکیه‌گاهی می‌توان مقدار بیشینه تنش فون میزس در پین را به کمک فرمول‌های (۱)، (۲) و (۳) محاسبه کرد.

$$\sigma = \frac{32M}{\pi d^3} \quad (1)$$

$$\tau_{avg} = \frac{V}{\pi r^2} \quad (2)$$

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau_{avg}^2} \quad (3)$$

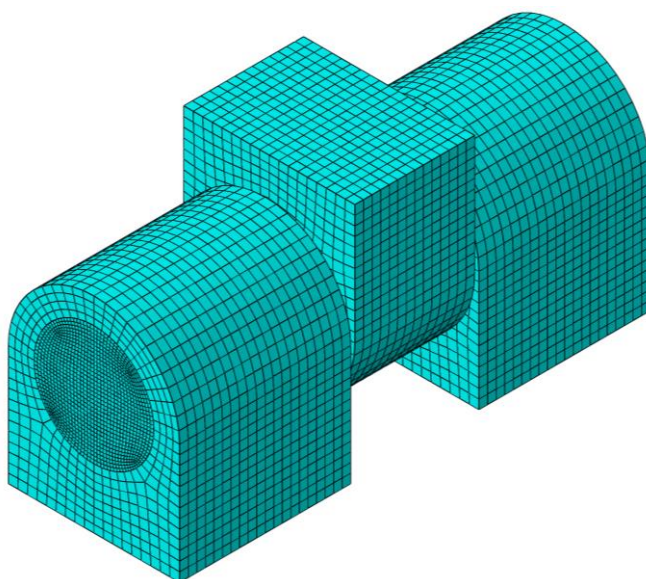
در روابط بالا σ تنش عمودی ناشی از گشتاور خمشی، M گشتاور تکیه‌گاه، d قطر پین، τ_{avg} تنش برشی متوسط، V نیروی عکس‌العمل تکیه‌گاه، r شعاع پین و σ_v تنش فون میزس است.

در ادامه به جزئیات شبیه‌سازی المان محدود پین پرداخته می‌شود. جنس ماده استفاده شده برای شبیه‌سازی پین، مطابق جدول ۱ در نظر گرفته شده است. همچنین برای شبکه‌بندی المان محدود از المان‌های پیوسته مکعبی ۸-نود با انتگرال‌گیری کاهش یافته (C3D8R) استفاده می‌شود. بعد از بررسی وابستگی نتایج به مش، ۱۸۰۰۰۰ المان برای شبیه‌سازی استفاده شد. تماس میان پین و تکیه‌گاه‌ها با ضریب اصطکاک ۰/۰۵ در نظر گرفته شد که از روش پنالتی جهت شبیه‌سازی تماس پین و تکیه‌گاه‌ها استفاده گردیده

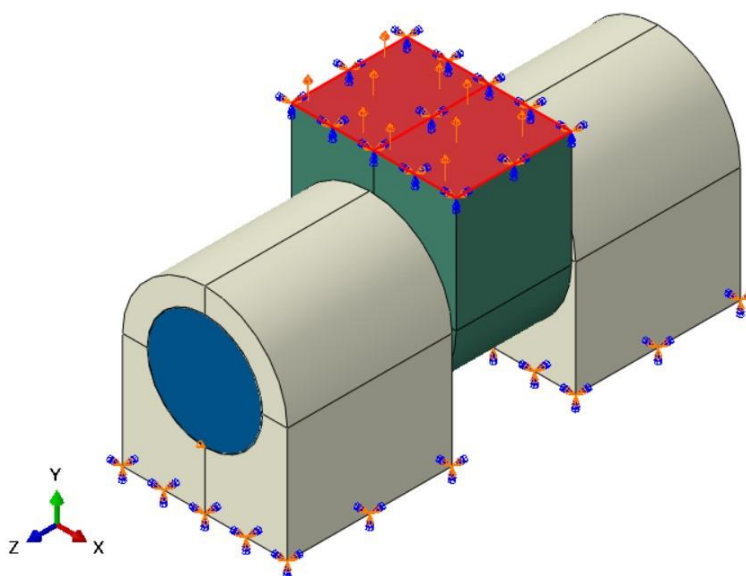
است. شکل ۴ پین مش‌بندی شده را نشان می‌دهد. شکل ۵ شرایط مرزی و بارگذاری وارد بر پین را نشان می‌دهد. با استفاده از نیروهای به دست آمده از نرم افزار متلب، نیروی ۱۷۴۰۰۰ نیوتن بر پین وارد گردید. برای شرایط مرزی، کلیه درجات آزادی دو تکیه-گاه کناری بسته شد. برای تکیه‌گاه وسط، تنها درجه آزادی جابجایی در راستای عمود بر محور پین به منظور قابلیت جابجایی بر اثر اعمال نیرو باز و مابقی درجات آزادی بسته در نظر گرفته شد. برای تحلیل تنش از حلگر استاتیکی نرم افزار المان محدود اباکوس استفاده شد.

جدول ۱: مشخصات ماده استفاده شده برای شبیه سازی پین

Yield strength (N/mm ²)	Young's modulus (N/mm ²)	Poisson's ratio	Density (Kg/m ³)
۳۵۵	۲۱۰۰۰۰	۰٫۳	۷۸۵۰



شکل ۴: شبکه بندی قطعات برای شبیه سازی المان محدود

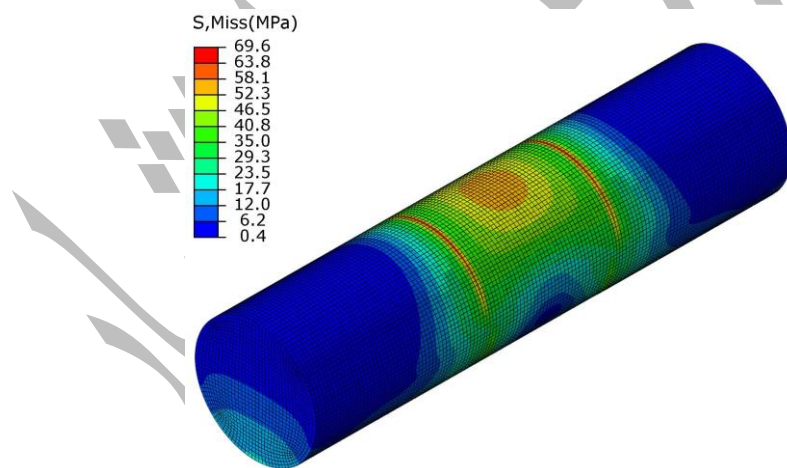


شکل ۵: بارگذاری و شرایط مرزی وارد بر پین

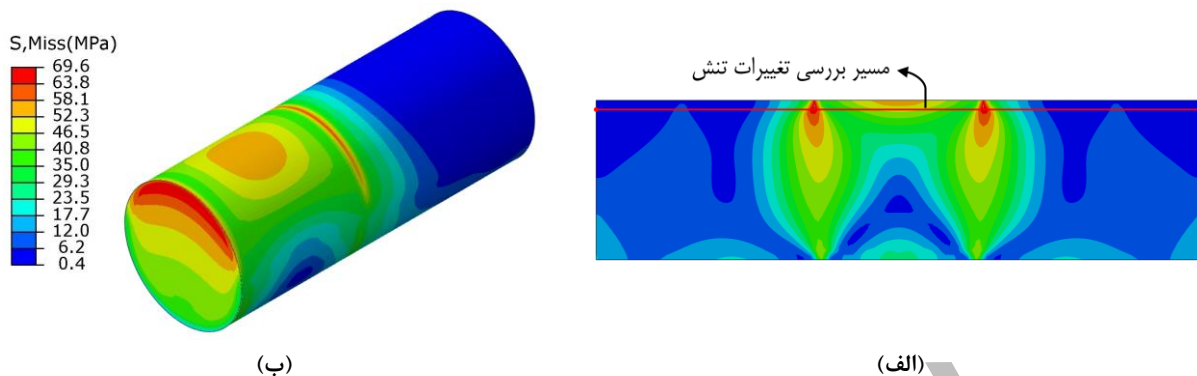
۳- ارائه نتایج و بحث

برای تحلیل شبیه‌سازی پین، در ابتدا فرض می‌شود پین تنها لقی محوری دارد و لقی شعاعی آن صفر در نظر گرفته شده است. سپس اثرات لقی محوری و طول تکیه‌گاه درگیر بررسی می‌شوند. در نهایت تحلیل‌های انجام شده به همراه لقی شعاعی تکرار می‌شود و اثرات آن بررسی می‌شود.

با تحلیل پین با ابعاد مشخص شده در شکل ۵ توسط حلگر استاتیکی نرم افزار آباکوس، می‌توان جریان تنش در پین را مشاهده کرد. شکل ۶ توزیع تنش در پین برای لقی شعاعی صفر و لقی محوری ۲/۵ میلی‌متر را نشان می‌دهد. از شکل واضح است که مقدار بیشینه تنش برابر با ۶۹/۶ MPa می‌باشد. نتایج حاصله وابسته به مش نیستند و اثر مش با کوچکتر کردن مش در پین و افزایش تعداد المان تا ۱۸۰۰۰۰ المان بررسی شده است و مشاهده گردید افزایش تعداد المان تاثیری بر روی بیشینه تنش فون میزس نخواهد داشت و میزان بیشینه تنش مقدار ۶۹/۶ MPa باقی خواهد ماند. برای بررسی دقیق‌تر توزیع تنش در پین، جریان تنش در برش طولی و عرض پین با در نظر گرفتن لقی محوری ۲/۵ و لقی شعاعی صفر مطابق شکل ۷ نمایش داده شده است. از نتایج به دست آمده مشاهده می‌شود که بیشینه تنش در پین در محل شروع تکیه‌های کناری می‌باشد. در ادامه برای بررسی تغییرات تنش مطابق شکل ۷-الف خطی به فاصله ۴ میلی‌متر پایین تر از سطح بالایی پین از محل ماکزیمم تنش گذرانده شده و جریان تنش در طول این مسیر برای تمام حالت‌های مختلف لقی محوری، شعاعی و تکیه‌گاهی بررسی شده است. علت در نظر گرفتن این فاصله برای بررسی تنش آن است که تنش عمودی ناشی از گشتاور خمشی در بالا و پایین سطح مقطع پین بیشینه است و در وسط صفر می‌باشد. در حالی که تنش برشی ناشی از نیروی برشی در وسط سطح مقطع پین بیشینه است و در بالا و پایین صفر می‌باشد. بنابراین بیشینه میزان تنش معادل برای این پین، میان وسط سطح مقطع پین و سطح بالایی آن در فاصله ۴ میلی‌متر ایجاد می‌شود.

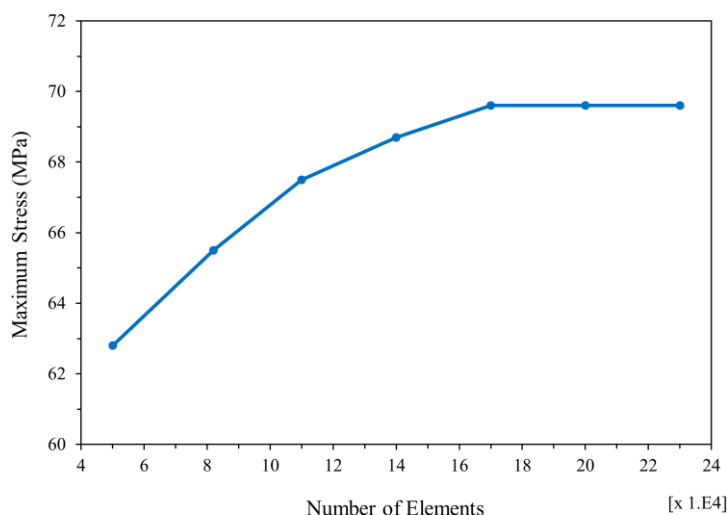


شکل ۶: توزیع تنش در پین با لقی محوری ۲/۵ و بدون لقی شعاعی



شکل ۷: الف) توزیع تنش در برش طولی پین و ب) توزیع تنش در برش عرضی پین با لقی محوری ۲/۵ و بدون لقی شعاعی

پس از تحلیل اولیه لازم است اثر مش بررسی شود تا نتایج حاصل، وابسته به مش نباشند. ابتدا از حداقل تعداد المان ۵۰۰۰۰ تحلیل انجام می‌شود سپس به ترتیب تعداد المان افزایش می‌یابد و در هر مرحله نتایج ثبت می‌شود. در شکل ۸ اثر مش بر بیشینه تنش قابل مشاهده است. همان‌طور که در شکل ۸ قابل مشاهده است با کوچک‌تر کردن مش پین و افزایش تعداد المان تا ۱۸۰۰۰۰، بیشینه تنش تغییری نخواهد کرد.



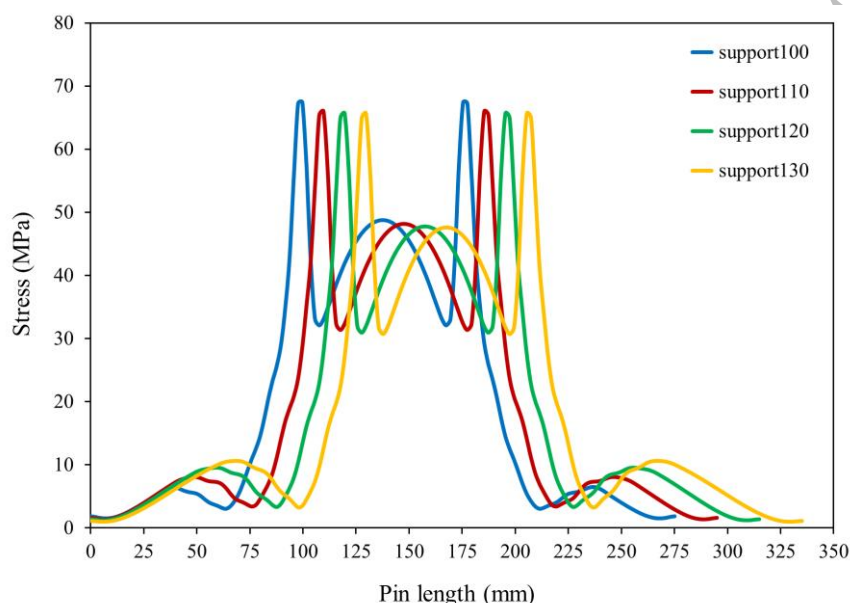
شکل ۸: نمودار بیشینه تنش بر حسب تعداد المان

برای بررسی افزایش طول تکیه‌گاه، تغییری در طول تکیه‌گاه وسط ایجاد نمی‌شود و لقی بین تکیه‌گاه‌ها همان ۲/۵ میلی‌متر در نظر گرفته می‌شود و به ازای افزایش طول تکیه‌گاه اطراف، به اندازه دو برابر آن به مقدار طول پین افزوده می‌شود. در جدول ۲ نتایج بیشینه تنش فون میزس به دست آمده از تئوری و آباکوس برای طول تکیه‌گاه متغیر قابل مشاهده است. از داده‌های موجود در این جدول مشخص است که طبق نتایج حاصل از تئوری و تحلیل‌های المان محدود، طول تکیه‌گاه‌های اطراف تاثیری بر مقدار تنش در داخل پین برای حالت لقی شعاعی صفر ندارد. شبیه‌سازی سه بعدی مسئله در المان محدود و در نظر گرفتن حالت سه بعدی تنش و جریان تنش و حل تئوری برای حالت ساده شده، علت تفاوت نتایج حاصل از تئوری و شبیه‌سازی می‌باشد.

جدول ۲: بیشینه تنش فون میزس برای طول تکیه‌گاه متغیر

طول تکیه‌گاه (mm)	نتایج حاصل از شبیه‌سازی (MPa)	نتایج حاصل از تئوری (MPa)	خطای نتایج
۱۰۰	۶۹٫۵۶	۵۲٫۲۶	۰٫۳۳
۱۱۰	۶۸٫۱۳	۵۲٫۲۶	۰٫۳
۱۲۰	۶۷٫۸۲	۵۲٫۲۶	۰٫۳
۱۳۰	۶۷٫۸۱	۵۲٫۲۶	۰٫۳

در شکل ۹ تغییرات تنش فون میزس در طول پین (برای خط مسیر نشان داده شده در شکل ۷-الف) برای طول تکیه‌گاه متغیر قابل مشاهده است. این شکل بازهم مؤید این حرف است که جریان تنش طولی در پین وابسته به طول تکیه‌گاه‌های اطراف نیست.



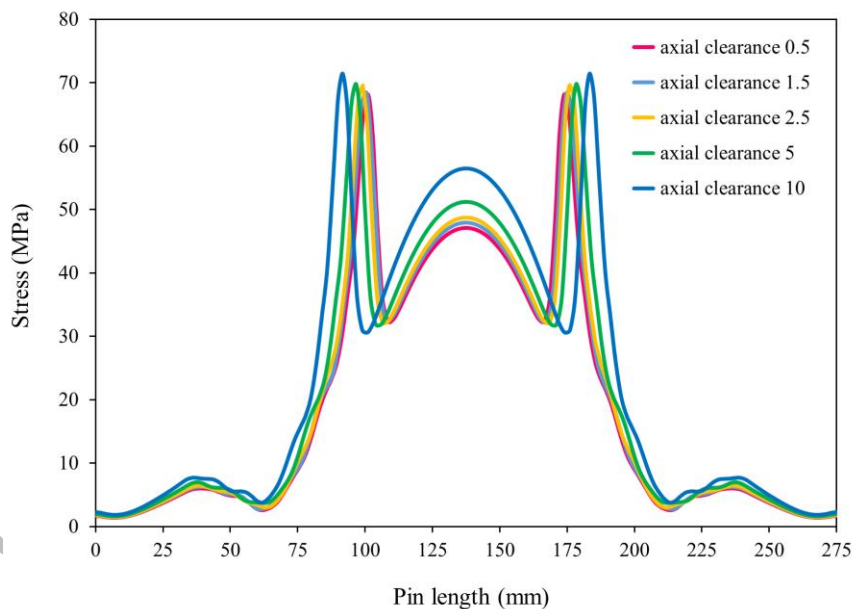
شکل ۹: تغییرات تنش فون میزس برای لقی شعاعی صفر و طول تکیه‌گاه متغیر

در ادامه به بررسی اثر لقی محوری بر تنش‌های وارد شده بر پین پرداخته می‌شود. برای بررسی افزایش لقی محوری، تغییری در طول پین ایجاد نمی‌شود و لقی بین تکیه‌گاه‌ها افزایش می‌یابد. متناسب با افزایش لقی، طول تکیه‌گاه‌های اطراف تغییر می‌کنند و کوچک‌تر می‌شوند؛ ولی تغییری در طول تکیه‌گاه وسط ایجاد نمی‌شود؛ بنابراین با افزایش لقی محوری، طول قسمت بین دو تکیه‌گاه در نظر گرفته شده افزایش می‌یابد و انتظار می‌رود که مقادیر تنش فون میزس افزایش پیدا کنند. در جدول ۳ نتایج بیشینه تنش فون میزس به دست آمده از تئوری و آباکوس برای لقی محوری متغیر قابل مشاهده است. از داده‌های موجود در این جدول مشخص است که طبق نتایج حاصل از تئوری و تحلیل‌های المان محدود، با افزایش لقی محوری، مقدار تنش در داخل پین برای حالت لقی شعاعی صفر افزایش می‌یابد.

جدول ۳: بیشینه تنش فونمیزس برای لقی محوری متغیر و لقی شعاعی صفر

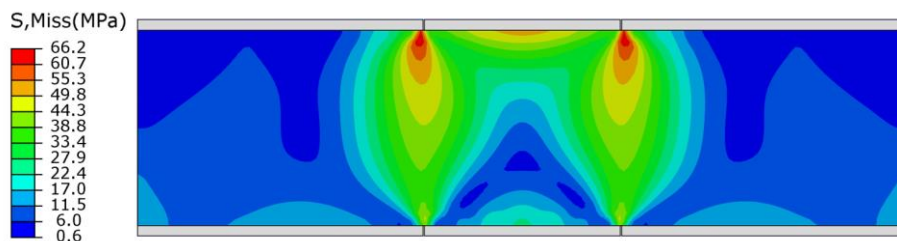
لقی محوری (mm)	نتایج حاصل از آباکوس (MPa)	نتایج حاصل از نتوری (MPa)	خطای نتایج
۰٫۵	۶۶٫۱۶	۴۹٫۹۵	۰٫۳۲
۱٫۵	۶۸٫۴۲	۵۱٫۰۷	۰٫۳۴
۲٫۵	۶۹٫۵۶	۵۲٫۲۶	۰٫۳۳
۵	۶۹٫۷۸	۵۵٫۵۳	۰٫۲۶
۱۰	۷۱٫۴۷	۶۳٫۳۸	۰٫۱۳

در شکل ۱۰ تغییرات تنش فونمیزس در طول پین برای لقی محوری متغیر قابل مشاهده است. این شکل بازهم مؤید این حرف است که جریان تنش طولی در پین وابسته به لقی محوری است و افزایش لقی محوری باعث افزایش تنش در پین می‌شود. برای واضح‌تر شدن اثر لقی محوری بر روی توزیع تنش در داخل پین، جریان تنش برای برش طولی دو حالت لقی محوری ۰٫۵ و ۱۰ در شکل ۱۱ نمایش داده شده است.

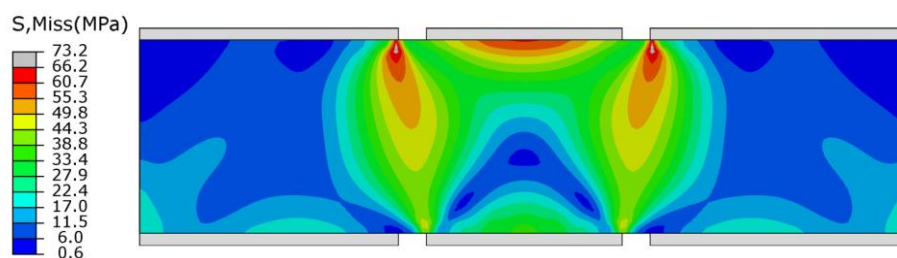


شکل ۱۰: تغییرات تنش فونمیزس برای لقی شعاعی صفر و لقی محوری متغیر

همان‌طور که از شکل‌های ۱۰ و ۱۱ قابل مشاهده است با افزایش لقی، علاوه بر اینکه تنش‌ها افزایش می‌یابند، جریان تنش به داخل تکیه‌گاه‌های کناری کشیده می‌شود. لذا همواره باید در طراحی سازه‌ها این نکته را در نظر گرفت که تا جایی که امکان دارد لقی محوری بین اجزا در کمترین مقدار ممکن باشد. یکی از اهداف کلی مقاله بررسی جریان تنش‌های سه بعدی در پین است که شبیه سازی المان محدود نسبت به تئوری به خوبی آن را نشان می‌دهد.



(الف)

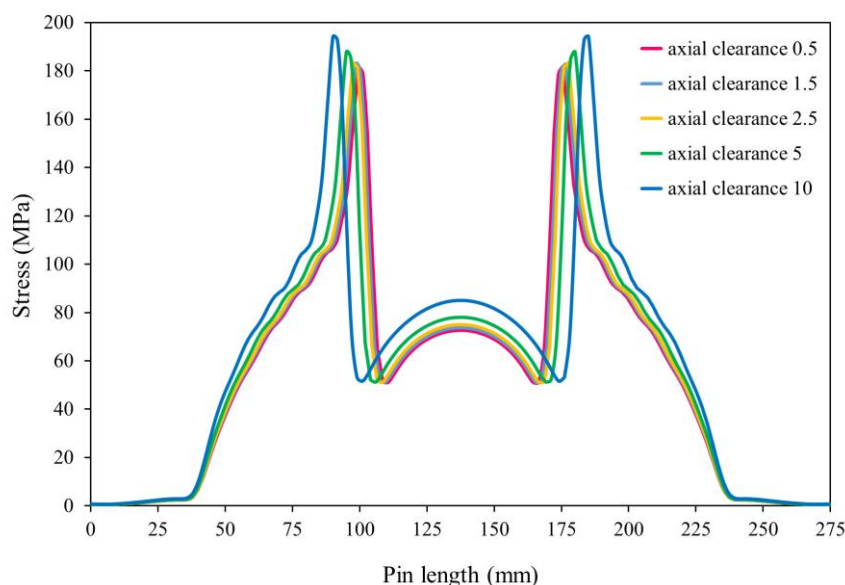


(ب)

شکل ۱۱: اثر افزایش لقی محوری بر جریان تنش در حالت لقی شعاعی صفر و لقی محوری الف) نیم میلی متر و ب) ۱۰ میلی متر

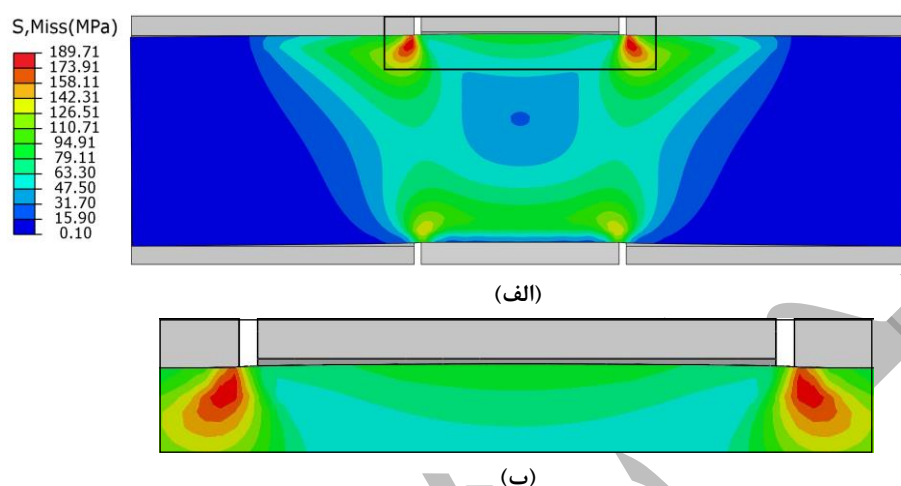
از آنجا که انطباق اکثر قطعات و اتصالات نیازمند تolerانس است، برای قراردادن پین در محل تکیه گاه ها نیازمند لقی شعاعی هستیم. از طرف دیگر به دلیل محدودیت تماس تکیه گاه ها به یکدیگر، لازم است لقی محوری را میان تکیه گاه ها را رعایت کرد. به همین منظور در ادامه اثر تغییرات تنش فون میزس بیشینه برای لقی شعاعی متغیر و لقی محوری متغیر به صورت مجزا بررسی شده است.

برای بررسی اثر تغییرات تنش فون میزس بیشینه برای لقی شعاعی ثابت و لقی محوری متغیر، تغییری در طول پین ایجاد نمی شود و لقی شعاعی میان پین و تکیه گاه ها ۰/۵ میلی متر در نظر گرفته شده است و لقی محوری میان تکیه گاه ها افزایش می یابد. متناسب با افزایش لقی، طول تکیه گاه های اطراف تغییر می کند و تغییری در طول تکیه گاه وسط ایجاد نمی شود. در شکل ۱۲ تغییرات تنش فون میزس بیشینه برای لقی شعاعی ثابت ۰/۵ و لقی محوری متغیر قابل مشاهده است.



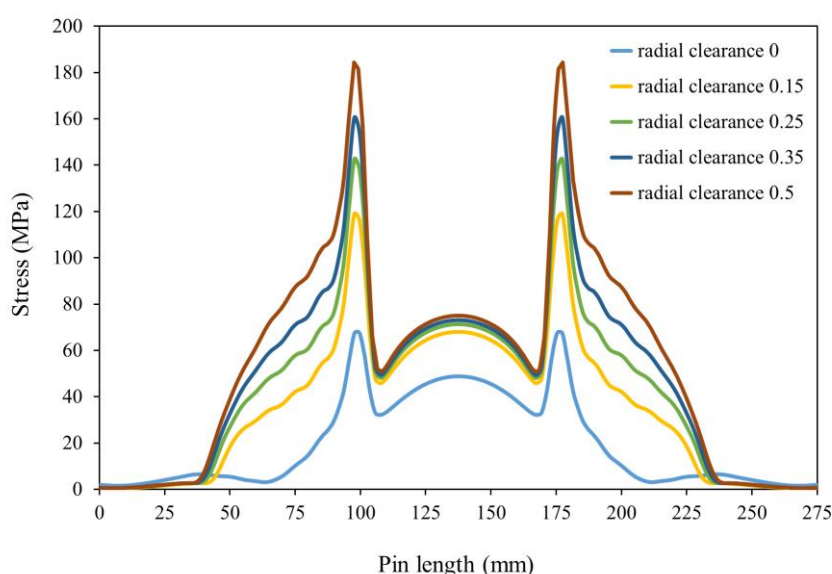
شکل ۱۲: تغییرات تنش فون میزس برای لقی شعاعی ۰/۵ و لقی محوری متغیر

همان‌طور که از شکل ۱۲ قابل مشاهده است با اضافه شدن لقی شعاعی، بیشینه تنش‌ها نسبت به شکل ۱۰ افزایش می‌یابند و توزیع تنش به داخل تکیه‌گاه‌های کناری بیشتر کشیده شده است. همچنین با افزایش لقی محوری، این کشیدگی جریان تنش به داخل تکیه‌گاه‌های کناری بیشتر می‌شود. همچنین افزایش لقی محوری موجب افزایش تنش می‌شود که شدت این افزایش در مقایسه با افزایش تنش در حالت بدون لقی شعاعی بیشتر است. در شکل‌های ۱۳ جریان تنش و تغییر شکل پین در محل گوشه تکیه‌گاه‌های کناری با فاکتور بزرگ‌نمایی ۲۰ در برش طولی پین با لقی شعاعی ۰/۵ و لقی محوری ۲/۵ قابل مشاهده است.



شکل ۱۳: (الف) توزیع تنش در پین با لقی شعاعی ۰/۵ و لقی محوری ۲/۵، و (ب) دفرمگی پین در محل مشخص شده

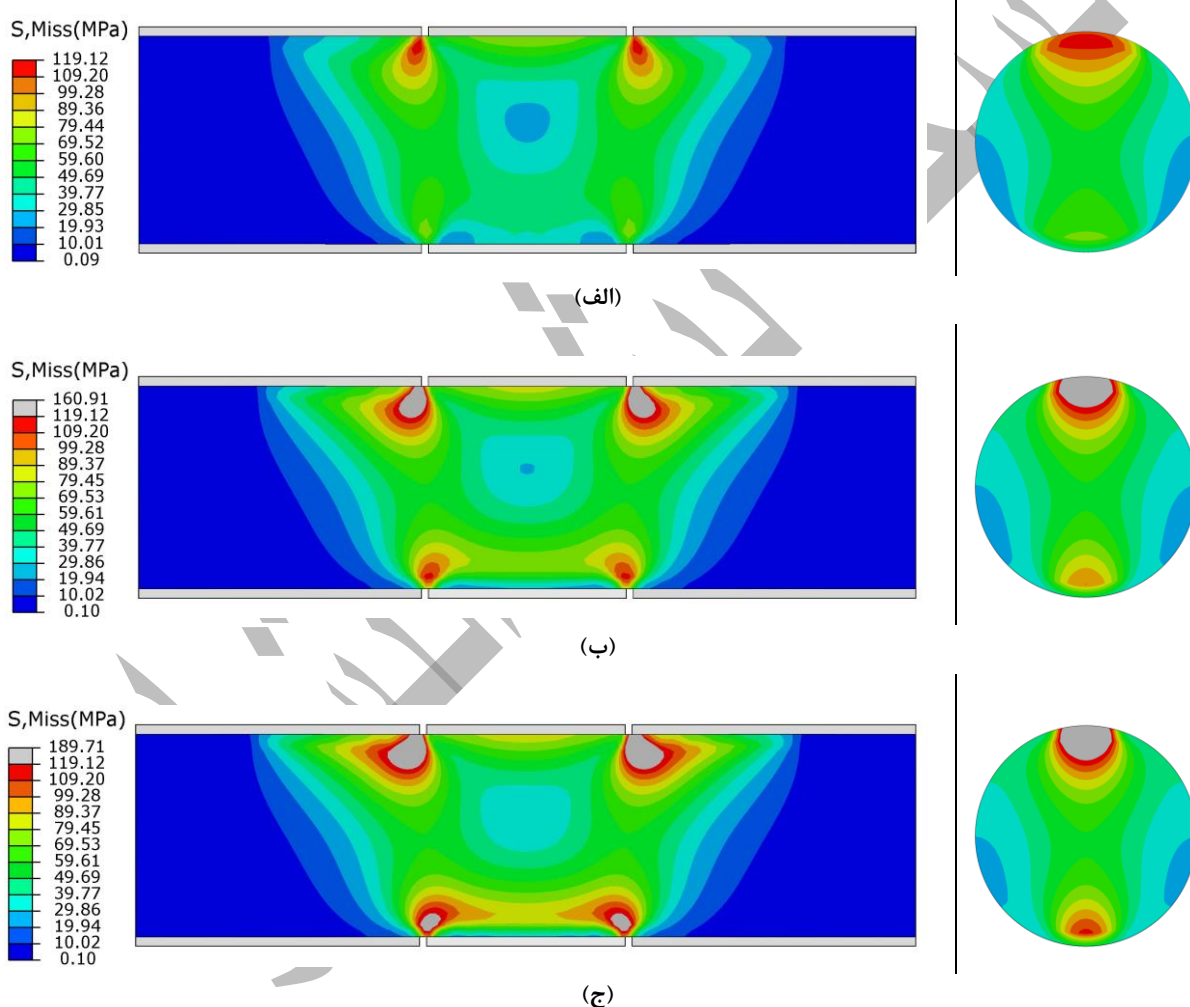
برای بررسی اثر تغییرات تنش فونمیزس بیشینه در لقی محوری ثابت و لقی شعاعی متغیر، تغییری در طول پین و تکیه‌گاه‌ها ایجاد نمی‌شود و تنها لقی شعاعی میان پین و تکیه‌گاه‌ها افزایش می‌یابد. در شکل ۱۴ تغییرات تنش فونمیزس بیشینه برای لقی محوری ثابت ۲/۵ و لقی شعاعی متغیر قابل مشاهده است.



شکل ۱۴: تغییرات تنش فونمیزس برای لقی محوری ثابت ۲/۵ و لقی شعاعی متغیر

همان‌طور که از شکل ۱۴ قابل مشاهده است با اضافه شدن لقی شعاعی، بیشینه تنش‌ها افزایش می‌یابند ولی شدت این افزایش با ازدیاد لقی کاهش می‌یابد. با افزایش لقی شعاعی، کماتی که سطح تماس پین و تکیه‌گاه‌ها را تشکیل می‌دهد کاهش می‌یابد و بارها در

محل گوشه تکیه‌گاه‌های کناری با تمرکز بیشتری وارد می‌شوند و اثر ضربه‌ای خواهند داشت. در نتیجه به پین و تکیه‌گاه‌ها تنش‌های بیشتری وارد می‌شود. به دلیل اینکه در اکثر دستگاه‌ها جنس پین را سخت‌تر از تکیه‌گاه‌ها در نظر می‌گیرند اثر افزایش تمرکز تنش در تکیه‌گاه‌ها و گشاد شدن آنها بیشتر خواهد بود. در شکل ۱۵ اثر افزایش لقی شعاعی و افزایش تمرکز تنش در برش طولی و عرضی پین در محل گوشه تکیه‌گاه‌های کناری نمایش داده شده است. طبق شکل ۱۴ بیشینه تنش در حالت لقی‌های شعاعی ۰/۱۵، ۰/۳۵ و ۰/۵ برابر با ۱۱۹/۱۲، ۱۶۰/۹۱ و ۱۸۹/۷۱ مگاپاسکال می‌باشد که در شکل ۱۵ جهت بررسی بهتر افزایش جریان تنش با افزایش لقی شعاعی، بیشینه تنش برای هر سه حالت روی عدد ۱۱۹ مگاپاسکال محدود شده است. توزیع تنش نشان داده شده در شکل برای لقی‌های شعاعی متغیر مؤید این نکته است که با افزایش لقی شعاعی، تنش‌ها با تمرکز و شدت بیشتری به پین وارد می‌شوند و اثر مخرب آن بیشتر است.



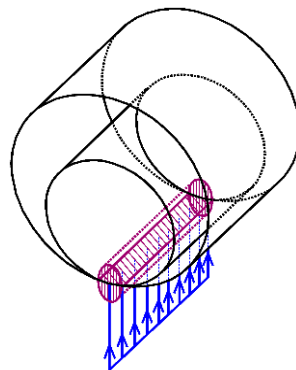
شکل ۱۵: توزیع تنش فون میزس برای لقی محوری ثابت و لقی شعاعی متغیر در برش‌های طولی و عرضی پین (الف) ۰/۱۵، (ب) ۰/۳۵ و (ج) ۰/۵

برای نتیجه‌گیری بهتر در مورد اثر لقی محوری و لقی شعاعی بر روی تغییرات شدت تنش در پین، بیشینه تنش فون میزس بر حسب مگاپاسکال برای تمامی حالات بررسی شده در جدول ۴ نشان داده شده است. این جدول نشان می‌دهد که لقی شعاعی نسبت به لقی محوری اثر شدیدتری بر روی تغییرات تنش دارد و با افزایش لقی شعاعی تنش شدیدتر افزایش می‌یابد.

جدول ۴: بیشینه تنش فون میزس بر حسب مگاپاسکال برای لقی محوری و لقی شعاعی متغیر

لقی شعاعی (mm)	لقی محوری (mm)	صفحه
۰٫۵	۶۶٫۱۶	۱۸۶٫۹۹
۱٫۵	۶۸٫۴۲	۱۸۸٫۲۶
۲٫۵	۶۹٫۵۶	۱۸۹٫۷۱
۵	۶۹٫۷۸	۱۹۳٫۰۹
۱۰	۷۱٫۴۷	۱۹۹٫۸۸

محدوده مشخص شده در شکل ۱۶ منطقه بحرانی در تمامی تحلیل‌ها است. این سطح قرمز با افزایش لقی شعاعی، از شکل هلالی که در لقی صفر دارد به سطح کوچکتری تبدیل می‌شود و سبب وارد شدن نیرو در مساحت کمتر و افزایش تنش می‌شود.



شکل ۱۶: محدوده بحرانی

۴- نتیجه‌گیری

در این مقاله به بررسی و تحلیل یک پین به صورت عددی پرداخته شد. اثر لقی محوری بین تکیه‌گاه و عضو تحت بارگذاری، اثر لقی شعاعی و اثر طول تکیه‌گاه بر روی تنش‌های وارد بر پین مورد بررسی قرار گرفت. نتایج بررسی‌های انجام شده عبارت‌اند از:

- ۱- افزایش طول تکیه‌گاه درگیر در حالت لقی شعاعی صفر بر روی تنش تاثیر ندارد.
- ۲- افزایش لقی محوری در حالت لقی شعاعی صفر و لقی شعاعی متغیر موجب افزایش تنش می‌شود و جریان تنش را به داخل تکیه‌گاه‌ها می‌کشاند. لذا تا جایی که امکان دارد لقی محوری بین اجزا در کمترین مقدار ممکن باشد.
- ۳- بیشینه تنش پین با اضافه شدن لقی شعاعی نسبت به حالت لقی شعاعی صفر به شدت افزایش می‌یابد.
- ۴- افزایش تنش داخل پین با افزایش لقی شعاعی رابطه مستقیم دارد ولی شدت افزایش سیر نزولی دارد.
- ۵- با دانستن اثر هر دو لقی و محدودیت‌های طراحی و ساخت می‌توان با افزایش لقی محوری و کاهش لقی شعاعی و بالعکس به یک بیشینه تنش بهینه در پین رسید.

Stick	استیک
SimMechanics	سیم مکانیک
SimScape	سیم اسکپ
Billet	بیلِت
Abaqus	آباکوس
Von Mises	فون میزس
Clearance	لقی

۶- منابع و مراجع

- [1] A. Aslam, G. S. Sekhon, and R. Kumar, "Elastic Analysis of A Pin Loaded Lug," Journal of Aircraft, vol. 41, no. 2, pp. 365-371, 2004, doi: 10.2514/1.222.
- [2] E. Radi and A. Strozzi, "Advancing contact of a 2D elastic curved beam indented by a rigid pin with clearance," International Journal of Non-Linear Mechanics, vol. 149, 2023, doi: 10.1016/j.ijnonlinmec.2022.104313.
- [3] H. Talebi-Ghadikolaee, H. Moslemi Naeini, V. Zal and F. Ahmadi Khatir, "Formability Study in Roll Forming Process: Insights into the Influence of Process Parameters on Damage Distribution", Journal Of Applied and Computational Sciences in Mechanics, vol. 36, no. 2, pp. 115-128, 2024, doi: 10.22067/jacsm.2023.84727.1207.
- [4] Y. Li, R. Huang, S. Zhao, and J. Wang, "Contact pressure analysis of pin-loaded lug with clearance," Advances in Mechanical Engineering, vol. 14, no. 6, 2022, doi: 10.1177/16878132221107475.
- [5] A. Strozzi, A. Baldini, and M. Nascimbeni, "Maximum Equivalent Stress in a Pin-Loaded Lug Subject to Inclined Loading," The Journal of Strain Analysis for Engineering Design, vol. 41, no. 4, pp. 297-309, 2006, doi: 10.1243/03093247jsa150.
- [6] M. Ciavarella, A. Baldini, J. R. Barber, and A. Strozzi, "Reduced dependence on loading parameters in almost conforming contacts," International Journal of Mechanical Sciences, vol. 48, no. 9, pp. 917-925, 2006, doi: 10.1016/j.ijmecsci.2006.03.016.
- [7] A. Strozzi, A. Baldini, M. Giacomini, E. Bertocchi, and L. Bertocchi, "Maximum equivalent stress in a pin-loaded lug in the presence of initial clearance," The Journal of Strain Analysis for Engineering Design, vol. 46, no. 8, pp. 760-771, 2011, doi: 10.1177/0309324711423587.
- [8] R. J. Grant, J. Smart, and P. Stanley, "A parametric study of the elastic stress distribution in pin-loaded lugs," The Journal of Strain Analysis for Engineering Design, vol. 29, no. 4, pp. 299-307, 1994, doi: 10.1243/03093247v294299.
- [9] T. P. Stritch, "An investigation into the behaviour of thick pin-loaded joints under a bearing load," University of Limerick, 2022. [Online].
- [10] S. Varedi-Koulaei, M. Bamdad, and B. Fathi, "The Effects of Revolute Joint Clearance on the Kinematic Behavior of the 3RPR Planar Parallel Manipulator", Journal Of Applied and

Computational Sciences in Mechanics, vol. 31, no. 1, pp. 53-68, 2020, doi: 10.22067/fum-mech.v31i1.85234.

- [11] N. Antoni and F. Gaisne, "Analytical modelling for static stress analysis of pin-loaded lugs with bush fitting," *Applied Mathematical Modelling*, vol. 35, no. 1, pp. 1-21, 2011, doi: 10.1016/j.apm.2010.05.002.
- [12] H. Marouani and T. Hassine, "A stress distribution modelization of a neat fit pin-loaded hub," *World Journal of Engineering*, vol. 15, no. 3, pp. 414-421, 2018, doi: 10.1108/wje-03-2017-0057.
- [13] S. Datey, A. A. Rangari, A. A. Dongre, K. A. Paraskar, and S. V. Lidbe, "Analysis of Knuckle Joint used in Mahindra 575 DL," *IJARIIIE*, vol. 3, no. 2, pp. 1527-1538, 2017.
- [14] L. Marmorini, A. Baldini, E. Bertocchi, M. Giacomini, R. Rosi, and A. Strozzi, "On the loosening mechanism of a bush press-fitted in the small end of a connecting rod," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, vol. 226, no. 3, pp. 312-324, 2012, doi: 10.1177/0954407011417141.
- [15] M. Kumar and R. Kumar, "Enhancement of Structural Performance of Knuckle Joint with Composite Material using Ansys Structural," *International Journal of Innovative Research and Scientific Studies*, vol. 4, no. 12, pp. 886-890, 2018.
- [16] F. Nazari and H. Hosseini Nik, "Study the Effect of Speed, Pressure, and Friction Coefficient on the Distribution of Contact Stresses", *Journal Of Applied and Computational Sciences in Mechanics*, 2025, doi: 10.22067/jacsm.2025.90513.1294