

## طراحی مجدد جعبه‌دنده ITM285 برای دستیابی به سرعت‌های خزشی

علی رضانی بوکت<sup>۱</sup>، حسین نوید<sup>۱\*</sup> و حمیدرضا قاسم‌زاده<sup>۱</sup>

تاریخ دریافت: ۹۴/۵/۳ تاریخ پذیرش: ۹۵/۸/۲۲  
۱- گروه مهندسی بیوسیستم، دانشکده کشاورزی، دانشگاه تبریز  
\*مسئول مکاتبه Navid@tabrizu.ac.ir

### چکیده

از آنجایی که برای هر کاری مخصوصاً در فعالیت‌های کشاورزی، باید سرعت متناسب با آن انتخاب شود یکی از مواردی که اکثر شرکت‌های سازنده به آن توجه دارند امکان دستیابی اپراتور به سرعت‌های مختلف تحت شرایط مورد نظر است. این سرعت‌ها عبارتند از: سرعت خزشی، سرعت آرام، سرعت مزرعه‌ای و سرعت حمل‌ونقل. در این تحقیق طراحی مجدد جعبه‌دنده تراکتور ITM285 به منظور رسیدن به جعبه‌دنده‌ای که بتواند علاوه بر بازه سرعت قبلی، سرعت‌های خزشی را نیز در اختیار اپراتور قرار دهد، صورت گرفت. بعد از انجام محاسبات لازم، دیاگرام سینماتیکی تهیه شد، نسبت و اندازه چرخ‌دنده‌ها مشخص گردید و نیروهای وارد بر چرخ‌دنده‌ها مورد بررسی قرار گرفت. روش‌های تئوری و نرم‌افزاری برای محاسبه و تحلیل استفاده شد و تغییرات لازم در ابعاد آن‌ها اعمال گردید. در تحلیل نرم‌افزاری ابتدا اینولوت دندانه چرخ‌دنده ساده با استفاده از نرم‌افزار Geartrax2008 ترسیم شد و بعد از مدل‌سازی در نرم‌افزار Solidworks2008 با استفاده از نرم‌افزارهای Ansys11.0 و Cosmos2008 مورد تحلیل قرار گرفت. نیروهای وارد بر خارها و محورها در دنده‌های مختلف محاسبه و از نظر تحمل تنش‌های خمشی و پیچشی بررسی شدند. با در نظر گرفتن محدودیت‌های طراحی مجدد و اعمال حداکثر تغییرات ممکن در ابعاد و مشخصات فنی چرخ‌دنده‌های جعبه‌دنده تراکتور ITM285 مشخص شد که فقط با تغییرات در جعبه‌دنده، سرعت خزشی حاصل نمی‌گردد. بنابراین، استفاده از کاهنده نهایی تراکتور ITM399 با نسبت کاهش ۴/۸ پیشنهاد شد که در این صورت می‌توان به سرعت پیشروی ۱/۲ کیلومتر در ساعت دست یافت.

واژه‌های کلیدی: سرعت خزشی، جعبه‌دنده، چرخ‌دنده، تراکتور، طراحی

### ۱- مقدمه

(۱۳۷۵) انجام شد. کماندار (۱۳۸۳) با طراحی جعبه‌دنده تراکتور سنگین ITM8200 و بررسی تنش‌های خمشی و لهیدگی، ابعاد چرخ‌دنده‌ها را محاسبه نمود. طراحی سیستم دینامیسیفت و تحقیق روی امکان نصب این سیستم روی تراکتور ITM8200 توسط ابراهیم پورطاهر (۱۳۸۳) بررسی شد. رادمرد (۱۳۸۵) به تجزیه و تحلیل جعبه‌دنده تراکتور گلدونی OTM930 و بهینه‌سازی آن متناسب با افزایش توان موتور پرداخت. کیچلر و همکاران (۲۰۱۱) تأثیر انتخاب دنده سیستم انتقال توان روی عملکرد و هزینه سوخت تراکتور حین عملیات خاک‌ورزی عمیق را بررسی کردند. عملکرد سیستم انتقال توان تراکتور با استفاده از آزمون‌های شتاب توسط بیترساتو و همکاران (۲۰۱۲) ارزیابی شد که همه نیروهای مؤثر در حرکت برای تشریح سینماتیک آن در نظر گرفته شده بود.

در زمینه چرخ‌دنده، سان‌لین و تاون سند (۲۰۰۲) تحلیل دینامیکی چرخ‌دنده‌ها را انجام دادند که تنش مجاز دندانه‌ها و هم-چنین پاسخ دینامیکی آن‌ها به‌عنوان پارامترهای مؤثر در طراحی عملی یک چرخ‌دنده شناسایی شد. تحلیل تماسی دندانه‌های بارگذاری شده یک چرخ‌دنده نازک-طوقه به‌صورت سه بعدی با ارائه روشی که بتواند روش برنامه‌نویسی ریاضی را با روش اجزاء محدود سه بعدی ترکیب کند، مورد بررسی قرار گرفت (لی، ۲۰۰۲). تحلیل و مدل‌سازی اجزاء محدود یک دندانه چرخ‌دنده مخروطی ساده برای

تاکنون برای اهداف خاص کشنده‌های متنوعی به وجود آمده‌اند؛ اما امروزه شرکت‌های بزرگ سازنده تراکتور سعی دارند با ایجاد نوآوری، استفاده از فناوری‌های پیشرفته، ارائه محصولات متنوع و افزایش کارایی، بازارهای جهانی را در دست گیرند. در این راستا طراحان تراکتور دو انتخاب اساسی دارند؛ اول این‌که می‌توانند طراحی برای یک بازار خاص ارائه کنند؛ دوم تراکتورهایی را طراحی کنند که قابلیت انجام کارهای متنوع مانند سرعت کم در مزرعه تا حمل‌ونقل در جاده‌ها را داشته باشد؛ تراکتور مارک ترنتور<sup>۱</sup> که در انگلستان ساخته شده است، ضمن حرکت با سرعت ۸۰ کیلومتر در ساعت در جاده، دارای حداقل سرعت مزرعه‌ای ۱/۵ کیلومتر در ساعت نیز است (علیمردانی، ۱۳۸۱).

نوید (۱۳۷۵) در تحقیقی جعبه‌دنده تراکتور MF285 را برای استفاده در مدل MF399 باز طراحی نمود. او نتیجه‌گیری کرد که با تغییر در ماده، ابعاد و مشخصات فنی بعضی از چرخ‌دنده‌ها می‌توان ظرفیت انتقال توان جعبه‌دنده را افزایش داد. در تحقیق دیگری طراحی اجزای سیستم انتقال توان تراکتور باغی توسط حسن‌پور

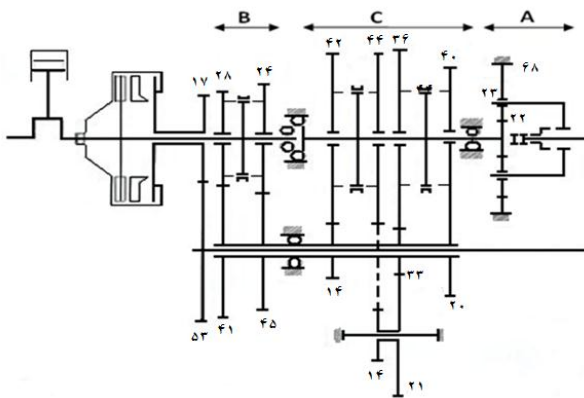
<sup>۱</sup>-Trantor

## ۲- مواد و روش‌ها

### ۲-۱- فرآیند طراحی جعبه‌دنده‌ها

فرآیند طراحی جعبه‌دنده‌ها شامل تهیه دیاگرام سینماتیکی، محاسبه اندازه چرخ‌دنده‌ها با در نظر گرفتن دیاگرام سینماتیکی، تعیین اندازه محورها، نوع یاتاقان‌ها، خارها، پوسته و بررسی وضعیت ارتعاشی جعبه‌دنده است (نوید، ۱۳۷۵).

شکل ۱ طرح‌واره جعبه‌دنده تراکتور ITM285 را نشان می‌دهد. تغییر سرعت در سه زیرمجموعه A، B و C صورت می‌گیرد. با توجه به محدودیت‌های موجود در طراحی مجدد، مطالعات اولیه نشان داد تنها با تغییر در نسبت دنده‌های جعبه‌دنده اصلی (C) دستیابی به سرعت خزشی میسر نخواهد شد. لذا برای رسیدن به هدف مذکور علاوه بر جعبه‌دنده، باید تغییراتی در دیفرانسیل یا کاهنده نهایی نیز ایجاد گردد.



شکل ۱- طرح‌واره جعبه‌دنده تراکتور ITM285

بررسی‌های انجام شده نشان دادند که می‌توان با استفاده از نسبت کاهش کاهنده نهایی ITM399 در ITM285 به سرعت‌های خزشی در این تراکتور دست یافت. برای رسیدن به هدف مذکور دو راه حل را می‌توان ارائه داد:

۱. استفاده از کاهنده نهایی ITM399 در ITM285

۲. طراحی یک کاهنده نهایی جدید با نسبت کاهش ۴/۸.

از آنجایی که توان تراکتور ITM399 (۱۱۰ اسب بخار) در مقایسه با تراکتور ITM285 (۷۵ اسب بخار) بیش‌تر است، لذا از نظر تحمل بارهای وارده مشکلی پیش نخواهد آمد و تنها مورد، بررسی امکان جایگزینی آن‌ها از نظر ابعادی است. با بررسی نقشه‌های ارائه شده توسط شرکت تراکتورسازی تبریز به دلیل تفاوت در ابعاد و پوسته تنها راه حل، جایگزینی کاهنده نهایی با همان محور است به عبارت دیگر محور عقب تراکتور ITM399 بر روی تراکتور ITM285 مونتاژ گردد. در این صورت افزایش جزئی طول (کمتر از ۱۰ سانتی-متر) در اکسل عقب به وجود می‌آید که باید مطالعات بیش‌تری، به خصوص در به‌کارگیری تراکتور برای کارهای ردیفی، انجام گیرد و

ارزیابی تنش‌های خمشی بکار برده شد (نالوتیل و ماس ویراپن، ۲۰۰۳). هو ران (۲۰۰۸) اصول شبکه‌بندی و روش‌های ساخت را برای چرخ‌دنده‌هایی با سطح دندانه مخروطی مقعر ارائه داد و پروفیل محدب دندانه این نوع چرخ‌دنده را تحلیل و محاسبه کرد. سانچز و همکاران (۲۰۱۳) یک روش محاسباتی جدید برای تنش تماسی چرخ‌دنده‌های ساده و مارپیچی با نسبت درگیری عرضی<sup>۱</sup> بزرگتر از دو توسعه دادند. تنش‌های تماسی و آغاز ترک در چرخ‌دنده‌های ساده بر اساس تحلیل دینامیکی المان محدود انجام شد. چون اصطکاک، توزیع تنش فون میسر و نیز تنش‌های برشی را افزایش می‌دهد باعث کاهش عمر خستگی می‌شود (کین و قوان، ۲۰۱۴). با توجه به انعطاف‌پذیری چرخ‌دنده، درگیری دندانه زودتر از حالت تئوری آغاز شده و دیرتر از حالت تئوری پایان می‌پذیرد. لذا خصوصیات شکست چرخ‌دنده‌ها با در نظر گرفتن بیشتر دندانه توسط هوی ما و همکاران (۲۰۱۵) بررسی شد.

از جمله تفاوت تراکتور در مقایسه با ماشین‌های دیگر سرعت پایین و گشتاور بالای آن است. در کشاورزی برای هر کاری باید سرعت متناسب با آن را برگزید. این سرعت‌ها عبارت‌اند از: خزشی (کمتر از ۲ کیلومتر در ساعت)، آرام (حدود ۵ کیلومتر در ساعت)، مزرعه‌ای (حدود ۱۰ کیلومتر در ساعت) و حمل و نقل که سرعت‌های بالاتر را شامل می‌شود (رادمرد، ۱۳۸۵). سرعت‌های خزشی یا کند در عملیات برداشت، نشاکاری، استفاده از روتیواتورها، کاشت دقیق، غلتک‌زنی، خاک‌برداری و جابه‌جایی بارهای بسیار سنگین به خصوص در جابه‌جایی درختان بریده شده در جنگل و جابه‌جایی هواپیما کاربرد دارد. در تراکتور T3000 نیوهلند سرعت‌های پیشروی کمتر از ۲۵۰ متر در ساعت در نظر گرفته شده است یا در تراکتورهای MF سری ۴۰۰ پیشروی با سرعت ۱/۳ کیلومتر در ساعت امکان‌پذیر است. تحقیق حاضر با هدف بررسی امکان دستیابی به سرعت‌های خزشی در تراکتور ITM285، فقط با اعمال تغییرات در جعبه‌دنده، صورت گرفت، به نحوی که جعبه‌دنده‌ی طراحی شده بتواند ضمن فراهم کردن سرعت خزشی، بازه‌ی سرعت قبلی را نیز تأمین کرده و قابلیت نصب و جایگزینی با جعبه‌دنده‌ی موجود را داشته باشد. بدین منظور نمودار سینماتیکی مناسب، که بیانگر پیوستگی بازه سرعت در دنده‌های مختلف است، به‌دست آمد و محاسبات مربوط به چرخ‌دنده‌ها، هزارخارها و محورها انجام شد. مشخصات فنی چرخ‌دنده‌های جدید با استفاده از نرم‌افزار GearTrax ارائه شد. بعد از مدل‌سازی چرخ‌دنده‌ها در نرم‌افزار SolidWorks2008، از نرم‌افزارهای ANSYS11.0 و COSMOS2008 برای تحلیل چرخ‌دنده‌ها استفاده شد.

<sup>۱</sup>-Transverse contact ratio

جدول ۱- مقادیر گشتاور انتقالی برای سه بازه سرعت			
V (Km/h)	R <sub>2</sub> (N)	F (N)	T <sub>r</sub> (Nm)
۰-۸	۲۰۲۸۵/۶۲۸	۱۲۱۷۱/۴	۸۰۳۳
۸-۱۰	۱۹۳۷۴/۶۲۳	۱۱۶۲۴/۷۷	۷۶۷۲
۱۰-۳۳	۱۸۷۲۲/۴۸۳	۱۱۲۳۳/۴۹	۷۴۱۴

## ۲-۲- تنش‌های وارده بر چرخ‌دنده

معادله طراحی برای محاسبه‌ی تنش خمشی در چرخ‌دنده‌ها به صورت زیر بیان می‌شود (شیگلی و میشکه، ۱۹۹۶):

$$\sigma_t = \frac{W_t K_a K_s K_B K_m}{F J m K_v} \quad (1)$$

$$\sigma_{tall} \leq \frac{S_t K_I}{K_T K_R} \quad (2)$$

همچنین رابطه‌ای که برای محاسبه‌ی تنش لهیدگی یا تماسی به کار می‌رود عبارت است از (شیگلی و میشکه، ۱۹۹۶):

$$\sigma_c = C_p \sqrt{\frac{W_t C_a C_s C_m C_f}{C_v FDI}} \quad (3)$$

$$\sigma_{call} \leq \frac{S_C C_I C_H}{C_T C_R} \quad (4)$$

که در آن‌ها:

- K<sub>a</sub> و C<sub>a</sub>: ضریب کاربرد
- C<sub>f</sub>: ضریب پرداخت سطح
- C<sub>H</sub>: ضریب نسبت سختی
- K<sub>I</sub> و C<sub>I</sub>: ضریب عمر
- K<sub>m</sub> و C<sub>m</sub>: ضریب توزیع بار
- C<sub>p</sub>: ضریب الاستیک
- K<sub>R</sub> و C<sub>R</sub>: ضریب قابلیت اعتماد
- K<sub>S</sub> و C<sub>S</sub>: ضریب اندازه
- K<sub>T</sub> و C<sub>T</sub>: ضریب دما
- K<sub>v</sub> و C<sub>v</sub>: ضریب دینامیکی
- D: قطر دایره گام پینیون (mm)
- F: عرض دندانه (mm)
- I و J: ضریب هندسی
- K<sub>B</sub>: ضریب ضخامت طوقه
- m: مدول (mm)
- S<sub>C</sub>: مقاومت لهیدگی (MPa)
- S<sub>t</sub>: مقاومت خمشی (MPa)
- W<sub>t</sub>: بار مماسی انتقالی (N)
- σ<sub>c</sub>: تنش لهیدگی (MPa)
- σ<sub>c<sub>all</sub></sub>: تنش تماسی مجاز (MPa)
- σ<sub>t</sub>: تنش خمشی (MPa)
- σ<sub>t<sub>all</sub></sub>: تنش خمشی مجاز (MPa)

نیروی وزن اضافی و تأثیر آن در سایر پارامترها بررسی شود. چنانچه حفظ وزن و ابعاد فعلی مد نظر باشد، باید کاهنده نهائی جدیدی با همان نسبت کاهش و با پوسته‌ای مطابق با ITM285 ساخته شود.

## ۲-۱-۱- گشتاور انتقالی

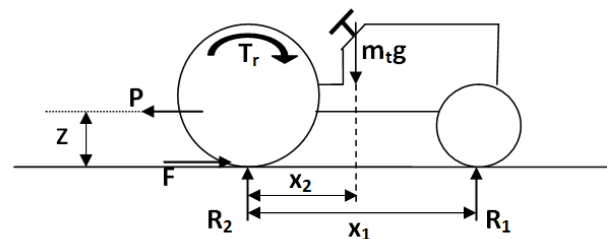
از جمله مباحثی که به کار رفته به منظور محاسبه گشتاور انتقالی؛ گشتاور عملکردی، گشتاور موتور و گشتاور لغزشی است (نوید، ۱۳۷۵). در طراحی سامانه انتقال توان خودروهایی غیر جاده‌ای به- خاطر وابستگی حرکت خودرو به رابطه ماشین و خاک، از گشتاور لغزشی استفاده می‌شود. مقدار این گشتاور به عوامل مختلفی از قبیل وزن روی محور محرک، وضعیت سطح حرکت و ضریب اصطکاک بین چرخ‌ها و زمین بستگی دارد (توماس، ۱۹۹۰).

برای تراکتور ITM285 سنکرون با توجه به اطلاعات ارائه شده از طرف شرکت تراکتورسازی، بیشینه‌ی گشتاور موتور در ۱۳۰۰ دور، ۲۷۸/۶ نیوتن‌متر است. از آنجایی که ۸۵ تا ۹۰ درصد گشتاور تولیدی موتور قابل انتقال به جعبه‌دنده است (پهروزی لار، ۱۳۷۰)، لذا حداکثر گشتاور مورد استفاده در محاسبات به صورت زیر به دست آمد:

$$T = 278.6 \times 0.90 = 250.74 \text{ N.m}$$

## ۲-۱-۲- گشتاور لغزشی

نیروی کشش مالبندی که از آزمون تراکتور به دست آمده برای زمین بتونی بوده است لذا مقاومت غلته‌ی ناچیز خواهد بود که در محاسبات از این نیرو صرف نظر شده است. حداکثر مقدار کشش مالبندی در دنده‌های مختلف متفاوت است که به دلیل موجود نبودن این نیرو برای تمام دنده‌ها، از مقادیر حداکثر به دست آمده در گروه استانداردسازی و آزمون ماشین‌های کشاورزی (کرج) برای سه بازه سرعت ۰-۸، ۸-۱۰، ۱۰-۳۳ کیلومتر در ساعت که به ترتیب ۲۲/۱۷ kN، ۱۶/۶۸ kN و ۱۲/۷۵ kN است، استفاده شد.



شکل ۲- نمودار آزاد تراکتور

ضریب اصطکاک بین چرخ و جاده برای تایرهای معمولی ۰/۶ توصیه شده است (زادمرد، ۱۳۸۵). شعاع لاستیک در حین کار اندکی کوچکتر از مقدار نظری است که در حالت استاتیک این تغییر شکل ۱۹ درصد ارتفاع مقطع لاستیک خواهد بود (سیرواستاوا و همکاران، ۱۹۹۳). مقادیر گشتاور انتقالی با توجه به شکل ۲ برای هر سه بازه سرعت در جدول ۱ آمده است.

$$S_{ac} = 2/76 HB - 70 \text{ MPa} \quad (۵)$$

که HB، سختی برینل می‌باشد.

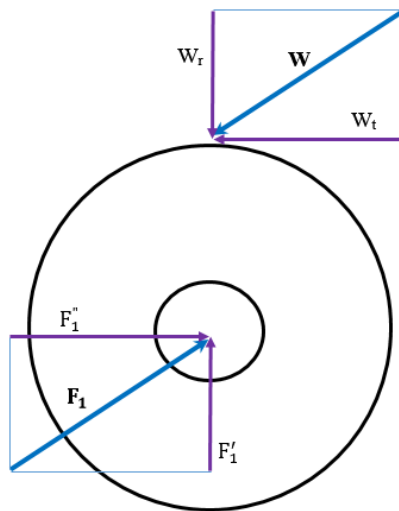
برای مواد مورد استفاده در جعبه‌دنده مورد نظر:

$$HB = 615 \Rightarrow S_{ac} = 1627/4 \text{ MPa}$$

$$HB = 722 \Rightarrow S_{ac} = 1922/72 \text{ MPa}$$

## ۲-۳- تنش‌های وارده بر محور

در یک محور در فرایند انتقال توان، معمولاً انتقال گشتاور پیشگی از یک عضو به عضو دیگر مطرح است که محور در اثر نیروهای وارد شده، تحت پیش‌قرار می‌گیرد. هم‌چنین به علت نصب چرخ‌دنده، چرخ زنجیر، پولی و ... روی آن نیروهایی در امتداد عمود بر آن وارد شده و باعث ایجاد گشتاورهای خمشی در محور می‌گردد؛ بنابراین در محورهای انتقال توان مکانیکی، بارهای وارده تنش‌های قائم و برشی را موجب می‌شوند. برای بررسی تنش‌های مرکب نوسانی از معیار گودمن بهبود یافته استفاده شد (شیگلی، ۲۰۰۶).



شکل ۳- عکس‌العمل محور به بارهای وارده از طرف چرخ‌دنده

همان‌گونه که در شکل ۳ ملاحظه می‌گردد، نیروی انتقالی W به دو مؤلفه مماسی  $W_t$  و شعاعی  $W_r$  تجزیه می‌گردد. گشتاور پیش‌گی از مؤلفه مماسی ناشی می‌شود. این در حالی است که هر دو مؤلفه در دو صفحه عمود بر هم بارهای خمشی و عرضی را موجب می‌شوند. با توجه به این‌که محورها در حال چرخش هستند، تنش خمشی کاملاً معکوس شونده خواهد بود ولی تنش پیش‌گی آن‌ها ثابت خواهد ماند (شادروان، ۱۳۸۶). لذا رابطه حاکم برای شفت توپر به صورت زیر است:

$$\frac{1}{n} = \frac{16}{\pi d^3} \left[ \frac{2K_f M_a}{S_e} + \frac{\sqrt{3} K_{fs} T_m}{S_{ut}} \right] \quad (۶)$$

و برای شفت توخالی داریم:

$$(۷)$$

ضرایب موجود در روابط با استفاده از منابع طراحی برای چرخ‌دنده‌ها محاسبه شد. در این تحقیق با توجه به محاسبات انجام شده روی چرخ‌دنده‌های جعبه‌دنده فعلی، ضریب کاربرد ۱/۷۵ در نظر گرفته شد. ضرایب هندسی و ضریب توزیع بار در جدول ۲ آورده شده‌اند. ضریب دینامیک با توجه به اثر سرعت، برای هر حالت از دنده‌ها جداگانه محاسبه گردید (جدول ۳). سایر ضرایب با توجه به شرایط کاری یک در نظر گرفته شده‌اند.

جدول ۲- ضرایب موردنیاز برای محاسبه تنش در چرخ‌دنده‌ها

چرخ‌دنده	$K_m$	J	I
۳۳ (HL)	۱/۰۶۵	۰/۳۸۵	۰/۰۸۳۴
۳۶ (HL)	۱/۰۶۶	۰/۳۸۸	۰/۰۸۳۴
۲۰ (HL)	۱/۰۶۸	۰/۳۳	۰/۱۱۳۶
۴۹ (HL)	۱/۰۶۸	۰/۳۹۶	۰/۱۱۳۶
۱۵	۱/۰۷۵	۰/۴۶۸	۰/۱۹۶۵
۴۱	۱/۰۷۲	۰/۴۶۴	۰/۱۹۶۵
۲۳	۱/۰۶۸	۰/۳۴۷	۰/۰۹۸۶
۳۷	۱/۰۷۲	۰/۳۸۲	۰/۰۹۸۶
۳۶	۱/۰۶۶	۰/۴۶۲	۰/۰۹۹۹
۳۳	۱/۰۷۰	۰/۴۶	۰/۰۹۹۹
۱۸ (R)	۱/۰۶۴	۰/۳۸	۰/۱۲۷۶
۴۴ (R)	۱/۰۶۴	۰/۴۵۸	۰/۱۴۵۲
۱۴ (R)	۱/۰۷۲	۰/۳۴۸	۰/۱۴۵۲

جدول ۳- ضریب بار دینامیکی برای وضعیت‌های HL3 و LL3 در چرخ‌دنده ۲۰ و ۴۹ دندانه

چرخ‌دنده	rpm	D	$V_t(m/s)$	$K_v$
T۲۰	۲۰۰۰	۷۲/۵۷	۷/۶	۰/۹۱۵
T۴۹	۸۱۶/۳	۱۷۷/۸	۷/۶	۰/۹۱۵

## ۲-۲-۱- مقاومت خمشی

مقاومت خمشی را با توجه به سختی چرخ‌دنده‌ها می‌توان محاسبه نمود (شادروان، ۱۳۸۶). سختی اجزای جعبه‌دنده عموماً بین ۶۴-۵۸ راکول تغییر می‌کند که معادل است با ۶۱۵-۷۲۲ برینل. برای سختی‌های مذکور مقاومت خمشی برابر است با (نوید، ۱۳۷۵):

$$S_{at} = 593 \text{ MPa تا } 86 \text{ kPsi تا } 76$$

## ۲-۲-۲- مقاومت خستگی

مقاومت خستگی فولاد را می‌توان از رابطه (۵) به دست آورد (نوید، ۱۳۷۵):

<sup>۱</sup>-Hi-Low  
<sup>۲</sup>-Rear

## ۲-۴- کاربرد نرم‌افزار در مدل‌سازی و تحلیل

## ۲-۴-۱- نرم‌افزار GearTrax2008

GearTrax. نرم‌افزاری بسیار دقیق در زمینه‌ی محاسبات مربوط به چرخ‌دنده‌ها است که قابلیت کار با استانداردهای جهانی را دارد. از دیگر مزایای آن، ارائه مشخصات چرخ‌دنده‌ها، توانایی تصحیح اندوم، تعیین زاویه فشار کاری، ایجاد چرخ‌دنده با گام غیراستاندارد است. از این نرم‌افزار برای ترسیم منحنی اینولوت چرخ‌دنده‌ها و بررسی درگیری آن‌ها استفاده شد.

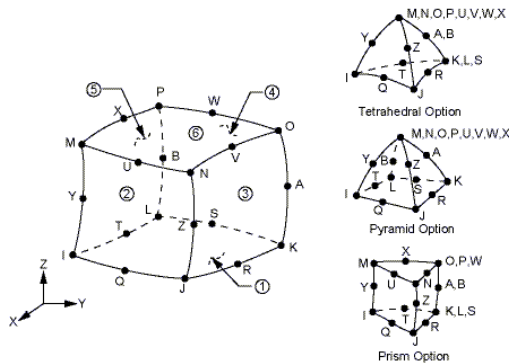
## ۲-۴-۲- نرم‌افزار SolidWorks2008

مزیت استفاده از نرم‌افزار مدل‌سازی SolidWorks قابلیت لینک شدن آن با نرم‌افزار GearTrax است. مشخصات چرخ‌دنده و پینیون ابتدا در GearTrax وارد و سپس با استفاده از SolidWorks مدل گردید. در نتیجه ترسیم اینولوت چرخ‌دنده به صورت اتوماتیک و دقیق توسط نرم‌افزار صورت گرفت.

## ۲-۴-۳- نرم‌افزارهای ANSYS11.0 و COSMOS2008

برای تحلیل نرم‌افزاری چرخ‌دنده‌ها از نرم‌افزارهای ANSYS11.0 و COSMOS2008 استفاده شد که در آن‌ها تحلیل تنش بر اساس روش المان محدود صورت می‌گیرد. هدف استفاده از نرم‌افزارها در تحلیل تنش، مقایسه نتایج حاصل با محاسبات نظری بود. چرخ‌دنده‌ها بعد از مدل‌سازی در نرم‌افزار SolidWorks برای تحلیل وارد محیط ANSYS شدند.

در این تحقیق از المان Solid20Nod95 در نرم‌افزار ANSYS استفاده شد که در مدل‌های سه بعدی به کار می‌رود. این المان دارای ۲۰ گره بوده و هر گره دارای سه درجه آزادی است. Solid95 توانایی سازگاری با شکل‌های متفاوت جابجایی را داشته و المان بسیار مناسب برای مدل‌هایی است که دارای انحناهای زیادی هستند. این المان دارای انعطاف‌پذیری زیاد و ظرفیت بالای کرنش، تنش، خزش و قابلیت تغییر شکل بالا بوده و یک المان غیرخطی است (رضایی، ۱۳۸۶). هندسه‌ی این المان در شکل ۴ آمده است.



شکل ۴- هندسه المان Solid20nod95

$$\frac{1}{n} = \frac{16d_o}{\pi(d_o^4 - d_i^4)} \left[ \frac{2K_f M_a}{S_e} + \frac{\sqrt{3}K_{fs} T_m}{S_{ut}} \right]$$

که در آن‌ها:

- $d$ : قطر محور (mm)
- $d_i$ : قطر داخلی محور (mm)
- $d_o$ : قطر خارجی محور (mm)
- $K_f$ : ضریب تمرکز تنش برای خمش (بدون بعد)
- $K_{fs}$ : ضریب تمرکز تنش برای پیچش (بدون بعد)
- $M_a$ : گشتاور خمشی متغییر (N.mm)
- $n$ : ضریب اطمینان (بدون بعد)
- $S_e$ : مقاومت تحمل واقعی (MPa)
- $S_{ut}$ : مقاومت کششی (MPa)
- $T_m$ : گشتاور پیچشی متوسط (N.mm)

## ۲-۳-۱- مقاومت حد تحمل

مقاومت حد تحمل ( $S'_e$ ) را می‌توان بر اساس مقاومت کششی

( $S_{ut}$ ) بیان کرد (شادروان، ۱۳۸۶)؛ که داریم:

$$\begin{cases} 0 & S_{ut} \leq 200 \text{ kPsi} (1400 \text{ MPa}) \\ \frac{504}{100} S_{ut} & S_{ut} > 200 \text{ kPsi} \\ 700 \text{ MPa} & S_{ut} > 1400 \text{ MPa} \end{cases} \quad (8)$$

در این تحقیق با توجه به جنس قطعات  $8620H$  ماشین‌کاری شده با مقاومت کششی  $850 \text{ MPa}$ :

$$S'_e = 0/504(850) = 428/4 \text{ MPa}$$

از رابطه (۹) برای محاسبه مقاومت حد تحمل نهایی استفاده شد؛

که مقادیر ضرایب مربوطه در جدول ۴ ذکر شده است.

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e S'_e \quad (9)$$

که در آن:

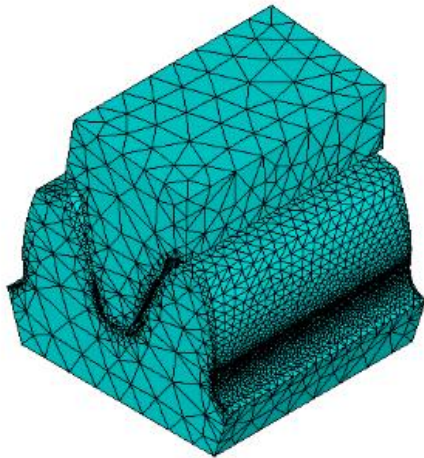
- $k_a$ : ضریب سطح (بدون بعد)
- $k_b$ : ضریب اندازه (بدون بعد)
- $k_c$ : ضریب بار (بدون بعد)
- $k_d$ : ضریب دما (بدون بعد)
- $k_e$ : ضریب اثرات دیگر (بدون بعد)
- $S_e$ : مقاومت حد تحمل واقعی (MPa)
- $S'_e$ : مقاومت حد تحمل اسمی (MPa)

ضرایب تمرکز تنش نیز برای خمش و پیچش به صورت جداگانه

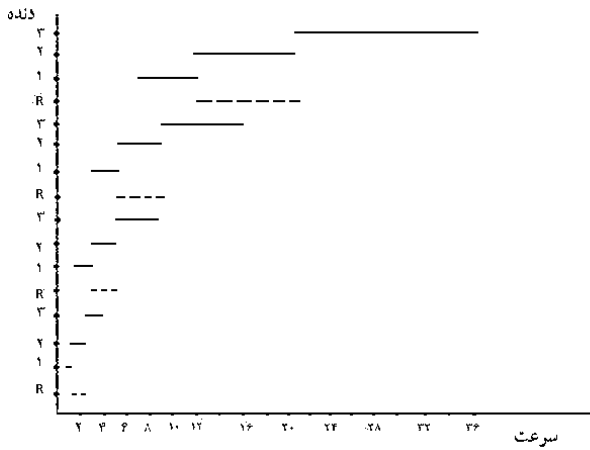
در هر مقطع بررسی شد.

## جدول ۴- ضرایب لازم برای محاسبه مقاومت حد تحمل محور

$k_a$	$k_b$	$k_d$	$k_e$
۰/۷۵۵	۱/۲۴۰ <sup>-۰/۱۰۷</sup>	۱/۰۱۴	۱/۲۲۸
$k_c$	بارگذاری محوری	خمش	پیچش و برش
	۱	۱	۰/۵۷۷



شکل ۶- شبکه‌بندی جفت چرخ‌دنده درگیر در ANSYS11.0

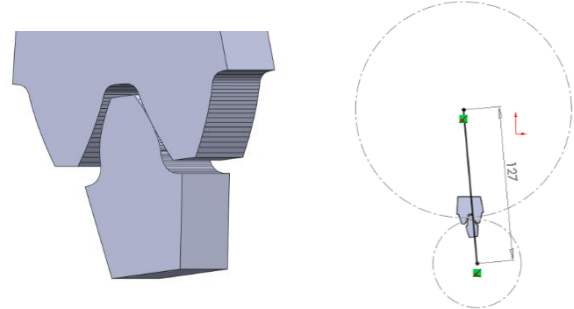


شکل ۷- نمودار سینماتیکی پیشنهادی

المان‌های انتخاب شده در تحلیل با نرم‌افزار COSMOS2008 از مرتبه‌ی دوم هستند. در این نرم‌افزار، المان مرتبه‌ی دوم با توجه به نوع مسئله و نیز نوع مدل تحلیل، انتخاب شد. المان انتخابی از نوع Solid دارای ۱۰ گره و هر گره دارای سه درجه‌ی آزادی در امتداد محورهای X, Y, Z است. برای سهولت در تحلیل تنش‌ها تنها از دو دندانه چرخ‌دنده استفاده گردید.

### ۳- نتایج و بحث

با در نظر گرفتن کاهنده نهایی جدید با نسبت تغییر ۴/۸ و اعمال تغییرات در جعبه‌دنده، جدول سرعت‌ها (جدول ۵) و نمودار سینماتیکی (شکل ۷) مطابق آن، به‌دست آمد که با توجه به پیوستگی بازه‌های سرعت در دنده‌های مختلف قابل قبول است. با استفاده از گشتاورهای لغزشی به‌دست آمده و نسبت چرخ‌دنده‌ها گشتاور ورودی لازم ( $T_{in}$ ) محاسبه شد. در مواردی که گشتاور لغزشی محاسبه شده بیشتر از گشتاور موتور بود برای انجام محاسبات از گشتاور موتور استفاده شد چون گشتاور لغزشی نمی‌تواند از گشتاور موتور بیشتر شود.

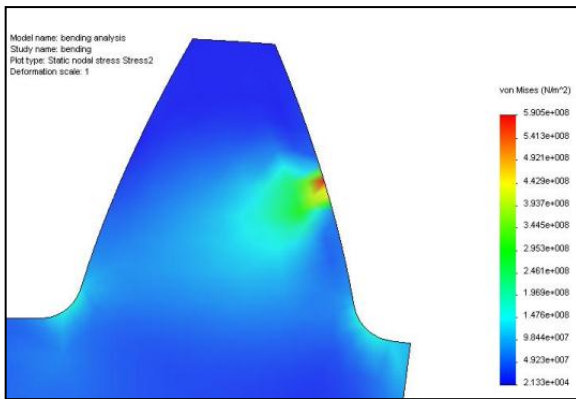


شکل ۵- ایجاد درگیری دو چرخ‌دنده در SolidWorks2008

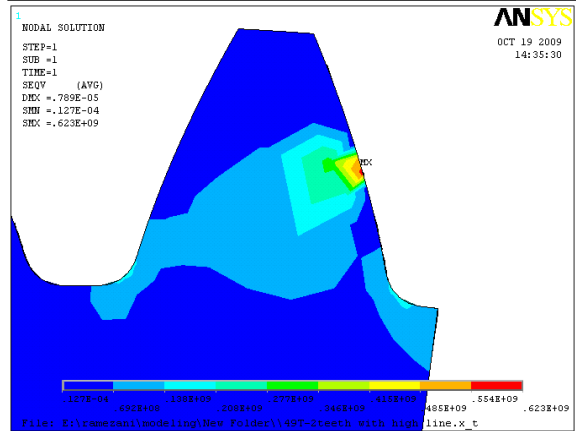
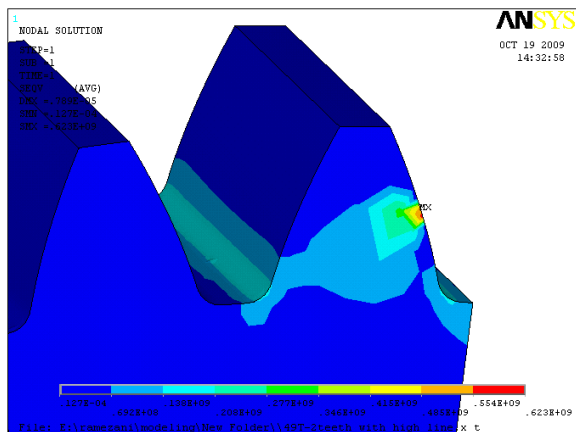
جدول ۵- نسبت دنده‌ها و سرعت‌های پیشنهادی

A	B	C	$\frac{I_1}{I_2}$	۳۶/۳۳	۴۹/۲۰	$\frac{36(68+22)}{33 \times 22}$	$\frac{49(68+22)}{20 \times 22}$	ITR	V (km/h) (1250)	V (km/h) (2000rpm)	V (km/h) (2200)
		۳	۳۳/۳۶	۱				۱۶/۵۶	۲۰/۴۲	۳۲/۷۳	۳۶/۰۴
		۲	۳۷/۳۳	۱/۷۵				۲۸/۹۸	۱۱/۶۳	۱۸/۷۲	۲۰/۵۶
	H	۱	۴۱/۱۵	۲/۹۸				۴۹/۳۴	۶/۸۶	۱۱/۰۱	۱۲/۱۱
		R	$\frac{44 \times 18}{14 \times 36}$	۱/۷۱				۲۸/۳۱	۱۲/۰۱	۱۹/۰۲	۲۱/۰۲
	H	۳	۳۳/۳۶		۲/۲۴			۳۷/۰۹	۹/۱۱	۱۴/۵۷	۱۶/۰۲
		۲	۳۷/۳۳		۳/۹۴			۶۵/۲۴	۵/۱۸	۸/۳۱	۹/۱۴
	L	۱	۴۱/۱۵		۶/۶۹			۱۱۰/۸۷	۳/۰۰	۴/۸۹	۵/۳۸
		R	$\frac{44 \times 18}{14 \times 36}$		۳/۸۵			۶۳/۷۵	۵/۳۰	۸/۵۱	۹/۳۶
		۳	۳۳/۳۶			۴/۰۹		۶۷/۷۳	۵/۰۰	۸/۰۰	۸/۸۱
		۲	۳۷/۳۳			۷/۱۵		۱۱۸/۴۰	۲/۸۱	۴/۵۸	۵/۰۴
	H	۱	۴۱/۱۵			۱۲/۱۸		۲۰/۷۰	۱/۶۷	۲/۶۸	۲/۹۵
		R	$\frac{44 \times 18}{14 \times 36}$			۶/۹۹		۱۱۵/۷۵	۲/۹۱	۴/۶۸	۵/۱۴
	L	۳	۳۳/۳۶				۹/۱۶	۱۵۱/۶۸	۲/۲۲	۳/۵۷	۳/۹۳
		۲	۳۷/۳۳				۱۶/۱۱	۲۶۶/۷۸	۱/۲۷	۲/۰۲	۲/۲۳
	L	۱	۴۱/۱۵				۲۷/۳۶	۴۵۳/۰۸	۰/۷۴	۱/۲۰	۱/۳۰
		R	$\frac{44 \times 18}{14 \times 36}$				۱۵/۷۴	۲۶۰/۶۵	۱/۳۰	۲/۰۰	۲/۲۸





شکل ۹- تنش فون میسز در چرخ‌دنده ۴۹T با نرم‌افزار COSMOS



شکل ۱۰- تنش فون میسز در چرخ‌دنده ۴۹T با استفاده از نرم‌افزار ANSYS 11.0

با توجه به نتایج حاصل از تحلیل تنش خمشی چرخ‌دنده در نرم‌افزار، توزیع تنش و کرنش، همچنین نحوه جابه‌جایی دندانه با شرایط واقعی مطابقت دارد. مقدار تنش خمشی حاصل از نرم‌افزار ANSYS و COSMOS برای چرخ‌دنده ۴۹T در ریشه‌ی دندانه حدود ۳۵۰ مگا پاسکال است که در مقایسه با تنش محاسبه شده از روابط AGMA (۴۳۵ مگا پاسکال طبق جدول ۶) کمتر است.

برای بررسی تنش لهیدگی بعد از مدل‌سازی و درگیرکردن دندانه‌ها در SolidWorks، در محیط Workbench نرم‌افزار ANSYS دندانه‌ی پینیون به اندازه‌ی جابه‌جایی که در اثر اعمال

### ۳-۱- نتایج تحلیل چرخ‌دنده‌ها

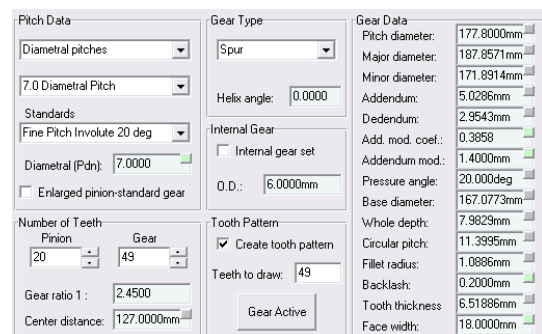
با توجه به نسبت‌های پیشنهادی چرخ‌دنده‌ها برای دستیابی به سرعت خزشی، تنش در چرخ‌دنده‌ها، در دنده‌های مختلف بررسی شد و در چرخ‌دنده‌هایی که جوابگوی تنش‌های ایجاد شده نبودند تغییرات لازم در چندین مرحله اعمال شد. با محاسبه تنش‌ها برای چرخ‌دنده‌ها در دنده‌های مختلف، در دنده‌ی HL3 (جدول ۶) بحرانی‌ترین حالت اتفاق می‌افتد. لذا در تحلیل‌های نرم‌افزاری از این حالت استفاده شد و چرخ‌دنده‌های ۲۰T و ۴۹T به دلیل تنش واردهٔ بیش‌تر مورد تحلیل نرم‌افزاری قرار گرفتند.

مشخصات و ترسیم اینولوت چرخ‌دنده‌های طراحی شده، با استفاده از نرم‌افزار GearTrax2008 به دست آمد که برای چرخ‌دنده ۴۹ دندانه در شکل ۸ نشان داده شده است. برای تعریف جنس مواد در تحلیل نرم‌افزاری از دو پارامتر مدول الاستیسیته و نسبت پواسون استفاده شد.

جدول ۶- تنش‌های وارد بر چرخ‌دنده‌ها در دنده HL3

چرخ‌دنده	T۲۰	T۴۹	T۳۶	T۲۳
مدول	۳/۶۲۸۵	۳/۶۲۸۵	۳/۶۲۸۵	۳/۶۲۸۵
زاویه فشار	۲۰	۲۰	۲۵	۲۵
عرض مؤثر (mm)	۱۸	۱۸	۱۸	۱۸
چرخ‌دنده درگیر	۴۹	۲۰	۳۳	۳۶
T (N.m)	۱۹۹/۸۹	۴۸۹/۷۲	۴۸۹/۷۲	۴۴۸/۹۰
W <sub>t</sub> (N)	۵۵۰۸/۸	۵۵۰۸/۸	۷۴۹۸/۰۴	۷۴۹۸/۰۴
S <sub>c</sub>	۱۶۶۳/۲	۱۶۶۳/۲	۱۶۰۳/۶	۱۶۰۳/۶
S <sub>t</sub>	۵۲۲	۴۳۵	۵۰۱/۱	۵۰۵/۲

بعد از اعمال شرایط مرزی، نیروی وارد بر چرخ‌دنده به صورت بار فشاری که بر سطح بسیار کوچکی از چرخ‌دنده روی دایره گام وارد می‌شود در نظر گرفته شد. چرخ‌دنده ۴۹T در حالت HL3 برای تحلیل تنش خمشی انتخاب شد که بعد از مدل‌سازی در محیط SolidWorks2008، با دو نرم‌افزار ANSYS11.0 و COSMOS2008 مورد تحلیل قرار گرفت.



شکل ۸- مشخصات فنی چرخ‌دنده ۴۹T (سبک - سنگین) بر اساس نرم‌افزار GearTrax2008

نیرو در تحلیل خمش، روی دایره‌ی گام ایجاد شده بود در راستای X حرکت داده شد. شکل ۱۱ نتایج حاصل را نشان می‌دهد. حداکثر تنش تماسی در حدود ۱۴۵۰ مگا پاسکال به دست آمد.

### ۲-۳- نتایج تحلیل محورها

نیروهای وارد بر محورهای ورودی، واسط، خروجی و محور دنده عقب جعبه‌دنده تراکتور ITM285 در تمام حالت‌های ممکن محاسبه شد. مثلاً در محور واسط که وضعیت‌های ۳، ۲، ۱ و عقب توسط این محور ایجاد می‌شوند. برای حالت دنده سه که با درگیری چرخ‌دنده-های ۳۶T و ۳۳T ایجاد می‌گردد، نمودار آزاد و مقادیر نیرو برای حالت سنگین فرعی در زیر آمده است.

جدول ۷- نیروهای وارد بر محور واسط در وضعیت HL3

نیروی	$F_1$	$F_2$	$R_1$	$R_2$
شعاعی	۲۰۰۵/۰۲	۳۴۹۶/۳۹	۳۷۲۶/۲۲	۱۷۷۵/۱۹
نیروی	$F_1$	$F_2$	$R_1$	$R_2$
تماسی	۵۵۰۸/۷۷	۷۴۹۸/۰۴	۲۷۰۴/۵۷	۴۶۹۳/۸۴

تنش روی محورها در تمام مقاطع حساس مورد بررسی قرار گرفت. جدول ۸ مقاطع بحرانی محور واسط را مشخص می‌کند که علاوه بر قطر خارجی کوچک و بزرگ در مقطع، به دلیل توخالی بودن محور، باعث تمرکز تنش می‌شود. به دلیل متفاوت بودن نیروهای هر دنده، مقادیر ضریب اطمینان برای دنده‌ها مجزا محاسبه شده است (جدول ۹).

جدول ۸- مقاطع مورد بررسی در محور واسط

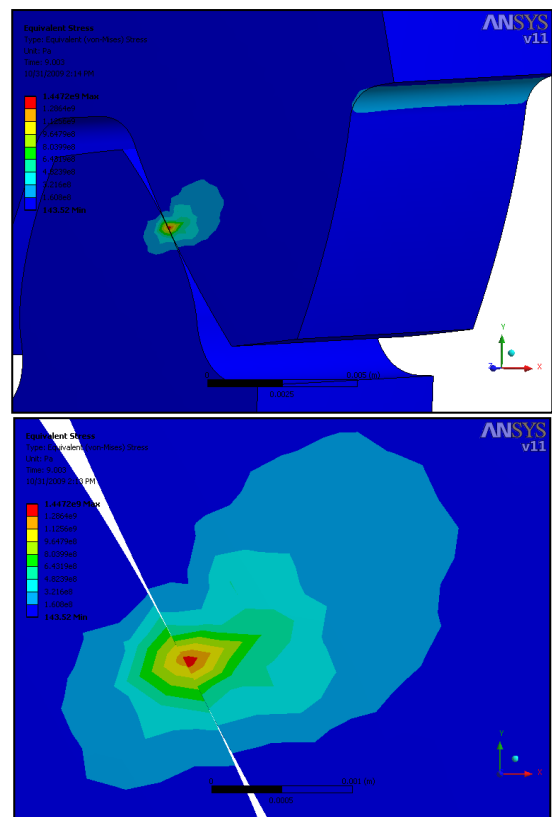
Sec.	x (mm)	r (mm)	$S_e$ (MPa)	$K_t$	$K_{fs}$
A	۴۴/۴	۰/۷۶	۳۲۸/۵۹	۲/۰۴	۲/۸۸
B	۱۱۴	-	۳۲۵/۳۲	۱	۱
C	۱۲۱/۱	۰/۲۵	۳۲۶/۱۵	۲/۰۵	۱/۱۸
D	۱۵۱/۳	۱/۶	۳۲۹/۰۲	۱/۹۲	۱/۳۹
E	۱۷۸/۳	۳/۰۵	۳۲۹/۰۲	۱/۷۴	۱/۳۲

جدول ۹- مقادیر ضریب اطمینان برای مقاطع محور واسط در HL3

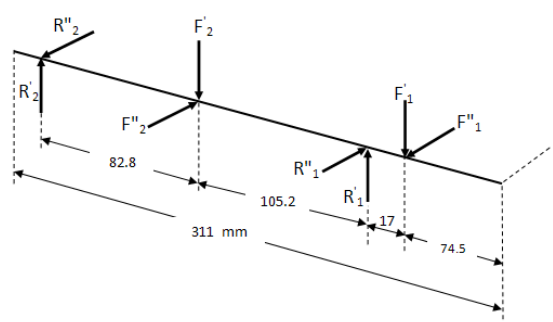
Sec.	$T_m$ (N.mm)	$M_{xy}$ (N.mm)	$M_{xz}$ (N.mm)	N
A	۴۸۹۷۲۰	۶۰۷۸۵	۲۲۹۸۹	۴/۴۱
B	۴۸۹۷۲۰	۲۸۷۲۴۲	۱۴۶۴۵۳	۷/۱۴
C	۴۸۹۷۲۰	۳۶۹۴۶۹	۱۳۵۲۱۳	۳/۸۷
D	۴۸۹۷۲۰	۲۸۴۶۹۸	۸۳۱۸۱	۳/۶۱
E	۴۸۹۷۲۰	۲۰۹۱۵۳	۳۶۸۱۲	۴/۹۲

### ۴- نتیجه‌گیری نهایی

در تحقیق حاضر، طراحی مجدد جعبه‌دنده تراکتور ITM285 برای دستیابی به سرعت‌های خزشی انجام شد. طبق محاسبات صورت گرفته، سرعت خزشی فقط با اعمال تغییرات در جعبه‌دنده حاصل نشد و نسبت کاهش سرعت کاهنده نهایی نیز باید تغییر کند. در صورت استفاده از کاهنده نهایی تراکتور ITM399 با نسبت تغییر خزشی ۱/۲ در ساعت امکان‌پذیر خواهد بود. جعبه‌دنده‌ی طراحی شده با به‌کارگیری جعبه‌دنده‌ی طراحی شده، دستیابی به سرعت خزشی ۱/۲ کیلومتر در ساعت امکان‌پذیر خواهد بود. جعبه‌دنده‌ی طراحی شده با توجه به کاهش سرعت، امکان استفاده از گشتاور زیادی را به‌وجود می‌آورد. چنانچه هدف به‌کارگیری گشتاورهای بیشتر باشد سایر قسمت‌های تراکتور از جمله محورها باید از نظر نیروهای وارده مورد بررسی قرار گیرد.



شکل ۱۱- تنش فون میسز در جفت چرخ‌دنده ۴۹T و ۲۰T



شکل ۱۲- نمودار آزاد محور واسط (سنگین فرعی - دنده سه)



## منابع مورد استفاده

- ابراهیم‌پورطاهر، ش. ۱۳۸۳. تشریح و طراحی سیستم دایناسیفت و تحقیق روی امکان نصب این سیستم روی تراکتور **ITM399**. پایان‌نامه کارشناسی ارشد، دانشگاه ارومیه، ارومیه.
- بهروزی‌لار، م. ۱۳۷۰. مدیریت تراکتور و ماشین‌های کشاورزی (ترجمه)، انتشارات دانشگاه تهران.
- حسن‌پور، ع. ۱۳۷۵. طراحی اجزاء سیستم انتقال توان تراکتور باغی، پایان‌نامه کارشناسی ارشد، دانشگاه تربیت مدرس، تهران.
- رادمرد، م. ۱۳۸۵. تجزیه و تحلیل جعبه‌دنده‌ی تراکتور گلدونی **OTM930** و بهینه‌سازی آن متناسب با افزایش توان موتور، پایان‌نامه کارشناسی ارشد، دانشگاه ارومیه، ارومیه.
- رضایی، ب. ۱۳۸۶. بررسی امکان افزایش ظرفیت انتقال توان در جعبه دنده کمباین سه‌هنگ اس ۶۸. پایان‌نامه کارشناسی ارشد، دانشگاه تبریز، تبریز.
- شادروان، ا. ۱۳۸۶. طراحی اجزاء ماشین (طراحی در مهندسی مکانیک) (ترجمه)، چاپ دوازدهم، انتشارات آذرنگ.
- علیمردانی، ر. ۱۳۸۱. سیستم‌های تراکتور و ادوات خاک‌ورزی (ترجمه)، چاپ اول، نشر علوم کشاورزی.
- کماندار، م. ۱۳۸۳. طراحی جعبه‌دنده تراکتور سنگین **ITM8200**. پایان‌نامه کارشناسی ارشد مکانیک ماشین‌های کشاورزی، دانشگاه ارومیه.
- نوید، ح. ۱۳۷۵. طراحی جعبه‌دنده تراکتور **MF399** با استفاده از مدل **MF285**. پایان‌نامه کارشناسی ارشد، دانشگاه تربیت مدرس، تهران.
- Bietresato, M., D. Friso and L. Sartori. 2012. **Assessment of the efficiency of tractor transmissions using a cceleration tests**. Biosystems Engineering, Vol. 112, issue 3, pp. 171-180.
- Hsun Lin, P. and D. P. Townsend. 2002. **Dynamic Analysis of Contact Gears**, ASME Journal.
- Hu Ran, L. 2008. **A New Kind of Spherical Gear and its Application in a Robot's Wrist Joint**, Robotics and Computer-Integrated Manufacturing, Vol. 25, issue 4-5, pp. 732-735.
- Kichler, C. M., J. P. Fulton, R. L. Raper, T. P. McDonald and W. C. Zech. 2011 **Effects of transmission gear selection on tractor performance and fuel costs during deep tillage operations**, Soil and Tillage Research, Vol. 113, issue 2, pp.105-111.
- Li, Sh. 2002. **Gear Contact Model and Loaded Tooth Contact Analysis of a Three- Dimensional, Thin-Rimmed Gear**, Journal of Mechanical Design, Vol. 124, issue 3, pp. 511-517.
- Ma, H., X. Pang, R. Feng, R. Song and B. Wen. 2015. **Fault features analysis of cracked gear considering the effects of the extended tooth contact**, Engineering Failure Analysis, Vol. 48, pp. 105-120.
- Nalluveetil, S. J. and G. Muthuveerappan 2003. **"Finite Element Modeling and Analysis of a Straight Bevel Gear Tooth**, Journal of Computer and Structure, Vol. 48, issue 4, pp. 739-744.
- Qin, W. J. and C. Y. Guan. 2014. **An investigation of contact stresses and crack initiation in spur gears based on finite element dynamics analysis**, International Journal of Mechanical Sciences, Vol. 83, pp. 96-103.
- Sánchez, M. B., J. I. Pedrero and M. Pleguezuelos. 2013. **Contact stress calculation of high transverse contact ratio spur and helical gear teeth**, Mechanism and Machine Theory, Vol. 64, pp. 93-110.
- Shigly, J. E. 2006. **Mechanical Engineering Design**, Eighth Edition, By McGraw-Hill Book Company, New York.
- Shigly, J. E and C. R. Mishke. 1996. **Standard handbook of machine design**, By McGraw-Hill Book Company.
- Srivastava, A. K., C. E. Goering and R. P. Rohrbach. 1993 **Engineering Principles of Agricultural Machines**. ASAE Textbook Number 6. Published by the American Society of Agricultural Engineers.
- Thomas, J. 1990. **Design and Manufacturing of Spiral Bevel and Hypoid Gears for Heavy Duty Drive Axels**.

# Redesigning of ITM285 Gearbox for Creep Speeds

A. Ramezaniboukat<sup>1</sup>, H. Navid<sup>1\*</sup> and H. R. Ghassemzadeh<sup>1</sup>

Received: 25 July 2015

Accepted: 12 Nov 2016

<sup>1</sup>Department of Biosystems Engineering, Faculty of Agriculture, University of Tabriz, Tabriz, Iran

\*Corresponding author: Navid@tabrizu.ac.ir,

## Abstract

Since suitable speed must be selected for every work especially in agricultural activities, feasibility of achieving different speeds by operator under the intended conditions is one that companies take into consideration. These speeds include: creep speed, slow speed, farm speed and transport speed. This study aimed to redesign the gearbox of ITM285 to produce a gearbox which can provide the operator with creeping speed besides the span of speeds already existed. After necessary calculations, the kinematical diagram was prepared, the ratio and size of gears were figured out, and the loads on the gears were examined. Both theoretical and software methods were used for calculate and analysis, and the required modifications were made in dimensions. The involute spur gear was drawn using Geartrax2008, modeled in Solidworks2008, and the analysis was made using Ansys11.0 and Cosmos2008. The loads on the pins and shafts in different gears were calculated and examined in terms of their strength to stand for bending and torsion stresses. Considering the restrictions on redesigning and applying the maximum possible modifications on the dimensions and technical specifications of gears in ITM285 gearbox, it was shown that only making some modifications in the gearbox is not enough to achieve creep speed. Using the final driver of ITM399 with the reduction ratio of 4.8 was thus suggested so that the forward speed of 1.2 km/h was achieved.

**Keywords:** Creep speed, Gearbox, Gear, Tractor, Design