

تحلیل تنش و مودال میل‌لنگ تراکتور مسی فرگوسن ۲۸۵ به روش اجزاء محدود

غلامحسین شاه‌گلی^۱، حسین ایران نژاد^۲، صداقت فاضلی^۳

۱. دانشیار، گروه مهندسی بیوسیستم، دانشکده علوم کشاورزی و منابع طبیعی، دانشگاه محقق اردبیلی

۲. کارشناس ارشد، مکانیک ماشین‌های کشاورزی، دانشکده علوم کشاورزی و منابع طبیعی، دانشگاه محقق اردبیلی

۳. دانشجوی کارشناسی ارشد، مکانیک ماشین‌های کشاورزی، دانشکده علوم کشاورزی و منابع طبیعی، دانشگاه محقق

اردبیلی

(تاریخ دریافت: ۱۳۹۴/۱۱/۱۹ - تاریخ تصویب: ۱۳۹۵/۹/۳۰)

چکیده

تراکتورهای کشاورزی به‌عنوان رکن اساسی مکانیزاسیون توان لازم اغلب ادوات کشاورزی را فراهم می‌کنند. به خاطر توان موردنیاز زیاد، اجزاء اصلی موتور تحت بارهای زیادی قرار گرفته و تنش‌های بالایی بر اجزاء آن وارد می‌شود که می‌تواند باعث شکست آن‌ها در مدت زمان نسبتاً کوتاهی گردد. بر این اساس بارهای وارد بر میل‌لنگ تراکتور مسی فرگوسن در دورهای متفاوت به روش نیوتونی محاسبه گردید. بیشینه نیروی برآیند وارده بر میل‌لنگ برای سرعت دورانی rpm ۱۳۰۰ برابر با ۹۸۹۳۶/۴۳۸N و برای سرعت دورانی rpm ۲۲۰۰ برابر با ۱۰۳۰۴۸/۷ N به دست آمد. میل‌لنگ در محیط نرم‌افزار Solidworks 2012 طراحی و در نرم‌افزار Abaqus 6.10.1 ضمن تعریف شرایط مرزی و وارد کردن نیروها و گشتاورهای محاسبه شده در دو دور مذکور مورد تجزیه و تحلیل تنش دینامیکی و تحلیل مودال قرار گرفت. نتایج نشان داد که فیلت‌ها بیشتر از سایر نقاط میل‌لنگ تحت تنش قرار دارند و ماکزیمم تنش به‌دست‌آمده از نرم‌افزار برابر با Mpa ۱۵۴/۸ برای سرعت دورانی ۱۳۰۰ و ۲۲۰۰ دور بر دقیقه بود. تنش به‌دست‌آمده کمتر از تنش حد تسلیم بوده و ضریب اطمینان ۴/۵۲ برای میل‌لنگ به دست آمد که نشان می‌دهد میل‌لنگ در ناحیه الاستیک کار می‌کند. داده‌های حاصل از آنالیز مودال و محاسبات صورت گرفته نشان داد که میل‌لنگ با سرعت مطمئنه حرکت می‌کند و به‌سرعت بحرانی نمی‌رسد.

واژه‌های کلیدی: تراکتور MF285، تحلیل تنش، تحلیل مودال، موتور، میل‌لنگ

جدید یا بهینه‌سازی ضروری است (Ghaseminazhad, 2009).

مقدمه

برای یک موتور چهار سیلندر چهار زمانه فاصله احتراق برابر با ۱۸۰ درجه است. در هر یک دور چرخش میل‌لنگ دو کورس توان وجود دارد. ترتیب احتراق برای میل‌لنگ چهار سیلندر ۲-۴-۳-۱ می‌باشد. شماره‌گذاری از جلوی موتور شروع می‌شود برای جلوگیری از اشتباه، اغلب طرف مقابل چرخ لنگر را جلوی موتور در نظر می‌گیرند و جهت چرخش را در جهت عقربه‌های ساعت می‌گیرند. این تراکتور میزان تولید بسیار بالاتری را در مقایسه با سایر تراکتورها در کشور دارد و قطعات گردنده داخلی موتور تراکتور از لحاظ میزان خرابی در رتبه دوم در بین قطعات مختلف این تراکتور هستند (Mahmodi, 2007). توجه به این موضوع ضرورت تحقیق در مورد اجزای گردنده موتور این تراکتور را آشکار می‌سازد که در این راستا تلاش برای تحلیل نیروی مکانیزم میل‌لنگ از اهمیت بسزایی برخوردار می‌باشد.

مکانیزه کردن سبب کاهش دشواری کار زراعی، افزایش بهره‌وری، افزایش کیفیت کار زراعی و کاهش زمان عملیات زراعی می‌گردد. تراکتور به‌عنوان مهم‌ترین ماشین کشاورزی، سهم عمده‌ای در مکانیزاسیون به‌عنوان منبع تأمین توان برای عملیات کاشت، داشت و برداشت دارد. لذا برای توسعه مکانیزاسیون باید کمیته و کیفیت فناوری تولید تراکتور را به سطح قابل قبول رساند. استفاده بهینه از تراکتور در گرو میزان توجه به کیفیت و دوام قطعات مصرفی آن می‌باشد. در صورتی که کیفیت قطعات در حد مطلوب نباشد، شکستگی و فرسودگی آن‌ها موجب ایجاد توقف‌های ناخواسته در مزرعه می‌گردد که این امر در عملکرد فنی و بازده اقتصادی ماشین مؤثر است. شناسایی، بررسی و بهینه‌سازی قسمت‌های مختلف که عموماً تحت خطر خوردگی، سایش و شکست هستند، اهمیت به‌سزائی دارد. به همین علت تحلیل دقیق قطعات موتور برای طراحی‌های

میل‌لنگ در اتصال با دسته پیستون‌ها برای تبدیل حرکت

رفت و برگشتی پیستون‌ها به حرکت چرخشی عمل می‌کند.

میل‌لنگ‌ها به صورت یک قطعه فولاد آلیاژی آهن‌گری یا

* نویسنده مسئول : gshahgoli@yahoo.com

قابلیت اطمینان و طول عمر موتور درون سوز شدیداً به استقامت میل‌لنگ به‌عنوان راه‌انداز موتور و به نیروی ضربه‌ای میل‌لنگ در یک موقعیت نسبت به موقعیت دیگر بستگی دارد. ارتعاش پیچشی زمانی ظاهر می‌شود که نیروی ضربه‌ای یاتاقان را به قسمت جلویی موتور می‌زند که اگر کنترل نشود می‌تواند موجب شکستن میل‌لنگ شود (Meng, 2011).

موتورهای دیزلی برای ایستادگی در برابر فشارهای بالاتر موجود در داخل اتاقک احتراق، باید مقاوم‌تر از موتورهای بنزینی ساخته شوند. در موتور بنزینی فقط از سه یاتاقان اصلی استفاده می‌شود ولی در دیزل برای کاهش تنش و تغییر شکل در میل‌لنگ، از پنج یاتاقان اصلی استفاده گردیده است. در موتورهای دیزل شاتون‌ها نیز سنگین‌تر و مقاوم‌تر ساخته می‌شوند. معمولاً بلوک سیلندر و سرسیلندر، نیز در موتورهای دیزل مقاوم‌تر و سنگین‌تر از موتور بنزینی با اندازه‌ی مشابه، می‌سازند (Ranjarkohan, 2008).

به‌منظور دستیابی به نتایج صحیح و روشن در محاسبه تنش میل‌لنگ، لازم است نخست نیروها و سپس بارهای وارده بر آن شناسایی شده تا بر اساس آن‌ها قابلیت تحمل بار (به لحاظ جنس) تعیین شود. شکست در اثر اعمال هر یک از بارهای استاتیکی، متناوب و ضربه‌ای ایجاد می‌گردد. ترک‌های حاصل از شکست اغلب به‌صورت تغییر شکل پلاستیک (برگشت ناپذیر) در قسمتی از قطعه شروع شده و افزایش می‌یابند. این تغییر شکل ممکن است تا حد شکستگی نیز ادامه یابد (Khanali, 2006).

زمانی که بسامدهای طبیعی میل‌لنگ با بسامد نوسانی نیروی محرک و یا یکی از هارمونیک‌های آن برابر و یا حتی به آن نزدیک باشد، پدیده تشدید در مجموعه روی می‌دهد که خود می‌تواند باعث شکست میل‌لنگ شود. لذا انجام یک تحقیق در خصوص اینکه آیا در وضعیت موجود میل‌لنگ مقاومت لازم را دارد یا نه، دارای اهمیت زیادی می‌باشد. در این ارتباط می‌توان با تغییر در ابعاد قسمتی از میل‌لنگ که تمرکز تنش بالایی دارد (مانند فیلت‌ها) برای پائین آوردن احتمال شکست آن را بهینه‌سازی کرد. این تحقیق می‌تواند پاسخ بخشی از جامعه صنعت را بدهد، بنابراین، تجزیه و تحلیل تنش و تعیین بسامدهای طبیعی میل‌لنگ موتور بسیار ضروری به نظر می‌رسد. با توجه به پیچیده بودن نیروها و گشتاورهای وارده بر میل‌لنگ محققین به بررسی ارتعاشات پیچشی میل‌لنگ دو نوع خودرو پژو GLX و رنو ۲۱ با سه روش تحلیلی، عددی و تجربی پرداختند (Seiedalian and Mahboob, 2012). برای انجام تحلیل مودال عددی از نرم افزار انسیس استفاده شد. برای

ریخته‌گری شده که تحت عملیات حرارتی قرار می‌گیرد، فلاپویل (چرخ لنگر) به یک انتهای میل‌لنگ متصل شده است تا ضربه‌های توان پیستون‌ها را یکنواخت کند. فلاپویل در زمانی که پیستون‌ها در کورس توان هستند سرعت می‌گیرد و انرژی ذخیره می‌کند، از سرعت و انرژی فلاپویل وقتی که پیستون در کورس‌های دیگر است کاسته می‌شود. لنگ‌های میل‌لنگ به دلیل شرایط کارکرد و نیروهای اعمالی بر آن، یکی از عوامل ایجاد ارتعاش در موتور محسوب می‌شود. پیچیدگی نیروهای اعمالی، بررسی ارتعاش میل‌لنگ را جزء مسائل پیچیده ارتعاش قرار داده است. علاوه بر شرایط پیچیده کارکرد از نیروهای اعمالی و نوع تکیه‌گاه‌ها، ساختار میل‌لنگ نیز خود باعث پیچیده شدن کارکرد ارتعاشی میل‌لنگ گردیده است، طی کارکرد موتور در اثر فرآیند احتراق، فشار به‌صورت دوره‌ای ایجاد می‌شود که باعث ایجاد تنش‌های مکانیکی در میل‌لنگ می‌شود. میل‌لنگ همواره در معرض اعمال بارهای متنوع، بزرگ، آنی و متغیر است و همین موضوع، طراحی، مدل‌سازی و افزایش طول عمر آن را با مشکلات زیادی روبرو ساخته است. علاوه بر همه عوامل ذکر شده تغییرات وضعیت خودرو نیز سبب اعمال بارهای مختلف به میل‌لنگ می‌شود که پیش‌بینی آن‌ها بسیار مشکل است. ابتدایی‌ترین این تغییر وضعیت‌ها، تغییر سرعت چرخش میل‌لنگ یا اصطلاحاً دور موتور می‌باشد. تغییرات دیگری نظیر نیروهای اعمال شده در آغاز حرکت یا موقع توقف، حرکت خودرو در شیب، تغییر وضعیت احتراق و نیروهای ناشی از آن با گذشت زمان و فرسوده شدن اجزاء موتور از جمله عواملی هستند که باعث ایجاد بارهای مختلف و متغیر بر روی میل‌لنگ می‌شوند. یکی از بارهایی که میل‌لنگ همواره در حال انتقال آن است گشتاور پیچشی می‌باشد که این گشتاور باعث به وجود آمدن تنش پیچشی و تنش برشی در یاتاقان‌های متحرک و یاتاقان‌های ثابت آن می‌شود (Moradi, 2006). بازوهای لنگ میل‌لنگ نیز ناگزیر از تحمل این نیرو هستند و بحرانی‌ترین نقاط از نظر میزان تنش مربوط به محل اتصال همین قسمت از میل‌لنگ با یاتاقان متحرک می‌باشد. علاوه بر گشتاور پیچشی لازم برای تحریک موتور، ارتعاشات ناشی از اعمال بارها نیز باعث به وجود آمدن پیچش و در نتیجه تنش‌های برشی در قطعات مختلف میل‌لنگ می‌شود. اندازه تنش‌های پیچشی بزرگ‌ترین مقدار را در مقایسه با سایر عوامل تنش‌زا حتی نظیر ارتعاشات عرضی، به خود اختصاص می‌دهند (Troy Feese and Hil, 2002).

میل‌لنگ باید مقاومت کافی برای انتقال نیروی روبه پائین و توان ضربه‌ای بدون خمش بیش از حد را داشته باشد. بنابراین

و خمشی و کوپل ارتعاشات طولی و خمشی در میل‌لنگ‌هایی که آزادانه معلق هستند، مطالعه ای صورت گرفته است. محققین المان‌های صلب^۱ و تیر^۱ را برای مدل‌های اجزاء محدود به کار برده و بسامدهای طبیعی و مودها برای دو میل‌لنگ موتور چهار سیلندر و شش سیلندر با روش اجزاء محدود تعیین نمودند و با نتایج بدست آمده از روش تجربی مورد مقایسه قرار دادند. نتایج تحقیق آن‌ها نشان داد که در آنالیز مودال میل‌لنگ، المان صلب مناسب تر از المان تیر است (Kang et al., 1997).

تمام آزمایش‌های لازمه جهت تعیین مقاومت و طول عمر میل‌لنگ تراکتور MF285 از قبیل تنش تسلیم و استحکام کشش نهایی توسط کارخانه طراح و سازنده میل‌لنگ که پرکینز^۲ انگلستان می باشد انجام گرفته است (PMS, 1997). کمینه تنش تسلیم و استحکام کششی به ترتیب ۷۰۰ و ۸۰۰ MPa تعیین گردید. در نهایت بر اساس جنس میل‌لنگ و نتایج آزمایشات ضریب اطمینان بیشتر از ۴ برای کار مطمئن میل‌لنگ ارائه شده است.

در این تحقیق تحلیل تنش و تحلیل ارتعاشات آزاد میل‌لنگ با استفاده از روش اجزاء محدود و نرم‌افزار اجزاء محدود Abaqus انجام گرفت. در این ارتباط از رایانه معمولاً در حل معادلات دیفرانسیلی که در مهندسی با آن سروکار دارند، استفاده می‌شود. دو روش بسیار معمولی که در حل این مسائل به کار می‌رود، عبارت است از روش تفاضل محدود و روش اجزاء محدود؛ در هر دو روش، مجموعه‌ای از معادلات جبری جایگزین معادلات دیفرانسیل اصلی می‌شود (Akin, 1998). در مقایسه دو روش مذکور، روش اجزاء محدود راه جدیدتری است و در حال حاضر به‌خوبی پایه‌گذاری شده است. با وجود چنین پیش زمینه‌ای این تحقیق قصد دارد موارد زیر را بررسی نماید.

۱- بارگذاری میل‌لنگ با نیروهای وارد بر یاتاقان‌های متحرک از طرف دسته‌پیستون و گشتاور مقاوم در انتهای میل‌لنگ در حالت تمام بار (حالتی که خودرو از حداکثر توان یا گشتاور موتور استفاده می‌کند) و انجام تحلیل تنش تا توزیع تنش در میل‌لنگ مشخص شود.

۲- آنالیز مودال روی میل‌لنگ صورت گیرد تا مشخص شود آیا میل‌لنگ با سرعت مطمئنه حرکت می‌کند و به‌سرعت بحرانی نمی‌رسد و همچنین بسامد حاصل از نیروی وارده بر میل‌لنگ با یکی از بسامدهای طبیعی میل‌لنگ برابر می‌شود و حالت رزونانس به وجود می‌آید یا نه.

تعیین شکل مود بسامدهای پیچشی، آزمایش مودال با استفاده از ۱۲ دستگاه شتاب‌سنج که در نقاط مختلف میل‌لنگ نصب گردید و مختصات آن نقاط در حالت آزاد میل‌لنگ تعیین شد. در هر مرحله آزمایش با ضربه چکش به میل‌لنگ داده‌های شتاب سنج ثبت و در نرم افزار ایکتس^۱ مقدار جابجایی هر نقطه به نقطه دیگر مشخص شد. نتایج آزمایش‌ها نشان داد که بسامد طبیعی اولیه پیچشی را برای میل‌لنگ پژو ۹۰۵/۹Hz و برای رنو ۲۱ ۵۳۰Hz می‌باشد. مقایسه نتایج تحلیل تئوری و عددی با نتایج بدست آمده از روش تجربی نشان داد که در هر دو خودرو خطای روش تحلیلی از روش عددی کمتر است. در تحلیل تئوری با ۱۷ درجه آزادی درصد خطا ۰/۳۶ و ۱ درصد برای پژو و رنو ۲۱ بود و این مقادیر برای تحلیل عددی به ترتیب ۰/۷۶ و ۴/۷۷ درصد بودند. محققین تنش در میل‌لنگ را در دو مرحله شبه استاتیک و دینامیکی با استفاده از روش اجزاء محدود در نرم‌افزار انسیس مورد تحلیل قرار دادند و مقدار و محل بیشترین تنش و تغییر شکل در میل‌لنگ را یافتند.

تحلیل تنش میل‌لنگ موتور چهار سیلندر خطی بنزینی Z۲۴ با استفاده از نرم‌افزار MSC/Nastran انجام گرفت (Ranjbar kohan, 2008). نتایج نشان داد که بیشترین تنش ایجاد شده در سرعت‌های بالای دنده معکوس و در فیلت یاتاقان متحرک چهارم بود. پس از تحلیل تنش در بحرانی‌ترین حالت‌های ایجاد تنش تعداد سیکل‌های خستگی میل‌لنگ معلوم شد. در نهایت برای بررسی پدیده تشدید در میل‌لنگ با تحلیل ارتعاشات آزاد میل‌لنگ در نرم‌افزار اجزاء محدود، بسامدهای طبیعی میل‌لنگ در مودهای مختلف استخراج شد. با استفاده از بسامدهای طبیعی سرعت‌های بحرانی میل‌لنگ محاسبه شد و از مقایسه آن با سرعت کاری میل‌لنگ معلوم شد میل‌لنگ به حالت تشدید نمی‌رسد. در تحقیقی توسط محققین بسامدهای طبیعی ارتعاشات پیچشی میل‌لنگ برای موتور پیکان (۱۶۰۰cc) تعیین شد. آن‌ها در کار خود پس از محاسبه ممان‌های اینرسی و طول مربوط به هر یک، از مدل‌های بیست جرمی و دو جرمی برای نمایش الگوی ارتعاشی میل‌لنگ استفاده کرده و بسامدهای طبیعی میل‌لنگ را برای هر مدل محاسبه کردند. سپس بر اساس بسامدهای طبیعی بدست آمده شکل مودهای ارتعاشی را به دست آورده و به وسیله آن‌ها به برآورد میزان پیچش و در نتیجه تنش برشی پرداختند (Hekmatnezhad and Maleki, 1995).

در مورد مودهای کوپلی که شامل کوپل ارتعاشات پیچشی

مواد و روش‌ها

تعیین نیروهای وارد بر یاتاقان‌های متحرک

برای محاسبه نیروها و گشتاور روی میل‌لنگ از روش حل معادلات نیوتونی و رابطه به‌دست‌آمده (رابطه ۱) استفاده شد (Shahgholi and Irannezhad, 2014).

$$T = N_x r \sin \theta + N_y \cos \theta \quad (\text{رابطه ۱})$$

که در آن

$$N_x = \text{نیروی عمودی وارد بر چشم بزرگ پیستون (N)}$$

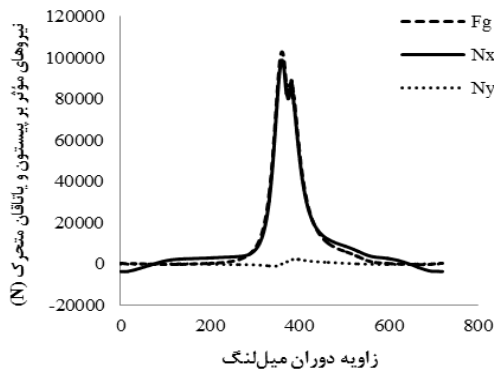
$$N_y = \text{نیروی افقی وارد بر چشم بزرگ پیستون (N)}$$

$$\theta = \text{زاویه دوران (درجه)}$$

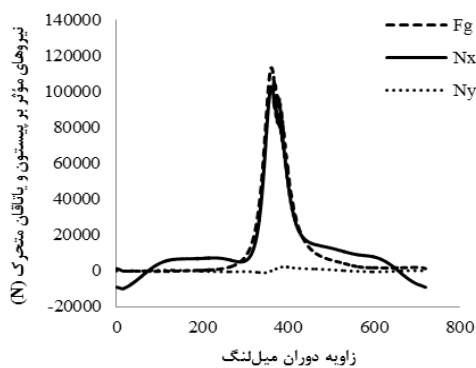
$$r = \text{شعاع دوران (m)}$$

$$T = \text{گشتاور روی میل‌لنگ (N.m)}$$

نیروی افقی وارد بر یاتاقان متحرک که از حل روابط نیوتنی به دست آمد برای سیلندر شماره یک، در یک سیکل کامل دوران و برای سرعت‌های دورانی ۱۰۰۰، ۱۳۰۰، ۱۶۰۰، ۱۹۰۰ و ۲۲۰۰ دور بر دقیقه در شکل (۱) نشان داده شده است (Shahgholi and Irannezhad, 2014).

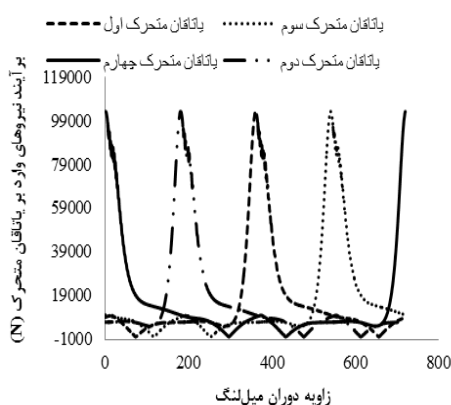
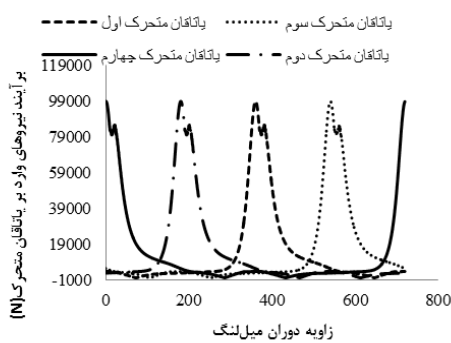


الف

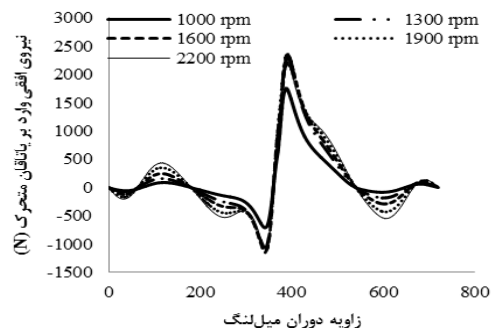


ب

شکل ۲. نیروهای مؤثر بر پیستون و یاتاقان متحرک سیلندر یک در سرعت دورانی ۱۳۰۰ rpm (الف) و ۲۲۰۰ rpm (ب)



شکل ۳. برآیند نیروهای وارد شده بر یاتاقان‌های متحرک در سرعت دورانی



شکل ۱. نمودار تغییرات نیروی افقی وارد بر یاتاقان متحرک در شکل (۲) کل نیروهای مؤثر وارد شده (نیروی حاصل از فشار گاز، نیروی عمودی و نیروی افقی) بر پیستون و یاتاقان متحرک سیلندر یک، به ترتیب در دو سرعت دورانی ۱۳۰۰ دور بر دقیقه و ۲۲۰۰ دور بر دقیقه نشان داده شده است (Shahgholi and Irannezhad, 2014).

شکل (۳) هم برآیند کل نیروهای وارد شده بر کل یاتاقان‌های متحرک نشان داده شده است که باهم دیگر به‌اندازه ۱۸۰ درجه اختلاف فاز دارند.

گشتاور خروجی میل‌لنگ هم با توجه به رابطه برای سرعت‌های دورانی ۱۰۰۰، ۱۳۰۰، ۱۶۰۰، ۱۹۰۰ و ۲۲۰۰ دور بر دقیقه محاسبه گردیده است و در شکل (۴) برای سرعت‌های ذکر شده تغییرات گشتاور خروجی نشان داده شده است.

تعیین شرایط مرزی و بارگذاری

برای انجام تحلیل باید شرایط مرزی و تکیه‌گاهی به مدل اضافه شود. لذا در ابتدا لازم است مقدار و نقاط اعمال نیروهای اعمالی بر محور یاتاقان‌های ثابت و متحرک تعیین شود. لازم به ذکر است که مقدار و نحوه اعمال شرایط مرزی بر روی مدل اجزاء محدود از اهمیت زیادی برخوردار است. می‌توان گفت آنچه مدل اجزاء محدود را تا حدی به واقعیت نزدیک می‌کند، مقدار دقیق و نحوه صحیح اعمال شرایط مرزی است. لذا هر چه شرایط مرزی از نظر نوع و نحوه اعمال آن‌ها به واقعیت نزدیک‌تر باشد، نتایج به مقدار واقعی و عملی نزدیک‌تر خواهد بود.

شرایط مرزی در مدل بازوی میل‌لنگ شامل شرایط مرزی بار و شرایط مرزی محدود کننده است. شرایط مرزی مکانیکی اساساً شامل سنگینی، نیروی گریز از مرکز، نیروی سطح گردن یاتاقان، گشتاور خمشی، گشتاور پیچشی و غیره است. نیروهای محرک اعمالی بر میل‌لنگ از مجموع نیروهای حاصل از فشار گاز داخل سیلندر و نیروهای اینرسی قسمت‌های رفت و برگشتی حاصل می‌شود. به منظور محاسبه نیروهای محرک اعمالی از نتایج تحلیل دینامیکی صورت گرفته استفاده گردید (Shahgholi and Irannezhad, 2014). علاوه بر استخراج این نیروها باید نواحی اعمال آن‌ها نیز مشخص شود. سنگینی، نیروی گریز از مرکز گشتاور خمشی مختلف و گشتاور پیچشی با نیروی توزیع شده می‌تواند به مدل اعمال شوند، نرم‌افزار المان محدود اثر سنگینی و نیروی گریز از مرکز را بر اساس شتاب جاذبه داده شده، سرعت زاویه‌ای، چگالی و ابعاد فیزیکی محاسبه می‌کند. بنابراین بار اعمال شده بر سطح گردن یاتاقان فاکتور بحرانی شرایط مرزی بار است. بار اعمال شده به سطح یاتاقان به‌عنوان بار توزیع شده فرض می‌شود. بار توزیع شده در طول محور یاتاقان (رابطه ۲) یک توزیع سهمی درجه دوم است و در امتداد بازو در ۱۲۰ درجه توزیع کسینوسی است (Meng, 2011).

$$Q(x, \theta) = \frac{9F_c}{16LR} \left(1 - \frac{x^2}{L^2}\right) \times \cos \frac{3}{2}\theta \quad (\text{رابطه ۲})$$

که در آن

$$F_c = \text{کل بار اعمال شده بر روی سطح گردن یاتاقان}$$

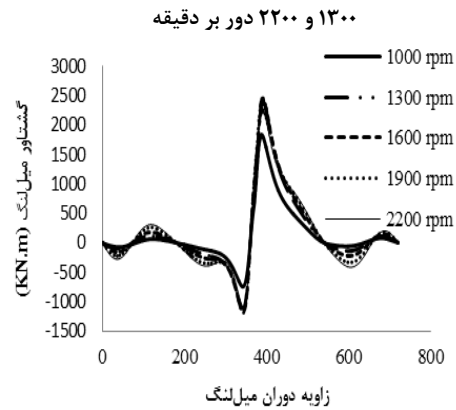
$$R = \text{شعاع یاتاقان}$$

$$L = \text{طول محور یاتاقان}$$

$$x = \text{طول بار اعمال شده بر یاتاقان}$$

$$Q(x, \theta) = \text{بار توزیع شده در طول محور یاتاقان در } 120 \text{ درجه}$$

نظر به اینکه بار توزیع شده در طول محور یاتاقان از دو متغیر تشکیل می‌شود، ابتدا برای هر کپه محور مختصاتی تعریف گردید. سپس برای اعمال دقیق نیرو، میل‌لنگ موردنظر



شکل ۴. گشتاور میل‌لنگ حاصل از سرعت دورانی برحسب زاویه دوران میل‌لنگ

با توجه به اینکه در میل‌لنگ علاوه بر نیروی حاصل از احتراق که عامل اصلی چرخش می‌باشد نیروهای حاصل از اینرسی نیز وارد می‌گردد، بنابراین باید طبق محاسباتی که انجام گردید اقدام به محاسبه نیروی عمودی و افقی و در نهایت برآیند نیروهای وارد بر یاتاقان‌های متحرک گردد که در این تحقیق ماکزیمم نیروی برآیند برای سرعت دورانی ۱۳۰۰ دور بر دقیقه برابر با ۹۸۹۳۶/۴۳۸ N و برای سرعت دورانی ۲۲۰۰ دور بر دقیقه برابر با ۱۰۳۰۴۸/۷ N به دست آمد (Shahgholi and Irannezhad, 2014).

تحلیل تنش به روش اجزاء محدود

ابتدا مدل سه بعدی میل‌لنگ در محیط نرم‌افزار Solidworks 2012 طراحی گردید و سپس برای المان‌بندی و تحلیل به نرم‌افزار Abaqus 6.10.1 انتقال داده شد.

تعریف جنس میل‌لنگ

میل‌لنگ موردنظر به روش ریخته‌گری و از جنس فولاد کربن‌دار ساخته می‌شود. جدول (۱) مشخصات مکانیکی فولاد بکار رفته برای ساخت میل‌لنگ را نشان می‌دهد (PMS, 1997). این مشخصات در بخش‌های general و mechanical که از زیرمجموعه‌های مربوط به تعیین جنس مواد در نرم‌افزار می‌باشند، وارد گردید و در تمامی سطوح میل‌لنگ به‌طور همگن اختصاص داده شد.

جدول ۱. خصوصیات مکانیکی فولاد بکار رفته برای ساخت میل‌لنگ

پارامتر	مقدار	واحد
درصد کشیدگی	کمینه ۱۳٪	-
تنش تسلیم	کمینه ۷۰۰	MPa
استحکام کششی	۸۵۰-۱۰۰۰	MPa
کاهش سطح مقطع	۴۵٪	-
سختی	۲۴۸-۳۰۲	(Hb)
ضریب پواسون (ν)	۰/۳۳	-
جرم حجمی (ρ)	۷۸۰۰	Kg/m ³
مدول الاستیسیته (E)	۲۰۰×۱۰ ^۲	MPa

Abaqus مشخص می‌شود. با پایان یافتن تحلیل می‌توان نتایج را در محیط بعدی یعنی visualization مشاهده کرد و همچنین کانتورهای تنش در هر نمونه را می‌توان دریافت کرد.

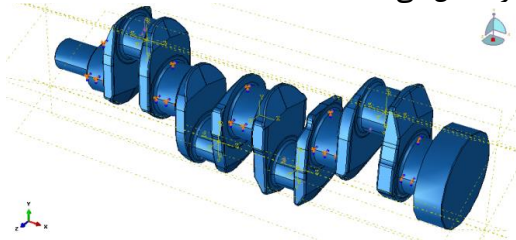
تحلیل مودال به روش اجزای محدود

برای انجام تحلیل مودال نیز لازم است که ابتدا مدل اجزای محدود میل‌لنگ ایجاد شود. خواص مواد در تحلیل مودال نیز همانند تحلیل تنش می‌باشد. اندازه و هندسه شکل یکی از پارامترهای تأثیرگذار بر بسامدهای طبیعی و شکل مود در آنالیز مودال می‌باشد، پس لازم است که کل هندسه مجموعه میل‌لنگ تحلیل گردد. پس از تعریف شرایط مرزی، حل مودال میل‌لنگ با تعیین تعداد بسامدهای طبیعی با توسعه کد نرم‌افزاری Abaqus انجام می‌گیرد. در قسمت پس پردازش، بسامدهای طبیعی اول سازه قابل مشاهده می‌باشد. در این قسمت موده‌های متناظر با مقادیر بسامدهای طبیعی سیستم مورد بررسی قرار می‌گیرد. پس از تکمیل شدن تحلیل، می‌توان در محیط CAE نرم‌افزار نتایج خروجی را به صورت کانتورهای رنگی، بردار، نمودار و یا فایل‌های متنی مشاهده کرد.

در این تحقیق برای آنالیز مودال از روش Lanczos که گزینه پیش فرض نرم‌افزار نیز می‌باشد، استفاده گردید که در اکثر مسائل به خصوص مسائل پیچیده (دارای تعداد درجات آزادی زیاد) مناسب می‌باشد. ضمن اینکه به خوبی می‌تواند مودهایی که رفتار سیستم در آن‌ها مشابه جسم صلب است را مدل نماید. اساساً در هر جهتی که سیستم مقید نشده باشد، بسامدهای طبیعی با مقدار صفر (که حرکت مشابه جسم صلب در سیستم ایجاد می‌کنند) و نیز بسامدهای طبیعی بالا رخ خواهد داد.

برای تحلیل مودال میل‌لنگ کد مربوطه (inp file) توسعه داده شد که قسمتی از کد، مربوط به تعیین مرحله^۱ تحلیل است. در واقع تحلیل مودال نوعی تحلیل دینامیک تحت ارتعاش آزاد است که در این تحلیل دوازده مود اول مورد بررسی قرار گرفت. مهم‌ترین نکاتی که در آنالیز مودال بسیار تأثیرگذار است تعیین درست خواص مواد (به خصوص چگالی) و اندازه المان‌ها می‌باشد. به همین منظور شناسایی المان‌های خراب یکی از مهم‌ترین مراحل تحلیل می‌باشد. در صورتی که المان‌بندی به درستی انجام پذیرفته باشد و گره‌های آزاد وجود نداشته باشد باید بسامد ۶ مود اول صفر شوند که ۳ مود از آن مربوط به حرکت صلب در ۳ جهت اصلی مختصات و ۳ مود مربوط به

توسط سه صفحه پارتیشن‌بندی سطحی گردید، بطوریکه صفحه‌ی اصلی در امتداد طولی میل‌لنگ و دو صفحه‌ی دیگر در زاویه‌ی ۶۰ درجه از صفحه‌ی اصلی قرار گرفت (شکل ۵). البته با توجه به اینکه دو کپه اصلی در بالا و دو کپه اصلی در پائین قرار می‌گیرند نیاز است دو صفحه‌ی دیگر هم که زاویه‌ی ۶۰ درجه با صفحه‌ی اصلی دارند برای قسمت پائین میل‌لنگ تعریف گردد. با این کار نیرویی که به کپه‌ها وارد می‌شود، شامل دو متغیر زاویه‌ای و طول یاتاقان خواهد بود و تنها کافی است نیروی تعریف شده به کپه‌ها وارد گردد و دیگر نیازی به تعریف میزان جابجایی زاویه‌ای و شعاعی نیست چراکه با پارتیشن‌بندی ناحیه موردنظر محدود شده و نرم‌افزار به‌طور خودکار مقدار اندازه‌ها را اعمال می‌کند.

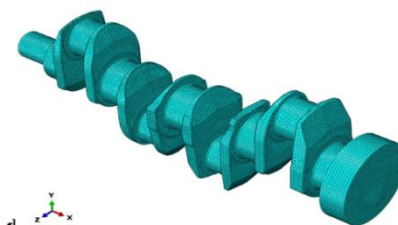


شکل ۵. اعمال شرایط مرزی و بارگذاری میل‌لنگ در محیط نرم‌افزار

مش بندی و تحلیل نهایی

تعداد، نوع المان‌ها و تعداد گره‌ها متناسب با شرایط مسئله و هندسه شکل طوری انتخاب می‌شوند که مسئله در کوتاه‌ترین زمان حل شده و تنش در نقاطی با هندسه پیچیده‌تر و با تمرکز تنش با المان‌های کوچک‌تر محاسبه شود.

به همین جهت با استفاده از المان هر می شکل ۱۰ گره‌ای (C3D10: A 10-node quadratic tetrahedron)، مش بندی مدل انجام گردید. شکل (۶) مدل سه‌بعدی مش بندی شده مجموعه میل‌لنگ را نشان می‌دهد که در آن تعداد المان‌ها برابر با ۱۷۹۷۵۹ و تعداد گره‌ها برابر با ۲۹۴۰۶۱ می‌باشند.



شکل ۶- میل‌لنگ مش‌بندی شده در محیط نرم‌افزار

پس از مشخص کردن نوع تحلیل، وارد محیط job شده و مسئله حل گردید، در نهایت کد تحلیل توسعه داده شده در مسیر Abaqus Command به صورت Abaqus Standard فراخوانی شد و پس از تکمیل شدن تحلیل، نتایج به صورت دو فایل *.odb و *.fil استخراج گردید. نحوه تشکیل نتایج خروجی در هر Step با مشخص کردن بسامد در کد تحلیل نرم‌افزار

تنش حاصل از احتراق در سیلندر اول را نشان می‌دهد و با توجه به ترتیب احتراق، سیلندر سوم محترق می‌شود یعنی میل‌لنگ به اندازه ۱۸۱ درجه چرخیده است و به ترتیب سیلندره‌های چهارم و دوم محترق می‌شوند که به ترتیب (۱+۳۶۰) و (۱+۵۴۰) درجه از احتراق سیلندر اول فاصله زمانی دارند یعنی میل‌لنگ در زمان احتراق سیلندر چهارم ۳۶۱ درجه و در زمان احتراق سیلندر دوم ۵۴۱ درجه چرخیده است.

تنش میل‌لنگ در سرعت دورانی ۲۲۰۰ دور بر دقیقه

سرعت دورانی ۲۲۰۰ دور بر دقیقه نیز طبق شکل (۸) بیشینه نیروی حاصل از فشار گاز در ۱ درجه بعد از احتراق به وجود می‌آید که این نیروی بیشینه به یاتاقان متحرک وارد می‌گردد. در سرعت دورانی ۲۲۰۰ دور بر دقیقه هم همزمان با وارد شدن نیروی حاصل از فشار گاز احتراق به یاتاقان متحرک مربوط به سیلندر در مرحله احتراق به یاتاقان‌های متحرک دیگر نیز نیروهایی وارد می‌گردد. در شکل (۸) توزیع تنش وان میسر حاصل از احتراق بر روی میل‌لنگ به نمایش گذاشته شده است. در سرعت دورانی ۲۲۰۰ دور بر دقیقه همانطور که شکل (۸) نشان می‌دهند همانند سرعت دورانی ۱۳۰۰ دور بر دقیقه بیشینه تنش در نقاط فیلت رخ می‌دهد که باز برای بهبود مقاومت میل‌لنگ در برابر شکست بهتر است بیشتر نقاط فیلت مدنظر قرار گیرد.

نتایج تحلیل مودال میل‌لنگ

نتایج تحلیل مودال میل‌لنگ در حالت آزاد در جدول (۲) که برگرفته از نرم‌افزار Abaqus می‌باشد نشان داده شده است. ملاحظه می‌گردد که ۶ مود اولیه صفر هستند این نشان‌دهنده درست بودن تحلیل مودال می‌باشد که مربوط به حرکت صلب و دوران حول سه محور مختصات هستند. مودهای ششم به بعد دارای بسامدهای بالاتری هستند. مود هفتم به میزان ۲۲۵ هرتز، اولین بسامد بحرانی میل‌لنگ می‌باشد و همانطور که شکل هم نشان می‌دهد با افزایش مودها، میزان بسامد مربوط به مود مربوطه هم افزایش می‌یابد. نتایج مذکور با نتایج تحقیق (Meng *et al.*, 2011) همخوانی خوبی نشان داد.

دوران حول این ۳ محور است. مودهای ششم به بعد مربوط به تغییر شکل‌ها و خمش و پیچش و یا ترکیب از آن‌ها می‌باشد که در قسمت نتایج ارائه شده است.

تعیین سرعت بحرانی میل‌لنگ

در صورتی که بسامدهای طبیعی میل‌لنگ با بسامد نوسانی نیروی محرک و یا یکی از هارمونیک‌های آن برابر و یا حتی به آن نزدیک باشد، پدیده تشدید در مجموعه روی می‌دهد. لذا کار کردن موتور در سرعتی که این پدیده روی می‌دهد بسیار خطرناک است و به آن سرعت بحرانی موتور گفته می‌شود. به منظور استخراج سرعت بحرانی میل‌لنگ از رابطه زیر استفاده کرد (Hariss and Piersol, 2002).

$$\omega_{\text{Critical}} = \frac{60f_n}{q} \quad (3)$$

که در آن

$$f_n = \text{بسامد طبیعی میل‌لنگ (Hz)}$$

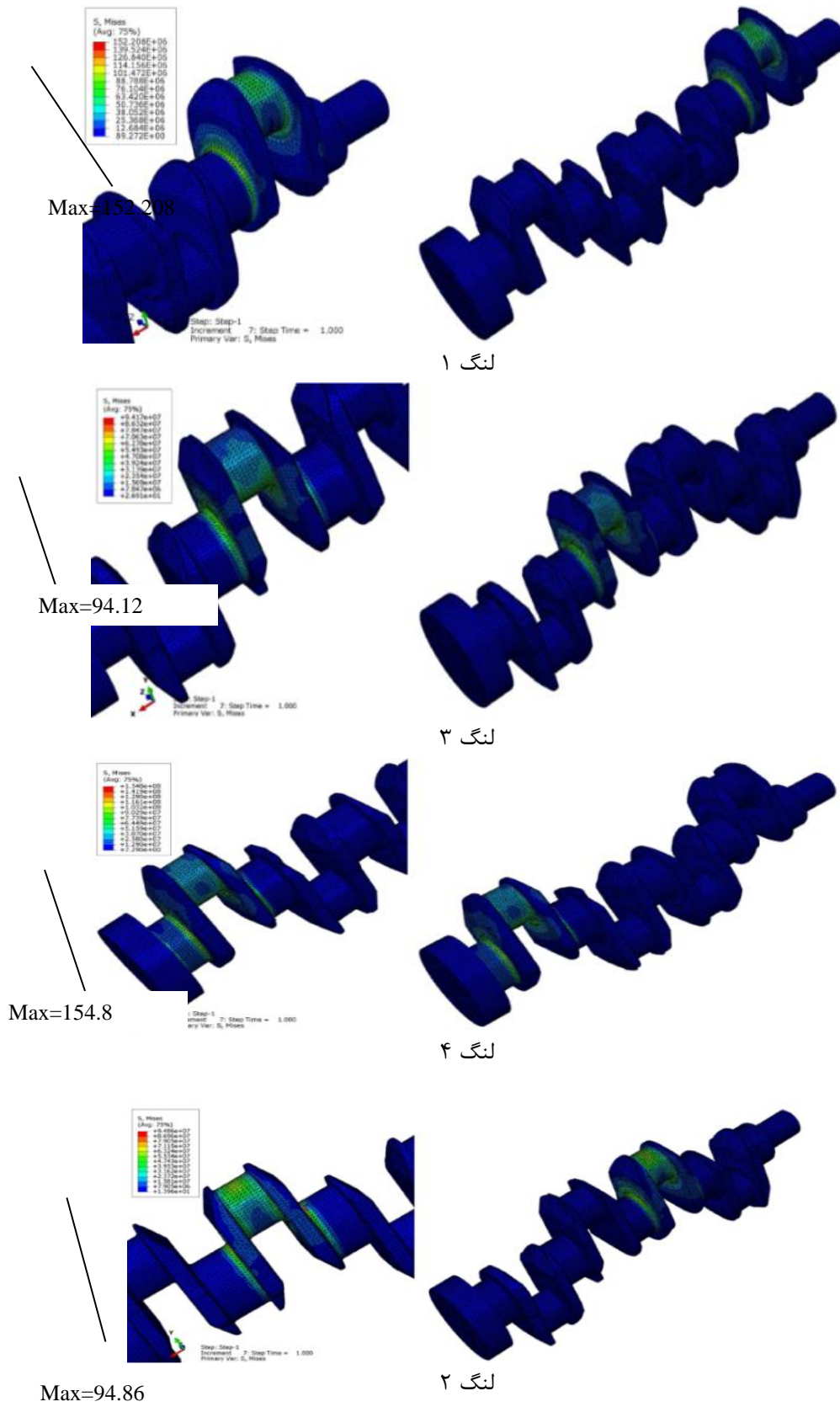
$$q = \text{مرتبه سرعت دورانی (...), ۰/۵, ۱, ۱/۵, ۲}$$

$$\omega_{\text{critical}} = \text{سرعت بحرانی موتور (rpm)}$$

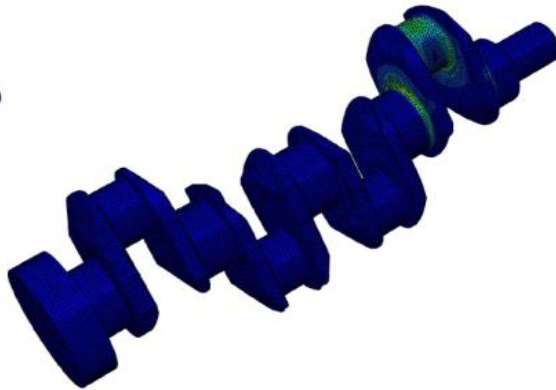
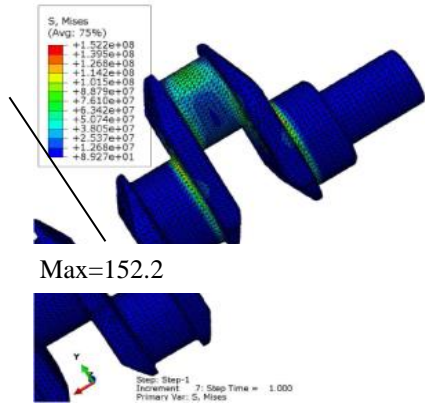
نتایج و بحث

تنش میل‌لنگ در سرعت دورانی ۱۳۰۰ دور بر دقیقه

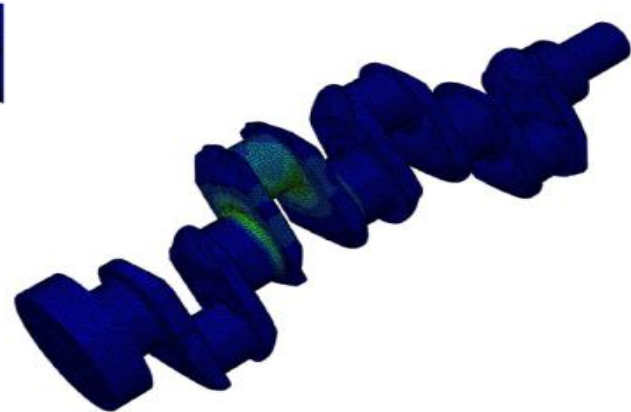
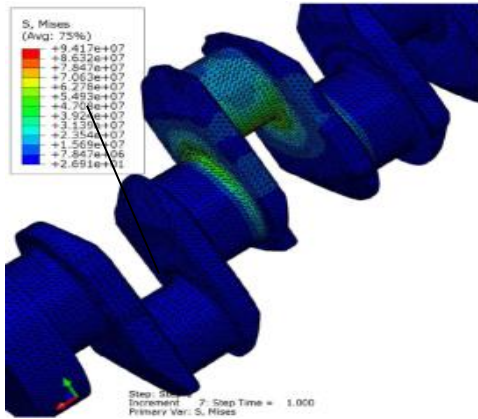
بیشترین نیرویی که به میل‌لنگ وارد می‌شود ۱ درجه بعد از نقطه مرگ بالا قرار دارد و در اثر همین نیرو بیشترین نیرویی که به یاتاقان‌های متحرک وارد می‌شود هم ۱ درجه بعد از نقطه احتراق یا نقطه مرگ بالا می‌باشد. علاوه بر نیروی گاز، نیروهای دیگری نیز به یاتاقان‌های متحرک دیگر وارد می‌شود که در زمان اعمال شرایط مرزی این نیروها نیز وارد می‌شود. چون یک سیکل کاری موتور ۷۲۰ درجه می‌باشد بعد از آنکه پیستون شماره یک محترق شد ۱۸۰ درجه بعد از آن پیستون شماره سه محترق شده و پیستون‌های بعدی به فاصله ۱۸۰ درجه از پیستون قبلی فرآیند احتراق را طی می‌کنند. منظور از زاویه ۰ و ۳۶۰ جایی است که پیستون شماره یک در نقطه مرگ بالا قرار دارد. در شکل (۷) تنش‌های حاصل از نیروی‌های وارد شده بر میل‌لنگ به ترتیب احتراق نشان داده شده است، شکل (۷) ابتدا



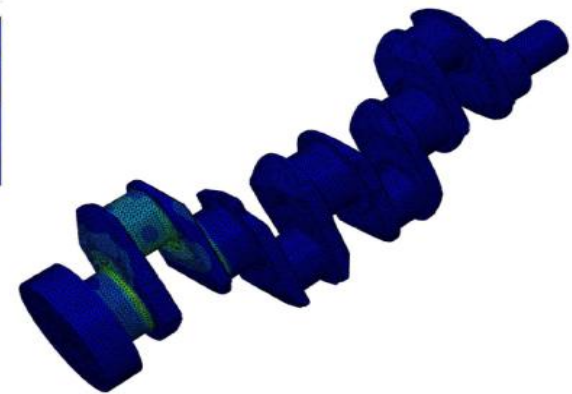
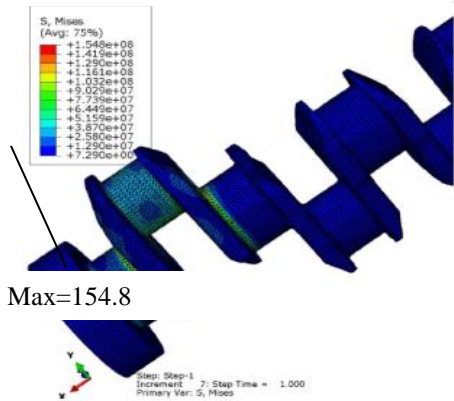
شکل ۷. توزیع تنش وان میسز در سرعت دورانی ۱۳۰۰ دور بر دقیقه ۱ درجه بعد از احتراق سیلندر ۱، ۲، ۳ و ۴ بر حسب مگا پاسکال



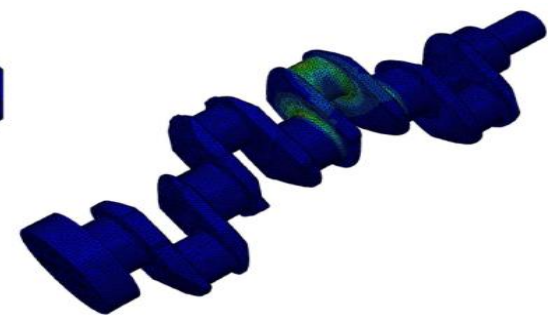
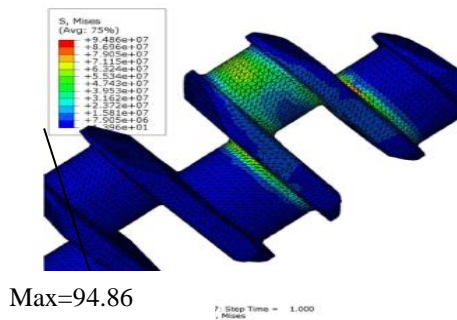
لنگ ۱



لنگ ۳



لنگ ۴



Max=94.86

شکل ۸. توزیع تنش وان میسز در سرعت دورانی ۲۲۰۰ دور بر دقیقه ۱ درجه بعد از احتراق سیلندر ۱، ۲، ۳ و ۴ برحسب مگا پاسکال

جدول ۳. سرعت‌های بحرانی میل‌لنگ برای بسامدهای طبیعی میل‌لنگ

$\omega_{\text{Critical}} \text{ (rpm)}$						بسامد طبیعی (Hz)	نوع مود	شماره مود
$q = 4$	$q = 3$	$q = 2$	$q = 1/5$	$q = 1$	$q^* = 0/5$			
۳۳۸۰/۸۵	۴۵۰۷/۸	۶۷۶۱/۷	۹۰۱۵/۶	۱۳۵۲۳/۴	۲۷۰۴۶/۸	۲۲۵/۳۹	خمشی	هفتم
۵۳۴۸/۵۵	۷۱۳۱/۴	۱۰۶۹۷/۱	۱۴۲۶۲/۸	۲۱۳۹۴/۲	۴۲۷۸۸/۴	۳۵۶/۵۷	خمشی	هشتم
۸۲۶۶/۳۵	۱۱۰۲۱/۸	۱۶۵۳۲/۷	۲۲۰۴۳/۶	۳۳۰۶۵/۴	۶۶۱۳۰/۸	۵۵۱/۰۹	خمشی	نهم
۱۰۰۲۹/۹	۱۳۳۷۳/۲	۲۰۰۵۹/۸	۲۶۷۴۶/۴	۴۰۱۱۹/۶	۸۰۲۳۹/۲	۶۶۸/۶۶	خمشی	دهم
۱۱۶۰۶/۷	۱۵۴۷۵/۶	۲۳۲۱۳/۴	۳۰۹۵۱/۲	۴۶۴۲۶/۸	۹۲۸۵۳/۶	۷۷۳/۷۸	پیچشی	یازدهم
۱۵۴۲۴/۲	۲۰۵۶۵/۶	۳۰۸۴۸/۴	۴۱۱۳۱/۲	۶۱۶۹۶/۸	۱۲۳۳۹۳/۶	۱۰۲۸/۲۸	خمشی	دوازدهم

q^* = مرتبه سرعت دورانی بحرانی

چهارسیلندر ۸، ۶، ۴، ۲ و برای موتور شش سیلندر ۱۲، ۹، ۶ و ۳ می باشد (Ramdasi & Marathe, 2004). مرتبه سرعت بحرانی از تقسیم عدد مرتبه هارمونیک بر دو بدست می آید. مرتبه های ۱/۵، ۲/۵ و ۳/۵ ناشی از هارمونیک های اصلی می باشند. ۰/۵، ۱/۵، ۲/۵ و ۳/۵ ناشی از هارمونیک های فرعی گفته می شوند. بنابراین برای یک موتور چهار سیلندر مرتبه سرعت بحرانی برابر ۰/۵، ۱، ۱/۵، ۲، ۲/۵، ۳، ۳/۵ و ۴ می باشد (Nertorides, 1958).

نتیجه گیری

نتایج عددی با استفاده از نرم افزار با نتایج آزمایشی که توسط شرکت پرکینز قبلاً انجام گرفته بود و در شرکت تراکتورسازی ایران موجود بود موافقت خوبی داشت و نشان داد که فیلتهای بیشتر از سایر نقاط میل‌لنگ تحت تنش قرار دارند و بیشینه تنش به دست آمده از نرم‌افزار برابر با ۱۵۴/۸Mpa برای سرعت دورانی ۱۳۰۰ و ۲۲۰۰ دور بر دقیقه به دست آمد که پایین‌تر از تنش حد تسلیم می‌باشد. ضریب اطمینان ۴/۵۲ برای میل‌لنگ در بحرانی‌ترین حالت به دست آمد و بنابراین میل‌لنگ در ناحیه الاستیک کار می‌کند. این با ضریب اطمینان ارائه شده توسط شرکت پرکینز توافق خوبی را نشان می‌دهد. نتایج آنالیز مودال و محاسبات صورت گرفته نشان داد که میل‌لنگ به طور مطمئن در حداکثر سرعت ۲۲۰۰ دور در دقیقه حرکت می‌کند و به سرعت بحرانی نمی‌رسد. یعنی بسامد حاصل از نیروی وارده بر میل‌لنگ با یکی از بسامدهای طبیعی میل‌لنگ تشدید نمی‌شود و حالت رزونانس به وجود نمی‌آید.

جدول ۲. بسامدهای مربوط به آنالیز مودال میل‌لنگ در محیط نرم‌افزار

شماره مود	بسامد طبیعی (Hz)
۱	.
۲	.
۳	.
۴	.
۵	.
۶	.
۷	۲۲۵/۳۹
۸	۳۵۶/۵۷
۹	۵۵۱/۱
۱۰	۶۶۸/۶۶
۱۱	۷۷۳/۷۸
۱۲	۱۰۲۸/۶
۱۳	۱۰۸۴/۸
۱۴	۱۵۵۷/۵
۱۵	۱۶۷۱/۳

با استفاده از رابطه (۳) سرعت بحرانی میل‌لنگ برای بسامدهای طبیعی همه مودهای مورد مطالعه محاسبه گردید. در جدول (۳) مقدار بسامدهای طبیعی و سرعت بحرانی مجموعه میل‌لنگ در حالت آزاد برای هر شکل مود نشان داده شده است. در ستون دوم نوع مود شان داده شده است. در ستون سوم بسامدهای طبیعی میل‌لنگ و در ستون‌های بعدی سرعت‌های بحرانی میل‌لنگ برای بسامدهای مختلف که برای مرتبه‌های (q) برابر با ۱/۲، ۱، ۲/۳، ۳ و ۴ نشان داده شده است. در این تحقیق ۱۲ مود اول میل‌لنگ مورد بررسی قرار گرفته است. در تحقیقی مرتبه سرعت دورانی هارمونیک های اصلی ناشی گشتاور که نصف سرعت میل‌لنگ در موتور چهار زمانه می باشد برای موتورهای مختلف ذکر گردیده است. برای موتور ۳ سیلندر عدد مرتبه هارمونیک بحرانی برابر ۶، ۴/۵، ۳ و ۱/۵ و موتور

REFERENCES

Akin, J. (1998). *Finite Element Analysis for Undergraduates*, NewYork : Academic Press.
 Frozanpour, H. (1376). *Design and optimization of piston, crankrod and crankshaft of Peikan 1600 engine*. MSc thesis, Faculty of Technology, University of Tarbiat Modares.
 Ghaseminazhad, M. (2009). Investigating engine life

span and failure reasons of some parts of engine of Mf-285 tractor. *Proceeding of the 5th national confrence of agricultural machinery and mechanization*, Ferdosi University of Mashhad.
 Hariss, C. M. & Piersol A. G. (2002). *Shock and Vibration Handbook*. 5th Edition. McGraw-Hill Book Company.

- HekmatNazhad, A. & P. Maleki. (1995). *Determination the natural torsional vibration frequencies of Crankshaft*. MSc Thesis, University of science and technology of Iran.
- Kang, Y., Sheen, G. J. & Tseng M.H. (1997). Modal analysis and experiments for engine crankshaft. *Journal of Sound and Vibration*, 214, 413-430.
- Khanali, M. (2006). *Stress analysis in front axle grain combine of John Deere955*. MSc thesis, Faculty of agriculture and natural resources, University of Tehran.
- Mahmodi, A. (2007). Statistical investigating of MF285 tractor failure. *The third student conference of Agricultural machinery mechanic*, University of Shiraz.
- Meng, J., Liu, Y. & Liu R. (2011). Finite Element Analysis of 4-Cylinder Diesel Crankshaft. *International Journal Image, Graphics and Signal processing*, 5, 22-29.
- Moradi, S. (2006). *Investigating the dynamic behavior of Samand crankshaft under the torsional vibrations*. MSc thesis, Faculty of Technology, University of Tarbiat Modares.
- Nestorides, E. J. (1958). *A handbook of torsional vibration*. The British internal combustion engine research, Cambridge University.
- PMS A.5.56. (1997). *Perkins material standard*. Perkins group.
- Ramdasi, s. S. & Marathe, N. V. (2004). Predictive-cum-experimental analysis of torsional/bending and crankcase vibration and design of optimum tuned damper. *Proceeding of third international conference on Synergy of fuel and automotive technology for a cleaner environment*, New Delhi, India.
- Ranjbarkohan, M. (2008). *Stress analysis of the crankshaft of a 4 cylinder Z4 engine using finite element method*. MSc thesis, Agricultural faculty, University of Mohaghegh Ardabili.
- Seiedalian, SJ. & Mahboob, S. (2012). Theoretical, numerical and experimental analysis of the crankshaft torsional vibrations. *Modares mechanical engineering Journal*, 12(5), 102-111.
- Shahgholi, Gh & H. IranNezhad. (2014). Kinematic and kinetic analysis of MF285 tractor engine. *Agricultural Mechanization Research*, 1(2): 23-33.
- Troy Feese, P. E. & Hil C. (2002). *Guidelines for preventing reliability of reciprocating machinery by avoiding torsional vibration problems*. Engineering Dynamics Incorporated, University San Antonio, Texas 78249, pp. 1-20