دانشکده مهندسی مکانیک

پایان نامه دوره کارشناسی ارشد در رشته مهندسی مکانیک - گرایش طراحی کاربردی

موضوع:

تحلیل تنش های تماسی در چرخدنده های ساده و مدلسازی سطوح تماسی

استاد راهنما:

دکتر محمد حسن حجتی

استاد مشاور:

دکتر رضا اکبری آلاشتی

دانشجو:

سهیل سعادتی

تابستان ۱۳۹۱

بسم الله الرحمن الرحيم

سپاسگزاری

اکنون که این مقطع تحصیلی را به پایان می رسانم برخود لازم می دانم از تمامی افرادی که در طول دوران تحصیلی ام زحمات فراوانی کشیده اند، قدردانی و سپاسگزاری نمایم. به ویژه از استاد عزیز و گرانقدرم جناب آقای دکتر محمد حسن حجتی که از دانش و راهنمایی های ارزشمندشان در به انجام رساندن این پایان نامه بهره های کافی و وافی کسب نموده ام.

همچنین از جناب آقای دکتر رضا اکبری آلاشتی بخاطر زحمات بی شائبه شان بسیار متشکرم.

تقدیم به

پدر فداکار

و

مادر مهربانم

چکیده

تماس یکی از اصلی ترین روش های انتقال نیرو بین اجسام است. مسائل تنش های تماسی در محدوده وسیعی از کاربردهای مهندسی مانند دندانه های درگیر چرخدنده ها، تماس بین چرخ یک واگن و ریل، بادامک‌ها و یاتاقان های غلتشی قابل طرح و تحلیل است و اهمیت آنها در مهندسی نوین و طراحی های صنعتی امروزی رو به افزایش است. بدیهی است که کیفیت سطوح تماسی اجسام در حال تماس، نقش بسزایی در انتقال نیروهای تماسی دارند و وجود زبری در سطوح آنها عاملی بسیار مهم در ایجاد تنش های تماسی می باشد.

در این تحقیق تماس بین دندانه های درگیر در چرخدنده های ساده، با استفاده از روش های تحلیلی مورد بحث و بررسی قرار گرفته است. همچنین سطوح تماسی بصورت زبر و در حضور عامل اصطکاک در نظر گرفته شده است. زبری های سطوح با استفاده از توابع سهموی و با قیدهای مختلف، تقریب زنی شده و به کمک مدل های مکانیک تماسی کشسان – مومسان بصورت تک و چند زبری مورد تحلیل قرار گرفته است. با بکارگیری مدل اصطکاکی زبری پایه، نیروهای مماسی وارد بر هر تک زبری نیز بررسی گردیده و بدین ترتیب ضریب اصطکاک مربوط به سطوح تماسی زبر در بارهای مختلف محاسبه گردیده است. به منظور بررسی اعتبار تحلیل از تئوری مشهور هرتز و مدل کشسان تماس بین دو استوانه استفاده شده و تاثیر دو عامل کلیدی زبری سطح و اصطکاک در نواحی کشسان- مومسان بر روی تنش های تماسی و برشی مورد مطالعه قرار گرفته است.

با تمرکز بر نتایج تحلیل مشاهده می شود که زبری های سطوح موجب افزایش قابل ملاحظه ای در تنش‌های تماسی موضعی، در مقایسه با شرایط تئوری هرتز بدون لحاظ نمودن زبری می‌گردد و در این حالت مقادیر تنش های تماسی با ورود به ناحیه کشسان – مومسان، بدلیل آغاز جریان مومسانی و وجود کرنش های مومسان کاهش محسوسی می یابد. همچنین در نظر گرفتن نیروهای مماسی باعث می شود مقادیر حداکثر تنش های برشی، که در فاصله اندکی در زیر سطوح تماسی رخ می دهد و از مهمترین عوامل خرابی سطوح دندانه های چرخدنده های ساده بشمار می رود، نسبت به مدل تماسی هرتز افزایش چشمگیری یابد.

واژه های کلیدی:

مکانیک تماسی، چرخدنده های ساده، تنش های تماسی، سطوح زبر و اثرات اصطکاک.

فهرست مطالب

عنوان **صفحه**

مقدمه..... ۱

فصل اول: مروری بر عملکرد چرخدنده های ساده..... ۶

۱-۱- مقدمه..... ۶

۱-۲- اصول حاکم بر طراحی چرخدنده های ساده..... ۷

۱-۳- تحلیل نیروهای وارد بر چرخدنده های ساده..... ۱۰

۱-۴- تنش های وارد بر دندانه های درگیر چرخدنده های ساده..... ۱۱

۱-۴-۱- تنش های تماسی وارد بر سطوح دندانه..... ۱۱

۱-۱-۲- روابط تنش های تماسی در چرخدنده های ساده بر اساس استاندارد AGMA..... ۱۳

فصل دوم: توصیف تئوریک سطوح زبر به کمک مدل های ریاضی..... ۲۱

۲-۱- مقدمه..... ۲۱

۲-۲- تعریف هندسی سطوح زبر..... ۲۳

۲-۲-۱- دیدگاه آماری..... ۲۳

۲-۲-۲- دیدگاه قطعی..... ۲۴

۲-۳- کمیت های اصلی هندسه زبری سطوح..... ۲۵

۲-۴- تقریب هندسه پروفیل زبری های سطح با استفاده از منحنی های تکه ای..... ۲۷

۲-۵- توصیف هندسه پروفیل زبری به کمک توابع درجه دوم..... ۲۹

۲-۵-۱- تقریب آراماکی..... ۲۹

۲-۵-۲- تقریب مساحت یکسان..... ۳۰

۲-۵-۳- تقریب R_q یکسان ۳۰
۲-۵-۴- تقریب حداقل متوسط مربعات ۳۱
۲-۶- شبیه سازی هندسی پروفیل زبری واقعی ۳۲
۲-۷- تقریب زنی هندسی پروفیل واقعی شبیه سازی شده ۳۵

فصل سوم: مکانیک نظری هرتز و تئوری های تحیل تماسی غیر هرتزی ۳۹
۳-۱- مقدمه ۳۹
۳-۲- مکانیک تماسی هرتز ۳۹
۳-۲-۱- تماس دو کره ۴۰
۳-۲-۲- تماس دو استوانه ۴۳
۳-۲-۳- تماس کشسان بین دو سطح منحنی وار ۴۵
۳-۲-۴- تماس کشسان بین دو جسم در حالت کلی ۴۸
۳-۳- محدودیت های نظری مکانیک تماسی هرتز ۵۰
۳-۴- مکانیک تماسی غیر هرتزی ۵۷
۳-۴-۱- مدل تماسی کاملا مومسان ۵۹
۳-۴-۲- مدل تماسی کشسان- مومسان (CEB) ۶۰
۳-۴-۳- مدل تماسی کشسان- مومسان، کاملا مومسان (ZMC) ۶۴
۳-۵- تحلیل مکانیک تماسی در حضور عامل اصطکاک ۷۱

فصل چهارم: ارائه نتایج و بحث و بررسی آنها ۷۵
۴-۱- مقدمه ۷۵
۴-۲- عوامل موثر در غیر خطی شدن مسئله تماس ۷۵
۴-۳- ارائه و مقایسه نتایج تحلیل مکانیک تماسی ۷۶

۴-۴- اعتبار سنجی تحلیل..... ۸۹

فصل پنجم: نتیجه گیری و ارائه پیشنهادات..... ۹۲

۵-۱- مقدمه..... ۹۲

۵-۲- نتیجه گیری..... ۹۳

۵-۳- ارائه پیشنهادات..... ۹۵

منابع و مراجع..... ۹۷

فهرست شکل ها

عنوان **صفحه**

شکل ۱-۱: طرحواره شماتیک چرخدنده ساده ۷

شکل۱-۲: اطلاعات هندسی دندانه ۸

شکل ۱-۳: یک جفت دندانه در حال تماس ۹

شکل ۱-۴: مولفه های نیرویی وارد بر دندانه چرخدنده ساده ۱۰

شکل ۱-۵: تعریف شماتیک فواصل تکیه گاهی چرخدنده ۱۸

شکل ۱-۶: نمایش خرابی سطوح دندانه های چرخدنده ساده ۲۰

شکل ۲-۱: نمونه ای از یک سطح زبر واقعی ۲۱

شکل ۲-۲: طرحواره تماس یک سطح تخت صیقلی و یک سطح زبر معادل ۲۲

شکل ۲-۳: نمایش تقریب زبری با استفاده از منحنی های تکه ای ۲۷

شکل ۲-۴: نمایش یک تک زبری و تقریب زنی آن با یک سهمی ۲۸

شکل ۲-۵: شبیه سازی پروفیل زبری واقعی در امتداد پهنای چرخدنده ۳۴

شکل ۲-۶: نمایش بخشی از پروفیل زبری واقعی ۳۴

شکل ۲-۷: تقریب زنی بخشی از پروفیل زبری واقعی با روش آراماکی ۳۵

شکل ۲-۸: تقریب زنی بخشی از پروفیل زبری واقعی با روش مساحت یکسان ۳۶

شکل ۲-۹: تقریب زنی بخشی از پروفیل زبری واقعی با روش R_q یکسان ۳۷

شکل ۲-۱۰: تقریب زنی بخشی از پروفیل زبری واقعی با روش حداقل متوسط مربعات ۳۷

شکل ۳-۱: گسترش بیضوی فشار تماسی در محل تماس دو کره ۴۱

شکل ۳-۲: مقادیر میدان تنش زیر سطوح تماسی برای دو کره در حال تماس $\upsilon = 0.3$ ۴۲

شکل ۳-۳: طرحواره تماس دو استوانه ۴۳

شکل ۳-۴: توزیع میدان تنش مربوط به تماس دو استوانه $\upsilon = 0.3$ ۴۴
شکل ۳-۵: طرحواره تماس دو استوانه..... ۴۵
شکل ۳-۶: نمایش کاهش سطح تماس کشسان با افزایش تداخل در تماس کره با یک صفحه تخت..... ۵۶
شکل ۳-۷: نمایش تغییر شکل در محل تقاطع یک سطح صاف و سطح زبر..... ۵۹
شکل ۳-۸: نمایش فرض ثابت بودن حجم کنترل در مدل CEB..... ۶۱
شکل ۳-۹: نمایش منحنی چندجمله ای برای بیان رابطه میان سطح تماس واقعی و تداخل کره و سطح صلب در ناحیه کشسان- مومسان..... ۶۹
شکل ۴-۱: توزیع نیروهای تماسی بین سطوح دندانه در هنگام برقراری تماس..... ۷۸
شکل ۴-۲: سطح تماس واقعی بر حسب تابعی از تداخل بدون بعد..... ۷۹
شکل ۴-۳: نسبت سطح تماس واقعی به سطح تماس اسمی بر حسب تابعی از نیروی تماسی..... ۸۰
شکل ۴-۴: تنش های تماسی بر حسب نیروی تماسی..... ۸۰
شکل ۴-۵: ضریب اصطکاک در هنگام تغییر شکل بر حسب تابعی از نیروی تماسی..... ۸۱
شکل ۴-۶: توزیع نیروی اصطکاکی در هنگام بارگذاری..... ۸۲
شکل ۴-۷: تنش برشی ناشی از حضور اصطکاک در هنگام بار گذاری..... ۸۲
شکل ۴-۸: سطح تماس واقعی بر حسب تابعی از نیروی تماسی بدون بعد..... ۸۳
شکل ۴-۹: نسبت سطح تماس واقعی به سطح تماس اسمی بر حسب تابعی از نیروی تماسی..... ۸۴
شکل ۴-۱۰: توزیع تنش های تماسی در هنگام برقراری تماس..... ۸۴
شکل ۴-۱۱: تغییرات ضریب اصطکاک در هنگام برقراری تماس..... ۸۵
شکل ۴-۱۲: نیروی اصطکاکی بدون بعد بر حسب تابعی از نیروی تماسی..... ۸۶
شکل ۴-۱۳: تنش برشی اصطکاکی بر حسب تابعی از نیروی تماسی بدون بعد..... ۸۷
شکل ۴-۱۴: تعداد کل زبری های درگیر در طول فرآیند تماس..... ۸۷
شکل ۴-۱۵: تعداد زبری های درگیر در حالت کشسان- مومسان و کاملا مومسان..... ۸۸
شکل ۴-۱۶: توزیع تنش تماسی در زیر سطوح دندانه و همگرایی آن به حل هرتز..... ۹۰
شکل ۴-۱۷: توزیع حداکثر تنش برشی در زیر سطوح دندانه و همگرایی آن به حل هرتز..... ۹۱

فهرست جدول ها

عنوان **صفحه**

جدول ۱-۱: روابط پایه مربوط به چرخدنده های ساده ۱۰

جدول ۱-۲: ضرایب اصلاحی استاندارد AGMA برای محاسبه تنش های تماسی ۱۳

جدول ۱-۳: مقادیر ضریب کشسان C_p برحسب $(MPa)^{1/2}$ برای $\upsilon = 0.3$ ۱۴

جدول ۱-۴: ضریب تصحیح اضافه بار K_o ۱۵

جدول ۱-۵: ضریب تصحیح توزیع بار K_m ۱۷

جدول ۱-۶: ضرایب معادله (۱-۱۸-۴) ۱۸

جدول ۳-۱: مقادیر ضرایب m,n برای زوایای مختلف θ ۴۹

جدول ۴-۱: اطلاعات مورد نیاز برای تحلیل تماسی یک جفت چرخدنده ساده ۷۷

لیست نماد ها

نماد های ریاضی

شعاع سطح تماس	a
سطح زیر منحنی سهمی، سطح تماس	A
ادندوم	ad
نیم پهنای تماس	b
دیدندوم	bd
ضریب تصحیح شرایط سطوح تماسی	C_f
ضریب کشسانی	C_p
قطر دایره گام	d
قطر های دو جسم در حال تماس	d_1, d_2
مدول کشسانی	E
مدول کشسانی ترکیبی (موثر)	E^*
پهنای چرخدنده	f
معادله منحنی زبری	$f(x)$
نسبت نیروی اصطکاکی به مقاومت برشی	f_c
نیروی وارده بر دو جسم در حال تماس	F
توان انتقالی، سختی تماس	H
ضریب هندسی استحکام سطح	I
ضریب حداکثر فشار تماسی	k
انحنای سهمی	K
ضریب تصحیح توزیع بار	K_m
ضریب تصحیح اضافه بار	K_o
ضریب تصحیح ابعاد	K_s
ضریب تصحیح اثرات دینامیکی	K_v
طول تماس	l
احتمال برقراری تماس	$l(z > d)$

طول کل پروفیل زبری	L
مدول	m
نسبت سرعت	m_G
تعداد دندانه	n
تعداد نقاط زبری سنجی شده	N
گام دایره ای	p
تابع توزیع ارتفاع زبری	$p(z)$
فشار بیشینه	$P_{\max}, p_0$
فشار متوسط	p_m
ضریب سهمی	q
نیروی مماسی	Q
شعاع انحنای پروفیل دندانه	r
شعاع دایره مبنا	r_b
انحنای زبری	R
زبری متوسط	R_a
بیشینه ارتفاع بلندی	R_p
مربع متوسط ریشه	R_q
زبری کل	R_t
بیشینه عمق پستی	R_v
استحکام تسلیم	S_y
گشتاور انتقالی	T
سرعت خطی دایره گام	V
مولفه شعاعی نیروی وارد بر دندانه	W^r
مولفه مماسی نیروی وارد بر دندانه	W^t
پهنای زبری	x
ارتفاع زبری	z

نماد های یونانی

ضریب تابع خود وابستگی	α
تغییر شکل (تداخل)	δ

مقاومت برشی	η
زاویه حمله برای هر زبری	θ
ضریب اصطکاک	μ
نسبت پواسون	ν
ارتفاع سهمی	ξ
تابع خود وابستگی	$\xi(L^*)$
تنش های اصلی	$\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$
تنش های عمودی در سه راستای اصلی	$\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$
انحراف استاندارد توزیع زبری	σ_s
تنش تماسی	σ_c
تنش برشی بیشینه	$\tau_{\max}$
زاویه فشار	ϕ
شاخص مومسانی	ψ
سرعت زاویه ای چرخدنده	ω

مقدمه

بطور کلی در غالب سازه های مکانیکی انتقال نیرو بین اجزاء سازه از طریق سطوح تماسی صورت می پذیرد و نظر به اینکه کیفیت سطوح بر چگونگی انتقال این نیروها موثر می باشد، مطالعه کیفیت تماس میان سطوح درگیر از اهمیت ویژه ای برخوردار است. یکی از عوامل تاثیر گذار بر کیفیت سطوح تماسی اندازه صافی سطح[۱] می باشد که در طی فرآیندهای ساخت ایجاد می شود. در نظر گرفتن صافی سطح و نحوه مدلسازی سطوح زبر در حال تماس بعنوان یک شاخه از مکانیک تماسی با بکارگیری دانش "تریبولوژی"[۲] است که محققان آنرا مکانیک تماسی زبر[۳] نیز می نامند. پستی[۴] و بلندی[۵] هایی ریز که در فواصل نزدیک بهم بر روی سطوح اجسام قرار دارند را زبری[۶] گویند.

سطوح اجسام و قطعات مهندسی بدلیل بکارگیری روش های مختلف ماشینکاری در ساخت و تولید آنها دارای زبری های اجتناب ناپذیری هستند و درجه شدت این زبری ها بسیار وابسته به نحوه ماشینکاری در فرآیند تولید می باشد [۱]. زبری های سطوح تاثیر بسزایی را بر چگونگی انتقال نیرو بین دو سطح در حال تماس با یکدیگر دارند. تماس بین سطوح زبر محدود به نوک[۷] زبری ها می شود در نتیجه حتی بار های کوچک نیز می تواند باعث تغییر شکل مومسان محلی گردد. در سطوح واقعی قطعات مهندسی همچون چرخدنده ها، تماس بین دو سطح دندانه درگیر از طریق قله های[۸] زبری سطح اتفاق می افتد و بدیهی است که در این حالت سطح واقعی تماس کوچکتر از سطح اسمی[۹] و یا ظاهری است [۱]. بنابراین در مسائلی که دانستن سطح واقعی تماس لازمه طراحی می باشد صرفنظر کردن از زبری های سطوح در حال تماس احتمالا منجر به تخمین دیرهنگام خرابی سطوح می گردد.

یکی از اصلی ترین روش های انتقال نیرو میان اجسام، تماس است. اگر دو جسم با سطوح خمیده را به یکدیگر بفشاریم، آن دو در یک نقطه یا در امتداد یک "خط تماس"[۱۰]، با همدیگر در تماس قرار می گیرند و در اثر اعمال نیروهای

---

[1] Surface Finishing
[2] Tribology
[3] Rough Contact Mechanics
[4] Valley
[5] Peak
[6] Roughness
[7] Tip
[8] Asperity
[9] Nominal
[10] Line of Contact

فشاری تنش های سه بعدی در دو جسم درگیر گسترش می یابد [۲]. تعیین تنش ها و کرنش های ناشی از تماس بین اجسام زبر با استناد به مدل های ریاضی معمول در مکانیک میسر نمی باشد و می‌بایستی از تئوری های علم "مکانیک تماسی"[۱] استفاده نمود [۳]. مسائل تنش های تماسی در محدوده وسیعی از کاربردهای مهندسی مانند تماس بین دندانه های درگیر چرخدنده ها، یاتاقان های غلتشی، غلتک های نورد و تماس چرخ یک واگن با ریل قابل طرح و تحلیل می باشد. نخستین بار هرتز[۲] در سال ۱۸۸۲ موضوع تماس بین اجسام ساده را مورد بحث و بررسی قرار داد و بر این اساس تئوری خود را برای تماس تماس بین دو کره و دو استوانه در حالت کشسان بسط و گسترش داد [۴].

چرخدنده ها از مهمترین اجزاء مکانیکی برای انتقال توان می باشند که بدلیل بازده مکانیکی و همچنین قابلیت اعتماد بالا از اهمیت ویژه ای برخوردارند. بکارگیری گسترده چرخدنده های ساده[۳] در ماشین ها و دستگاه های گوناگون بدلیل روش‌های ساخت آسان آنها بطور روزافزون در حال گسترش است و از اینرو بمنظور بهبود کیفیت و افزایش عمر این قطعات تحقیقات وسیعی در زمینه نحوه طراحی آنها صورت می گیرد.

استحکام دندانه های چرخدنده بطور عمومی بر پایه چهار نوع امکان گسیختگی مطالعه می گردد که عبارتند از [۵]:

- گسیختگی استاتیکی ناشی از تنش های تماسی
- گسیختگی استاتیکی ناشی از تنش های خمشی
- گسیختگی خستگی سطح حاصل از تنش های تماسی
- گسیختگی خستگی حاصل از تنش های خمشی

یکی از معیارهای اصلی در طراحی چرخدنده ها، کمینه نمودن تنش های تماسی ایجاد شده در سطوح دندانه های درگیر می باشد. وجود تنش های تماسی عمدتا موجب خرابی سطوح[۴] دندانه می گردد و بطور عمومی اثر آن را سایش[۵] می‌نامند. گود شدگی[۶] سطوح درگیر نیز نوعی گسیختگی سطح به علت تنش های تماسی تکرار شونده حین درگیری دندانه ها ها در هنگام گردش چرخدنده ها می باشد [۵].

[1] Contact Mechanics
[2] H. Hertz
[3] Spur Gears
[4] Surface Failure
[5] Wear
[6] Pitting

برای پرهیز از آثار مخرب ناشی از تنش های مومسان اصولا چرخدنده ها بگونه ای طراحی می شوند که تنش های تماسی در سطوح دندانه های آنها کمتر از استحکام تسلیم چرخدنده باشد. در بسیاری از موارد نخستین نشانه قابل روءیت، از تخریب چرخدنده پدیدار شدن سایش در نزدیکی "خط گام"[1] می باشد و این نکته از آن جهت حائز اهمیت است که حداکثر بار انتقالی بین دندانه‌ها، در این موضع اتفاق می افتد. تحقیقاتی که در زمینه نحوه توزیع تنش ها و کرنش های ناشی از تماس بین سطوح دو دندانه درگیر انجام شده است، نشان می دهد که تنش برشی بیشینه که در فاصله اندکی در زیر سطوح تماسی رخ می نماید، سبب خستگی و شکست سطحی اعضایی می شود که در تماس با یکدیگر قرار دارند [۶].

محققان بر این باورند که ریزترک ها[2] در زیر سطوح تماسی بطور عمده از محل حداکثر تنش های برشی آغاز می شوند و در نهایت به طرف سطح گسترش می یابد [۶]. از اینرو بررسی رفتار ترک ها در سطوح تماسی می تواند جهت بررسی خرابی سطح در اثر سایش که یکی از مهمترین اثرات تماس دو جسم با یکدیگر است، بکار رود. بر طبق فرض های تئوری هرتز، تماس بین سطوح دو جسم در حالت کشسان و بدون در نظر گرفتن اصطکاک و زبری های سطح روی می دهد [۳]. پذیرش این فرض ها در یک مسئله واقعی منجر به خطاهایی در تحلیل تنش های تماسی می گردد و بر همین اساس استانداردهای مورد استناد برای طراحی چرخدنده ها از ضرایب تصحیحی به منظور وارد نمودن اثرات صافی سطح و دیگر عوامل تاثیرگذار بهره می‌گیرند [۶]. شایان ذکر است اگرچه این ضرایب نتیجه طراحی را به حالت واقعی نزدیک می سازد ولی هیچگاه تحلیل تئوریک دقیقی برای بررسی مسئله محسوب نمی شود.

بعد از تلاش های هرتز برای تحلیل موضوع تماس بین دو جسم محققان در این زمینه تحقیقات وسیعی را انجام دادند و سعی نمودند تا هرچه بیشتر مسئله را به حالت واقعی نزدیکتر سازند و بر این مبنا تئوری های تحلیلی و عددی بسیاری در این حوزه شکل گرفت. اولین پژوهش در ارتباط با در نظرگرفتن زبری های سطح در تماس بین دو جسم، مربوط به تحقیقات پیشگامانه گرین وود[3] و ویلیامسون[4] در سال ۱۹۶۶بود. اگرچه آنها در تحقیقات خود از مدل کشسان هرتز استفاده نمودند ولی توانستند تا با کمک تحلیل های آماری سطوح زبر اجسام را مدلسازی نمایند [۷].

[1] Pitch Line
[2] Micro-cracks
[3] J. A. Greenwood
[4] J. B. P. Williamson

با توجه به آنکه با درنظر گرفتن زبری های سطح، "سطح تماس واقعی"[1] کاهش یافته و احتمال ورود به ناحیه کشسان- مومسان[2] افزایش می یابد، در دهه های اخیر چندین تئوری اساسی در حوزه مکانیک تماسی زبر در ناحیه کشسان – مومسان و کاملا مومسان[3] و با استفاده از تحلیل های قطعی ارائه شده است[۷].

بطور کلی تماس بین دو جسم را می توان به دو دسته تماس بدون اصطکاک و تماس با اصطکاک تقسیم بندی کرد. در تماس بدون اصطکاک، در نواحی تماس فقط نیرو های تماسی عمودی[4] در نظر گرفته می شود که نتیجه آن تنش های فشاری می باشد. در این حالت، نیرو های برشی مماسی[5] صفر است و نیرو تنها بصورت فشاری عمودی انتقال می یابد. وجود اصطکاک موجب می شود علاوه بر تنش عمودی، تنش برشی مماسی نیز در سطح وجود داشته باشد[۸].

ساده ترین شرایط اصطکاک، مدل اصطکاک "کلمبی"[6] است که بر طبق آن نیروهای برشی مماسی ناشی از اصطکاک، اصطکاک، تابعی خطی از نیروهای فشاری عمودی بر اساس ضریب اصطکاک سطح می باشد [۸]. توجه به این نکته ضروری است که عامل اصطکاک، متفاوت از اثر درگیر شدن میان برجستگی ها و فرورفتگی های ناشی از زبری های سطح می باشد. در سال های اخیر بسیاری از محققان توجه و تمرکز خود را به مدل های اصطکاکی پیشرفته ای معطوف ساخته اند که وابسته به زبری‌های سطح باشند. مزیت این مدل های اصطکاکی آنست که علاوه بر وارد نمودن اثرات زبری، تاثیرات کشسان- مومسانی را نیز در نظرگرفته و بر این اساس ضریب اصطکاک کلی سطح و نیروهای برشی اعمال شده بر آن را ارائه می نماید [۹].

در این پژوهش هدف آنست که زبری های موجود بر سطوح دندانه چرخدنده های ساده که در طی فرآیند ماشینکاری آنها پدید می آیند، شبیه سازی و مدلسازی گردد و اثرات آنها با استفاده از مدل های مکانیک تماسی و اصطکاکی، بر روی تنش های تماسی مطالعه شود. بنابراین می توان اهداف اصلی تحقیق فرا روی را بر دو قسمت مجزا تعیین نمود. ابتدا شناسایی سطوح ماشینکاری شده دندانه های چرخدنده ساده و شبیه سازی و مدلسازی زبری های این سطوح با استفاده از توابع ریاضی و سپس تحلیل تنش های تماسی با تعیین بار های تماسی و برشی بر مبنای تئوری های مکانیک تماسی زبر و مدل های اصطکاکی زبری پایه[7] در ناحیه های کشسان- مومسان .

---

[1] Real Contact Area
[2] Elastoplastic
[3] Fully Plastic
[4] Normal Contact Force
[5] Tangential Shear Force
[6] Coulomb
[7] Asperity Based

در فصل اول کلیاتی راجع به چرخدنده ها و انواع آن و همچنین نحوه طراحی چرخدنده های ساده بر اساس تنش های تماسی در حالت کشسان و با استفاده از تئوری هرتز برای تماس دو استوانه و استاندارد AGMA[1] مرور گردیده است. در قسمت اول از فصل دوم مطالبی در ارتباط با توصیف تئوریک سطوح زبر، شناسایی سطوح چرخدنده های ساده و نحوه شبیه سازی و مدلسازی پروفیل زبری آنها، و در قسمت دوم روش های تقریب زنی زبری ها با استفاده از توابع سهموی به تفصیل مورد بحث و بررسی قرار گرفته است. در فصل سوم به منظور تحلیل تنش های تماسی، تئوری های مربوط به مکانیک تماسی غیر هرتزی در حالت کشسان- مومسان و با در نظر گرفتن زبری های سطوح و مدل اصطکاکی غیر خطی که در تئوری هرتز نادیده گرفته شده بود، ارائه می گردد.

فصل چهارم به ارائه نتایج و بحث و بررسی آنها اختصاص یافته است، همچنین مقایسه جامعی میان روش های مختلف تقریب زنی و تئوری های مکانیک تماسی اعم از هرتزی و غیر هرتزی به همراه اثرات اصطکاک صورت گرفته است و اعتبار نتایج با استفاده از حل تئوریک هرتز سنجیده شده است. در فصل پنجم نیز نتیجه گیری و پیشنهادات لازم جهت ادامه این تحقیق آورده شده است.

[1] American Gear Manufacturing Association

فصل اول: مروری بر عملکرد چرخدنده های ساده

۱-۱- مقدمه

مفهوم چرخدنده در مهندسی مکانیک، بعنوان یک جزء از ماشین تعریف می گردد که حرکت و توان را بین محورهای چرخان، بواسطه درگیری دندانه های بین دو چرخدنده انتقال می دهد [۵]. چرخدنده ها بدلیل برخورداری از چنین قابلیتی، در بسیاری از حوزه های مهندسی و حتی غیر مهندسی کاربرد وسیعی دارند و بدین منظور تحقیقات گسترده ای از گذشته تاکنون در رابطه با موضوعات مختلف در زمینه انواع مختلف چرخدنده ها انجام شده است.

چرخدنده ها بواسطه نوع کاربردشان به چهار دسته اساسی تقسیم بندی می شوند [۶]:

- چرخدنده های ساده[1]
- چرخدنده های مارپیچ[2]
- چرخدنده های مخروطی[3]
- چرخدنده های حلزونی[4]

همانطور که در شکل ۱-۱ نشان داده شده است چرخدنده های ساده دارای دندانه هایی موازی با محور چرخدنده می باشند و برای انتقال حرکت و توان بین دو محور موازی بکار می روند.

[1] Spur Gears
[2] Helical Gears
[3] Bevel Gears
[4] Worm Gears