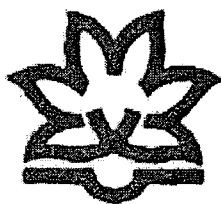


بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ

۱۵۷۹۱۲



دانشگاه اوریبه

دانشکده فنی مهندسی - گروه مهندسی مکانیک

پایان نامه کارشناسی ارشد

گرایش تبدیل انرژی

عنوان:

بررسی روش های کاهش آلاینده های در موتورهای

اشتعال تراکمی پاشش مستقیم

دانشجو:

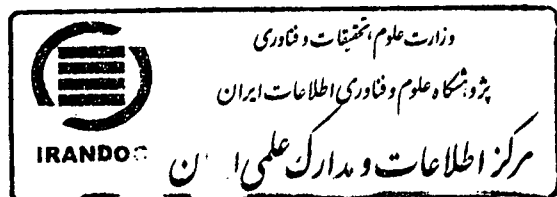
آرش نعمتی

اساتید راهنما:

دکتر شهرام خلیل آریا

دکتر صمد جعفرمدار

بهمن ماه ۱۳۸۹



۱۵۷۶۱۲

۱۳۹۰/۳/۱

۲

پایان نامه آماسی آرش نعمتی به تاریخ ۸۹،۱۱،۹ شماره ۴۵۷-۲ ف مورد پذیرش هیات محترم

داوران با رتبه عالی و نمره بیست و یکم قرار گرفت.

۱- استاد راهنما و رئیس هیات داوران: دکتر شهرام خلیل آریا

۲- استاد راهنمای دوم: دکتر محمد جمشیدمدار

۳- داور خارجی: دکتر علی (شوی) [نام در کمال]

۴- داور داخلی: دکتر ایرج میرزایی

۵- نماینده تحصیلات تکمیلی: دکتر جواد نوری نیا

حق طبع و نشر مطالب این کتاب را
در انجمن مطبوعات، انتشارات و نشریات
پایان نامه آماسی آرش نعمتی

سونولور

حایا یمین ان قیمت لی نعمت لرین:

حور منلی آتا و عزیز آتاما

تقدیر و تشکر

سپاس و ستایش برای اوست به خاطر الطاف بیکرانش، هدایتهای روشنگرش و محبت های بی دریغش. بر خود لازم می دانم از زحمات اساتید راهنمای ارجمندم آقایان دکتر خلیل آریا و دکتر جعفر مدار به خاطر کمک های بی- شائبه شان در انجام این پایان نامه، صمیمانه تقدیر و تشکر نمایم. از خانواده محترم که همه دلگرمی و امیدم به زندگی هستند سپاسگزارم. از اساتید محترم گروه مکانیک دانشگاه اورمی که در دوره های کارشناسی ارشد از حضورشان فوائد بسیار برده ام تقدیر و تشکر می- کنم.

در اینجا جواد اردو دوست عزیزم مهندس رامین برزگر که در طی این مدت، کمک های برادرانه شان شامل حال من شد تشکر نمایم. همچنین از دوستان و همکاران خوبم مهندس وحید فتحی، مهندس حسن خاتم نژاد و آقای دکتر محمد جوادزاده که مطالب فراوانی از محضرشان آموختم صمیمانه تشکر و قدردانی می نمایم. و در نهایت از دوست عزیزم مهندس صد مجیدی فر تشکر می کنم چرا که تحمل دوری غربت در دوران کارشناسی و کارشناسی ارشد با حضور ایشان برایم سهل و آسان شد و تکیه گاهی برای پشت سر گذاشتن روزهای سخت برای من بودند. به امید ادامه این دوستی ها در تمام مقاطع زندگی.

آرش نعمتی

زمنان ۱۳۸۹

چکیده

موتورهای اشتعال تراکمی به علت بازده گرمایی بالاتر نسبت به موتورهای اشتعال جرقه‌ای شناخته شده هستند. بنزین به علت تاخیر در اشتعال بالاتر نسبت به سوخت دیزل، آلایندگی soot بسیار کمتری تولید می‌کند. استفاده از روش پاشش دو مرحله‌ای نیز منجر به کاهش ماگزیمم نرخ آزادسازی حرارت و در نتیجه کاهش آلایندگی NO_x می‌گردد. در پایان‌نامه حاضر یک بررسی عددی روی یک موتور اشتعال تراکمی سنگین بنزین سوز Caterpillar 3401 توسط کد دینامیک سیالات محاسباتی AVL Fire انجام گرفته و نتایج شبیه‌سازی با نتایج تجربی مقایسه شده‌اند. تطابق خوبی بین نتایج مدل و داده‌های تجربی مشاهده می‌شود. تاثیر پارامترهای پاشش، من جمله طول دوره پاشش، زاویه اسپری سوخت، قطر سوراخ نازل، دمای سوخت پاشیده شده و تاثیر نرخ EGR روی احتراق و آلایندگی موتور بررسی شدند. نتایج یک نقطه بهینه شده در پارامترهای پاشش و نرخ EGR برای کاهش همزمان آلایندگی NO_x و soot همراه با کاهش ناچیز در IMEP را ارائه می‌دهند.

کلمات کلیدی: موتورهای اشتعال تراکمی، سوخت بنزین، کاهش آلایندگی، دینامیک سیالات محاسباتی، شاخص‌های پاشش سوخت، بازخورانی گازهای خروجی

عنوان	صفحه
I	چکیده
II	فهرست مطالب
VI	فهرست اشکال
V III	فهرست جداول
I X	علائم اختصاری
X	علائم یونانی
XI	زیرنویس ها

۱ فصل اول: مقدمه و ساختار پایان نامه

۱-۱ مقدمه	۱
۲-۱ هدف پایان نامه	۲
۲-۱ ساختار کلی پایان نامه	۲

۳ فصل دوم: کلیاتی در مورد موتورهای اشتعال تراکمی

۱-۲ مقدمه	۳
۲-۲ موتورهای اشتعال تراکمی	۳
۱-۲-۲ تعاریف مربوط به عملکرد موتورهای اشتعال تراکمی	۴
۱-۲-۲-۱ بازده	۴
۲-۱-۲-۲ توان	۴
۳-۱-۲-۲ مصرف سوخت ویژه	۵
۴-۱-۲-۲ فشار مؤثر متوسط	۵
۲-۲-۲ انواع محفظه‌های احتراق در موتورهای اشتعال تراکمی	۶
۱-۲-۲-۲ محفظه احتراق پاشش غیر مستقیم	۶
۲-۲-۲-۲ محفظه احتراق پاشش مستقیم	۷
۳-۲-۲ سیستم تزریق سوخت موتور اشتعال تراکمی پاشش مستقیم	۸
۱-۳-۲-۲ انواع سیستم تزریق سوخت	۸
۲-۳-۲-۲ انواع نازل ها	۱۴
۳-۳-۲-۲ پاشش چند مرحله‌ای و منحنی پاشش سوخت	۱۵

۱۷	۴-۲-۲ آلاینده‌های منتشره از موتورهای اشتعال تراکمی
۱۷	۱-۴-۲-۲ مقدمه
۱۸	۲-۴-۲-۲ آلاینده NO_x
۱۹	۲-۴-۲-۲ آلاینده soot
۲۲	۵-۲-۲ مدل‌های شبیه‌سازی فرآیند احتراق
۲۴	۱-۵-۲-۲ مدل‌های صفربعدی
۲۶	۲-۵-۲-۲ مدل‌های تک‌بعدی
۲۷	۳-۵-۲-۲ مدل‌های احتراق چندبعدی
۲۸	۱-۳-۵-۲-۲ کدهای CFD معروف در زمینه شبیه‌سازی احتراق
۲۸	۱-۱-۳-۵-۲-۲ KIVA
۲۹	۲-۱-۳-۵-۲-۲ STAR-CD
۳۰	۳-۱-۳-۵-۲-۲ FIRE
۳۱	۳-۲ جمع‌بندی

فصل سوم: کاهش آلاینده‌گی و مروری بر کارهای انجام یافته

۳۲	۱-۳ مقدمه
۳۳	۲-۳ بهینه‌سازی احتراق در موتورهای اشتعال تراکمی دیزلی معمول
۴۰	۳-۳ روش‌های نوین احتراق
۴۱	۱-۳-۳ احتراق HCCI
۴۱	۱-۱-۳-۳ مفهوم احتراق HCCI
۴۲	۲-۱-۳-۳ مشکلات بر سر راه توسعه احتراق HCCI
۴۲	۱-۲-۱-۳-۳ مشکل کنترل فاز احتراق
۴۳	۲-۲-۱-۳-۳ سطح بالای میزان سروصداء، هیدروکربن‌های نسوخته و CO
۴۳	۳-۲-۱-۳-۳ محدوده عملکرد
۴۳	۴-۲-۱-۳-۳ آماده‌سازی مخلوط همگن
۴۶	۲-۳-۳ احتراق اشتعال تراکمی پیش‌آمیخته (PCCI)
۴۶	۳-۳-۳ احتراق اشتعال تراکمی پیش‌آمیخته جزئی (PPC)
۵۱	۴-۳ سوخت‌های جایگزین
۵۴	۵-۳ جنبه جدید بودن کار حاضر

فصل چهارم: معادلات حاکم بر مدل

۵۵	۱-۴ مقدمه
۵۵	۲-۴ معادلات و مدل‌های حاکم بر مساله

۵۵	۱-۲-۴ معادلات مومنتوم، پیوستگی و انرژی
۵۶	۲-۲-۴ مدل توربولانس
۵۷	۳-۲-۴ مدل‌های اسپری سوخت
۵۷	۱-۲-۲-۴ مقدمه
۵۸	۲-۲-۲-۴ معادلات اساسی
۶۳	۴-۲-۴ مدل خوداشتعالی
۶۴	۵-۲-۴ مدل احتراق
۶۵	۶-۲-۴ مدل‌های آلاینده‌گی
۶۵	۱-۶-۲-۴ مدل تشکیل اکسیدهای نیتروژن (NO_x)
۶۷	۲-۶-۲-۴ مدل تشکیل و اکسایش دوده
۶۸	۳-۴ روش گسسته سازی معادلات
۶۹	۴-۴ محاسبه میدان فشار
۷۰	۵-۴ شرایط مرزی
۷۰	۱-۵-۴ انواع شرایط مرزی
۷۰	۱-۱-۵-۴ شرط مرزی دیوار
۷۲	۲-۱-۵-۴ شرط مرزی ورودی/خروجی
۷۴	۳-۱-۵-۴ شرط مرزی تقارن

فصل پنجم: شبیه‌سازی عددی ۷۵

۷۵	۱-۵ مقدمه
۷۵	۲-۵ نحوه ایجاد شبکه سه بعدی
۷۸	۳-۵ شرایط اولیه
۷۸	۳-۵ شرایط مرزی

فصل ششم: بررسی و تحلیل نتایج مدل ۸۱

۸۱	۱-۶ مقدمه
۸۱	۲-۶ نتایج مدل برای موتور اشتعال تراکمی با سوخت بنزین
۸۱	۱-۲-۶ معرفی موتور نمونه
۸۲	۲-۲-۶ بررسی استقلال از شبکه
۸۳	۳-۲-۶ بررسی صحت نتایج مدل حاضر با نتایج تجربی
۸۶	۳-۶ بررسی پارامتریک بر روی موتور اشتعال تراکمی بنزینی
۸۶	۱-۳-۶ تاثیر طول دوره پاشش
۸۸	۲-۳-۶ تاثیر زاویه اسپری سوخت

- ۳-۳-۶ تاثیر قطر سوراخ نازل ۹۱
- ۴-۳-۶ تاثیر دمای سوخت پاشیده شده ۹۴
- ۵-۳-۶ تاثیر EGR ۹۶
- ۵-۳-۶ ارائه نقطه عملکردی بهینه ۹۸

فصل هفتم: نتیجه‌گیری کلی و پیشنهادات ۱۰۰

۱-۷ مقدمه ۱۰۰

۲-۷ نتیجه‌گیری کلی ۱۰۰

۳-۷ پیشنهادات برای کارهای آتی ۱۰۱

منابع و مراجع ۱۰۲

فهرست اشکال

عنوان	صفحه
شکل (۱-۲): انواع سیستم های احتراق موتور دیزل پاشش مستقیم	۷
شکل (۲-۲): نمایی از سیستم تزریق سوخت ریل مشترک	۹
شکل (۳-۲): یک نمونه نازل سوخت پاشش ریل مشترک	۱۰
شکل (۴-۲): نمایی از سیستم تزریق سوخت واحد	۱۱
شکل (۵-۲): تزریق کننده واحد: نمایی از کنترل پاشش سوخت	۱۲
شکل (۶-۲): پمپ تزریق واحد	۱۳
شکل (۷-۲): انواع نازل ها	۱۴
شکل (۸-۲): انواع هندسه سوراخ نازل	۱۵
شکل (۹-۲): منحنی نرخ پاشش سوخت چندگانه	۱۶
شکل (۱۰-۲): آلاینده ها در موتورهای اشتعال جرقه ای	۲۴
شکل (۱۱-۲): پارامترهای استفاده شده در تابع wiebe	۲۵
شکل (۱۲-۲): تاثیر زمان جرقه زنی بر میزان مصرف سوخت و میزان آلاینده گی	۲۶
شکل (۱-۳): نمایی از احتراق صورت گرفته در موتورهای دیزلی، بنزینی و HCCI	۴۱
شکل (۲-۳): مفاهیم جدید احتراق در دیاگرام نسبت اکیوالانسی بر حسب دمای موضعی مناطق	۴۷
شکل (۳-۳): تبدیل موتور HCCI به موتور PPC	۵۰
شکل (۳-۳): مقایسه میزان آلاینده های NO_x و HC برای انواع مختلف احتراق موتورهای اشتعال تراکمی	۵۰
شکل (۱-۴): بررسی فشار سیلندر با استفاده مدل های K-E استاندارد و توسعه یافته	۵۷
شکل (۲-۴): نمایی از رشد ناپایداری در سطح جت مایع بر اساس مدل KH	۵۹
شکل (۳-۴): ناپایداری RT بر روی یک قطره مایع	۵۹
شکل (۴-۴): برخورد قطره با دیواره	۶۰
شکل (۵-۴): انواع متعدد حجم کنترل مورد استفاده در نرم افزار Fire در ایجاد شبکه	۶۹
شکل (۱-۵): نمایی از شبکه سه بعدی ایجاد شده در نقطه مرگ پایین	۷۶
شکل (۲-۵): نمایی از شبکه سه بعدی ایجاد شده در نقطه مرگ بالا	۷۷
شکل (۳-۵): معرفی مرزهای مش متحرک	۷۸
شکل (۱-۶): فشار متوسط داخل سیلندر برای شبکه های ساخته شده	۸۳
شکل (۲-۶): مقایسه نمودار فشار بین نتایج مدل و داده های تجربی در دو زمان پاشش ۸- و ۶- درجه بعد از نقطه مرگ بالا	۸۴
شکل (۳-۶): مقایسه نمودار نرخ آزادسازی حرارت بین نتایج مدل و داده های تجربی در چهار زمان پاشش ۸- و ۶- درجه بعد از نقطه مرگ بالا	۸۴

- شکل (۶-۴): مقایسه نمودار آلاینده NO_x بین نتایج مدل و داده‌های تجربی در چهار زمان پاشش ۸-، ۶-، ۴- و ۲- درجه بعد از نقطه مرگ بالا ۸۵
- شکل (۶-۵): مقایسه نمودار آلاینده soot بین نتایج مدل و داده‌های تجربی در چهار زمان پاشش ۸-، ۶-، ۴- و ۲- درجه بعد از نقطه مرگ بالا ۸۵
- شکل (۶-۶): فشار داخل سیلندر برای تغییرات طول دوره پاشش ۸۶
- شکل (۶-۷): دمای داخل سیلندر برای تغییرات طول دوره پاشش ۸۷
- شکل (۶-۸): تغییرات IMEP و ISFC با تغییر در طول دوره پاشش ۸۸
- شکل (۶-۹): تغییرات NO_x و soot با تغییر در طول دوره پاشش ۸۸
- شکل (۶-۱۰): کانتور سرعت داخل سیلندر و زاویه پاشش سوخت ۸۹
- شکل (۶-۱۱): منحنی فشار متوسط داخل سیلندر برحسب درجه میل لنگ برای تغییرات زاویه اسپری سوخت ۸۹
- شکل (۶-۱۲): منحنی دمای متوسط داخل سیلندر برحسب درجه میل لنگ برای تغییرات زاویه اسپری سوخت ۹۰
- شکل (۶-۱۳): میزان آلاینده NO_x و soot خروجی برای تغییرات زاویه اسپری سوخت ۹۰
- شکل (۶-۱۴): منحنی تغییرات IMEP و ISFC با تغییر زاویه اسپری سوخت ۹۱
- شکل (۶-۱۵): منحنی فشار متوسط داخل سیلندر برحسب درجه میل لنگ برای تغییرات قطر سوراخ نازل ۹۲
- شکل (۶-۱۶): منحنی دمای متوسط داخل سیلندر برحسب درجه میل لنگ برای تغییرات قطر سوراخ نازل ۹۲
- شکل (۶-۱۷): تغییرات میزان آلاینده‌های NO_x و soot با تغییر قطر سوراخ نازل ۹۳
- شکل (۶-۱۸): منحنی تغییرات IMEP و ISFC با تغییر قطر سوراخ نازل ۹۳
- شکل (۶-۱۹): منحنی فشار متوسط داخل سیلندر برحسب درجه میل لنگ برای تغییرات دمای اولیه سوخت ۹۴
- شکل (۶-۲۰): منحنی دمای متوسط داخل سیلندر برحسب درجه میل لنگ برای تغییرات دمای اولیه سوخت ۹۴
- شکل (۶-۲۱): تغییرات میزان آلاینده‌های NO_x و soot با تغییر دمای سوخت پاشیده شده ۹۵
- شکل (۶-۲۲): تغییرات میزان IMEP و ISFC با تغییر دمای سوخت پاشیده شده ۹۵
- شکل (۶-۲۳): منحنی فشار متوسط داخل سیلندر برحسب درجه میل لنگ برای تغییرات درصد EGR ۹۶
- شکل (۶-۲۴): منحنی دمای متوسط داخل سیلندر برحسب درجه میل لنگ برای تغییرات درصد EGR ۹۶
- شکل (۶-۲۵): تغییرات میزان آلاینده‌های NO_x و soot با تغییر درصد EGR ۹۷
- شکل (۶-۲۶): تغییرات میزان IMEP و ISFC با تغییر درصد EGR ۹۸
- شکل (۶-۲۵): مقایسه آلاینده NO_x و IMEP بین حالت پایه و بهینه شده ۹۹
- شکل (۶-۲۵): مقایسه آلاینده soot بین حالت پایه و بهینه شده ۹۹

فهرست جداول

عنوان.....	صفحه.....
جدول (۱-۲): مشخصات سامانه احتراقی موتورهای دیزل رایج.....	۸
جدول (۲-۲): تقسیم بندی سوخت ها با توجه به فرمول مولکولی.....	۲۰
جدول (۱-۵): شرایط اولیه در مدلسازی.....	۸۲
جدول (۱-۶): مشخصات موتور.....	۸۶
جدول (۲-۶): مشخصات سیستم پاشش موتور.....	۸۶

علائم اختصاری

BSFC	مصرف سوخت ویژه ترمزی $[gr/kw.hr]$
ISFC	مصرف سوخت ویژه اندیکه $[gr/kw.hr]$
MEP	فشار موثر متوسط $[Bar]$
TDC	نقطه مرگ بالا
BDC	نقطه مرگ پایین
CA or CAD	زاویه میل لنگ
E_a	انرژی اکتیواسیون $[J]$
H.R.R	آهنگ آزادسازی انرژی $[J/deg]$
Initial Pressure	فشار اولیه $[Pa]$
Initial Temperature	دمای اولیه $[K]$
k	ثابت واکنش
m	جرم $[kg]$
M	وزن مولکولی
R	ثابت جهانی گاز $[J/mol.k]$
Re	عدد رینولدز
rpm	دور موتور $[rev/min]$
T	دما $[K]$
u	سرعت $[m/s]$
D	قطر $[m]$
We	عدد وبر
Z	عدد آنسورگ
C_D	ضریب درگ
A	مساحت $[m^2]$
P	فشار $[Pa]$
t	زمان $[s]$
R	ثابت جهانی گاز $[J/mol.k]$
Re	عدد رینولدز

علائم یونانی

α	ضریب انتقال حرارت جابجائی $[J/m^2.K]$
β	ثابت تجربی و زاویه انعکاس
ρ	چگالی $[kg/m^3]$
ϕ	نسبت اکی والانس
μ	لزجت $[Pa.s]$
ε	ضریب صدور گاز
τ_R	مشخصه زمانی اختلاط توربولانس
σ	کشش سطحی
λ	نسبت هوای اضافی

زیر نویس ها

<i>fu</i>	سوخت
<i>i</i>	بردار یکه مکانی
<i>rel</i>	نسبی
<i>cell</i>	شبهه
<i>ox</i>	اکسیژن
<i>l</i>	مایع
<i>g</i>	گاز

فصل اول

مقدمه و ساختار پایان نامه

۱-۱ مقدمه

موتورهای احتراق داخلی به خاطر کاربرد وسیعشان در صنعت حمل و نقل و همچنین قابلیت تولید قدرت زیاد نسبت به حجم همواره از اهمیت بالایی برخوردار بوده‌اند. با توجه به افزایش روز افزون جمعیت و استفاده هر چه بیشتر از وسایل نقلیه، بحث در خصوص صرفه‌جویی انرژی در سالهای اخیر اهمیت ویژه‌ای یافته است. در زمینه موتورهای احتراق داخلی نیز همانند شاخه‌های دیگر علم، طراحان و سازندگان بسختی بدنبال افزایش بازده موتور و کاهش آلاینده‌های ناشی از مصرف سوخت‌های فسیلی می‌باشند.

آینده بشر همواره توسط آلاینده‌های خروجی از سیستم‌های انرژی مورد تهدید قرار داشته است. از طرف دیگر انسان برای رفع نیازهای خود ناگزیر به استفاده از سیستم‌های انرژی می‌باشد. بنابراین همواره به دنبال کاهش تولید آلاینده‌ها توسط این سیستم‌ها بوده است. موتورهای احتراق داخلی نیز از جمله منابع تولید آلاینده‌ها به حساب می‌آیند. مهمترین آلاینده‌های تولیدی توسط موتورهای اشتعال تراکمی NO_x و soot می‌باشند که برای کاهش تولید آلاینده‌ها باید دلیل و میزان تولید آنها را به دقت بررسی کرد [۱].

معمولا پژوهش‌های آزمایشگاهی مینا و اساس پیشرفت و بهینه‌سازی طراحی موتورها را تشکیل می‌دهد که با صرف هزینه‌های بالا به انجام می‌رسد. در دهه‌های اخیر، با پیشرفت کامپیوترها و امکان انجام آنالیزهای عددی، روش جدیدی برای طراحی موتورهای احتراق داخلی ابداع شده است که آن را شبیه‌سازی می‌نامند.

شبیه‌سازی باعث کاهش در هزینه، کاهش ضایعات، کاهش نیروی کاری، صرفه‌جویی در وقت و کاهش فضای مورد نیاز می‌شود. از ابتدای شروع تحقیقات به کمک شبیه‌سازی تاکنون، پیشرفتهای اساسی در زمینه مدل کردن فرآیندهای مختلفی که

در موتورهای احتراق داخلی اتفاق می‌افتد بوجود آمده است.

۲-۱ هدف پایان‌نامه

در این پایان‌نامه تلاش شده است تا مروری بر روش‌های نوین در کاهش آلاینده‌گی در موتورهای اشتعال تراکمی صورت گرفته و یکی از این روش‌ها با جزئیات کامل مورد تحقیق و بررسی قرار گیرد و یافته‌های جدیدی در زمینه کاهش آلاینده‌گی ارائه گردد. بدین منظور از روش دینامیک سیالات محاسباتی (CFD) و نرم‌افزار AVL Fire برای مدل کردن میدان‌های جریان درون محفظه احتراق استفاده شده است.

۲-۱ ساختار کلی پایان‌نامه

در این پایان‌نامه، پس از توضیحاتی در مورد موتورهای اشتعال تراکمی، در فصل سوم به بررسی روش‌های کاهش آلاینده‌گی در موتورهای اشتعال تراکمی و مروری بر کارهای انجام شده قبلی پرداخته می‌شود. در فصل چهارم به بررسی معادلات حاکم بر جریان سیال و فرآیند احتراق و همچنین معادلات حاکم بر تولید آلاینده‌ها پرداخته می‌شود. در فصل پنجم نحوه مدل‌سازی صورت گرفته بر روی محفظه احتراق موتور و روش‌های انجام کار، مورد بررسی قرار می‌گیرد. مراحل شبیه‌سازی فرآیندهای تراکم، احتراق و انبساط در این فصل مورد مطالعه قرار خواهد گرفت. در فصل ششم به بررسی نتایج حاصل از شبیه‌سازی و مقایسه آن با مقادیر تجربی و تاثیر پارامترهای مختلف موتور بر روی فرآیند احتراق و تولید آلاینده‌های موتور اشتعال تراکمی سنگین مدل Caterpillar 3401 با سوخت بنزین پرداخته می‌شود. برای این منظور، از کد نرم‌افزاری AVL Fire که بصورت دینامیک سیالات محاسباتی (CFD) به مدل‌سازی میدان جریان در داخل محفظه احتراق می‌پردازد، استفاده شده است. نهایتاً در فصل هفتم نتیجه‌گیری کلی و ارائه پیشنهاداتی برای کارهای آتی آورده شده است.

فصل دوم

کلیاتی در مورد موتورهای اشتعال تراکمی

۱-۲ مقدمه

امروزه موتورهای احتراق داخلی کاربرد فراوانی در زندگی بشر دارند. هدف از به کارگیری موتور احتراق داخلی تولید توان مکانیکی از انرژی شیمیایی نهفته در سوخت می‌باشد. در این موتورها انرژی شیمیایی توسط سوختن یا اکسیداسیون سوخت در داخل یک محفظه احتراق آزاد می‌شود. مخلوط سوخت- هوای قبل از احتراق و محصولات سوخته شده بعد از احتراق سیال عامل حقیقی را تشکیل می‌دهند. انتقال کار که قدرت خروجی مطلوب را ایجاد می‌کند، به طور مستقیم بین سیال عامل و تجهیزات مکانیکی موتور صورت می‌گیرد. موتورهای احتراق داخلی به خاطر دوام زیاد و قابلیت تولید قدرت بالا نسبت به حجمشان از اهمیت خاصی برخوردار بوده‌اند.

۲-۲ موتورهای اشتعال تراکمی

موتور اشتعال تراکمی یک موتور احتراق داخلی است که برای اولین بار توسط یک مهندس آلمانی به نام ۱۸۹۲ دکتر رادلف دیزل^۱ (۱۸۵۸-۱۹۱۳) در سال ۱۸۹۲ میلادی معرفی شد. نظریه او در مورد شروع کردن احتراق توسط پاشش یک سوخت مایع در هوایی که با متراکم شدن گرم شده است، بازدهی را تا دو برابر دیگر موتورهای احتراق داخلی افزایش داد. نسبت تراکم خیلی بیشتر بدون پیش اشتعالی یا کوبش در این موتورها امکان پذیر بود. در موتور اشتعال تراکمی رایج، در مرحله تراکم فقط هوا متراکم می‌شود تا اینکه دما به اندازه دمای احتراق سوخت افزایش یابد، سپس سوخت به داخل سیلندر

^۱ Rudolf Diesel

پاشیده می‌شود تا احتراق صورت گیرد و پیستون را تحریک کند. در این بخش به طور خلاصه به بررسی موتور اشتعال تراکمی و نحوه عملکرد آن می‌پردازیم [۲۱].

۱-۲-۲ تعاریف مربوط به عملکرد موتورهای اشتعال تراکمی

در این بخش مشخصات عملکرد معمول موتورهای اشتعال تراکمی برای مشخص کردن کارایی و عملکرد آنها بیان شده است [۳].

۱-۱-۲-۲ بازده

در ترمودینامیک، بازده فرآیند چرخه‌ای (فرآیندی که بر توده‌ای از مواد اثر می‌گذارد و آن را به حالت اولیه‌اش برمی‌گرداند)، به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$\eta = \frac{W}{Q} \quad (1-2)$$

در رابطه بالا:

η : بازده،

W : کار مفید برحسب (J) و

Q : گرمائی که طی فرآیند به درون سیلندر جریان می‌یابد برحسب (J) می‌باشد.

در موتورهای احتراق داخلی با سوختن سوخت درون محفظه احتراق، گرما درون موتور آزاد می‌شود.

۱-۲-۲ توان

اگر گرمای احتراق در جرم واحد سوخت را با Q_c نشان دهیم، مقدار توان تولید شده در موتور با رابطه زیر تعریف می‌شود:

$$P = \eta \cdot \dot{m}_f \cdot Q_c \quad (2-2)$$