

تحلیل جعبه دنده کمباین سه‌دند ۶۸ به منظور امکان‌سنجی افزایش ظرفیت انتقال توان (۲۷۷)

بهنام رضائی^۱، حسین نوید^۲، حمیدرضا قاسم‌زاده^۳، محمدرضا رهبری‌عصر^۴

چکیده

بخش تحقیقات معاونت فنی شرکت گسترش و توسعه صنعت آذربایجان جهت دستیابی به محصولات با کیفیت و توان بیشتر اقدام به انجام تغییراتی در کمباین تولیدی خود نموده است که این تغییرات در راستای افزایش ظرفیت عملکردی کمباین صورت می‌گیرد. با افزایش ظرفیت انتقال توان در جعبه‌دنده کمباین سه‌دند ۶۸ از آن می‌توان در کمباین‌های قوی‌تر استفاده کرد. جهت دستیابی به این هدف در تحقیق حاضر ابتدا تنش‌های خمشی، لهیدگی و ضرایب اطمینان چرخنده‌های جعبه‌دنده کنونی با منبع توان ۱۳۰ اسب‌بخار محاسبه شد. مبنای محاسبات در دنده یک، دو و عقب؛ گشتاور لغزشی^۵ و درصد توان انتقالی موتور به جعبه‌دنده و در دنده سه حداکثر گشتاور تولیدی موتور و درصد توان انتقالی موتور به جعبه‌دنده انتخاب شد. سپس تغییرات ابعادی در دو مرحله بر روی چرخنده‌های مورد بررسی، جهت استفاده در کمباینی با منبع توان ۱۸۰ اسب‌بخار طوری اعمال شد که ضرایب اطمینان بدست آمده ی قبلی حدالمقدور تغییر نکنند. ترسیم پروفیل (اینولوت) دندانه چرخنده‌های جدید با استفاده از نرم‌افزار ۲۰۰۳ Geartrax و مدل‌سازی آنها با نرم‌افزار ۲۰۰۷ Solidworks صورت گرفت. با توجه به محدودیت فضایی داخل جعبه‌دنده، سه عدد از چرخنده‌های مورد بررسی به چرخنده‌های ماریپچ با زاویه تورب ۳۰ و ۴۵ درجه تبدیل و تنش‌ها و ضرایب اطمینان آنها نیز با توجه به منبع توان جدید محاسبه شد. جهت ارزیابی دقت محاسبات، جفت چرخنده در گیر در حالت دنده یک با استفاده از نرم‌افزارهای ANSYS و Cosmos از لحاظ تنش خمشی و تنش تماسی تحلیل شدند. بررسی‌ها نشان داد که نتایج روش تئوری با نتایج حاصل از روش المان محدود مطابقت دارد.

کلید واژه: کمباین، جعبه‌دنده، تنش، گشتاور لغزشی

۱- کارشناس ارشد مهندسی مکانیزاسیون کشاورزی، پست الکترونیک: Rezaeitabrizu@yahoo.com

۲- استادیار گروه مهندسی مکانیک ماشین‌های کشاورزی، دانشگاه تبریز

۳- دانشیار گروه مهندسی مکانیک ماشین‌های کشاورزی، دانشگاه تبریز

۴- معاونت فنی شرکت گسترش و توسعه صنعت آذربایجان

مقدمه

رشد جمعیت و ارتقای سطح زندگی جوامع، تولید مواد غذایی بیشتر و با کیفیت بهتر را طلب می‌کند و رسیدن به این هدف جز از طریق مکانیزاسیون و به کارگیری تکنولوژی پیشرفته میسر نیست. برای تحقق مکانیزاسیون انواع ماشین‌های کشاورزی نقش محوری دارند و کارخانجات سازنده این ماشین‌ها باید به تقاضای مشتریان خود به موقع پاسخ دهند. در ملیات مختلف زراعی در چرخ‌های ماشین‌های خودگردان ترکیب متنوعی از گشتاور و سرعت مورد نیاز می‌باشد. بنابراین منبع توان به همراه سیستم انتقال توان بایستی قادر به تأمین این ترکیب‌ها باشد. گشتاور و سرعت خروجی موتور مستقیماً متناسب با شرایط مختلف استفاده از ادوات نیست، از طرفی بهترین شرایط کاری موتور از نظر دسترسی به توان و گشتاور بهینه کار در دور اسمی موتور می‌باشد [۵].

برای فراهم کردن امکان کار موتور در نقطه بهینه و در عین حال دسترسی به ترکیب‌های مختلفی از گشتاور و سرعت در چرخ‌ها و در هر لحظه، سیستم انتقال توان مناسب‌ترین راحل خواهد بود. این سیستم سه وظیفه مهم ذیل را بر عهده دارد:

۱- انتقال توان موتور به چرخ‌ها و ادوات.

۲- تغییر گشتاور و سرعت به مقادیر مورد نیاز.

۳- سازگار ساختن موتور با بار، تا باعث کار کردن موتور در وضعیت بیشینه گاورنر گردد [۴].

قدیمی‌ترین توضیحات چرخنده‌ها توسط ارسطو در قرن چهار قبل از میلاد بیان گردید. اما قدیمی‌ترین جعبه‌دنده باقی مانده، مکانیسم آنتی کی در^۱ است که دارای یک مکانیسم پیچیده ناشی از تعداد چرخنده‌های سیکلوئیدی زیاد است که این مکانیسم شبیه مکانیسم چرخنده خورشیدی و سیاره‌ای است که در سال ۷۸ قبل از میلاد ثبت شده است [۱۲].

تحقیقات انجام شده در زمینه طراحی و بهینه‌سازی جعبه‌دنده در ماشین‌های کشاورزی در ایران محدود می‌باشد. مورد اول پژوهش انجام شده توسط نوید در سال ۱۳۷۵ در زمینه طراحی جعبه‌دنده تراکتور MF۳۹۹ با استفاده از مدل MF۲۸۵ جدید می‌باشد. این طرح با توجه به تشابهات جعبه‌دنده تراکتورهای مورد نظر از نظر پوسته، تعداد سرعت و روش تغییر دنده، امکان استفاده از جعبه‌دنده MF۲۸۵ را در تراکتور MF۳۹۹ بررسی کرد. در این تحقیق از معیار گشتاور لغزشی که کاربرد آن در خودروهای غیرجاده‌ای معمول است استفاده شد و بر اساس این گشتاور مقاومت اجزای مکانیکی جعبه‌دنده از قبیل چرخنده‌ها، محورها و یاتاقان‌ها بررسی و تصمیمات لازم برای افزایش ظرفیت انتقال توان چرخنده‌ها اتخاذ گردید [۴].

در تحقیق دیگر با عنوان طراحی جعبه‌دنده تراکتور سنگین ITM۸۲۰۰، با توجه به سرعت‌های پیشنهادی و اصلاح شده، نسبت‌های انتقال در جعبه‌دنده محاسبه و سپس با استفاده از گشتاور موتور و گشتاور لغزشی حاکم بر سیستم انتقال توان، بارهای وارده بر چرخنده‌ها تحلیل و بررسی شده است. سپس با استفاده از برنامه نوشته شده به زبان برنامه نویسی C، چرخنده‌ها طراحی شده‌اند [۳].

تحقیق دیگر تحلیل جعبه‌دنده تراکتور گلدونی OTM۹۳۰ و بهینه‌سازی آن متناسب با افزایش توان موتور می‌باشد. هدف این تحقیق بررسی چرخنده‌های جعبه‌دنده مذکور با منبع توان ۳۰ اسب بخار بود که بدون تغییرات، با منبع ۴۰ اسب بخار مورد استفاده قرار گرفته‌اند. سپس بر اساس گشتاور لغزشی، ابعاد چرخنده‌ها برای انتقال توان ۵۴/۱ اسب بخار محاسبه شده است [۲].

در سال ۲۰۰۲، شاتینگ لی^۲ تحلیل تماس دندانه‌های بارگذاری شده یک چرخنده نازک-طوقه، بصورت ۳ بعدی را با ترکیب روش برنامه‌نویسی ریاضی و روش المان محدود مورد بررسی قرار داد. جهت تهیه مدل تغییر شکل کل دندانه، از مدل تماس حجمی استفاده شد. روش المان محدود برای تحلیل تماس و همچنین محاسبه مقاومت دندانه‌های چرخنده مورد نظر ارائه شد که با استفاده از این روش می‌توان توزیع سه بعدی بار روی دندانه‌ها و همچنین کرنش در ریشه دندانه‌های چرخنده را بدست آورد [۱۰].

در سال ۲۰۰۲ پینگ لین^۳ و همکاران تحلیل دینامیکی دندانه‌ها را انجام دادند. هدف این تحقیق طراحی چرخنده ساده و تلاش در جهت کوچکتر کردن اندازه چرخنده بود. تنش مجاز دندانه‌ها، پاسخ دینامیکی دندانه‌ها و نیز مقادیر بیشینه فاکتورهای دینامیکی در یک گستره مشخص سرعت کاری در طراحی عملی یک چرخنده بسیار موثر می‌باشند. فاکتورهای دینامیکی ساده شده در این تحقیق می‌توانند جهت طراحی بهینه چرخنده‌ها نسبت به فاکتورهای دینامیکی AGMA مفیدتر واقع شوند [۸].

1 Antikythera

2 Shuting Li

3 Ping-Hsun Lin

در سال ۱۳۸۳ محسن حاجی زاده و عنایت‌اله حسینیان به مدلسازی و طراحی معکوس چرخنده‌ها به کمک بررسی مشخصات اولیه لازم جهت طراحی چرخنده‌ها پرداختند. طراحی معکوس چرخنده‌ها علاوه بر پارامترهای اصلی طراحی، به دقت‌های ابعادی و تolerانس‌های هندسی حساسیت خاصی دارند. در طراحی معکوس چرخنده متغیرهای مختلفی مانند زاویه فشار، لنگی و اندازه مجاز دندان نقش مهمی داشته و بر عملکرد چرخنده در هنگام درگیری تأثیرات فراوانی دارند [۱].

لنگی چرخنده یکی از معیارهای تعیین کیفیت چرخنده‌ها است. لنگی؛ معیار خارج از مرکزی و غیرگردی چرخنده می‌باشد [۶].

مواد و روش‌ها

قبل از تحلیل نیروهای وارد شده بر چرخنده‌های جعبه‌دنده، لازم بود گشتاورهای ورودی به جعبه‌دنده مورد بررسی قرار گیرد. در طراحی و نیز بهینه‌سازی جعبه‌دنده‌ها برای دستگاه‌های مختلف از دو گشتاور زیر استفاده می‌شود [۱۴]:

* حداکثر گشتاور موتور * گشتاور لغزشی

- **گشتاور موتور:** برای بیشتر وسایل، گشتاور حاکم بر سیستم انتقال توان، برابر حداکثر گشتاور تئوری موتور می‌باشد. این معیار بیشتر در وسایط نقلیه جاده‌ای کاربرد دارد. بیشترین گشتاور روی محور ورودی جعبه‌دنده را می‌توان از رابطه زیر بدست آورد:

$$H = T\omega = \frac{T \cdot n}{9550000} \quad (1)$$

در این رابطه T ، گشتاور ورودی موتور به جعبه‌دنده ($N \cdot mm$)، n ، دور موتور (rpm) و H ، توان (kW) می‌باشد.

- **گشتاور لغزشی:** حداکثر گشتاور قابل انتقال به چرخها را گشتاور لغزشی می‌گویند. در طراحی سیستم انتقال توان خودروهای غیرجاده‌ای به خاطر وابستگی حرکت خودرو به رابطه ماشین و خاک، از این معیار استفاده می‌شود که به عوامل مختلفی از قبیل وزن روی محور محرک، وضعیت سطح حرکت و ضریب اصطکاک بین چرخها و زمین بستگی دارد. این گشتاور برای وسایط غیرجاده‌ای (تراکتور، کمباین و ...) یک حد نهایی می‌باشد. با دو روش زیر می‌توان بیشینه گشتاور لغزشی را محاسبه کرد [۱۴].

۱- روش ترسیمی^۱ ۲- روش تحلیلی^۲

* **روش ترسیمی:** در این روش نیاز به دیاگرام آزاد نیروهای وارد بر خودرو می‌باشد. روابط تعادل نیروهای وارده به کمباین را می‌توان به صورت زیر بیان نمود:

$$\sum F_x = 0 \quad \text{و} \quad \sum F_y = 0 \quad \text{و} \quad \sum M_z = 0$$

بعد از درایو روابط، در نهایت گشتاور لغزشی با دخالت دادن ضریب اصطکاک بین چرخ و سطح حرکت، در خروجی دیفرانسیل و خروجی جعبه‌دنده به ترتیب برابر است با:

$$T_{WSG} = r_R \cdot F = F_S \left(\frac{W_0 (X_1 - X_2)}{X_1 \cdot m_A} \right) r_R \quad (2)$$

$$T_{WSGB} = r_R \cdot F = F_S \left(\frac{W_0 (X_1 - X_2)}{X_1 \cdot m_A \cdot m_G} \right) r_R \quad (3)$$

که در آنها

T_{WSG} = گشتاور لغزشی در خروجی جعبه‌دنده ($N \cdot m$) T_{WSGB} = گشتاور لغزشی در خروجی دیفرانسیل ($N \cdot m$)

W_0 = وزن کل (kg) m_G = نسبت سرعت دیفرانسیل (نسبت تعداد دندان‌ه کرانویل به پینیون)

r_R = شعاع غلتشی تایر (m) F_S = ضریب اصطکاک بین چرخ و سطح حرکت (مزرعه)

m_A = نسبت سرعت کاهنده نهایی (نسبت تعداد دندان‌ه چرخنده بزرگ به چرخنده کوچک)

X_1, X_2 = به ترتیب فاصله بین دو محور و فاصله محور عقب از مرکز ثقل می‌باشد.

* **روش تحلیلی:** بیشینه گشتاور لغزشی در خروجی دیفرانسیل از رابطه زیر بدست می‌آید [۱۴]:

$$T_{WSG} = \frac{W \cdot F_S \cdot r_R}{N_D \cdot m_A} \quad (4)$$

که در آن

1 Descriptive Method

2 Analytical Method

T_{WSG} = گشتاور لغزشی در خروجی دیفرانسیل (N.m) W = وزن روی محورهای محرک (kg)
 F_S = ضریب اصطکاک بین چرخ و سطح حرکت F_R = شعاع غلتشی تایر (m)
 m_A = نسبت سرعت کاهنده نهایی N_D = تعداد محورهای محرک می باشد.
 همچنین گشتاور روی پینیون از رابطه زیر محاسبه می گردد.

$$T_p = \frac{1}{m_G} \cdot T_{WSG} \quad (5)$$

چون گشتاور لغزشی بدست آمده از روش ترسیمی تا حدودی بیشتر بود، در تعیین ضرایب اطمینان، برای رعایت احتیاط از این روش استفاده شد و نیز با توجه به اینکه از دنده ۳ کمباین در حمل و نقل جاده ای استفاده می شود، محاسبات مربوط به این دنده بر اساس حداکثر گشتاور موتور^۱ و درصد توان انتقالی از موتور به جعبه دنده انجام گرفت.

* شعاع غلتشی تایر در حالت دینامیکی از رابطه زیر بدست می آید [۱۱]:

$$r = 0.5D_r + B_t (1 - \lambda_t) \quad (6)$$

که در آن

$$D_r = \text{قطر چرخ بر حسب متر (m)} \quad B_t = \text{ارتفاع پروفیل تایر در حالت آزاد (m)}$$

λ_t = ضریب تغییر شکل شعاعی تایر، که در حالت استاندارد برای تایرهای با پروفیل پهن در حدود ۰/۱۶-۰/۱ و برای تایرهای قوس دار و همچنین تایرهای محرک پنوماتیکی ۰/۳-۰/۲ در نظر گرفته می شود.

بارهای وارده بر اجزای سیستم انتقال توان به دو عامل ظرفیت منبع تولید و نحوه مصرف آن بستگی دارد. در کمباین درصدی از توان تولیدی موتور توسط قسمتهای دیگر کمباین مانند سیستم هیدرولیک، کوبنده و ضد کوبنده، سیستم بوجاری و غیره مصرف شده و تنها بخشی از آن وارد جعبه دنده می شود.

بر اساس محاسبات انجام گرفته توسط استوت، حدود ۴۲-۴۰ درصد توان تولیدی موتور در کمباین، وارد جعبه دنده می شود [۱۳].

در یک جعبه دنده هر ترکیب خاصی از درگیری چرخنده ها با یکدیگر، خط انتقال مشخصی را ایجاد کرده و گشتاور معینی را انتقال می دهد. چون اجزای مکانیکی جعبه دنده در هر خط انتقال تحت بار مشخصی قرار می گیرند، بنابراین محاسبات به طور جداگانه برای هر خط انتقال صورت گرفت. هر گونه تغییر در میزان گشتاور انتقالی، تنش ایجاد شده در چرخنده ها را تحت تاثیر قرار می دهد. برخی از راههای افزایش ظرفیت انتقال توان در چرخنده ها که موضوع این تحقیق می باشد، عبارتند از [۴]:

* تغییر در مواد مورد استفاده * تغییر در تکنولوژی تولید * تغییر در ابعاد

در این تحقیق با توجه به اینکه سختی چرخنده های مورد بررسی در بیشترین حد خود می باشد (۶۲۰ الی ۷۲۰ بریل)، لذا روش اول مدنظر نبوده و روش دوم نیز با توجه به محدودیتها و عدم دسترسی آسان به مواد خام در این پروژه قابل استفاده نبود لذا جهت انجام این تحقیق تغییر در ابعاد چرخنده ها، مورد نظر قرار گرفت.

- محاسبه تنش های وارده بر چرخنده ها: امروزه انجمن چرخنده سازان آمریکا (AGMA)، روش هایی را برای طراحی و تحلیل چرخنده ارائه نموده است که تنش های خمشی^۲ و لهیدگی^۳ را محاسبه و سپس آنها را با مقاومت ماده مقایسه می کند.

* محاسبه تنش خمشی:

رابطه اساسی برای تنش خمشی به صورت زیر است [۹]:

$$\sigma_t = \frac{W_t}{FJm} \cdot \frac{K_a \cdot K_B \cdot K_s \cdot K_m}{K_v} \quad \text{و} \quad \sigma_{t_{all}} \leq \frac{S_t K_1}{K_T K_R} \quad (7)$$

که در آن

$$\sigma_t = \text{تنش خمشی} \quad W_t = \text{بار مماسی انتقالی (} \frac{2T}{D_p} \text{)}$$

$$D_p = \text{قطر دایره گام} \quad P_d = \text{گام قطری}$$

1- Engine Maximum Torque
2 - Bending Stress
3 - Contact Stress

ضریب اندازه = K_s	ضریب کاربرد = K_a
مقاومت خمشی AGMA = S_t	ضریب هر = K_L
ضریب ضخامت طوقه = K_b	ضریب توزیع بار = K_m
ضریب قابلیت اعتماد = K_R	ضریب دما = K_T
عرض دندانه = F	ضریب دینامیکی = K_v
ضریب هندسی = J	مدول عمودی (25.4) = m $(\frac{25.4}{P_d})$
تنش خمشی مجاز می باشد. = $\sigma_{t_{all}}$	گشتاور = T

*** محاسبه تنش لهدیگی:**

رابطه اساسی برای تنش تماسی (مقاومت لهدیگی) به صورت زیر است [۹]:

$$\sigma_C = C_P \sqrt{\frac{W_t \cdot C_a \cdot C_s \cdot C_m \cdot C_f}{C_v \cdot F \cdot d \cdot I}} \quad \text{و} \quad \sigma_{C_{all}} \leq \frac{S_C \cdot C_L \cdot C_H}{C_T \cdot C_R} \quad (8)$$

که در آن

ضریب کشسانی = C_P	ضریب پرداخت سطح = C_F
ضریب دما = C_T	ضریب نسبت سختی = C_H
ضریب اندازه = C_s	ضریب قابلیت اطمینان = C_R
ضریب کاربرد = C_a	ضریب توزیع بار = C_m
تنش لهدیگی مجاز = $\sigma_{C_{all}}$	تنش لهدیگی = σ_C
قطر دایره گام چرخنده کوچک = d	عرض دندانه = F
ضریب دینامیکی = C_v	ضریب هندسی = I
ضریب عمر = C_L	مقاومت لهدیگی AGMA = S_C
	W_t = مولفه تماسی بار انتقالی می باشد.

دو گروه پارامتر در روابط ذکر شده وجود دارد. گروه اول مربوط به ویژگی های بار و گروه دوم مربوط به ویژگی های هندسی چرخنده می باشد. P_d ، D_p و F از مشخصات هندسی هر چرخنده بوده ولی سایر پارامترها را بایستی طبق استانداردها برآورد کرد.

*** استفاده از نرم افزار در محاسبات، مدل سازی و تحلیل چرخنده ها**

– نرم افزار ۲۰۰۳ Geartrax:

برای محاسبه مشخصات فنی چرخنده ها و تهیه منحنی اینولوت دندانه از این نرم افزار استفاده شد.

– نرم افزار مدل سازی ۲۰۰۷ SolidWorks:

نرم افزار Geartrax، قابلیت لینک شدن همزمان به نرم افزار مدل سازی SolidWorks را دارد. مدل منحنی اینولوت تهیه شده با نرم افزار Geartrax، با استفاده از نرم افزار SolidWorks بر روی چرخنده های مورد بررسی اعمال شد. شبیه سازی درگیری جفت چرخنده مورد بررسی جهت تحلیل تنش تماسی در محیط این نرم افزار صورت گرفت.

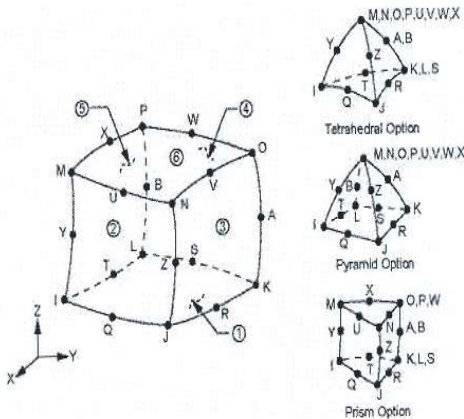
– نرم افزارهای ANSYS و Cosmos:

برای تحلیل تنش چرخنده های مورد بررسی از این دو نرم افزار استفاده شد. این نرم افزارها با استفاده از روش المان محدود^۱ به تحلیل تنش در قطعات مکانیکی می پردازند. جفت چرخنده درگیر در حالت دنده (5-e و 1-a) برای تحلیل تنش (خمشی و تماسی)، انتخاب شدند. برای تحلیل تنش خمشی، چرخنده a-1 در محیط ANSYS و Cosmos، بررسی و نتایج حاصل از هر دو نرم افزار با هم مقایسه شد. برای تحلیل تنش تماسی، درگیری دو چرخنده در محیط نرم افزار SolidWorks ۲۰۰۷، شبیه سازی شد و در محیط نرم افزار ANSYS ۱۰ تحلیل گردید.

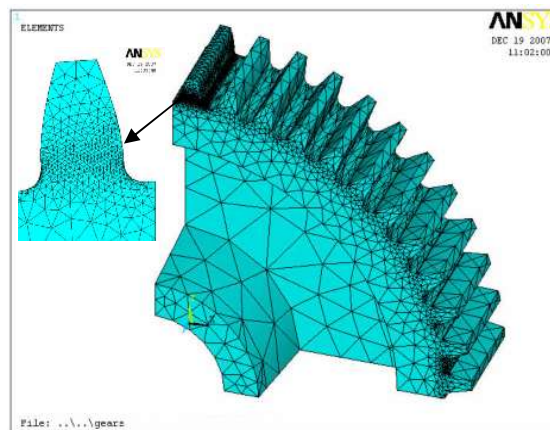
¹ Finite Element Method

هدف و روش تحلیل:

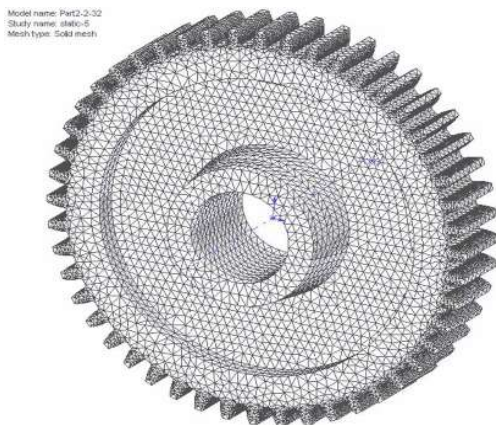
هدف از آنالیز چرخنده‌ها توسط نرم‌افزارهای ذکر شده، بررسی رفتار مکانیکی دندانه و تنش‌های ایجاد شده در چرخنده‌های تحت بار و مقایسه آن با نتایج بدست آمده از روابط تنش ارائه شده توسط AGMA می‌باشد. با توجه به محدودیت حافظه کامپیوتر، نمی‌توان مدل کامل چرخنده‌ها را مورد بررسی قرار داد لذا در تحلیل تنش خمشی یک چهارم از چرخنده مدل‌سازی شده و در تحلیل تنش تماسی، از هر چرخنده درگیر، یک دندانه انتخاب و بعد از شبیه‌سازی درگیری دو چرخنده با کمترین خطای موتاژ در محیط المان محدود مورد تحلیل قرار گرفتند. شکل (۱)، تصویر شبکه‌بندی شده چرخنده a-1 را نشان می‌دهد که با استفاده از المان Solid20Nod95 که در شکل (۲) نشان داده شده است، شبکه‌بندی شده است. این المان غیرخطی بوده و دارای ۲۰ گره و هر گره آن دارای سه درجه آزادی در امتدادهای X, Y, Z است و نیز توانایی سازگاری با شکل‌های متفاوت جابجایی را داشته و المان بسیار مناسب برای مدل‌های سه بعدی با انحناهای زیاد می‌باشد. دارای انعطاف‌پذیری زیاد و ظرفیت بالای کرنش، تنش، خزش و قابلیت تغییر شکل بالا می‌باشد. تعداد المان در تحلیل خمشی در حدود ۲۱۰۰۰۰ المان (حدود ۴ میلیون گره) است. شکل (۳)، تصویر شبکه‌بندی شده دو دندانه درگیر را که با استفاده از المان Solid20Nod95 شبکه‌بندی شده است، نشان می‌دهد. تماس ایجاد شده بین دو چرخنده در نرم‌افزار برای تحلیل تنش تماسی، از نوع سطحی (Area) و حجمی (Body) انتخاب شد که نتایج حاصل از تماس حجمی کاملاً با نتایج تنوری مطابقت دارد. مدت زمان لازم برای هر بار تحلیل خمشی ۴ ساعت و مدت زمان لازم برای هر بار تحلیل تماسی دو چرخنده با مدل تماسی از نوع سطحی برابر ۵ ساعت و مدل تماسی از نوع حجمی برابر با ۱۸ ساعت بود. در نرم‌افزار Cosmos محدودیت‌های نرم‌افزار ANSYS وجود ندارد، لذا چرخنده بصورت کامل وارد محیط تحلیلی شد که شکل (۴) مدل شبکه‌بندی شده آن را نشان می‌دهد.



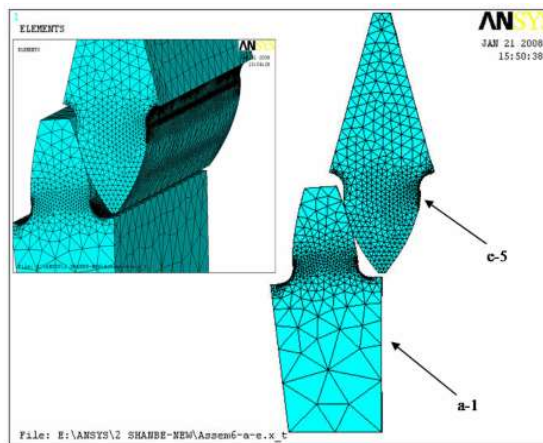
شکل ۲. هندسه المان Solid20Nod95.



شکل ۱. چرخنده a-1 شبکه‌بندی شده در ANSYS.



شکل ۴. چرخنده a-1 شبکه‌بندی شده در Cosmos.



شکل ۳. شبکه‌بندی جفت دندانه درگیر با هم (a-1 و e-5) در ANSYS.

- خصوصیات مواد بکار رفته در چرخنده های مورد تحلیل:

فولاد استفاده شده در ساخت چرخنده ها بر اساس استاندارد DIN آلمان شامل Ni, Cr, MO می باشد. جنس چرخنده ها Ni Cr ۲۱Mo2 می باشد. خواص مکانیکی این فولاد به شرح زیر است [۷].

$$\begin{aligned} \text{تنش مجاز خمشی} &= 590 \text{ MPa} & \text{مدول الاستیسیته} &= 207 \text{ GPa} \\ \text{تنش لهیدگی مجاز} &= 1800 \text{ MPa} & \text{نسبت پویسن} &= 0/3 \end{aligned}$$

- **شرایط مرزی:** اگر نسبت درگیری کمتر از ۲ باشد (که در دنده یک نیز همین حالت بود) محاسبات بر اساس درگیری تنها یک جفت چرخنده انجام می گیرد زیرا در طول درگیری چرخنده ها، برای مدتی تنها یک جفت چرخنده درگیر خواهد بود [۹]. این حالت در مونتاژ جفت چرخنده مورد بررسی در این تحقیق، کاملاً مشهود بود، لذا بار در وسط دندانه مورد تحلیل وارد شد. شرایط مرزی محل اتصال با محورها در نظر گرفته شد. در تحلیل تنش تماسی نیز با توجه به درگیری دو دندانه، بار روی چرخنده پینیون وارد شد و شرایط مرزی نیز برای هر دو چرخنده، محل اتصال این دو چرخنده با محورها در نظر گرفته شد. نکته مهم در تحلیل تماس دو چرخنده درگیر با هم، مونتاژ با خطای پایین دو چرخنده می باشد. یکی از علل اصلی ایجاد اختلاف بین نتایج حاصل از تحلیل نرم افزاری با نتایج تئوری خطاهای مونتاژ است که در این تحقیق در شبیه سازی درگیری دو چرخنده این خطا به حداقل خود رسیده است. تقارن در پروفیل جابجایی در دو طرف هر دو چرخنده بعد از تحلیل تنش تماسی و چگونگی توزیع تنش (مقایسه با روش فوتوالاستیسیتمتری) معیار مناسبی برای تشخیص هستند. خطای مونتاژ مانع از ایجاد یک تماس مناسب و نزدیک به حالت واقعی در شبیه سازی درگیری دو چرخنده در محیط تحلیلی می شود، لذا توزیع تنش در محل برخورد دو دندانه نامتقارن می باشد که در این تحقیق این مورد تا حد بسیار زیادی برطرف شد.

نتایج و بحث

* محاسبات مربوط به کمباین سه پند ۶۸s (با منبع توان ۱۳۰ اسب بخار):

- محاسبه گشتاور لغزشی: برای محاسبه این گشتاور، مرکز ثقل کمباین در حالت مخزن خالی و مخزن پر در راستای طولی بدست آمد. سپس گشتاور لغزشی با دو روش ترسیمی و تحلیلی با استفاده از روابط ارائه شده محاسبه گردید. با استفاده از این نتایج، مقادیر نیروهای مماسی و گشتاور انتقالی برای هر کدام از چرخنده های درگیر در حالت های مختلف انتقال توان تعیین و سپس تنش های خمشی، لهیدگی و همچنین ضرایب اطمینان هر کدام از چرخنده ها بر اساس سه نوع معیار محاسباتی بدست آمد. منبع توان کنونی ۱۳۰ اسب بخار و منبع توان جدید نیز ۱۸۰ اسب بخار می باشد. با در نظر گرفتن اینکه ۴۰-۴۲ درصد از توان کل موتور وارد جعبه دنده می شود [۱۳] و همچنین تنش های محاسبه شده ملاحظه گردید که برای استفاده از این جعبه دنده در کمباین با ۱۸۰ اسب بخار توان موتور، باید ظرفیت انتقال توان آن حداقل ۱۶٪ افزایش یابد. قبل از انجام تغییرات، محدودیت فضایی جعبه دنده بررسی و حداقل فضا برای ایجاد بیشترین تغییرات ابعادی در چرخنده ها بدست آمد. مشخصات دقیق چرخنده ها قبل از اعمال تغییرات با استفاده از نرم افزار Geartrax ۲۰۰۳ بدست آمد و تغییرات در چرخنده ها با توجه به نتایج حاصل از این نرم افزار، در دو مرحله اعمال شد.

- **مرحله اول تغییرات:** در این مرحله تمام محاسبات مربوط به تنش و ضرایب اطمینان با توجه به عرض جدید چرخنده ها انجام شد و نتایج بدست آمده، نشان داد که تنها سه چرخنده دائم درگیر در تمام حالت های انتقال توان، ضریب اطمینان لازم برای کار با منبع توان جدید را دارا نیستند. بنابراین مرحله دوم تغییرات نیز اعمال شد. در واقع محدودیت فضایی جعبه دنده مانع از این شد که عرض محاسبه شده برای سه چرخنده مذکور در مرحله اول در نظر گرفته شود و در نهایت به چرخنده های مورد تبدیل شدند. روند تغییرات عرض در چرخنده های مورد بررسی در مرحله اول تغییرات در جدول (۱) آمده است.

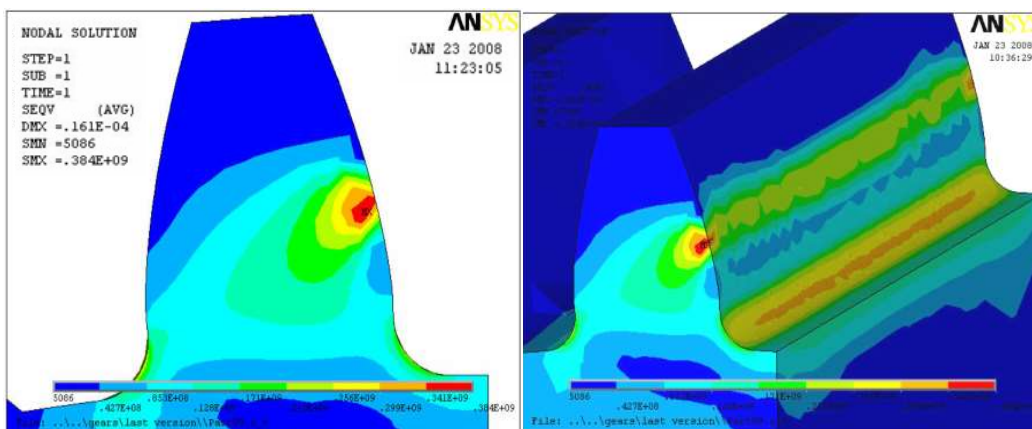
جدول ۱. روند تغییرات عرض در چرخنده‌های مورد بررسی در مرحله اول تغییرات.

چرخنده	عرض کنونی (mm)	عرض موثر درگیری (mm)	عرض اعمالی در مرحله I (mm)	عرض موثر درگیری (mm)	مدول	قطر گام
a-1	۲۰	۲۰	۳۲	۳۲	۴	۱۹۲
b-2	۱۷	۱۶	۲۳	۲۳	۴	۱۴۸
c-3	۱۴/۲	۱۴/۲	۲۰	۲۰	۴	۱۲۰
* d-4	۵۳	۵۰	۶۸	۶۸	۵	۵۵
e-5	۲۲	۲۰	۳۲	۳۲	۴	۴۴
f-6	۱۶	۱۶	۲۳	۲۳	۴	۸۸
g-7	۱۴/۲	۱۴/۲	۲۰	۲۰	۴	۱۱۶
h-8	۴۸/۵	۱۶-۲۰	۴۸/۵	۴۸/۵	۴	۶۴
* i-9	۵۰	۵۰	۶۸	۶۸	۵	۱۲۰
* j-10	۴۸	۴۸	۵۵	۵۵	۵	۲۸۰

* چرخنده‌هایی که به چرخنده‌های مورب تبدیل شدند.

نتایج تحلیل‌های نرم‌افزاری

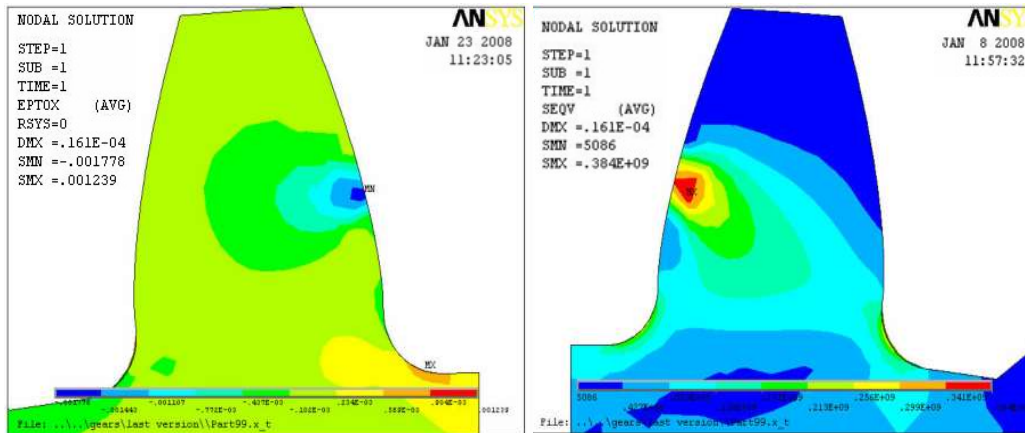
برای تحلیل چرخنده‌های مورد بررسی و مقایسه نتایج بدست آمده از این تحلیل‌ها با نتایج حاصل از روش تئوری، چرخنده‌های درگیر در دنده ۱ انتخاب شدند. نتایج حاصل از تحلیل‌های نرم‌افزاری نشان داد که این چرخنده‌ها از لحاظ تنش‌های خمشی و لهیدگی و ضریب اطمینان مورد نظر توانایی کار با منبع توان جدید را دارند.



شکل ۶. تنش وان میسز در چرخنده a-1 از نمای چپ.

شکل ۵. تنش وان میسز در چرخنده a-1.

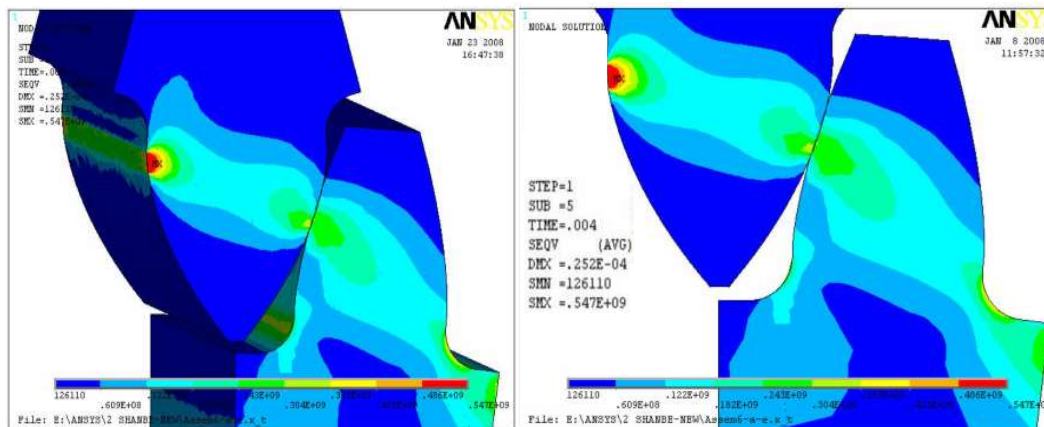
معیار تحلیل در تمام مقالات چاپ شده در مجلات ISI در زمینه طراحی چرخنده، تنش وان میسز می‌باشد، لذا در این تحقیق نیز این معیار مدنظر قرار گرفت. توزیع کاملاً متقارن تنش در دو طرف چرخنده (شکل ۶ و ۷) دقت بالای تحلیل و شرایط مرزی را نشان می‌دهد. کرنش بدست آمده نیز با توجه به شکل (۸) نشان می‌دهد که کرنش در ریشه دندانه دارای مقدار بیشتری بوده که این نتیجه نیز با توجه به تحلیل تنش خمشی و تمرکز تنش در ریشه کاملاً مطابقت دارد. حداکثر مقادیر تنش خمشی بدست آمده در این تحلیل با مقادیر بدست آمده از روش تئوری کاملاً همخوانی دارد که نشان می‌دهد این چرخنده ضریب اطمینان خمشی مورد نظر را دارا می‌باشد.



شکل ۸. کرنش در راستای X در چرخنده a-1.

شکل ۷. تنش وان میسر در چرخنده a-1 از نمای راست.

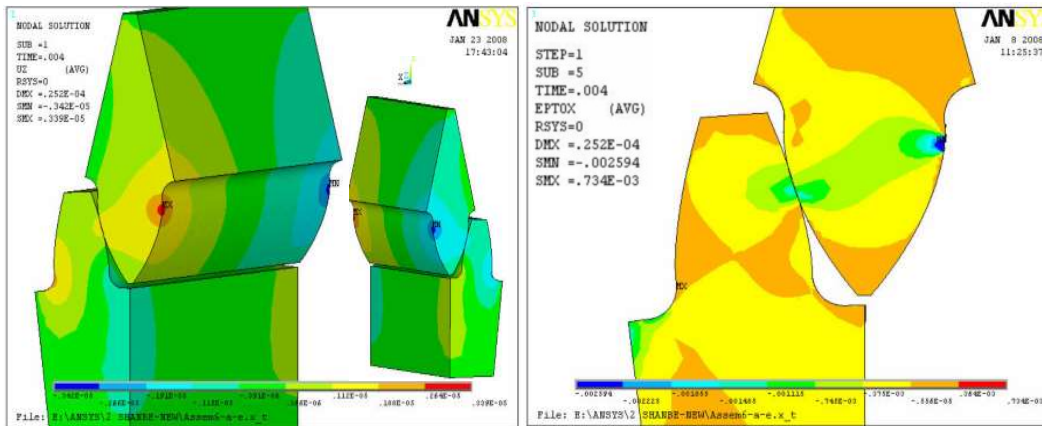
با توجه به شکل های ذیل، تنش های لهیدگی بدست آمده از چرخنده های مورد بررسی با تنش های بدست آمده از روش تئوری مطابقت کامل دارد که در این شرایط ضریب اطمینان لهیدگی این چرخنده ها با ضریب اطمینان مورد نظر جهت کار با منبع توان جدید همخوانی دارد. با توجه به اینکه این چرخنده ها در سنگین ترین دنده در حالت درگیری بوده و تحت بیشترین نیرو و گشتاور می باشند، لذا با این شرایط سایر چرخنده ها نیز دارای ضرایب اطمینان مناسب و مورد نظر خواهند بود. مدت زمانی که دو چرخنده در حال تماس با هم می باشند در حدود 0.004 ثانیه می باشد که این زمان تماس با توجه به سرعت خطی دو چرخنده و نسبت های انتقال آنها و همچنین گام دایره ای دو چرخنده بدست آمده است. تنش لهیدگی بدست آمده در تحلیل تماسی دو چرخنده، در مدت زمان تماسی ذکر شده، ایجاد شده است.



شکل ۱۰. تنش تماسی جفت چرخنده در حالت سه بعدی.

شکل ۹. تنش تماسی جفت چرخنده درگیر در دنده ۱.

نتایج بدست آمده از تحلیل تماسی نشان می دهد که بیشترین تنش در محل برخورد دو دندانه و همچنین ریشه دندانه بوجود آمده است که با توجه به منابع موجود در این زمینه یک نتیجه صحیح می باشد.



شکل ۱۰. کرنش در راستای X در جفت چرخنده در گیر. شکل ۱۱. پروفیل جابجایی در دو طرف هر دو چرخنده.

در تحلیل های تماسی نیز بیشترین کرنش در اثر برخورد دو چرخنده با هم که تحت گشتاور معینی می باشند، در ریشه چرخنده متحرک (a-1) ایجاد شده است. از نظر تئوری در درگیری دو چرخنده با هم، چرخنده پینیون به دلیل اینکه دارای قطر کوچکتری بوده و تعداد دفعاتی که زیر بار قرار می گیرد بیشتر از چرخنده متحرک می باشد، لذا تنش لهیدگی بوجود آمده در محل برخورد دو دندانه با هم دارای مقدار بیشتری در چرخنده پینیون خواهد بود [۱۵].

بنابراین در این تحقیق نیز با توجه به شکل (۹) تنش ایجاد شده در چرخنده پینیون در اثر تماس دو چرخنده با هم، بیشتر از تنش ایجاد شده در چرخنده متحرک می باشد. تقارن در جابجایی دو طرف هر دو دندانه نیز در شکل (۱۱) نشان می دهد که خطای مونتاژ^۱ در شبیه سازی درگیری دو دندانه بسیار ناچیز بوده و یا رخ نداده است و بنابراین مدل تماسی ایجاد شده، به حالت درگیری عملی و واقعی دو چرخنده، بسیار نزدیک و مشابه می باشد.

نتایج

- ۱- تمامی تنش های خمشی، لهیدگی و ضرایب اطمینان برای چرخنده های جعبه دنده کنونی کمباین سه پند ۶AS با منبع توان ۱۳۰ اسب بخار، محاسبه شد. محاسبات انجام شده بر اساس مشخصات هندسی بدست آمده از نرم افزار Geartrax ۲۰۰۳ می باشد.
- ۲- مرکز ثقل کمباین با و بدون در نظر گرفتن وزن مخزن پر کمباین، محاسبه شد.
- ۳- جهت استفاده چرخنده های مورد بررسی، در جعبه دنده با توان ۱۸۰ اسب بخار، تغییرات ابعادی مطابق با جدول (۱) روی این چرخنده ها اعمال شد.
- ۴- تمامی تنش های خمشی، لهیدگی و ضرایب اطمینان (خمشی و لهیدگی) در چرخنده های جدید بر اساس مشخصات فنی بدست آمده از نرم افزار Geartrax ۲۰۰۳، محاسبه گردید.
- ۵- جهت بررسی دقیق چرخنده های جدید، جفت چرخنده درگیر در حالت دنده ۱ از لحاظ تنش های خمشی و لهیدگی با استفاده از روش المان محدود تحلیل و بررسی شدند.
- ۶- مدل سازی چرخنده ها با استفاده از نرم افزار طراحی Solidworks ۲۰۰۷ و تحلیل چرخنده ها با استفاده از نرم افزارهای ANSYS ۱۰ و Cosmos ۲۰۰۶، انجام شد.

پیشنهادات

- ۱- جعبه دنده بهینه‌سازی شده، نمونه‌سازی و علاوه بر آزمون کارگاهی مورد تست مزرعه‌ای نیز قرار گیرد.
- ۲- جعبه‌دنده بعد از نمونه‌سازی، از نظر ارتعاشات مورد آزمون قرار گیرد.
- ۳- سایر قسمت‌های سیستم انتقال توان در این کمباین، متناسب با افزایش توان بررسی شود.

سپاسگزاری

نویسندگان بر خود لازم می‌دانند که مراتب تشکر خود را از همکاری شرکت گسترش و توسعه صنعت آذربایجان اعلام دارند.

فهرست منابع

- ۱- حاجی‌زاده، م. ع. حسینیان. ۱۳۸۳. مدل‌سازی طراحی معکوس چرخنده ساده، دوازدهمین کنفرانس بین‌المللی مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت مدرس، اردیبهشت سال ۱۳۸۳.
- ۲- رادمرد، م. ۱۳۸۵. تجزیه و تحلیل جعبه‌دنده تراکتور گلدونی OTM۹۳۰ و بهینه‌سازی آن متناسب با افزایش توان موتور، پایان‌نامه کارشناسی ارشد مکانیک ماشین‌های کشاورزی، دانشگاه ارومیه.
- ۳- کماندار، م. ۱۳۸۳. طراحی جعبه‌دنده تراکتور سنگین ITM۸۲۰۰، پایان‌نامه کارشناسی ارشد مکانیک ماشین‌های کشاورزی، دانشگاه ارومیه.
- ۴- نوید، ح. ۱۳۷۵. طراحی جعبه‌دنده تراکتور MF۳۹۹ با استفاده از مدل MF۲۸۵، پایان‌نامه کارشناسی ارشد مکانیک ماشین‌های کشاورزی، دانشگاه تربیت مدرس.
- ۵- رنجبر، ا.، ح. ر. قاسم‌زاده، ش. داودی. ۱۳۸۶. توان موتور و تراکتور (ترجمه)، چاپ چهارم، انتشارات دانشگاه تبریز.
- ۶- قاسم‌زاده، ح. ر. ۱۳۷۹. طراحی مکانیکی اجزای ماشین (ترجمه)، جلد اول، انتشارات دانشگاه تبریز.
- ۷- ولی‌نژاد، ع. ۱۳۸۴. جدول و استانداردهای طراحی و ماشین‌سازی، انتشارات طراح.
- 8- Lin, P. H. , D. P. Towned, H. H. Lin, and R. B. Oswald. 2002. Using Dynamic Analysis for Compact Gear Design. Journal of Mechanical Design. 124:91
- 9- Shuting, L. 2002. Gear Contact Model and Loaded Tooth Contact Analysis of a Three-Dimensional, Thin-Rimmed Gear. Journal of Mechanical Design. 124:511
- 10- Shigly, E. and C. R. Mishke. 2001. Mechanical Engineering Design. McGraw-Hill Book Company. New York.
- 11- Artamonov, M. D. , V. A. Ilarionov, and M. M. Morin. 1976. Motor Vehicles-Fundamentals and Design. by MIR Publishers. Moscow
- 12- Dudely, D. D. 1969. The Evaluation of The Gear Art. American Gear Manufacturers Association.
- 13- Kutzbach, h. d. and G. R. Quick. 1999. Harvesters and Threshers Grain. In CIGR Handbook of Agricultural Engineering. Published by American Society of Agricultural Engineers.
- 14- Thomas, J. 1990. Design and Manufacturing of Spiral Bevel and Hypoid Heavy-Duty Drive Axles. SAE Paper no. 841085
- 15- Chawathe, D.D. 2001. Handbook of Gear Technology. New Age International Limited Publishers.