

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ



دانشکده مهندسی مکانیک و مکاترونیک

رشته مکانیک گرایش تبدیل انرژی

رساله دکتری

مدل سازی ترمودینامیکی کمپرسورهای رفت و برگشتی گاز طبیعی

چندمرحله‌ای

نگارنده: حسین خوش نظر

استاد راهنما

دکتر محمود فرزانه گرد

بهمن ۱۳۹۶



فرم شماره ۱۲: صورت جلسه نهایی دفاع از رساله دکتری (Ph.D)

(ویژه دانشجویان ورودی های ۹۴ و ما قبل)

بدینوسیله گواهی می شود آقای حسین خوش نظر دانشجوی دکتری رشته مکانیک- تبدیل انرژی به شماره دانشجویی ۹۰۲۲۵۲۵ ورودی مهر ماه سال ۱۳۹۶ در تاریخ ۹۶/۱۱/۱۰ از رساله نظری / عملی خود با عنوان: مدل سازی ترمودینامیکی کمپرسورهای رفت و برگشتی گاز طبیعی چندمرحله ای دفاع و با اخذ نمره به درجه بسیار خوب نائل گردید.

<input type="checkbox"/> الف) درجه عالی: نمره ۱۹-۲۰	<input type="checkbox"/> ب) درجه بسیار خوب: نمره ۱۸/۹۹ - ۱۷
<input type="checkbox"/> ج) درجه خوب: نمره ۱۶/۹۹ - ۱۵	<input type="checkbox"/> د) غیر قابل قبول و نیاز به دفاع مجدد دارد
<input type="checkbox"/> ه) رساله نیاز به اصلاحات دارد	

ردیف	هیئت داوران	نام و نام خانوادگی	مرتبۀ علمی	امضاء
	دکتر محمود فرزانه گرد	استاد راهنما	استاد	
	دکتر محمد محسن شاه مردان	استاد مدعو داخلی	دانشیار	
	دکتر محمود چهارطاقی	استاد مدعو داخلی	استاد یار	
	دکتر رضا ابراهیمی	استاد مدعو خارجی	استاد	
	دکتر محمد حسین احمدی	سرپرست (نماینده) (تحصیلات تکمیلی) دانشکده	استاد یار	

مدیر محترم تحصیلات تکمیلی دانشگاه:

ضمن تأیید مراتب فوق مقرر فرمائید اقدامات لازم در خصوص انجام مراحل دانش آموختگی آقای حسین خوش نظر بعمل آید.

نام و نام خانوادگی رئیس دانشکده :

دکتر محمد محسن شاه مردان

تاریخ و امضاء و مهر دانشکده:



تشکر و قدردانی:

اگر مردم را رسم چنان است که با تقدیم تلاش هایشان به بزرگان به آنها تقرب جویند، شایسته است آخرین ثمره تحصیلم پس از سالها، پیشکش متواضعانه‌ای باشد به نخستین معلمانم زندگیم:

پدر و مادرم

همچنین از از جناب آقای دکتر فرزانه که در انجام این پروژه صمیمانه و خالصانه مرا راهنمایی کردند کمال تشکر را دارم.

تعهد نامه

اینجانب حسین خوش نظر دانشجوی دوره دکترای رشته مکانیک تبدیل انرژی دانشگاه صنعتی شاهرود نویسنده پایان نامه " مدل سازی ترمودینامیکی کمپرسورهای رفت و برگشتی گاز طبیعی چندمرحله‌ای " تحت راهنمایی دکتر محمود فرزانه گرد متعهد می‌شوم:

- تحقیقات در این پایان نامه توسط اینجانب انجام شده است و از صحت و اصالت برخوردار است.
- در استفاده از نتایج پژوهش‌های محققان دیگر به مرجع مورد استفاده استناد شده است.
- مطالب مندرج در پایان نامه تاکنون توسط خود یا فرد دیگری برای دریافت هیچ نوع مدرک یا امتیازی در هیچ جا ارائه نشده است.
- کلیه حقوق معنوی این اثر متعلق به دانشگاه صنعتی شاهرود می‌باشد و مقالات مستخرج با نام «دانشگاه صنعتی شاهرود» و یا «Shahrood University of Technology» به چاپ خواهد رسید.
- حقوق معنوی تمام افرادی که در به دست آمدن نتایج اصلی پایان نامه تأثیرگذار بوده‌اند در مقالات مستخرج از پایان نامه رعایت می‌گردد.
- در کلیه مراحل انجام این پایان نامه، در مواردی که از موجود زنده (یا بافتهای آنها) استفاده شده است ضوابط و اصول اخلاقی رعایت شده است.
- در کلیه مراحل انجام این پایان نامه، در مواردی که به حوزه اطلاعات شخصی افراد دسترسی یافته یا استفاده شده است اصل رازداری، ضوابط و اصول اخلاق انسانی رعایت شده است.

تاریخ

امضای دانشجو

مالکیت نتایج و حق نشر

- کلیه حقوق معنوی این اثر و محصولات آن (مقالات مستخرج، کتاب، برنامه های رایانه ای، نرم افزارها و تجهیزات ساخته شده است) متعلق به دانشگاه صنعتی شاهرود می باشد. این مطلب باید به نحو مقتضی در تولیدات علمی مربوطه ذکر شود.
- استفاده از اطلاعات و نتایج موجود در رساله بدون ذکر مرجع مجاز نمی باشد.

چکیده:

کمپرسورهای رفت و برگشتی کاربردهای گسترده در مصارف صنعتی و خانگی، شامل نیروگاه، پالایشگاه، صنایع برودتی و ایستگاه‌های CNG دارد. این تجهیزات انرژی زیادی مصرف می‌کنند. به همین دلیل تحقیق و توسعه برای مدل‌سازی این کمپرسورها به منظور کاهش مصرف انرژی و همچنین عیب‌یابی آن‌ها ضروری است. با توجه به تحقیقات انجام شده، مدل یک‌بعدی و صفر بعدی (ترمودینامیکی) دقت لازم برای مدل‌سازی را داشته و از لحاظ زمانی بسیار اقتصادی می‌باشند و در مدل‌سازی به طور گسترده مورد استفاده قرار می‌گیرند. در این رساله به مدل‌سازی کمپرسورها و تجهیزات جانبی آن پرداخته می‌شود. برای انجام این تحقیق از مدل‌سازی ترمودینامیکی (استفاده از قانون اول ترمودینامیک و بقای جرم) برای کمپرسور با محفظه مکش و دمش استفاده شده است. برای این هدف قانون اول ترمودینامیک برای محفظه کمپرسور و محفظه‌های مکش و دمش نوشته می‌شود تا دما و فشار آن در هر زاویه لنگ محاسبه شود. سیال عامل در مدل‌سازی کمپرسور در این رساله گاز طبیعی است که به صورت ایده‌ال و واقعی مورد بررسی قرار گرفت. برای محاسبه خواص ترمودینامیکی گاز طبیعی از معادله حالت AGA8 استفاده شده است. در این رساله ابتدا کمپرسور یک مرحله‌ای با سیال عامل گاز طبیعی (به صورت ایده‌ال و واقعی) مدل‌سازی شد. سپس کمپرسور دومرحله‌ای با سیال عامل گاز طبیعی (به صورت ایده‌ال و واقعی) مدل‌سازی گردید. بعلاوه کمپرسور دوطرفه گاز طبیعی مورد بررسی قرار گرفت. و در نهایت به بررسی کمپرسور یک مرحله‌ای با شکستگی در سوپاپ ورودی و خروجی برای عیب‌یابی کمپرسورها پرداخته شد. نتایج نشان می‌دهد که توان مصرفی مدل‌سازی شده برای کمپرسور یک مرحله‌ای در حالت گاز واقعی بیشتر از مدل گاز ایده‌ال است ولی نسبت توان مصرفی به دبی جرمی برای مدل گاز واقعی کمتر از مدل گاز ایده‌ال است. همچنین مدل گاز واقعی فشار میانی برای کمپرسور دومرحله‌ای را کمتر از مدل گاز ایده‌ال پیش‌بینی کرده است. همچنین مدل‌سازی گاز واقعی مقدار توان مصرفی به جرم واحد را کمتر از مدل گاز ایده‌ال پیش‌بینی کرده است. بررسی کمپرسور دوطرفه نشان داد که تولید آنتروپی نسبت به

دبی جرمی برای کمپرسور یک طرفه بسیار بیشتر از کمپرسور دوطرفه است. کمپرسور یک مرحله‌ای با شکستگی در سوپاپ‌های ورودی و خروجی مورد بررسی قرار گرفت. نتایج نشان داد که شکستگی در سوپاپ ورودی باعث زودتر باز شدن سوپاپ ورودی و دیرتر باز شدن سوپاپ خروجی می‌گردد. همچنین شکستگی در سوپاپ خروجی باعث دیرتر باز شدن سوپاپ ورودی و زودتر باز شدن سوپاپ خروجی می‌گردد. این تغییرات در باز و بسته شدن زاویه‌های سوپاپ‌های ورودی بر روی نمودار فشار به وضوح دیده می‌شود. بعلاوه بررسی کمپرسور با سوپاپ‌های شکسته نشان داد که با شکستگی در سوپاپ ورودی دمای محفظه‌های مکش و دمش افزایش می‌یابد. همچنین با شکستگی در سوپاپ خروجی دمای محفظه خروجی افزایش می‌یابد ولی افزایش آن نسبت به شکستگی در سوپاپ ورودی کمتر است. نتایج نشان می‌دهد که با پایش دمای محفظه مکش و دمش می‌توان شکستگی سوپاپ‌ها را تشخیص داد.

کلمات کلیدی: کمپرسور رفت و برگشتی چند مرحله‌ای، گاز طبیعی، عیب یابی، مدل سازی، AGA8

1. Mahmood Farzaneh Gord, Hossein Khoshnazar, "Valve fault detection for single-stage reciprocating compressors ", Journal of Natural Gas Science and Engineering, vol. 35 pp. 1239-1248, 2016.

۲. محمود فرزانه گرد، حسین خوش نظر، "شبیه سازی کمپرسور رفت و برگشتی دو مرحله‌ای گاز طبیعی بر پایه معادله حالت AGA8"، مجله شیمی و مهندسی شیمی ایران، آبان ۱۳۹۶.

۳. محمود فرزانه گرد، حسین خوش نظر، "شبیه سازی کمپرسور رفت و برگشتی گاز طبیعی با شکستگی در سوپاپ ورودی"، بیست و چهارمین همایش سالانه بینالمللی مهندسی مکانیک ایران، ایران، یزد، دانشگاه یزد، ۷ لغایت ۹ اردیبهشت ۱۳۹۵.

۴. محمود فرزانه گرد، حسین خوش نظر، "شبیه سازی ترمودینامیکی کمپرسورهای رفت و برگشتی گاز طبیعی دو طرفه"، بیست و چهارمین همایش سالانه بینالمللی مهندسی مکانیک ایران، ایران، یزد، دانشگاه یزد، ۷ لغایت ۹ اردیبهشت ۱۳۹۵.

فهرست مطالب

فصل اول: مقدمه	۱
۱-۱ کلیات	۲
۱-۱-۱ کمپرسورهای رفت و برگشتی	۳
۱-۱-۲ ویژگی‌های کمپرسور رفت و برگشتی	۵
۲-۱ ضرورت انجام تحقیق	۶
۲- فصل دوم: مروری بر تحقیقات پیشین	۱۱
۲-۱ مقدمه	۱۲
۲-۲ روش نیمه تجربی	۱۳
۳-۲ تحلیل کامل	۱۵
۳-۲-۱ مدل سازی سه بعدی	۱۵
۳-۲-۲ مدل سازی دوبعدی	۱۷
۳-۲-۳ مدل سازی یک بعدی	۱۸
۳-۲-۴ مدل سازی صفر بعدی (ترمودینامیکی)	۲۰
۴-۲ کمپرسورهای چندمرحله‌ای	۲۳
۵-۲ کنترل ظرفیت کمپرسور	۲۴
۶-۲ عیب‌یابی کمپرسورها	۲۷
۶-۲-۱ تحلیل ارتعاشاتی ماشین	۲۹
۶-۲-۲ تحلیل انتشار آکوستیک	۳۰
۶-۲-۳ تحلیل اندازه‌گیری فشار داخل سیلندر	۳۱
۶-۲-۴ تحلیل سرعت زاویه‌ای لحظه‌ای لنگ (ICAS)	۳۱
۷-۲ جمع بندی تحقیقات صورت گرفته و جنبه‌های نوآوری رساله	۳۳
۳- فصل سوم: مدل سازی ترمودینامیکی کمپرسور رفت و برگشتی	۳۵
۳-۱ مقدمه	۳۶
۳-۲ تئوری پایه سوپاپ‌ها	۳۶
۳-۳ تبدیل حرکت چرخشی به حرکت رفت و برگشتی	۴۰
۴-۳ معادلات بقای جرم و قانون اول ترمودینامیک برای حجم کنترل	۴۱
۴-۴ قانون اول ترمودینامیک برای محفظه سیلندر	۴۳

- ۳-۴-۲ قانون اول ترمودینامیک برای محفظه مکش ۴۴
- ۳-۴-۳ قانون اول ترمودینامیک برای محفظه دمش ۴۵
- ۳-۵-۳ دبی ورودی و خروجی از لوله ورودی و خروجی محفظه مکش و دمش ۴۶
- ۳-۶-۳ مدل کردن انتقال حرارت برای محفظه سیلندر ۴۷
- ۳-۶-۱ روابط انتقال حرارت ۴۸
- ۳-۶-۲ انتقال حرارت از گاز داخل محفظه سیلندر به جداره سیلندر ۵۰
- ۳-۷-۳ مدل کردن اصطکاک ۵۳
- ۳-۸-۳ مدل سازی کمپرسور دوطرفه ۵۳
- ۳-۸-۱ ظرفیت ۷۵ و ۱۰۰ درصد ۵۴
- ۳-۸-۲ ظرفیت ۵۰ درصد ۵۵
- ۳-۹-۳ مدل سازی خنک کن میانی ۵۵
- ۳-۱۰-۳ قانون دوم ترمودینامیک ۵۷
- ۳-۱۱-۳ مدل سازی عیب یابی کمپرسور ۵۸
- ۳-۱۱-۱ اشکستگی در سوپاپ ورودی ۵۸
- ۳-۱۱-۲ اشکستگی در سوپاپ خروجی ۶۰
- ۳-۱۲-۳ مقادیر و اطلاعات خروجی مورد نیاز و حاصل از مدل سازی ۶۲
- ۳-۱۳-۳ الگوریتم حل مسئله ۶۳
- ۳-۱۳-۱ کمپرسور یک مرحله ای ۶۳
- ۳-۱۳-۲ کمپرسور دو مرحله ای ۶۴
- ۳-۱۳-۳ کمپرسور دوطرفه ۶۵
- ۳-۱۳-۴ عیب یابی ۶۵
- ۴- فصل چهارم: تعیین خواص ترمودینامیکی گاز طبیعی ۷۵
- ۴-۱ مقدمه ۷۶
- ۴-۲ شرح و بسط روش AGA8 ۷۶
- ۴-۲-۱ محاسبه ضریب تراکم پذیری با استفاده از AGA8 ۷۷
- ۴-۳ روش حل معادلات ۸۰
- ۴-۴ محاسبه خواص ترمودینامیکی ۸۱
- ۴-۴-۱ محاسبه ظرفیت گرمایی مولار در حجم ثابت ۸۱

۸۵ ۲-۴-۴ محاسبه ظرفیت گرمایی مولار در فشار ثابت
۸۸ ۳-۴-۴ محاسبه توان آیزنتروپیک
۸۹ ۴-۴-۴ محاسبه آنتالپی
۹۲ ۵-۴-۴ محاسبه انرژی داخلی
۹۳ ۶-۴-۴ محاسبه آنتروپی
۹۶ ۵-۴-۴ طراحی الگوریتمی با هدف تعیین خواص ترمودینامیکی گاز طبیعی با داشتن دو خاصیت مستقل
۹۹ ۵- فصل پنجم: نتایج
۱۰۰ ۱-۵ مقدمه
۱۰۰ ۲-۵-۲ اعتبار بخشی مدل سازی حاضر
۱۰۲ ۳-۵-۳ بررسی کمپرسور یک مرحله‌ای
۱۰۹ ۴-۵-۴ بررسی کمپرسور دو مرحله‌ای
۱۱۰ ۵-۴-۱ کمپرسور دو مرحله‌ای با مدل گاز ایده ال و واقعی
۱۱۷ ۵-۴-۲ اثرات دمای محیط بر کارکرد کمپرسور دو مرحله‌ای
۱۲۰ ۵-۴-۳ اثرات ترکیبات گاز بر کارکرد کمپرسور دو مرحله‌ای
۱۲۳ ۵-۵ کمپرسور دوطرفه
۱۲۴ ۵-۵-۱ کمپرسور دوطرفه با ظرفیت ۱۰۰ درصد
۱۲۷ ۵-۵-۲ کمپرسور دوطرفه با ظرفیت ۵۰ درصد
۱۳۰ ۵-۵-۳ کمپرسور دوطرفه با ظرفیت ۷۵ درصد
۱۳۳ ۵-۵-۴ آنتروپی
۱۳۵ ۵-۶-۶ عیب‌یابی کمپرسور
۱۳۶ ۵-۶-۱ شکستگی در سوپاپ ورودی
۱۴۱ ۵-۶-۲ شکستگی در سوپاپ خروجی
۱۴۵ ۵-۶-۳ مقایسه شکستگی در سوپاپ ورودی با شکستگی در سوپاپ خروجی
۱۴۹ ۶- فصل ششم: نتیجه‌گیری و پیشنهادها
۱۵۰ ۶-۱- نتیجه‌گیری
۱۵۱ ۶-۲ پیشنهادها
۱۵۳ منابع

فهرست اشکال

- شکل ۱-۱- انواع مختلف کمپرسورها [۱] ۳
- شکل ۱-۲- کاربردهای کمپرسور رفت و برگشتی [۱] ۴
- شکل ۱-۳- نسل سوم کمپرسورهای رفت و برگشتی مورد استفاده در صنعت گاز [۳] ۵
- شکل ۱-۴- نمودار P-V در حالت ایده آل برای کمپرسور رفت و برگشتی ۶
- شکل ۲-۱- نمای شماتیک سوپاپ مورد استفاده در روش محاسباتی [۱۸] ۱۷
- شکل ۲-۲- شمای ساختاری کمپرسور (۷: حجم، T: کانال) [۲۴] ۲۰
- شکل ۲-۳- نمودار آمار علت توقف کمپرسورهای رفت و برگشتی [۳] ۲۷
- شکل ۲-۴- سوپاپ کمپرسور [۲] ۲۸
- شکل ۲-۵- نمودار IAS برای نشتی سوپاپ ورودی و خروجی [۵۶] ۳۲
- شکل ۳-۱- شمای عناصر اصلی سوپاپ تخلیه ۳۷
- شکل ۳-۲- جرم معادل فنر ۳۹
- شکل ۳-۳- مکانیزم لنگ لغزنده ۴۱
- شکل ۳-۴- شکل شماتیک حجم کنترل با مرز متحرک ۴۲
- شکل ۳-۵- حجم کنترل محفظه سیلندر کمپرسور ۴۴
- شکل ۳-۶- محفظه مکش کمپرسور ۴۵
- شکل ۳-۷- محفظه دمش کمپرسور ۴۶
- شکل ۳-۸- شکل شماتیک کمپرسور دو طرفه ۵۳
- شکل ۳-۹- شکل شماتیک کمپرسور دو مرحله‌ای ۶۴
- شکل ۳-۱۰- مدل ساختاری کمپرسور یک مرحله‌ای و برهم کنش معادلات ۶۷
- شکل ۳-۱۱- فلوچارت حل برای مدل‌سازی در محفظه سیلندر ۶۸
- شکل ۳-۱۲- فلوچارت حل برای مدل‌سازی در محفظه مکش و دمش کمپرسور ۶۹
- شکل ۳-۱۳- فلوچارت حل برای مدل‌سازی کمپرسور دو مرحله‌ای ۷۰
- شکل ۳-۱۴- مدل ساختاری کمپرسور دو طرفه و برهم کنش معادلات ۷۱
- شکل ۳-۱۵- مدل ساختاری کمپرسور یک مرحله‌ای با شکستگی در سوپاپ‌ها و برهم کنش معادلات ۷۲
- شکل ۳-۱۶- فلوچارت حل برای مدل‌سازی شکستگی در سوپاپ‌ها ۷۳
- شکل ۴-۱- نحوه محاسبه ضریب تراکم پذیری در استاندارد AGA8 ۹۶

- شکل ۴-۲- روش طراحی شده با هدف تعیین هر خاصیت ترمودینامیکی در شرایط ورود دو خاصیت دلخواه
 ۹۷.....
- شکل ۴-۳- فلوجارت محاسبه خواص ترمودینامیکی گاز طبیعی ۹۸.....
- شکل ۵-۱- مقایسه مدل سازی حاضر با نتایج سان و رن [۹۰]..... ۱۰۱.....
- شکل ۵-۲- مقایسه مدل سازی حاضر با نتایج آزمایشگاهی و مدل سازی دو-بعدی [۹۱]..... ۱۰۲.....
- شکل ۵-۳- تغییرات فشار محفظه سیلندر بر حسب زاویه لنگ برای کمپرسور یک مرحله‌ای ۱۰۳.....
- شکل ۵-۴- تغییرات دمای محفظه سیلندر بر حسب زاویه لنگ برای کمپرسور یک مرحله‌ای ۱۰۴.....
- شکل ۵-۵- تغییرات فشار محفظه مکش بر حسب زاویه لنگ ۱۰۴.....
- شکل ۵-۶- تغییرات فشار محفظه دمش بر حسب زاویه لنگ ۱۰۵.....
- شکل ۵-۷- تغییرات فشار محفظه سیلندر بر حسب حجم برای کمپرسور یک مرحله‌ای ۱۰۶.....
- شکل ۵-۸- مقایسه نتایج مدل سازی تغییرات فشار محفظه سیلندر بر حسب حجم سیلندر با نتایج
 تجربی [۹۱]..... ۱۰۸.....
- شکل ۵-۹- تغییرات فشار محفظه سیلندر بر حسب زاویه لنگ در مرحله اول کمپرسور دو مرحله‌ای ۱۱۱.....
- شکل ۵-۱۰- تغییرات دمای محفظه سلندر بر حسب زاویه لنگ در مرحله اول کمپرسور دو مرحله‌ای ۱۱۱.....
- شکل ۵-۱۱- تغییرات فشار محفظه سیلندر بر حسب زاویه لنگ در مرحله دوم کمپرسور دو مرحله‌ای ۱۱۲.....
- شکل ۵-۱۲- تغییرات دمای محفظه سیلندر بر حسب زاویه لنگ در مرحله دوم کمپرسور دو مرحله‌ای ۱۱۲.....
- شکل ۵-۱۳- تغییرات فشار محفظه مکش بر حسب زاویه لنگ در مرحله اول کمپرسور دو مرحله‌ای ۱۱۳.....
- شکل ۵-۱۴- تغییرات فشار محفظه مکش بر حسب زاویه لنگ در مرحله دوم کمپرسور دو مرحله‌ای ۱۱۳.....
- شکل ۵-۱۵- تغییرات فشار محفظه دمش بر حسب زاویه لنگ برای مرحله اول کمپرسور ۱۱۴.....
- شکل ۵-۱۶- تغییرات فشار محفظه دمش بر حسب زاویه لنگ برای مرحله دوم کمپرسور ۱۱۴.....
- شکل ۵-۱۷- تغییرات فشار محفظه سیلندر بر حسب حجم سیلندر در مرحله اول کمپرسور دو
 مرحله‌ای ۱۱۵.....
- شکل ۵-۱۸- تغییرات فشار محفظه سیلندر بر حسب حجم سیلندر در مرحله دوم کمپرسور دو
 مرحله‌ای ۱۱۶.....
- شکل ۵-۱۹- تغییرات فشار محفظه سیلندر مرحله اول بر حسب زاویه لنگ برای محیط با دماهای
 مختلف ۱۱۷.....
- شکل ۵-۲۰- تغییرات دمای محفظه سیلندر بر حسب زاویه لنگ برای دماهای مختلف محیط ۱۱۷.....

- شکل ۵- ۲۱- تغییرات فشار محفظه سیلندر در مرحله دوم بر حسب زاویه لنگ برای دماهای مختلف محیط ۱۱۸
- شکل ۵- ۲۲- تغییرات دمای محفظه سیلندر مرحله دوم بر حسب زاویه لنگ برای دماهای مختلف محیط ۱۱۹
- شکل ۵- ۲۳- تغییرات فشار محفظه مکش مرحله دوم بر حسب زاویه لنگ برای ترکیبات مختلف گاز ... ۱۲۱
- شکل ۵- ۲۴- تغییرات دمای محفظه سیلندر مرحله اول بر حسب زاویه لنگ برای ترکیبات مختلف گاز ۱۲۱
- شکل ۵- ۲۵- تغییرات دمای محفظه سیلندر مرحله دوم کمپرسور بر حسب زاویه لنگ برای ترکیبات مختلف گاز ۱۲۲
- شکل ۵- ۲۶- تغییرات فشار محفظه‌های سیلندر بر حسب زاویه لنگ برای کمپرسور دو طرفه در ظرفیت ۱۰۰ درصد ۱۲۵
- شکل ۵- ۲۷- تغییرات دمای محفظه‌های سیلندر بر حسب زاویه لنگ برای کمپرسور دو طرفه در ظرفیت ۱۰۰ درصد ۱۲۶
- شکل ۵- ۲۸- تغییرات فشار محفظه مکش بر حسب زاویه لنگ برای کمپرسور دو طرفه در ظرفیت ۱۰۰ درصد ۱۲۶
- شکل ۵- ۲۹- فشار محفظه دمش بر حسب زاویه لنگ برای کمپرسور دو طرفه با ظرفیت ۱۰۰ درصد ۱۲۷
- شکل ۵- ۳۰- تغییرات فشار محفظه‌های سیلندر بر حسب زاویه لنگ برای کمپرسور دو طرفه در ظرفیت ۵۰ درصد ۱۲۸
- شکل ۵- ۳۱- تغییرات دمای محفظه‌های سیلندر بر حسب زاویه لنگ برای کمپرسور دو طرفه در ظرفیت ۵۰ درصد ۱۲۸
- شکل ۵- ۳۲- تغییرات فشار محفظه مکش بر حسب زاویه لنگ برای کمپرسور دو طرفه در ظرفیت ۵۰ درصد ۱۲۹
- شکل ۵- ۳۳- تغییرات فشار محفظه دمش بر حسب زاویه لنگ برای کمپرسور دو طرفه در ظرفیت ۵۰ درصد ۱۳۰
- شکل ۵- ۳۴- تغییرات فشار محفظه FSC بر حسب زاویه لنگ برای کمپرسور دو طرفه در ظرفیت‌های مختلف ۱۳۱
- شکل ۵- ۳۵- تغییرات فشار محفظه مکش بر حسب زاویه لنگ برای کمپرسور دو طرفه در ظرفیت ۷۵ و ۱۰۰ درصد ۱۳۱

- شکل ۵-۳۶- تغییرات فشار محفظه خروجی بر حسب زاویه لنگ برای کمپرسور دو طرفه در ظرفیت های ۷۵ و ۱۰۰ درصد..... ۱۳۲
- شکل ۵-۳۷- نمودار p-v برای محفظه FSC برای ظرفیت های مختلف ۱۳۳
- شکل ۵-۳۸- تغییرات فشار محفظه سیلندر بر حسب زاویه لنگ برای شکستگی سوپاپ ورودی ۱۳۷
- شکل ۵-۳۹- تغییرات دمای متوسط محفظه مکش بر حسب سیکل ۱۳۸
- شکل ۵-۴۰- تغییرات دمای محفظه مکش بر حسب زاویه لنگ برای Leak 3 ۱۳۸
- شکل ۵-۴۱- تغییرات دمای محفظه سیلندر بر حسب زاویه لنگ برای شکستگی در سوپاپ ورودی ۱۳۹
- شکل ۵-۴۲- تغییرات دمای محفظه خروجی بر حسب سیکل برای شکستگی در سوپاپ ورودی ۱۴۱
- شکل ۵-۴۳- تغییرات دبی جرمی کمپرسور بر حسب سیکل برای شکستگی در سوپاپ ورودی ۱۴۱
- شکل ۵-۴۴- تغییرات فشار محفظه سیلندر بر حسب زاویه لنگ برای شکستگی در سوپاپ خروجی ۱۴۲
- شکل ۵-۴۵- تغییرات دمای محفظه سیلندر بر حسب زاویه لنگ برای شکستگی در سوپاپ خروجی ۱۴۳
- شکل ۵-۴۶- تغییرات دمای محفظه دمش بر حسب سیکل برای شکستگی در سوپاپ خروجی ۱۴۴
- شکل ۵-۴۷- تغییرات دبی جرمی کمپرسور بر حسب سیکل برای شکستگی در سوپاپ خروجی ۱۴۴
- شکل ۵-۴۸- تغییرات دمای محفظه خروجی بعد از شکسته شدن سوپاپ ورودی و خروجی برای Leak3 ۱۴۴
- شکل ۵-۴۹- تغییرات دبی جرمی بعد از شکسته شدن سوپاپ ورودی و خروجی برای Leak 3 ۱۴۶

فهرست جداول

- جدول ۲-۱- روابط دمای بدنه کمپرسور ۱۴
- جدول ۳-۱- پارامترهای خروجی مدل سازی ۶۴
- جدول ۵-۱- مشخصات کمپرسور برای اعتبار بخشی ۱۰۰
- جدول ۵-۲- مشخصات کمپرسور یک مرحله‌ای ۱۰۲
- جدول ۵-۳- مقادیر پارامترهای کارایی پیش بینی شده توسط مدل سازی برای کمپرسور یک مرحله‌ای ۱۰۶
- جدول ۵-۴- مشخصات کمپرسور گاز طبیعی مورد استفاده برای اعتباری بخشی [۹۲] ۱۰۷
- جدول ۵-۵- مشخصات گاز طبیعی مورد استفاده برای اعتبار بخشی [۹۲] ۱۰۸
- جدول ۵-۶- مشخصات کمپرسور دو مرحله‌ای ۱۰۹
- جدول ۵-۷- مشخصات خنک کن میانی مورد استفاده برای شبیه سازی ۱۰۹
- جدول ۵-۸- پارامترهایی کارایی پیش بینی شده توسط مدل برای کمپرسور دو مرحله‌ای ۱۱۶
- جدول ۵-۹- پارامترهایی کارایی پیش بینی شده توسط مدل برای کمپرسور دو مرحله‌ای برای دماهای
دماهای مختلف محیط ۱۱۹
- جدول ۵-۱۰- ترکیبات مختلف گاز ۱۲۰
- جدول ۵-۱۱- پارامترهایی کارایی پیش بینی شده توسط مدل برای کمپرسور دو مرحله‌ای برای ترکیبات
مختلف گاز ۱۲۲
- جدول ۵-۱۲- مشخصات کمپرسور دو طرفه ۱۲۳
- جدول ۵-۱۳- ترکیب گاز در کمپرسور دو طرفه ۱۲۴
- جدول ۵-۱۴- نرخ تولید آنتروپی در کمپرسور دو طرفه ۱۳۴
- جدول ۵-۱۵- مشخصات کمپرسور مورد استفاده برای مدل سازی عیب یابی کمپرسور ۱۳۶

فهرست علائم

تعداد مول‌ها در مخلوط گاز	n	سطح (m^2)	A
سرعت چرخشی (rpm)	N	ضریب دوم ویریا	B
عدد پرانتل	Pr	ظرفیت گرمایی گاز (J/K)	C_g
انتقال حرارت (J)	Q	کمترین ظرفیت گرمایی (J/K)	C_{min}
کوادراتیو	Q	ظرفیت گرمایی ویژه فشار ثابت (J/kg K)	C_p
نرخ انتقال حرارت (W)	\dot{Q}	ظرفیت گرمایی ویژه حجم ثابت (J/kg K)	C_v
فشار گاز (Pa)	P	ظرفیت گرمایی مولار در حجم ثابت	$C_{m,v}$
نسبت تراکم	r_c	ظرفیت گرمایی مولار ایده‌ال در حجم ثابت	$C_{m,vI}$
شعاع لنگ (m)	r	ظرفیت گرمایی مولار ایده‌ال در فشار ثابت	$C_{m,pI}$
ثابت جهانی گاز (J/kg K)	\bar{R}	قطر سیلندر (m)	D
ثابت گاز (J/kg K)	R	قطر دریچه ورود و خروج (m)	d
مقاومت حرارتی (m/K)	R	قطر داخلی لوله مبدل (m)	d_i
عدد رینولدز	Re	قطر خارجی لوله مبدل (m)	d_o
کورس پیستون (m)	S	انرژی (J/kg K)	E
نرخ تولید آنتروپی	\dot{S}_{gen}	پارامتر انرژی برهمکنشی ضریب دوم ویریا	E_{ij}
آنتروپی ویژه (J/kg K)	s	نیرو (N)	F
فاصله بین فین‌های کولر هوایی (m)	s	نیروی وارد بر سوپاپ (N)	F_g
آنتروپی ویژه حالت مرجع (J/kg K)	s_0	پارامتر دودویی موقعیت یا جهت ذرات	G_{ij}
دما (K)	T	پارامتر موقعیت	G
دما حالت مرجع (K)	T_0	جاذبه زمین (m/s^2)	g

زمان (s)	t	آنتالپی (J/kg K)	h
ضریب انتقال حرارت کلی (J/m ² K)	U	ضریب انتقال حرارت جابجایی (J/m ² K)	h
پارامتر انرژی	U	جابجایی سوپاپ (m)	h
انرژی داخلی ویژه (J/kg K)	u	آنتالپی ویژه حالت مرجع (J/kg K)	h_0
پارامتر برهمکنش دودویی	U_{ij}	بیشترین جابجایی سوپاپ (m)	h_{max}
سرعت گاز (m/s)	V	جابجایی سوپاپ برای پیش بارگذاری (m)	h_{pl}
سرعت گاز (m/s)	V	نسبت گرمای ویژه	γ
حجم لحظه‌ای درون سیلندر (m ³)	V_c	ضریب ثابت فنر (N/m)	k
کار (J)	W	پارامتر سایز مخلوط	K
عرض رینگ (m)	w	ضریب انتقال حرارت رسانایی (J/mK)	K
توان ایزنتروپیک (W)	W_p	پارامتر برهمکنش اجزا	K_{ij}
کار اصطکاکی (J)	$W_{friction}$	طول شاتون (m)	l
جابجایی پیستون (m)	x_p	جرم مولکولی گاز	M
طول اولیه حجم مرده (m)	x_0	جرم گاز (kg)	m
ضریب تراکم‌پذیری گاز	Z	جرم سوپاپ ورودی (kg)	M_{vs}
یک خاصیت ترمودینامیکی	z	جرم سوپاپ خروجی (kg)	M_{vd}
		تعداد واحد انتقال در مبدل‌های حرارتی	NTU

علائم یونانی

سرعت دورانی (rad/s)	ω_g	ضریب نیم تجربی سطح	α
سرعت زاویه‌ای (rad/s)	ω	ضریب تراکم	ε_c
ضریب توان ایزنتروپیک	γ	بازده حجمی ایده‌ال	η_{iv}

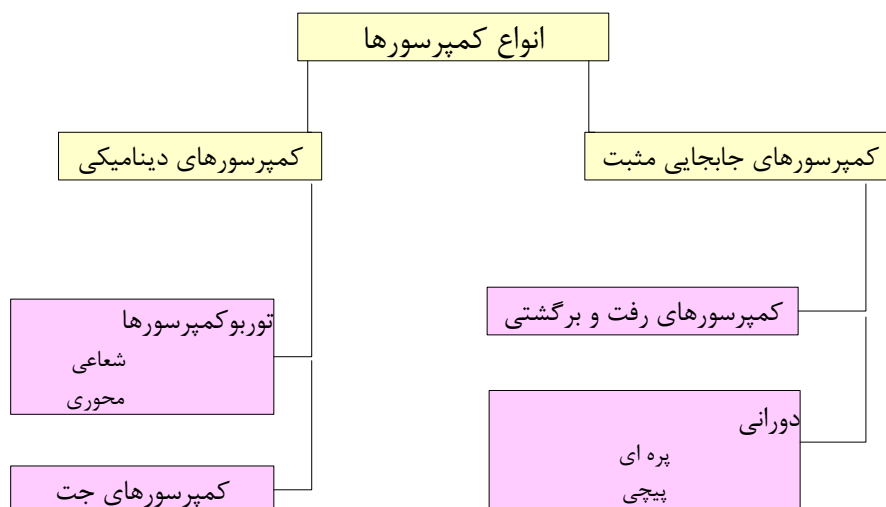
جرم حجمی (kg/m^3)	ρ	بازده حجمی واقعی	η_{av}
		زاویه لنگ (rad)	θ
زیرنویس‌ها			
نشستی ورودی	li	محیط	a
نشستی خروجی	le	سیلندر	c
خروج از سیلندر	out	کندانسور	con
محفظه دمش	pd	حجم کنترل	cv
محفظه مکش	ps	دمش	d
ورودی محفظه دمش	spd	خروجی سیلندر	dc
ورودی محفظه مکش	sps	خروجی محفظه دمش	dpd
بدنه کمپرسور	shell	اوپراتور	eva
بالا دست جریان	up	ورودی	in
بدنه کمپرسور	shell	تعداد عناصر موجود در گاز	j

۱- فصل اول: مقدمه

۱-۱ کلیات

سیال عامل در سیکل‌ها و فرایندهای ترمودینامیکی برای انتقال انرژی، معمولاً گازها می‌باشند. مقدار زیادی کار بر واحد جرم به‌وسیله گاز، به دلیل تراکم‌پذیری بالای آن نسبت به حالت دیگر ماده، می‌تواند منتقل شود. برای فرایندهایی که با انتقال کار در ارتباط می‌باشند، بدلیل تغییر حجم مستلزم تغییرات در سایر خواص مثل فشار، دما، آنتالپی و آنترپی است. تغییر حجم، تراکم یا انبساط، به‌وسیله ماشین‌های تراکمی یا انبساطی انجام می‌شود. اگر افزایش فشار و یا کاهش حجم کم باشد، به این ماشین‌ها فن یا دمنده می‌گویند. اگر هدف کاهش و نگه‌داشتن فشار قسمت مکش باشد، به آنها پمپ‌های خلاء می‌گویند.

در کمپرسورها کار به گاز منتقل می‌شود. انتقال کار می‌تواند با کاهش حجم سیال، در یک محفظه با تغییر ابعاد آن، صورت گیرد. همچنین کمپرسورها می‌تواند با افزایش سرعت سیال (افزایش انرژی سینماتیکی سیال)، پس از عبور از یک دیفیوزر و افزایش فشار آن، کار را منتقل کرد. بر همین اساس کمپرسورها به دو گروه اصلی، کمپرسورهای جابجایی مثبت و کمپرسورهای دینامیکی تقسیم‌بندی می‌شوند. در کمپرسورهای جابجایی مثبت انرژی به‌صورت متناوب یا پرپودیک منتقل می‌شود. همه کمپرسورهای جابجایی مثبت دارای حجم مرده می‌باشند که گاز با فشار خروجی، در پایان مرحله تخلیه، در آن باقی می‌ماند. در کمپرسورهای رفت و برگشتی ممکن است حجم مرده زیاد باشد ولی با انبساط آن به فشار ورودی، کار مصرف شده برای آن بازیابی می‌شود. ولی برای کمپرسورهای پیچی با انبساط گاز حجم مرده از فشار خروجی به فشار ورودی، کار مصرف شده بازیابی نمی‌شود. از کمپرسورهای جابجایی مثبت برای ایجاد نسبت فشار بالا و دبی کم استفاده می‌شود. در کمپرسورهای دینامیکی انتقال انرژی به سیال به‌صورت پیوسته است. از این کمپرسورها در نسبت فشار پایین و دبی بالا استفاده می‌شود. در هر گروه انواع متنوعی از کمپرسورها وجود دارند که در شکل ۱-۱ نشان داده شده است.



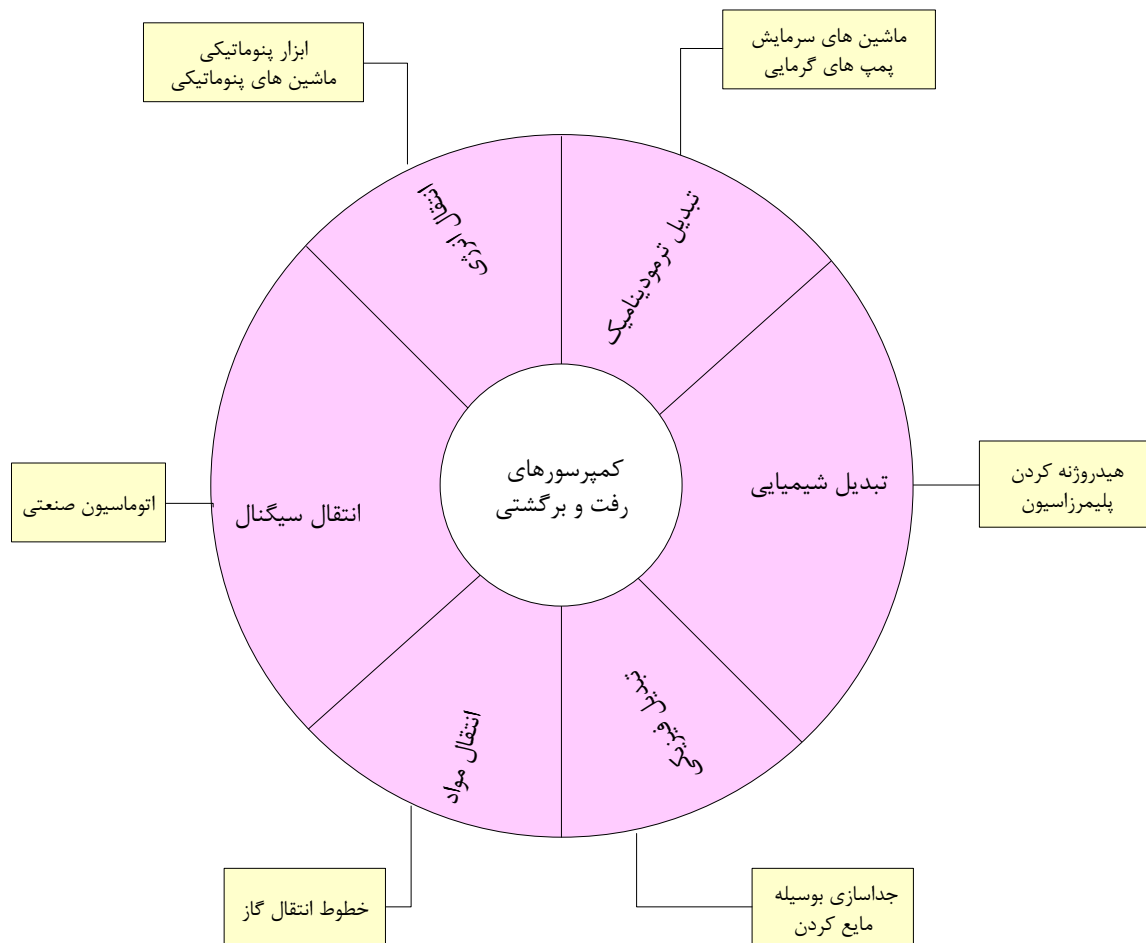
شکل ۱-۱-۱- انواع مختلف کمپرسورها [۱]

۱-۱-۱- کمپرسورهای رفت و برگشتی

هدف این رساله بررسی پرکاربردترین کمپرسور یعنی کمپرسورهای رفت و برگشتی است. کمپرسورهای رفت و برگشتی کاربرد زیادی در صنایع و مصارف خانگی دارند. بعضی از این کاربردها در شکل ۱-۲ نشان داده شده است.

کاربردهای متفاوت کمپرسورهای رفت و برگشتی، باعث بوجود آمدن کمپرسورهایی با کاربرد خاص شده است که بیشترین آن مربوط به کمپرسورهای یخچال و هوا می باشند. در زمینه های دیگر مصرف مثل صنایع شیمیایی و گاز، کمپرسورهای رفت و برگشتی عظیم با تعداد تولید کم و با توجه به تقاضا و نیاز مشتری ساخته می شوند. با معرفی گاز طبیعی به عنوان سوخت خودروها در سیستم حمل و نقل، کاربرد جدیدی برای کمپرسورهای رفت و برگشتی ایجاد شده است. با کمبود منابع انرژی و قیمت بالای آن و همچنین با توجه به شرایط زیست محیطی، گاز طبیعی به عنوان یک جانشین مناسب برای سوخت مایع در نظر گرفته شده است. برای استفاده از گاز طبیعی برای سوخت خودروها، ابتدا باید دانسیته انرژی با فشرده کردن گاز، افزایش یابد. برای این منظور از کمپرسورهای رفت و برگشتی در جایگاه های سوخت گاز طبیعی استفاده

می‌شود. کمپرسورهای جایگاه‌های گاز طبیعی چندمرحله‌ای بوده و معمولاً دارای توان ۲۵ تا ۲۵۰ اسب بخار می‌باشند [۲].



شکل ۱-۲- کاربردهای کمپرسور رفت و برگشتی [۱]

همچنین در صنعت فرایندی و انتقال گاز از کمپرسورهای رفت و برگشتی به‌طور گسترده مورد استفاده قرار می‌گیرند. استفاده از این کمپرسورها بخصوص بعد از جنگ جهانی دوم برای انتقال گاز در ایالات متحده گسترش یافت. این کمپرسورها ابتدا با دور ۱۸۰ RPM و توان ۵۰۰ تا ۷۵۰ اسب بخار بودند. با افزایش مصرف گاز، کمپرسورهایی با سرعت و توان بیشتر مورد نیاز بود. به همین دلیل نسل دوم کمپرسورها با دور کمتر از ۳۰۰ RPM و توان ۱۵۰۰ تا ۲۵۰۰ اسب بخار توسعه داده شد. برای کاهش هزینه عملیاتی، این صنعت به سمت استفاده از کمپرسورهایی با توان و دور بالاتر پیش رفت. به همین دلیل نسل سوم

کمپرسورها با دور ۵۰۰ RPM تا ۱۰۰۰RPM و توان ۸۰۰۰ تا ۱۰۰۰۰ اسب بخار عرضه شد، شکل ۱-۳ [۳].



شکل ۱-۳- نسل سوم کمپرسورهای رفت و برگشتی مورد استفاده در صنعت گاز [۳]

۱-۱-۲ ویژگی‌های کمپرسور رفت و برگشتی

مشخصه کارکرد کمپرسورهای رفت و برگشتی به صورت زیر است:

الف- حجم سیلندر به طور متناوب و کنترل شده به وسیله پیستون افزایش و کاهش می‌یابد.

ب- ورود و خروج گاز به وسیله سوپاپ‌ها که در بازه زمانی مشخص باز و بسته می‌شوند.

بنابراین عناصر ساختاری اصلی یک کمپرسور رفت و برگشتی به صورت زیر است.

۱- مکانیزمی که توان را از شفت به پیستون انتقال دهد.

۲- یک سیلندر با حرکت رفت و برگشت پیستون که با نشت بندهای مختلف تجهیز شده و دارای مسیر برای ورود

و خروج گاز به سیلندر است.

۳- سوپاپ‌های برای باز و بسته کردن مسیرهای ورود و خروج گاز به سیلندر.

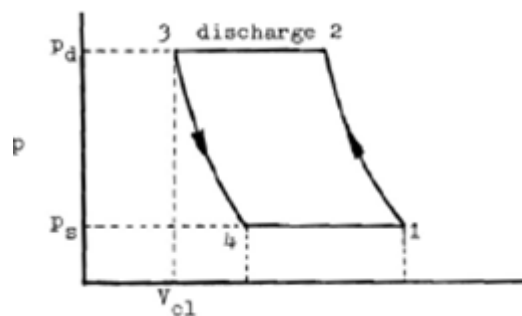
بنابراین عملکرد یک کمپرسور می‌تواند برحسب چهار فرایند ترمودینامیکی مجزا که به صورت ایده‌ال فرض می‌شود (شکل ۱-۴) بیان شود. این چهار فرایند عبارت‌اند از:

۲-۱- فرایند تراکم

۳-۲- فرایند تخلیه

۴-۳- فرایند انبساط

۱-۴- فرایند مکش



شکل ۱-۴- نمودار P-V در حالت ایده‌ال برای کمپرسور رفت و برگشتی

۲-۱- ضرورت انجام تحقیق

معمولاً از پارامترهای ظرفیت^۱، بازده کمپرسور^۲، توان اندیکاتوری^۳ و توان ترمزی^۴، و بازده حجمی^۵، برای توصیف کارایی کمپرسورهای رفت و برگشتی استفاده می‌شود. از این پارامترها معمولاً برای تعیین عملکرد کمپرسورها و یا استهلاک کمپرسورها استفاده می‌شود. کارایی کمپرسور می‌تواند برای کمپرسور به صورت مجزا، یا فلنج تا فلنج و یا به صورت مجموعه کامل سیستم کمپرسور و تجهیزات متصل به آن (مخازن و لوله‌های متصل به آن) محاسبه شود. محاسبه کارایی با توجه به اهداف محاسبه، کاربرد و فوائد خاص خود را دارد. اگر هدف محاسبه، تعیین مشخصات کمپرسور که به وسیله سازنده تحویل می‌گردد باشد، بررسی

¹ Capacity

² Compressor efficiency

³ Indicated power

⁴ Brake power

⁵ Volumetric efficiency

کمپرسور به صورت مجزا باید انجام پذیرد. که در این حالت کارایی کمپرسور شامل کارایی ماشینی است که بین فلنج ورودی و خروجی هر سیلندر کمپرسور قرار دارد. و در نتیجه اثرات فیلتر آکوستیک و لوله و سایر تجهیزاتی که در بیرون نازل است، در نظر گرفته نمی شود. اگر اثرات این تجهیزات بر کارایی کمپرسور مؤثر باشند، باید در محاسبات وارد گردند.

همچنین در بسیاری از کاربردهای صنعتی، صنایع گاز و پتروشیمی به دلیل نسبت فشار بالا، از کمپرسورهای رفت و برگشتی چندمرحله‌ای استفاده می شود. برای تعیین فشارهای میانی در کمپرسورهای چند مرحله‌ای، عوامل مختلفی مثل دمای مجاز گاز خروجی از هر مرحله، توانایی ایجاد نسبت فشار با توجه به مقدار حجم مرده و همچنین بازده مؤثر می باشند. اگر دمای گاز خروجی از کمپرسور بیشتر از مقدار نرمال باشد، باید از کمپرسورهای چندمرحله‌ای استفاده کرد. در طراحی اولیه برای تعیین تعداد مراحل کمپرسور از دمای خروجی ایزنتروپیک استفاده می شود ولی اگر تعداد مشخص مراحل شرایط تقریباً یکسانی ایجاد کنند باید دمای خروجی واقعی محاسبه شود.

در کمپرسورهای چندمرحله‌ای از خنک کننده‌های میانی استفاده می شود. با استفاده از این روش، با افزایش تعداد مراحل می توان بازده کمپرسور را افزایش داد. زیرا با استفاده از این روش فرایند تراکم به فرایند دما- ثابت نزدیک می شود و در نتیجه به مقدار توان کمتری برای متراکم کردن گاز مورد نیاز است. البته با زیاد کردن تعداد مراحل، هزینه خنک کننده میانی و لوله کشی‌ها بالا می رود که از لحاظ اقتصادی بر طراحی کمپرسور اثر می گذارد.

در بیشتر مطالعات قبلی بیشتر خود کمپرسور برای مدل سازی مدنظر بوده و اثرات محفظه‌های مکش و دمش در نظر گرفته نشده است. همچنین در بسیاری از این مطالعات سیال عامل را گاز ایده‌ال در نظر گرفته‌اند. همچنین در کارهای گذشته سعی شده است که به کمپرسورهای با تعداد تولید فراوان، مثل کمپرسورهای یخچال خانگی و یا هوا، که معمولاً یک مرحله‌ای می باشند پرداخته شود و در نتیجه به کمپرسورهای با نسبت فشار بالا که چندمرحله‌ای می باشند و به صورت سفارشی برای کاربرد خاص در صنایع

مختلف مثل گاز و پتروشیمی مورد استفاده قرار می‌گیرد، کمتر پرداخته شده است. بنابراین در این تحقیق سعی شده است به مدل‌سازی کمپرسورهای چندمرحله‌ای پرداخته شود. همچنین در این تحقیق سیال عامل گاز واقعی در نظر گرفته می‌شود تا پارامترهای کارایی کمپرسور بهتر تعیین گردند. با این کار در مقدار توان موردنیاز محاسبه شده برای کمپرسورهای صنعتی چندمرحله‌ای، که مقدار توان ورودی آنها بسیار بالا می‌باشد، خطای کمتری دارد. سیال عامل مورد مطالعه در این تحقیق گاز طبیعی می‌باشد که در مدل‌سازی‌های قبلی، به دلیل کاربرد خاص آن، کمتر مورد توجه بوده است.

یکی از مشکلات کمپرسور در زمان بهره‌برداری توقف کمپرسور است. طبق آمارهایی که از کل کشورها گرفته شده است، علت ۳۶٪ از توقف کمپرسورهای رفت و برگشتی، خرابی سوپاپ‌ها است [۳]. بنابراین تشخیص درست و بهنگام این خرابی، بخصوص در صنایع بزرگ و فرایندی، برای کاهش هزینه توقف تولید بسیار مهم است. در این پایان‌نامه سعی شده است با استفاده از مدل‌سازی صفر بعدی روشی برای پیش‌بینی و تشخیص این خرابی توسعه داده شود.

در ادامه این رساله، در فصل دوم به انواع مختلف مدل‌سازی و کارهای انجام شده در این باره پرداخته می‌شود. در فصل سوم مدل‌سازی پیشنهادی و روابط مورد استفاده برای کمپرسورهای رفت و برگشتی یک مرحله‌ای و دومرحله‌ای آورده شده است. همچنین قانون اول و دوم ترمودینامیک برای بررسی کمپرسور دوطرفه توسعه داده شد. همچنین در این بخش روابط لازم برای مدل‌سازی عیب‌یابی کمپرسور ارائه شده است. در فصل چهارم معادله حالت AGA8 معرفی و روش‌های محاسبه خواص ترمودینامیک گاز طبیعی با استفاده از این معادله حالت ارائه خواهد شد. در فصل پنجم نتایج مربوط به این تحقیق ارائه شده است. در این بخش ابتدا کمپرسورهای یک مرحله‌ای با سیال عامل گاز طبیعی (گاز به صورت مدل ایده‌ال و واقعی) مدل‌سازی می‌شود. سپس به مدل‌سازی کمپرسورهای دومرحله‌ای با سیال عامل گاز طبیعی (گاز به صورت مدل ایده‌ال و واقعی) پرداخته می‌شود تا مقدار تأثیر نوع مدل سیال، واقعی یا ایده‌ال، بر دبی جرمی و توان موردنیاز آنها محاسبه گردد. سپس به تحلیل قانون اول و دوم کمپرسور دوطرفه پرداخته می‌شود تا عامل

بازگشت‌ناپذیری‌ها در این کمپرسورها بررسی شود. سپس به بررسی کمپرسور با شکستگی سوپاپ‌های ورودی و خروجی پرداخته می‌شود تا روشی برای عیب‌یابی کمپرسورها توسعه داده شود.

۲- فصل دوم: مروری بر تحقیقات پیشین

مدلسازی کمپرسورهای رفت و برگشتی دارای قسمت‌های مختلف است. این مدلسازی بدون شناخت طبیعت و اهداف مدلسازی امکان‌پذیر نیست. برای مدلسازی ارتعاشاتی به دینامیک و اجزا محدود نیاز می‌باشد. مکانیک مواد و تئوری خستگی برای مدلسازی تنش بکار می‌رود. برای مدلسازی شیرها از دینامیک سیال، دینامیک جامد و آکوستیک استفاده می‌شود. برای مدلسازی حجم-فشار کمپرسور از دینامیک سیال و ترمودینامیک استفاده می‌شود که برای تعیین پارامترهای کارایی کمپرسور شامل ظرفیت، بازده و توان مصرفی استفاده می‌شود. کمپرسورها به‌طور وسیع در منازل و صنعت مورد استفاده قرار می‌گیرد. قسمت عمده انرژی در بخش خانگی مربوط به کمپرسورهای یخچال‌ها و وسایل تهویه مطبوع می‌باشند. در فرایندهای صنعتی نیز هزینه انرژی مهمترین قسمت هزینه عملیاتی است. بنابراین بررسی کمپرسورهای رفت و برگشتی برای کاهش توان مصرفی و انرژی مهم است. برای مدلسازی کمپرسور جهت تعیین پارامترهای کارایی روش‌های مختلفی وجود دارد. این مدلسازی‌های ریاضی به سه گروه شامل روش چندجمله‌ای، نیمه تجربی و تحلیل کامل تقسیم می‌شوند.

در روش چندجمله‌ای، رابطه‌ای به‌وسیله داده‌های کالیبرومتری ارائه می‌گردد که دارای معنی فیزیکی خاصی ندارد و در خارج از شرایط ذکر شده برای آزمون قابل استفاده نیست [۴][۵].

۲-۲ روش نیمه تجربی

رویکرد نیمه تجربی ترکیبی از روش چندجمله‌ای و روابط ساده ترمودینامیکی است. در این روش نیز از نتایج کالیبرومتری برای تعیین ضرایب استفاده می‌شود. ولی به دلیل استفاده از مفاهیم فیزیکی می‌توان از این روابط برای شرایط وسیع‌تری مثل مدلسازی دینامیکی سیکل نیز استفاده کرد و نیاز به اطلاعات اولیه زیادی ندارد. بنابراین نتایج حاصل از این مدلسازی معمولاً دقیق نبوده و این رویکرد در تفسیر فیزیکی بعضی نتایج مشکل دارد. پارامترهای مختلفی مثل دبی جرمی، توان، دمای گاز

خروجی را می توان به وسیله این مدل سازی کرد. در این مدل سازی بازده حجمی و بازده کمپرسور دوپارامتر بسیار مهم می باشند. که در تحقیقات زیادی به آن پرداخته شده است. [۶] و [۷] بازده حجمی ایده آل برای یک کمپرسور رفت و برگشتی با نسبت حجم مرده C به صورت زیر آمده است:

$$\eta_{vi} = 1 - c \left[\left(\frac{p_d}{p_s} \right)^{1/\gamma} - 1 \right] \quad (1-2)$$

که p_s و p_d فشارهای خروجی و ورودی کمپرسور می باشند. γ ضریب ایزنتروپیک گاز است. سپس بازده حجمی واقعی را بر حسب نسبت فشار خروجی به ورودی به صورت زیر محاسبه می کنند [۶].

$$\frac{\eta_{va}}{\eta_{vi}} = a + b \left(\frac{p_d}{p_s} \right) \quad \eta_{va} = f(p_s, p_d, \eta_{vi}) \quad (2-2)$$

در معادله (۱-۲) می توان از ضریب پلی تروپیک استفاده کرد و بازده حجمی واقعی را مستقیماً با محاسبه ضریب پلی تروپیک محاسبه کرد [۸]. همچنین تعدادی از محققان با استفاده از معادله (۲-۱) و افت فشار در سوپاپ ورودی، رابطه زیر را پیشنهاد کردند [۹][۱۰][۱۱].

$$\eta_{va} = a + b \left[\left(\frac{p_d}{p_s(1-dp)} \right)^{1/\gamma} \right] \quad (3-2)$$

که مقادیر مجهول a ، b و dp با استفاده از نتایج آزمایشگاهی محاسبه می شود.

توان ایزنتروپیک کمپرسور رفت و برگشتی با توجه $pv^\gamma = cte$ ، در یک سیکل به صورت زیر محاسبه می شود.

$$w_s = p_s v_s \frac{\gamma}{\gamma-1} \left[\left(\frac{p_d}{p_s} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} - 1 \right] \quad (4-2)$$

کار واقعی کمپرسور را برحسب تابعی خطی از کار ایزنتروپیک^۱ [۶] می‌توان محاسبه کرد. کار واقعی کمپرسور بدون در نظر گرفتن اتلافات ثابت (اتلافات الکترومکانیکال)، w_{loss} ، [۸][۱۱] و با در نظر گرفتن اتلافات ثابت [۹] و با تعریف بازده کارایی کلی، η_{all} ، تعریف کرد.

$$w_a = \frac{w_s}{\eta_{all}} \quad (۵-۲)$$

$$w_a = \frac{w_s}{\eta_{all}} + w_{loss} \quad (۶-۲)$$

بازده کارایی کلی حاصل ضرب بازده الکتریکی موتور، بازده مکانیکی و بازده ایزنتروپیک است. این بازده را می‌توان برحسب تابعی از فشار ورودی و فشار خروجی کمپرسور محاسبه کرد.

$$\eta_{all} = f(p_s, p_d) \quad (۷-۲)$$

برای تعیین دمای گاز خروجی، از معادله انرژی برای کمپرسور استفاده می‌شود.

$$w_a = \dot{m}(h_d - h_s) + \dot{Q}_{amb} \quad (۸-۲)$$

که انتقال حرارت از کمپرسور به محیط به صورت زیر محاسبه می‌شود.

$$\dot{Q}_{amb} = UA_{shell}(T_{shell} - T_{amb}) \quad (۹-۲)$$

برای محاسبه دمای خروجی با استفاده از معادله (۷-۲)، ابتدا باید دمای بدنه کمپرسور، T_{shell} ، محاسبه شود. دمای بدنه کمپرسور تابعی از دمای گاز ورودی، دمای گاز خروجی، فشار گاز ورودی، فشار گاز خروجی و یا نسبت فشار خروجی به فشار ورودی است (جدول ۲-۱).

جدول ۲-۱- روابط دمای بدنه کمپرسور

$T_{shell} = a + bT_d$	کیم و بولارد [۱۲]
$T_{shell} = a + bT_{eva} + cT_{con}$	داپرز و همکاران [۱۳]
$T_{shell} = a + b \frac{p_d}{p_s} + \frac{c}{p_d}$	لی [۹]

¹ Isentropic work

۲-۳ تحلیل کامل

معادلات حاکم برای سامانه‌های ترمودینامیکی و جریان‌های سیال را می‌توان با توجه به اهداف مدل‌سازی به روش‌های مختلف و با تقریب‌های متفاوت مدل‌سازی کرد. معادلات حاکم می‌تواند به صورت پایا یا غیر پایا، لزج یا غیر لزج، چندبعدی یا صفر بعدی، و یا به صورت ایده‌ال یا واقعی مورد بررسی قرار گیرد. معادلات غیر پایا برای توصیف پدیده‌هایی که با زمان تغییر می‌کند مورد استفاده قرار می‌گیرد. معادلات پایا برای تعیین متغیرهایی که به زمان وابسته نمی‌باشند مورد استفاده قرار می‌گیرد که دارای ساختار بسیار ساده‌تری است. در سامانه‌هایی که ویسکوزیته و ضریب هدایت گرمایی قابل توجه می‌باشند، پدیده‌های توربولانس و تنش برشی با استفاده از معادلات لزج مورد بررسی قرار می‌گیرد. برای سامانه‌هایی که سیال به اندازه کافی رقیق باشد که بتوان از تنش برشی صرف‌نظر کرد، فرض سیال غیر لزج مورد استفاده قرار می‌گیرد. سیستم جریان سیال را می‌توان به وسیله قوانین بقای جرم، اندازه حرکت و انرژی بیان کرد. کلی‌ترین حالت این معادلات که برای جریان لزج بکار می‌رود شامل قانون اول ترمودینامیک، معادله پیوستگی و معادلات ناویر استوکس است. برای جریان غیر لزج معادلات ناویر استوکس به معادلات اوپلر معروف است. در حالت کلی، معادلات حاکم در کمپرسور به صورت ناپایا، غیر لزج و چندبعدی است.

۲-۳-۱ مدل‌سازی سه‌بعدی

معادلات بقا برای حجم کنترل شامل قانون بقای جرم، اندازه حرکت و انرژی می‌باشند. معادلات بقا شامل پنج معادله می‌باشند، در صورتیکه تعداد مجهولات شش عدد (سرعت در سه جهت، جرم حجمی، دما و فشار) می‌باشند. بنابراین برای ایجاد جواب مشخص و واحد، وجود معادله حالت ضروری می‌باشد. قوانین بقا و معادلات حالت، معادلات دیفرانسیل جزئی که به یکدیگر وابسته می‌باشند را ایجاد می‌کند. طبیعت غیرخطی این معادلات، باعث مشکلات بسیاری در حل عددی آن‌ها می‌شود. مهمترین عامل غیرخطی ترم جابجایی در معادله اندازه حرکت است. این عامل غیرخطی باعث ایجاد

ناپایداری لحظه‌ای، که آشفتگی^۱ نامیده می‌شود، می‌گردد. همچنین حاصل ضرب غیرخطی سرعت و جرم حجمی باعث ناپیوستگی در حل‌های سرعت، فشار و دما می‌شود که به آن موج فشاری^۲ گفته می‌شود. در نتیجه برای حل معادلات سه‌بعدی نیاز به الگوریتم‌های عددی پیچیده است. برای مدل سازی جریان سه‌بعدی از DNS^۳، RANS^۴ و LES^۵ استفاده می‌شود. در مدل‌سازی سه‌بعدی به وسیله حل عددی معادلات حاکم، توزیع سرعت، دما، جرم حجمی و فشار در کل محیط مسئله بدون نیاز به اطلاعات تجربی (به جز توابع و مقادیر ثابت در مدل‌های آشفتگی) محاسبه می‌شود.

شبهه‌سازی سه‌بعدی برای کمپرسورهای رفت و برگشتی برای مدل‌سازی محفظه سیلندر مورد استفاده قرار گرفته است [۱۴]. در مدل‌سازی آن‌ها تعداد شبکه ۲۲۰۳۵ تا ۱۰۲۲۹۵ عدد که مدت زمان محاسبه آنها تا ۲/۵ روز طول کشید. یاسر و کوکاس [۱۵] کمپرسورهای هرمتیک را به وسیله کد KIVA-3D مدل‌سازی کردند. این کد برای مدل‌سازی موتورهای احتراق داخلی توسعه داده شده است. استفاده از این کد برای مدل‌سازی کمپرسورهای رفت و برگشتی به دلیل پیچیدگی ساختار سوپاپ‌ها در کمپرسورها با مشکلاتی همراه است. نتایج نشان می‌دهد که طراحی سوپاپ‌ها و محفظه ورودی بر اختلاف فشار دریچه ورودی و محفظه سیلندر مؤثر است. همچنین با افزایش دور کمپرسور فشار داخل محفظه کمپرسور کمتر شده و احتمال بسته شدن ناخواسته سوپاپ‌ها را کاهش می‌دهد. پیرا و همکاران [۱۶] برای اصلاح سیستم‌های مکش و دمش کمپرسورهای رفت و برگشتی، کمپرسور هرمتیک را مدل‌سازی کردند و ائتلاف انرژی را در مافلرها و سوپاپ‌ها محاسبه کردند. برای انجام این مدل‌سازی سیستم مکش (سوپاپ و محفظه مکش)، دمش و محفظه سیلندر برای شبهه‌سازی مورد استفاده قرار گرفته است. با اصلاح مافلر ورودی و سوپاپ خروجی بازده کمپرسور افزایش قابل توجهی

¹ Turbulence

² Shock waves

³ Direct numerical simulation

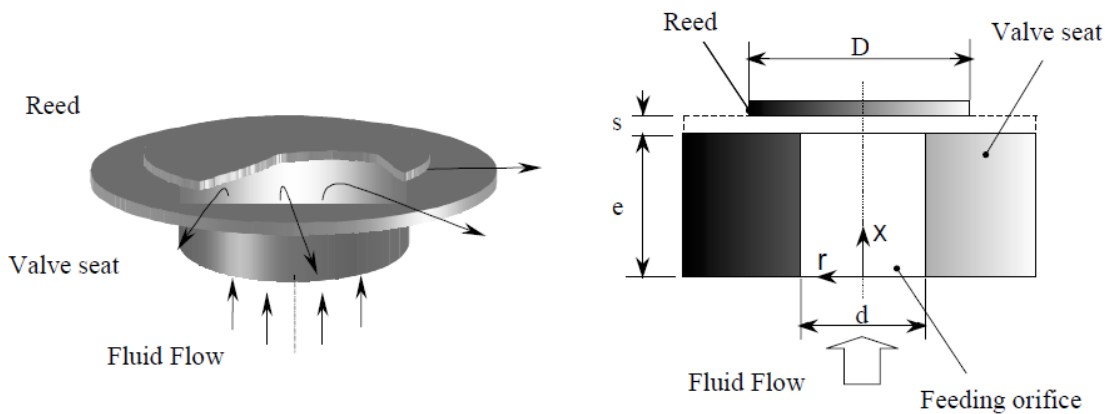
⁴ Reynolds average flow equation

⁵ Large Eddy Simulation

پیدا کرد. زاهو و همکاران [۱۷] کمپرسور دو طرفه را مدلسازی کردند تا برهمکنش نوسانات فشار و حرکت سوپاپ را بررسی کنند.

۲-۳-۲ مدل‌سازی دوبعدی

از این مدل‌سازی غالباً برای شبیه‌سازی سیستم سوپاپ‌ها مورد استفاده قرار گرفته است. سیستم سوپاپ کمپرسور (کمپرسور سیستم سرمایشی)، به‌وسیله دیفیوزر شعاعی (شکل ۲-۱) شبیه‌سازی شد [۱۸]. در این مدل‌سازی مختصات استوانه‌ای بوده و سیال در جهت r و z مورد تحلیل قرار گرفت. جریان آشفته با استفاده از حجم کنترل محدود و LES مدل‌سازی و با نتایج آزمایشگاهی مقایسه گردید. مدل‌سازی آن‌ها نشان داد که این روش نسبت به $k-\epsilon$ ساده‌تر و هزینه محاسباتی کمتری دارد.



شکل ۲-۱- نمای شماتیک سوپاپ مورد استفاده در روش محاسباتی [۱۸]

رواریس و دسچامپس [۱۹] از LES برای پیش‌بینی کارایی کمپرسور رفت و برگشتی استفاده کردند. در این مدل‌سازی LES برای جریان آشفته و تراکم‌پذیر در سیستم سوپاپ خروجی مورد استفاده قرار گرفت. برای بقیه قسمت‌های کمپرسور از روش انتگرالی، دبی جرمی مؤثر و سطح جریان برای محاسبه دبی جرمی سوپاپ ورودی، مورد استفاده قرار گرفت. این مطالعه نشان داد که از این روش مدل‌سازی برای ساختار پیچیده جریان در سیستم سوپاپ خروجی می‌توان استفاده کرد. بالدوزی و

همکاران [۲۰] کمپرسور دو طرفه را بصورت دو بعدی مدل سازی کردند و با نتایج تجربی مقایسه کردند.

مدل سازی سه بعدی و دوبعدی برای سیستم کنترلی و عیب یابی سیستم کمپرسور و همچنین برای مدل سازی کمپرسور با تجهیزات جانبی مفید نیست. همچنین با توجه به وجود نرم افزارهای تجاری برای مدل سازی، بیشتر توجهات به مدل سازی یک بعدی و صفر بعدی معطوف شده است.

۳-۳-۲ مدل سازی یک بعدی

با توجه به پیچیدگی ها و محاسبات زیاد مدل سه بعدی و دوبعدی، مدل ساده یک بعدی به طور گسترده در شبیه سازی های کمپرسورهای رفت و برگشتی مورد استفاده قرار می گیرد. در جریان یک بعدی واقعی، متغیرهای جریان فقط تابع یک جهت (x) است. بنابراین جریان یک بعدی واقعی برای مواردی که سطح مقطع ثابت باشد، مورد استفاده قرار می گیرد. این محدودیت در مورد مقاطعی که سطح آن به آرامی تغییر می کند، را می توان تعدیل کرد و جریان را در هر مقطع یکسان^۱ فرض می کنیم. به این جریان شبه-یک بعدی^۲ اطلاق می گردد، و برای اینکه پدیده های سه بعدی (تلفات حرارتی و اصطکاک، تغییرات ناگهانی سطح) را بتواند نشان دهد، از روابط تجربی و نیمه تجربی در مدل شبه-یک بعدی استفاده می شود.

معادلات بقای سه بعدی را می توان به شکل یک بعدی به صورت زیر ساده سازی کرد.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} = 0 \quad \text{معادله پیوستگی: (۱۰-۲)}$$

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u^2 + p)}{\partial x} + \rho f = 0 \quad \text{معادله اندازه حرکت: (۱۱-۲)}$$

$$\frac{\partial(\rho e_0)}{\partial t} + \frac{\partial[u(\rho e_0 + p)]}{\partial x} - \dot{q} - \rho = 0 \quad \text{معادله انرژی: (۱۲-۲)}$$

^۱ uniform

^۲ Quasi-one-dimensional

این معادلات را برای در نظر گرفتن تغییر سطوح تدریجی به صورت زیر نوشته می شود.

$$\frac{\partial(\rho A)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u A)}{\partial x} = 0 \quad \text{معادله پیوستگی:} \quad (۱۳-۲)$$

$$\frac{\partial(\rho A u)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho A u^2 + p A)}{\partial x} - p \frac{\partial A}{\partial x} + \rho f A = 0 \quad \text{معادله اندازه حرکت:} \quad (۱۴-۲)$$

$$\frac{\partial(\rho A e_0)}{\partial t} + \frac{\partial[u A (\rho e_0 + p)]}{\partial x} - \dot{q} \rho A = 0 \quad \text{معادله انرژی:} \quad (۱۵-۲)$$

معادلات یک بعدی که در بالا گفته شد، معادلات دیفرانسیل جزئی هایپر بولیک را تشکیل می دهد، که برای حل به روش های عددی نیاز دارد. یکی از روش های مورد استفاده برای حل آنها روش مشخصه^۱ (MOC) است. در روش MOC معادلات دیفرانسیل جزئی به معادلات دیفرانسیل معمولی تبدیل می شود و در طول خط مشخصه حل می گردند. این روش در هنگام انتشار موج های فشاری قوی جواب های خوبی نمی دهد. این ضعف توسط روش تفاضل محدود^۲ و حجم محدود^۳ برطرف گردید. روش تفاضل محدود از معادلات دیفرانسیلی قوانین بقا شروع می شود و از بسط محدود سری تیلور برای تقریب زدن مشتق ها در زمان و مکان استفاده می شود. روش حجم محدود بر پایه فرمول نویسی انتگرالی معادلات بقا است. روش تفاضل محدود، مقادیر را به نقاط شبکه اختصاص می دهد ولی روش حجم محدود مقادیر را به صورت متوسط در حجم شبکه تعریف می کند. این دو روش نسبت به روش مشخصه دقیق تر است.

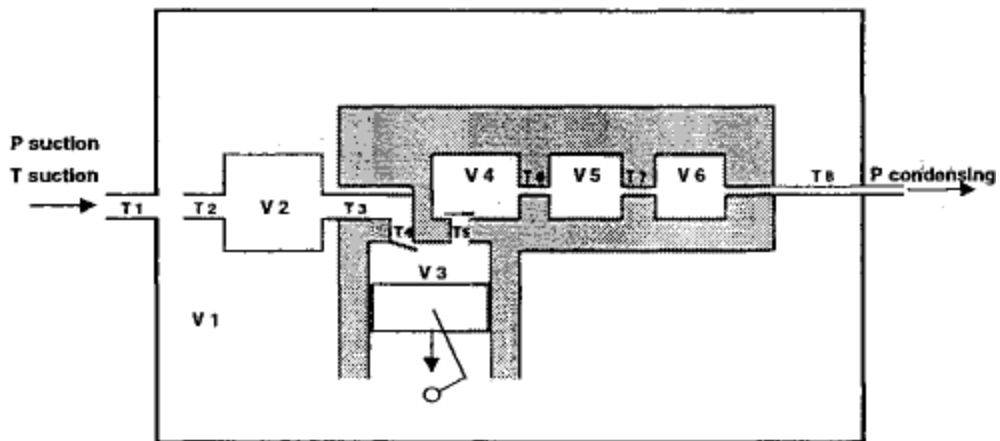
برای مدل سازی یک بعدی کمپرسورهای رفت و برگشتی، کمپرسور را به صورت مجموعه ای از حجم و کانال با سطح متغیر در نظر گرفته می شود [۲۱][۲۲][۲۳]. در این روش محفظه سیلندر، مافله های ورودی و خروجی را محفظه و لوله هایی که آنها را به هم ارتباط می دهند را کانال در نظر می گیرند. بنابراین مسیری که گاز در آن جریان دارد را به مجموعه ای از حجم کنترل های تقسیم بندی می کنند

^۱ method of characteristics

^۲ Finite difference

^۳ Finite volume

و برای هر حجم یک نقطه^۱ به مرکز آن اختصاص می‌دهند (شکل ۲-۲). حجم‌های بزرگ مثل محفظه سیلندر را به‌عنوان یک حجم در نظر می‌گیرند و نمی‌توان به حجم‌های کوچک‌تر تقسیم شود ولی لوله‌های ارتباطی را می‌توان به حجم‌های دلخواه تقسیم‌بندی کرد. برای هر نقطه شبکه مقادیر اسکالر (دما، فشار و جرم حجمی) محاسبه می‌شود.



شکل ۲-۲- شمای ساختاری کمپرسور (V: حجم، T: کانال) [۲۴]

دامل و همکاران [۲۵] کمپرسور هرمتیک یخچال را با گازهای مختلف (R134A, R600, R744) با استفاده از مدل یک‌بعدی مدل‌سازی کردند و با نتایج تجربی مقایسه کردند. مدل‌سازی کمپرسور در زمان روشن و خاموش شدن، به علت بالاتر بودن اندازه زمانی انتقال حرارت نسبت به فیزیک مکانیک، به‌وسیله لینک و دسچامس [۲۶] بررسی شد. در این مطالعه اثرات روشن و خاموش شدن کمپرسور بر حرکت سوپاپ‌ها، که در اتلافات ترمودینامیکی، ارتعاشات و صدا مؤثر می‌باشند، بررسی شد.

۲-۳-۴ مدل‌سازی صفر بعدی (ترمودینامیکی)

روش مدل‌سازی صفر بعدی بر پایه لامپ مکانی سیستم سیال در المان ماکرو است. هدف روش مدل‌سازی صفر بعدی، نشان دادن ورود و خروج جرم و انرژی به‌وسیله معادلات پیوستگی و انرژی در اجزائی که حجم قابل توجهی دارند، است. در این روش مدل‌سازی از معادله اندازه حرکت و در نتیجه

^۱ node

توزیع سرعت صرف نظر می‌شود و در عوض محدودیت‌های جریان با رویکرد شبه-پایا^۱ مدل‌سازی می‌شود. معادلات صفر بعدی جرم و انرژی را می‌توان به‌طور مستقیم از معادلات یک‌بعدی، با فرض اینکه متغیرهای جریان وابستگی مکانی به حجم کنترل ندارند، محاسبه کرد. نادیده گرفتن وابستگی متغیرهای جریان به مکان به این مفهوم می‌باشد که سیال بخوبی با یکدیگر ترکیب می‌شود. در نتیجه متغیر دارای یک مقدار بوده و به مکان درون حجم بستگی ندارد. معادله یک‌بعدی بقای جرم، ۱۳-۲، را می‌توان به صفر بعدی تبدیل کرد.

$$L \frac{d(\rho A)}{dt} = (\rho Au)_{in} - (\rho Au)_{out} \quad 16-2$$

با تعریف حجم ($V = LA$)، جرم حجمی ($\rho = m/V$)، با فرض اینکه سطح مقطع با زمان تغییر نمی‌کند و تعریف دبی جرمی ($\dot{m} = \rho uA$) معادله ۱۶-۲، به‌صورت زیر تعریف می‌شود.

$$\frac{dm}{dt} = \dot{m}_{in} - \dot{m}_{out} \quad \text{معادله پیوستگی:} \quad 17-2$$

با تعریف $h_0 = e_0 + P/\rho$ ، معادله یک‌بعدی بقای انرژی، ۱۴-۲، را می‌توان به صفر بعدی تبدیل کرد.

$$l \frac{d(\rho A e_0)}{dt} = (\rho A u h_0)_{in} - (\rho A u h_0)_{out} - \dot{q} \rho A l \quad 18-2$$

با تعریف جرم حجمی و دبی جرمی، معادله ۱۸-۲، به‌صورت زیر بازنویسی می‌شود.

$$\frac{d(m e_0)}{dt} = (\dot{m} h_0)_{in} - (\dot{m} h_0)_{out} + \dot{Q}_{ht} \quad \text{معادله انرژی:} \quad 17-2$$

در روش مدل‌سازی صفر بعدی، از مدل ترمودینامیکی و قانون اول برای پیش‌بینی تغییرات دما و فشار برحسب زمان یا زاویه لنگ می‌توان استفاده کرد. در ادامه این رساله از اصطلاح مدل‌سازی ترمودینامیکی بجای مدل‌سازی صفر بعدی استفاده می‌شود.

¹ Quasi –steady

روسکوش و همکاران [۲۷] بازده حجمی و ایزنتروپیک کمپرسور یک مرحله ای بوسیله مدل سازی ترمودینامیکی محاسبه کردند و با نتایج تجربی مقایسه کردند. کاوالینی و همکاران [۲۸] کمپرسور هرمتیک را مدل سازی ، و با نتایج تجربی مقایسه کردند. آن‌ها با استفاده از این مدل دبی جرمی مبرد، کار مورد نیاز، انتقال حرارت و بازده را محاسبه کردند. اثرات انتقال حرارت و سوپاپ‌ها بر بازده کمپرسورهای هرمتیک توسط لنگو و کاراسیلو [۲۹] بررسی شد. آنها همچنین اتلافات ناشی از نشتی گاز از بین لقی بین پیستون و بدنه سیلندر را نیز محاسبه کردند. همچنین آنها از معادله حالت گاز واقعی برای مبرد استفاده کردند. الحاج و همکاران [۳۰] برای پیدا کردن نشتی در سوپاپ‌های کمپرسور هوا ، کمپرسور دومرحله‌ای را مدل سازی کردند. آن‌ها برای ایجاد نشتی یک سوراخ کوچک بر روی صفحه سوپاپ ایجاد کردند. با جایگزینی سطح سوراخ بجای سطح مؤثر عبور جریان در سوپاپ، از رابطه دبی جرمی سوپاپ برای محاسبه نشتی استفاده کردند. جیانگمینگ و ویرانگ [۳۱] تنظیم ظرفیت کمپرسور را به وسیله مدل سازی ترمودینامیکی بررسی کردند. آن‌ها در مدل سازی خود گاز را واقعی در نظر گرفتند و از مدل قانون اول و فرایند پلی تروپیک استفاده کردند. فرزانه گرد و همکاران [۳۲] کمپرسورهای رفت و برگشتی هوا را بهینه سازی کرده‌اند. آن‌ها اثرات سرعت زاویه ، حجم مرده، دمای گاز ورودی، سطح مقطع سوپاپ ورودی و خروجی را بر کارایی کمپرسور بررسی کردند. نیازمند [۳۳] کمپرسورهای رفت و برگشتی CNG را با در نظر گرفتن گاز به صورت ایده‌ال و واقعی مدل سازی کردند. فرزانه گرد و همکاران [۳۴] [۳۵] ، کمپرسور CNG را با پایه گاز ایده‌ال و حقیقی مدل سازی کردند. نتایج مدل سازی آنها نشان داد که دبی جرمی و کار برای مدل گاز واقعی بیشتر از مدل گاز ایده‌ال است. همچنین با سنگین تر شدن جرم مولکولی گاز، سوپاپ ورودی زودتر باز می‌شود. اسپرینر و همکاران [۳۶] بازده حجمی کمپرسورهای رفت و برگشتی خانگی را بررسی کردند و عوامل مختلف مؤثر بر بازده حجمی و مقدار آن را تعیین کردند. عوامل اتلاف ظرفیت شامل ، انتقال گرما در لوله ورودی، انتقال گرما در محفظه سیلندر، جریان برگشتی در سوپاپ ورودی و خروجی،

انبساط گاز درون محفظه حجم مرده، نشتی بین پیستون و محفظه سیلندر و تأخیر در باز شدن سوپاپ‌ها می‌باشند. در بین عوامل کاهش ظرفیت کمپرسور انبساط حجم مرده بیشترین تأثیر در کاهش بازده حجمی را دارد که در حدود ۶۱ درصد بود.

۴-۲ کمپرسورهای چندمرحله‌ای

نسبت فشار در کمپرسورهایی که در صنعت نفت، گاز و پتروشیمی مورد استفاده قرار می‌گیرد بسیار بالا است. فشار خروجی در کمپرسورهای CNG بین ۲۴۰ تا ۳۴۰ بار است [۲]. نسبت فشار که از کمپرسورهای یک مرحله‌ای حاصل می‌شود با توجه به محدودیت‌های ساختاری و دمایی کمپرسور محدودیت دارد. نسبت فشار کلی بین فشار ورودی و فشار خروجی کمپرسور تعداد مراحل کمپرسور را تعیین می‌کند. برای یک نسبت فشار مشخص، دمای گاز خروجی از کمپرسورهایی گاز طبیعی کمتر از کمپرسورهای هوا است زیرا نسبت ظرفیت گرمایی گاز طبیعی نسبت به هوا کمتر است. به همین دلیل کمپرسورهای گاز طبیعی می‌توانند در نسبت فشار بالاتری کار کنند. دمای گاز خروجی از عوامل محدودکننده برای استفاده از نسبت فشار بالا است. زیرا برای استفاده از نشت بندها، رینگ‌ها، پکینگ‌ها و واشرها محدودیت دمایی وجود دارد. همچنین با کاهش دمای خروجی مقدار توان مورد نیاز مورد کمپرسور کاهش می‌یابد. برای حفظ دمای خروجی در یک مقدار مناسب و ایمن برای کمپرسور از کمپرسورهای چندمرحله‌ای استفاده می‌شود.

برای شبیه‌سازی کمپرسورهای رفت و برگشتی چندمرحله‌ای تحقیقات اندکی صورت گرفته است. کمپرسور دومرحله‌ای هوا برای عیب‌یابی سوپاپ‌ها به‌وسیله الحاج و همکاران [۳۰] با استفاده از مدل ترمودینامیکی بررسی شد. استوزیک و هنجلیک [۳۷] کمپرسور هوا با خنک‌کن میانی را با استفاده از مدل یک‌بعدی شبیه‌سازی کردند. آن‌ها معادلات جریان در سیستم لوله‌کشی کمپرسور را با استفاده از تفاضل محدود و روش مشخصه حل کردند. زمان موردنیاز برای حل معادلات برای روش تفاضل محدود کمتر از روش مشخصه است. همچنین دقت جواب‌های روش تفاضل محدود نسبت به روش مشخصه نیز بهتر بود.

۵-۲ کنترل ظرفیت کمپرسور

در فرایندهای صنعتی، دبی جرمی واقعی با توجه به تغییرات جریان، دما، فشار و ترکیبات گاز تغییر می‌کند. بنابراین کمپرسورها باید انعطاف‌پذیری لازم برای تأمین دبی جرمی مورد نیاز با توجه به تغییرات شرایط فرایندی را داشته باشد. همچنین ظرفیت کمپرسورها بزرگتر از ظرفیت محاسبه شده کمپرسور

می‌باشد تا بتواند دبی جرمی بیشینه احتمالی را فشرده سازد. معمولاً ۶۰٪ تا ۸۵٪ درصد ظرفیت طراحی در حالت نرمال عملیاتی مورد استفاده قرار می‌گیرد [۳۸]. مقدار توان مصرفی کمپرسور به ظرفیت کمپرسور بستگی دارد. همچنین در سیستم‌های کمپرسور، فشار ورودی کمپرسور برای ثابت نگه داشتن نسبت تراکم باید تنظیم شود. بنابراین سیستم کنترل ظرفیت یک روش مؤثر برای کاهش مصرفی انرژی کمپرسور و بالا بردن بازده کمپرسور است. ظرفیت کمپرسور را می‌توان با تغییر دادن حجم محفظه سیلندر، تنظیم مقدار گاز ورودی به محفظه سیلندر با کنترل حرکت سوپاپ ورودی و یا تغییر خواص گاز ورودی در محفظه مکش و تغییر سرعت چرخش کمپرسور، تغییر داد [۳]. برای کنترل دبی جرمی کمپرسور سیستم‌های کنترل ظرفیت کمپرسورهای رفت و برگشتی برای تنظیم دبی جرمی به سه گروه پله‌ای، پیوسته و ترکیبی تقسیم‌بندی می‌شود [۳۹]. در روش پله‌ای، ظرفیت کمپرسور توسط ظرفیت از پیش تعیین‌شده در چند مرحله کنترل می‌شود و دبی جرمی آن مشخص است. در این روش، از کنترل ظرفیت به‌وسیله بی‌بار کننده‌های سوپاپ^۱ و حجم مرده استفاده می‌شود. در روش کنترل ظرفیت پیوسته، ظرفیت کمپرسور به‌طور پیوسته کنترل می‌شود. جریان برگشتی^۲، جریان کنارگذر^۳ و تنظیم سرعت از روش‌های متداول در این روش کنترل ظرفیت است. در روش ترکیبی، از ترکیب روش‌های پله‌ای و پیوسته استفاده می‌شود.

¹ Valve unloader

² Reversr flow

³ By-pass flow

در سیلندر دوطرفه^۱، بی‌بار کننده‌های سوپاپ ورودی، یک سمت محفظه سیلندر کمپرسور را از سرویس خارج می‌کند و کمپرسور به‌صورت یک‌طرفه^۲ کار می‌کند [۲]. برای این منظور، بی‌بار کننده سوپاپ ورودی را باز نگه می‌دارد و جریان گاز به‌طور آزادانه به سیلندر وارد و از آن خارج می‌شود. مقدار حجم مرده بر مقدار دبی جرمی کمپرسور تأثیر دارد [۳۵]. بنابراین حجم مرده محفظه سیلندر را می‌توان با نصب پاکت‌های ثابت و یا چندتایی، تغییر داد [۲]. روش کنترل جریان برگشتی نیز نوعی بی‌بارکننده سوپاپ است. ولی بجای اینکه سوپاپ ورودی را به‌صورت کامل باز نگه دارد، به‌صورت کنترل شده و جزئی باز می‌کند و گاز باقی مانده در سیلندر فشرده شده و از محفظه سیلندر بسمت محفظه خروجی خارج می‌شود. روش دیگر کنترل ظرفیت استفاده از جریان کنار گذر می‌باشد. در این روش برای ثابت نگه داشتن فشار ورودی کمپرسور، گاز کمپرس شده اضافی از طریق یک کنارگذر از لوله خروجی کمپرسور به ورودی کمپرسور هدایت می‌شود. فشار گاز خروجی کمپرسور به‌وسیله شیر اختناق یا شیر کنترل کاهش یافته و مقدار آن به مقدار فشار خط ورودی می‌رسد. در این روش توان مصرفی کمپرسور ثابت باقی می‌ماند ولی دبی جرمی آن می‌تواند تغییر کند و کاهش یابد. با تغییر دور موتور نیز می‌توان دبی جرمی گاز فشرده شده به‌وسیله کمپرسور را تغییر داد. با تغییر دور موتور، مقدار حجم جاروب شده به‌وسیله کمپرسور تغییر می‌کند و در نتیجه مقدار دبی گاز خروجی از کمپرسور نیز تغییر می‌کند. در کاربردهای صنعتی، از روش‌های بی‌بار کننده سوپاپ ورودی، تغییر حجم مرده و جریان کنارگذر و یا ترکیبی از آنها برای تنظیم دبی جرمی کمپرسور استفاده می‌شود [۲].

روش‌های کنترل ظرفیت به‌طور وسیع در سیستم‌های سرمایش و تهویه مطبوع مورد استفاده قرار گرفته است. در سیستم‌های سرمایش، بسیاری از محققان به تأثیر روش‌های کنترل ظرفیت بر ضریب بازدهی سیستم (COP) با استفاده از مدل‌سازی ترمودینامیکی کامل سیستم پرداخته‌اند. یعقوب و

¹ double-acting cylinder

² single act

همکاران [۴۰][۴۱] روش‌های کنترل ظرفیت بی بارکننده ها و کنار گذر را بر روی COP سیستم سرمایش بررسی کردند. آن‌ها نشان دادند که روش بی بار کننده سوپاپ ورودی بهترین روش کنترل ظرفیت سیستم سرمایش است. اثرات روش کنترل ظرفیت با تغییر دور بر بازده حجمی و ایزنتروپیک کمپرسور پیچی^۱ توسط سیواسو لبرون [۴۲] مورد بررسی قرار گرفت. برای تغییر دور از اینورتور^۲ برای کمپرسور با مبرد R134a استفاده کردند. آن‌ها نشان دادند که با افزایش نسبت فشار، بازده حجمی کمپرسور کاهش می‌یابد. همچنین بازده اینورتور با افزایش توان کمپرسور افزایش می‌یابد.

در کاربردهای صنعتی، مثل کمپرسورهای خطوط لوله و فرایندهای صنعتی، پارامترهای کارایی کمپرسور مثل دبی جرمی و توان مصرفی کمپرسور بسیار مهم می‌باشند. به همین دلیل کنترل‌های ظرفیت کنار گذر [۴۳]، جریان برگشتی [۴۴] و حجم مرده [۴۵] برای تعیین پارامترهای کارایی کمپرسور به صورت آزمایشگاهی مورد بررسی قرار گرفت.

شبیه‌سازی ترمودینامیکی برای مدل‌سازی و بررسی کمپرسورهای رفت و برگشتی با سیستم کنترل ظرفیت قابل استفاده است. بین و همکاران [۴۴] از روش کنترل ظرفیت پیوسته به وسیله جریان برگشتی در کمپرسورهای رفت و برگشتی را بررسی کردند. آن‌ها کمپرسور را با روش ترمودینامیکی مدل‌سازی کردند و با نتایج تجربی مورد راستی آزمایی قرار دادند. آن‌ها نشان دادند که برای کاهش مقاومت جریان برگشتی طراحی سوپاپ‌های ورودی باید تغییر کند. لی و همکاران [۴۶] روش کنترل ظرفیت جریان برگشتی بر پایه PLC را بررسی کردند. همچنین روش کنترل ظرفیت با جریان برگشتی با بی بار کننده هیدرولیکی توسط هانگ و همکاران [۴۷] به صورت آزمایشگاهی و مدل‌سازی

مورد بررسی قرار گرفت. آن‌ها سیستم بی بار کننده هیدرولیکی را معرفی و آزمایش کردند و نشان دادند که این سیستم نسبت به بی بارکننده با شیر برقی ارزان‌تر و ساده‌تر است جیانمینگ و

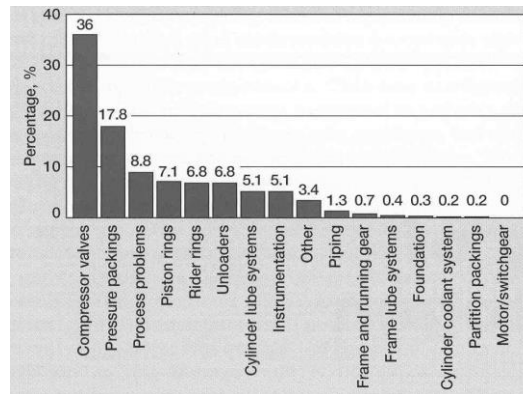
¹ Scroll Compressor

² inverter

ورانگ [۳۱] کمپرسور هوا مجهز به سیستم کنترل ظرفیت بی بارکننده را، با در نظر گرفتن هوا به صورت گاز ایده‌ال و حقیقی، مدل‌سازی کردند..

۶-۲ عیب‌یابی کمپرسورها

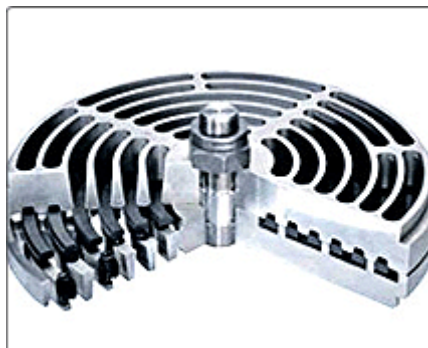
ماشین‌های مختلف در سرتاسر دنیا برای تولید و توزیع کالا و سرویس‌های مختلف استفاده می‌شود. این ماشین‌ها شامل ماشین‌های دوار، رفت و برگشتی هستند. این ماشین‌ها در اندازه‌های مختلف و دارای پیچیدگی‌های ساختاری متفاوتی می‌باشند. ارزیابی خسارات یا آسیب‌دیدگی این ماشین‌ها (ماشین نو و یا کهنه) بسیار مهم می‌باشند. زیرا این ارزیابی تعیین‌کننده کیفیت، اعتمادپذیری، در دسترس بودن، قابل تعمیر بودن و طول عمر آنها است. هدف اساسی تعمیرات در هر صنعتی، نگهداری ظرفیت تولید با پایین‌ترین هزینه است. هدف یک واحد صنعتی تولید است. توقف در تولید باعث خسارات شدید مالی بخصوص در واحدهای بزرگ صنعتی می‌شود. طبق آمارهایی که از کل کشورها گرفته شده است، علت ۳۶٪ از توقف کمپرسورهای رفت و برگشتی، خرابی سوپاپ‌ها است (شکل ۲-۳) [۳].



شکل ۲-۳- نمودار آمار علت توقف کمپرسورهای رفت و برگشتی [۳]

شکل ۲-۴ یکی از سوپاپ‌های معمول که امروزه در کمپرسورها رفت و برگشتی استفاده می‌شود را نشان می‌دهد. این شکل نشان می‌دهد که ساختار سوپاپ‌ها بسیار پیچیده می‌باشند. این سوپاپ‌ها

طوری طراحی می‌شوند که خرابی رایج مثل شکست عناصر نشت بند (به دلیل قطرات مایع و یا سرعت برخورد بالا با محدود کننده یا نشیمن گاه)، شکست فنر و افت فشار در آنها کاهش یابد.



شکل ۲-۴- سوپاپ کمپرسور [۲]

معمولاً ماشین‌ها تا زمان خراب شدن به‌طور مداوم کار می‌کنند تا بتوان بیشترین بهره‌برداری را از ماشین‌ها انجام داد. ولی خرابی بخصوص از لحاظ ایمنی، از دست دادن تولید و هزینه تعمیراتی ماشین، می‌تواند بسیار زیان‌بار باشد. اولین قدم برای جلوگیری از این خرابی می‌تواند تعمیرات پیشگیرانه^۱ باشد که در بازه زمانی مشخص انجام می‌شود تا احتمال خرابی کاهش یابد. در این روش از قطعات یدکی زیادی استفاده می‌شود و کار تعمیراتی زیادی نیز لازم دارد. روش دیگر پایش شرایط ماشین است. پایش شرایط ماشین یکی از قسمت‌های اصلی تعمیرات برحسب پایش وضعیت^۲ (CBM) است. این روش یکی از کارآمدترین استراتژی در تعمیرات است که به‌طور گسترده در صنایع مورد استفاده قرار می‌گیرد.

شواهد نشان می‌دهد که CBM دارای فواید اقتصادی زیادی می‌باشد. تعمیرات معمولاً یکی از بخش‌های هزینه‌ای در بسیاری از شرکت‌های صنعتی در نظر گرفته می‌شود. استفاده از CBM

می‌تواند تعمیرات را به یک بخش سودآور تبدیل کند [۴۸][۴۹]. لازمه تعمیرات، فهم شرایط عملیاتی

¹ preventive maintenance

² condition-based monitoring

ماشین (ماشین‌هایی که مدت زمان زیادی در سرویس می‌باشند، یک سال و بیشتر) و آگاهی از شرایط داخلی ماشین در زمان کار است.

پایش شرایط برای ماشین در حال کار، بر اساس بررسی شرایط کنونی ماشین و پیش‌بینی شرایط آینده آن است. روش‌های مختلفی برای دریافت اطلاعات شرایط داخلی ماشین وجود دارد. این روش‌ها شامل تحلیل ارتعاش^۱، انتشار آکوستیک^۲، تحلیل فشار داخل سیلندر، سرعت زاویه‌ای لحظه‌ای لنگ و آنالیز روغن می‌باشند.

۲-۶-۱ تحلیل ارتعاشاتی ماشین

ماشین سالم در حالت عادی نیز ارتعاش تولید می‌کند. بسیاری از این ارتعاشات به شرایط دوره‌ای^۳ ماشین مثل چرخش شفت، چرخش میدان الکتریکی و غیره بستگی دارد. فرکانسی که این شرایط دوره‌ای دارند نشان دهنده عامل آن می‌باشند. یعنی هر ماشین دارای امضای ارتعاشاتی است. هر نوع تغییر در این امضا نشان‌دهنده خرابی و یا مشکل در ماشین است. بنابراین از تحلیل ارتعاشاتی به‌عنوان یک روش قدرتمند برای عیب‌یابی در ماشین‌ها مورد استفاده قرار می‌گیرد. این روش برای پمپ‌ها به‌صورت معمول در همه صنایع استفاده می‌شود. تحلیل ارتعاشی بارها برای موتورهای احتراق داخلی و لوازم جانبی مورد استفاده قرار گرفته است [۵۰][۵۱]. اما استفاده از این روش برای پایش شرایط این موتورها، به دلیل انرژی پایین ارتعاشات ایجاد شده به‌وسیله خرابی در قطعات موتور در مقابل انرژی بالای ارتعاشات تولید شده، با محدودیت‌هایی روبرو است [۵۲]. احمد و همکاران [۵۳]، از تحلیل ارتعاشاتی کمپرسور رفت و برگشتی سالم به‌عنوان مینا و ارتعاشات ناشی از نشتی در سوپاپ‌ها، نشتی خنک‌کن میانی، و شل بودن تسمه انتقال نیرو برای عیب‌یابی کمپرسور دو مرحله‌ای استفاده کردند.

¹ Vibration analysis

² Acoustic emission

³ periodic event

۲-۶-۲ تحلیل انتشار آکوستیک

انتشار آکوستیک در دهه‌های اخیر به‌طور موفق برای عیب‌یابی موتورهای احتراق داخلی [۵۴][۵۵] و کمپرسورها [۵۶] مورد استفاده قرار گرفته است. انتشار آکوستیک در پایش ماشین‌های دوار عبارت‌اند از موج‌های الاستیک گذرایی می‌باشند که در اثر در هم‌کنش دو محیط در حرکت نسبی آنها نسبت به یکدیگر ایجاد می‌شوند. منابع انتشار صوت در ماشین‌های دوار شامل ضربه، خستگی سیکلی، اصطکاک، توربولانس، نشتی و غیره می‌باشند. این امواج در سطح ماده به عنوان امواج رایلی منتشر می‌شود و جابجایی آن توسط سنسورهای انتشار آکوستیک اندازه‌گیری می‌شود. موج‌های رایلی ترکیبی از امواج طولی و عرضی است. این موج می‌تواند توسط ترک‌های سطح جسم تضعیف شود. این روش به دلیل افزایش حساسیت نسبت به تحلیل ارتعاشاتی برتری دارد. ولی کاربرد آن برای پایش ماشین‌های دوار به دلیل پردازش، تحلیل و دسته‌بندی آن مشکل است [۵۷]. این روش برای عیب‌یابی کمپرسورهای رفت و برگشتی توسط محققان مختلف بررسی شد. گیل و همکاران [۵۸] از روش انتشار آکوستیک برای استراتژی تعمیرات برحسب پایش وضعیت برای سوپاپ‌های ورودی و خروجی کمپرسور رفت و برگشتی استفاده کردند. آن‌ها از انتشار آکوستیک برای پیدا کردن حرکت سیال تأکید داشتند. سنسورهای انتشار آکوستیک فضای کوچکی برای نصب لازم دارند که برای پایش غیر مخرب ماشین بسیار مفید است. سیم و همکاران [۵۶] از تحلیل ارتعاشاتی و انتشار آکوستیکی برای بررسی شکست سوپاپ کمپرسور دومرحله‌ای هوا استفاده کردند. آن‌ها نشان دادند که روش انتشار آکوستیک نسبت به تحلیل ارتعاشاتی برای پیدا کردن عیب سوپاپ‌ها موفق‌تر است.

۲-۶-۳ تحلیل اندازه‌گیری فشار داخل سیلندر

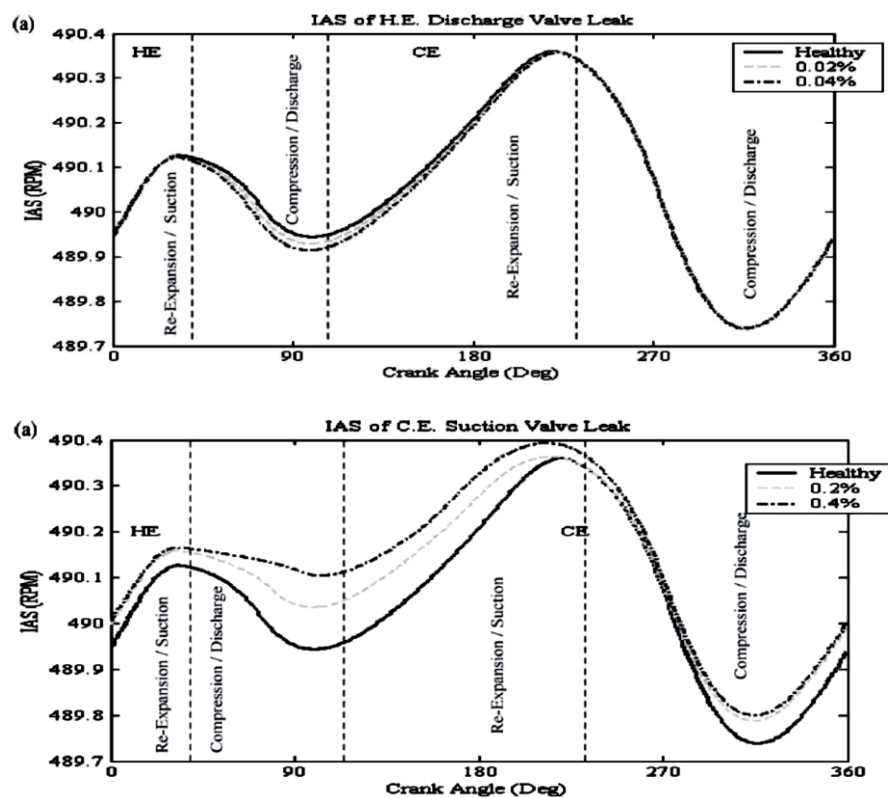
برای انواع خاصی از ماشین مانند کمپرسورهای رفت و برگشتی اندازه‌گیری فشار داخل سیلندر از روش‌های مؤثر برای تعیین عملکرد مناسب ماشین و در نتیجه سالم و یا خراب بودن آن است. برای مثال کم بودن فشار در محفظه مکش کمپرسور نشان‌دهنده مسدود بودن مسیر است. هدف از اندازه‌گیری فشار داخل سیلندر، تهیه نمودار فشار برحسب زاویه لنگ است. برای مدل‌سازی، با استفاده از مدل دینامیکی فشار داخل سیلندر کمپرسور سالم (به‌عنوان مرجع) رسم می‌شود. نمودار فشار داخل سیلندر برحسب زاویه لنگ برای کمپرسور خراب را محاسبه کرده و برای عیب‌یابی با یکدیگر مقایسه می‌کنند. اثرات شکستگی سوپاپ‌های ورودی و خروجی بر نمودار فشار متفاوت است. مک کارتی [۵۹] با استفاده از نمودار $p-v$ و اثرات ناشی بر نمودار $p-v$ به بررسی عیب‌یابی کمپرسورهای رفت و برگشتی پرداخت. برای این منظور ایشان کمپرسور یک مرحله‌ای هوا را شبیه‌سازی کردند. الحاج و همکاران [۳۰] از نمودار فشار برحسب زاویه لنگ برای تعیین شکستگی سوپاپ‌ها در کمپرسورهای دو مرحله‌ای استفاده کردند. برای این کار آن‌ها کمپرسور دو مرحله‌ای با شکستگی در سوپاپ‌ها را شبیه‌سازی و با نتایج تجربی مقایسه کردند. آن‌ها سنسور اندازه‌گیری فشار را مستقیماً در سیلندر نصب کرده و فشار لحظه‌ای سیلندر را اندازه‌گیری و پایش می‌کردند. آن‌ها نشان دادند که فشار میانی کمپرسور با شکستگی در سوپاپ مکش مرحله اول کاهش می‌یابد. همچنین با شکسته شدن سوپاپ مکش مرحله دوم فشار میانی افزایش یافته است.

۲-۶-۴ تحلیل سرعت زاویه‌ای لحظه‌ای لنگ^۱ (ICAS)

در این روش از تغییرات سرعت زاویه‌ای لنگ، که به وسیله گشتاور فشار گاز محفظه سیلندر ایجاد می‌شود، به‌عنوان یک روش مناسب برای اندازه‌گیری کارایی و عیب‌یابی موتورها و کمپرسورها مورد استفاده قرار می‌گیرد. یکی از ویژگی‌های این روش تفسیر آسان نتایج آن نسبت به تحلیل ارتعاشاتی است. همچنین بر عکس روش فشار داخل محفظه سیلندر، غیر مخرب است. برای آنالیز ICAS و

¹ instantaneous crank angular speed

عیب‌یابی به‌وسیله آن، ابتدا با استفاده از مدل دینامیکی سیستم، تغییرات سرعت زاویه‌ای ماشین سالم (به‌عنوان مرجع) را محاسبه می‌کنند. سپس تغییرات سرعت زاویه‌ای کمپرسور خراب را محاسبه کرده و برای عیب‌یابی با یکدیگر مقایسه می‌کنند، (شکل ۲-۵). این روش برای موتورهای و کمپرسورهای رفت و برگشتی با تعداد سیلندر محدود قابل استفاده است و برای موتور و یا کمپرسورهای چند سیلندر کاربرد ندارد [۵۲]. الخاتم و همکاران [۶۰] کمپرسور دوطرفه را با استفاده از روش عیب‌یابی ICAS مورد بررسی قرار دادند. آن‌ها نشان دادند که رفتار نمودار IAS برحسب زاویه لنگ برای نشتی در سوپاپ ورودی و خروجی متفاوت است.



شکل ۲-۵- نمودار ICAS برای نشتی سوپاپ ورودی و خروجی [۶۰]

الحاج و همکاران [۶۱] از روش ICAS برای عیب‌یابی کمپرسورهای دوطرفه‌ای استفاده کردند. آن‌ها نشان دادند که نشتی سوپاپ‌ها باعث تغییرات فشار محفظه سیلندر و در نتیجه باعث تغییرات در سرعت زاویه‌ای لنگ می‌شود. در روش‌های ICAS، از سرعت سنج‌های برقی یا شمارنده دندانه چرخ دنده برای تعیین سرعت شفت کمپرسور می‌شود. اسکانتز و همکاران [۶۲] از سیگنال‌های الکتریکی

موتور برقی کمپرسورها برای تعیین سرعت زاویه‌ای شفت استفاده کردند. در این روش بدون استفاده از نصب سنسورهای مکانیکی و با نصب سنسورهای الکتریکی و برنامه نرم افزاری، اطلاعات داخلی کمپرسور را استخراج و برای تعیین عامل خرابی کمپرسور مورد استفاده قرار دادند.

۷-۲ جمع بندی تحقیقات صورت گرفته و جنبه‌های نوآوری رساله

با توجه به بحث‌های مطرح شده، کمپرسورهای رفت و برگشتی دارای کاربرد وسیع در مصارف خانگی و صنایع هست. مصرف انرژی کمپرسورهای رفت و برگشتی بسیار بالا می‌باشد. در نتیجه بهبود مدل‌سازی برای طراحی کمپرسور جدید و ارزیابی کمپرسورهای در حال کار مهم می‌باشد.

صنایع گاز یکی از صنایعی هست که کمپرسورهای رفت و برگشتی به صورت گسترده استفاده می‌شود. از این کمپرسورها در ایستگاه‌های سوخت گاز، صنایع فرایندی و خطوط انتقال گاز استفاده می‌شود. این ماشین‌ها معمولاً چندمرحله‌ای بوده و در ابعاد بزرگ به صورت سفارشی ساخته می‌شود. در نتیجه طراحی درست و صحت عملکرد آن برای کاهش مصرف انرژی مهم می‌باشد.

با توجه به تحقیقات پیشین، مطالعه بسیار کمی بر روی کمپرسورهای گاز طبیعی انجام شده است. همچنین در مطالعات قبلی خود کمپرسور مورد مطالعه قرار گرفته است ولی اثرات محفظه‌های ورودی و خروجی کمتر مورد بررسی قرار گرفته است. همچنین در مطالعات قبلی به کمپرسورهای چند مرحله‌ای که دارای مصرف انرژی بالا بوده، توجه بسیار کمی شده است.

برای محاسبه بهتر خواص ترمودینامیکی در این پایان‌نامه از مدل AGA8، که یک مدل دقیق برای استفاده در تجهیزات اندازه‌گیری دبی گاز می‌باشد، استفاده شده است. همچنین برای بررسی دقیق‌تر کمپرسور رفت و برگشتی گاز طبیعی، محفظه ورودی و خروجی نیز در شبیه‌سازی وارد شده است. بعلاوه، به بررسی کمپرسور دومرحله‌ای گاز طبیعی و نحوه تاثیر معادله حالت و شرایط عملیاتی بر پارامترهای کارایی این کمپرسورها پرداخته شده است.

بعلاوه علت اصلی توقف کمپرسورها شکستگی سوپاپ‌ها می‌باشد. با توجه به مباحث مطرح شده درباره عیب‌یابی کمپرسور، روش‌های پایش و عیب‌یابی مطرح شده (تحلیل ارتعاشاتی، انتشار اکوستیک،

تحلیل اندازه‌گیری فشار داخل محفظه سیلندر و تحلیل سرعت زاویه‌ای لنگ) دارای مشکلات زیادی بوده و عملاً از آنها در صنایع استفاده نمی‌شود. دمای گاز در نقاط مختلف کمپرسور در صنایع بزرگ مورد پایش و کنترل می‌باشند. شکستگی در سوپاپ‌ها باعث تغییرات دمای گاز خروجی از کمپرسور می‌شود که توسط محققان پیشین مورد بررسی قرار نگرفته است. در این رساله سعی شده است با استفاده از اطلاعات دما که به‌طور مستمر کنترل می‌شوند، روشی برای پایش و عیب‌یابی کمپرسورها ارائه شود. برای این منظور کمپرسور با سوپاپ ورودی و خروجی شکسته مورد بررسی قرار می‌گیرد تا اثرات شکستگی سوپاپ‌ها بر دمای محفظه‌های ورودی و خروجی مشخص شود.

۳- فصل سوم: مدل سازی ترمودینامیکی کمپرسور رفت و برگشتی

در این فصل به بررسی مدل‌سازی انتخاب شده برای انجام این رساله پرداخته می‌شود. همان‌طور که در بخش‌های قبلی نیز ذکر گردید، هدف این رساله مدل‌سازی کمپرسورهای رفت و برگشتی گاز طبیعی است. برای این منظور کمپرسور به حجم کنترل‌های مختلفی، که شامل محفظه مکش، محفظه دمش و محفظه سیلندر است، تقسیم می‌شود و معادلات بقای جرم و قانون اول ترمودینامیک برای آنها نوشته می‌شود. با استفاده از معادله سینماتیکی حجم محفظه سیلندر در هر لحظه محاسبه می‌شود. همچنین با استفاده از روابط حرکت سوپاپ و دبی جرمی، میزان دبی جرمی ورودی و خروجی به محفظه سیلندر محاسبه می‌شود. همچنین با استفاده از قوانین دینامیک گاز دبی جرمی ورودی و خروجی به محفظه مکش و دمش، از طریق لوله‌های ورودی و خروجی، محاسبه می‌گردد.

۲-۳ تئوری پایه سوپاپ‌ها

اگرچه جزئیات ساختاری سوپاپ‌ها با یکدیگر متفاوت است ولی اصول کارکرد همه آنها یکسان می‌باشند. معمولاً سوپاپ‌های کمپرسور را با یک صفحه صلب فرمول‌بندی می‌کنند. در طراحی‌های مختلف سوپاپ‌ها، عناصر اصلی و پایه که در همه آنها یکسان است را می‌توان مشخص کرد (شکل ۳-۱).

برای فرمول‌بندی سوپاپ‌ها، جریان عبوری از سوپاپ‌ها را شبه‌پایدار فرض می‌کنیم. بنابراین دبی جرمی به‌وسیله رابطه زیر بیان می‌شود [۶۳].

$$\dot{m} = \rho_{up} \alpha \varepsilon_c A_f \sqrt{\frac{2}{\rho_{up}} \Delta p} \quad (1-3)$$

که ρ_{up} جرم حجمی جریان بالا دست، Δp اختلاف فشار در دو سمت سوپاپ، α ضریب نیمه تجربی و ε_c ضریب تراکم است. اگر جریان تراکم ناپذیر باشد، مقدار ε_c یک است. اگر جریان تراکم پذیر باشد، ε_c توسط رابطه زیر محاسبه می‌شود.

$$\varepsilon_c = 1 - \frac{1}{\gamma} \frac{\Delta p}{P_{up}} \quad (2-3)$$

در صورتی که

$$\frac{\Delta p}{P_{up}} \left(1 - \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \right) \quad (3-3)$$

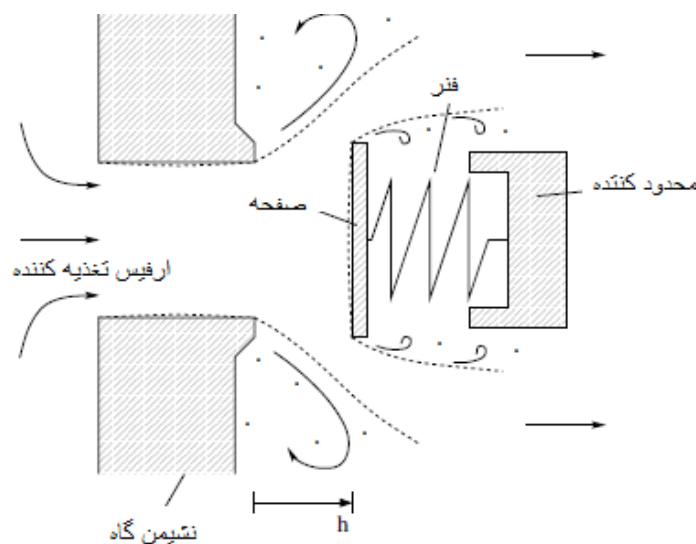
جریان حالت خفگی دارد و دبی جرمی آن به وسیله رابطه زیر محاسبه می شود [۶۴].

$$\dot{m} = \rho_{up} \alpha A_f \sqrt{\frac{\gamma}{RT_{up}} \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}} \quad (4-3)$$

A_f سطح مؤثر برای عبور سیال در سوپاپ است که مقدار آن با استفاده از رابطه زیر محاسبه می شود.

$$A_f = \pi d h \quad (5-3)$$

که d قطر سوپاپ و h میزان باز شدن سوپاپ می باشد.



شکل ۳-۱- شمای عناصر اصلی سوپاپ تخلیه

اثرات چسبندگی و تغییرات سطح جریان بعد از جدا شدن جریان به وسیله ضریب نیمه تجربی $\alpha \propto O(1)$ وارد محاسبات می شود [۶۳]. این ضریب تابع عدد رینولدز و شکل سوپاپ است. این ضریب به صورت تابعی از h (مقدار باز شدن سوپاپ یا ارتفاع صفحه یا سوپاپ) می باشد. اصلاح لبه ها ارفیس

تأثیر زیادی بر مقدار α دارد. برای تعیین مقدار $\alpha(h)$ با استفاده از جریان پایدار یا شبه پایدار، مقادیر h ، \dot{m} و Δp را اندازه گیری می کنند [۶۳].

$$\alpha = 1 - \exp(-h/h_{\max}) \quad (۶-۳)$$

در اکثر تئوری های سوپاپ ها، قسمت متحرک سوپاپ را به صورت سیستم جرم- فنر با یک درجه آزادی در نظر می گیرند [۶۳].

$$M_{vs} \frac{d^2 h}{dt^2} + \zeta \frac{dh}{dt} + k(h + h_{pl}) = F_g \quad 0 < h < h_{\max} \quad (۷-۳)$$

که در آن M_{vs} جرم صفحه و فنر، ζ ثابت دمپ و k ثابت فنر، h_{pl} مقدار جابجایی برای پیش بارگذاری، t زمان و F_g نیروی وارد از طرف گاز بر صفحه سوپاپ می باشد. ζ ضریب دمپ می باشد که توسط رابطه زیر محاسبه می شود.

$$\zeta = 2\xi \sqrt{kM_{vs}} \quad (۸-۳)$$

که ξ نسبت دمپ سوپاپ واحد بوده که با توجه به تغییرات فشار سیلندر تخمین زده می شود. صفحه سوپاپ توسط نشیمن گاه ($h=0$) و محدودکننده ($h=h_{\max}$) محدود شده و در بین آنها حرکت می کند.

برای اعمال اثر اینرسی فنر، جرم M_{vs} در معادله (۳-۵) باید علاوه بر جرم سوپاپ (M)، شامل جرم معادل فنر نیز باشد. با استفاده از تغییر شکل شبه-استاتیکی فنر (روش رایلی)، جرم معادل فنر را می توان محاسبه کرد. فرض می کنیم فنر به صورت حلقه و با گام های مساوی باشد. جرم فنر را m^*

فرض می کنیم. فرض می شود که انتهای آزاد فنر به اندازه h و با سرعت \dot{h} جابجا می شود. همچنین

یک نقطه بر روی فنر به فاصله ξ از سر ثابت فنر، با سرعت $\frac{\xi}{l} \dot{h}$ جابجا می شود. l طول فنر در هر

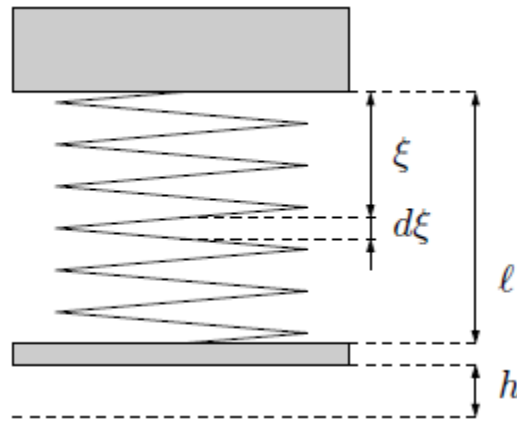
لحظه است. فرض کنیم سیستم با یک درجه آزادی ارتعاش کند. انرژی جنبشی dE_{kin}^* المان فنر با

طول $d\xi$ ، مقدار $\frac{1}{2} \frac{d\xi}{l} m^* \left(\frac{\xi}{l} \dot{h} \right)^2$ می باشد. بنابراین انرژی جنبشی سیستم جرم و فنر به صورت زیر

می باشد.

$$E_{kin} = \frac{1}{2} M \dot{h}^2 + \int_{\xi=0}^{\xi=l} dE_{kin}^* = \frac{1}{2} (M + \frac{1}{3} m^*) \dot{h}^2 \quad (9-3)$$

بنابراین اثر اینرسی فنر را با اضافه کردن یک سوم از جرم فنر به جرم صفحه، در محاسبات وارد کرد.



شکل ۳-۲- جرم معادل فنر

نیروی وارده بر صفحه سوپاپ را به وسیله نیروی اعمال شده بر یک صفحه در جریان شبه پایدار شبیه سازی می کنیم.

$$F_g = C_g A_p \Delta p \quad (10-3)$$

که A_p سطح ارفیس است. ضریب نیمه تجربی $C_g \propto O(1)$ در جریان پایدار (یا شبه پایدار) و با اندازه گیری h و Δp محاسبه می شود. C_g به صورت تابعی از h به صورت زیر است [۶۴].

$$C_g = 1 - 0.2 \frac{h}{h_{max}} \quad (11-3)$$

این ضریب برای سوپاپ ورودی و خروجی محاسبه می شود. Δp برای سوپاپ ورودی و خروجی به صورت زیر می باشد.

$$\begin{aligned} \Delta p_s &= p_s - p_c \\ \Delta p_d &= p_c - p_d \end{aligned} \quad (12-3)$$

که p_s ، p_c و p_d به ترتیب فشار سیلندر، خروجی و ورودی می باشد.

معادلات بالا بر حسب زمان است و برای تبدیل بر حسب زاویه لنگ از روابط زیر استفاده می شود.

$$\frac{d}{dt} = \frac{d}{d\theta} \times \frac{d\theta}{dt} = \omega \frac{d}{d\theta}$$

$$\frac{d^2}{dt^2} = \frac{d}{dt} \left(\omega \frac{d}{d\theta} \right) = \omega^2 \frac{d^2}{d\theta^2}$$
(۱۳-۳)

با توجه به معادلات ۱۰-۳، ۱۲-۳ و ۱۳-۳، معادله حرکت سوپاپ‌ها به صورت زیر نوشته می‌شود.

$$M_{vss} \omega^2 \frac{d^2 h_s}{d\theta^2} + \zeta_s \omega \frac{dh_s}{d\theta} + k_s (h_s + h_{pls}) = C_{fs} A_s (p_s - p_c)$$
(۱۴-۳) سوپاپ ورودی:

$$M_{vsd} \omega^2 \frac{d^2 h_d}{d\theta^2} + \zeta_d \omega \frac{dh_d}{d\theta} + k_d (h_d + h_{pld}) = C_{fd} A_s (p_c - p_d)$$
(۱۵-۳) سوپاپ خروجی:

همچنین معادلات دبی جرمی که از سوپاپ‌ها عبور می‌کنند با توجه به معادلات ۱-۳، ۱۲-۳ و ۱۳-۳ به صورت زیر بازنویسی می‌شوند.

$$\frac{dm_s}{d\theta} = \frac{1}{\omega} \rho_{ps} \alpha_s \varepsilon_s A_{fs} \sqrt{\frac{2(p_{ps} - p_c)}{\rho_{ps}}} \quad \text{if} \quad \frac{p_c}{p_{ps}} > \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}$$
(۱۶-۳)

سوپاپ

$$\frac{dm_s}{d\theta} = \frac{1}{\omega} \rho_{ps} \alpha_s A_{fs} \sqrt{\frac{\gamma}{RT_{ps}} \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}} \quad \text{if} \quad \frac{p_c}{p_{ps}} \leq \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}$$
ورودی:

$$\frac{dm_d}{d\theta} = \frac{1}{\omega} \rho_d \alpha_d \varepsilon_d A_{fd} \sqrt{\frac{2(p_c - p_{pd})}{\rho_c}} \quad \text{if} \quad \frac{p_{pd}}{p_c} > \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}$$
(۱۷-۳)

سوپاپ

$$\frac{dm_d}{d\theta} = \frac{1}{\omega} \rho_d \alpha_d A_{fd} \sqrt{\frac{\gamma}{RT_c} \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}} \quad \text{if} \quad \frac{p_{pd}}{p_c} \leq \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}$$
خروجی:

۳-۳ تبدیل حرکت چرخشی به حرکت رفت و برگشتی

با در نظر گرفتن نقطه انتهای مرگ بالا به عنوان نقطه مبنا، موقعیت پیستون با توجه به زاویه لنگ به صورت زیر است [۶۵]:

$$x_p(\theta) = x_0 + r(1 - r \cos \theta) + l[1 - \sqrt{1 - (r/l)^2 \sin^2 \theta}]$$
(۱۸-۳)

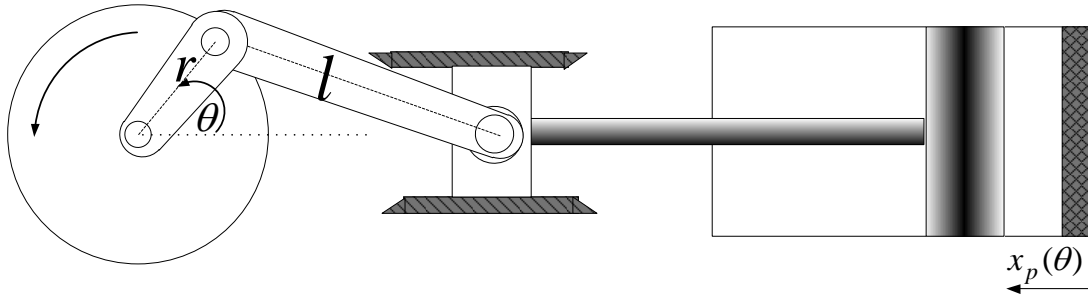
حجم سیلندر با توجه به زاویه لنگ به صورت زیر محاسبه می‌شود.

$$V_c(\theta) = V_0 + \frac{\pi D^2}{4} (r(1 - \cos \theta) + l[1 - \sqrt{1 - (r/l)^2 \sin^2 \theta}])$$
(۱۹-۳)

که D قطر پیستون است. تغییرات حجم و فاصله نسبت به زاویه لنگ به صورت زیر است.

$$\frac{dV_c}{d\theta} = \frac{\pi D^2}{4} \left(r \sin \theta + \frac{r/l \sin 2\theta}{2\sqrt{1-(r/l)^2 \sin^2 \theta}} \right) \quad (20-3)$$

$$\frac{dx_p}{d\theta} = \left(r \sin \theta + \frac{r/l \sin 2\theta}{2\sqrt{1-(r/l)^2 \sin^2 \theta}} \right) \quad (21-3)$$



شکل ۳-۳- مکانیزم لنگ لغزنده

۴-۳ معادلات بقای جرم و قانون اول ترمودینامیک برای حجم کنترل

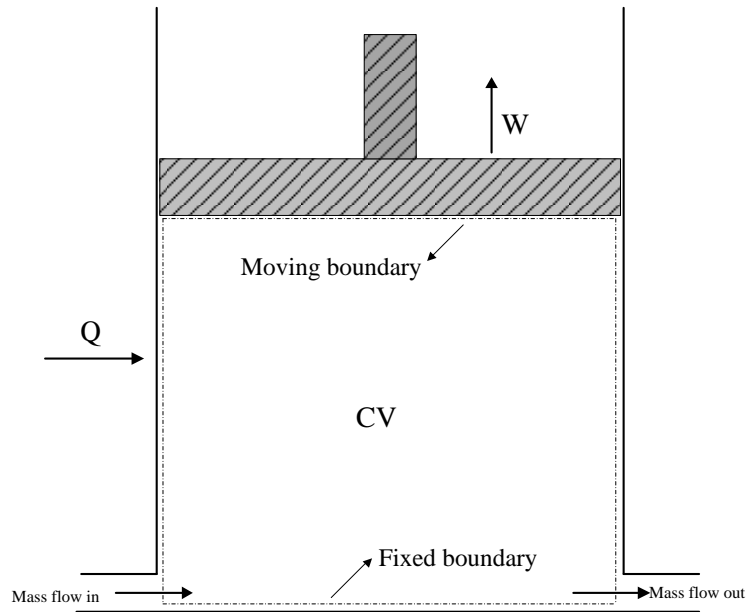
قانون بقای جرم برای حجم کنترل کلی با تغییر حجم، شکل ۳-۴، به صورت زیر نوشته می شود.

$$\frac{dm_{cv}}{dt} = \frac{dm_{in}}{dt} - \frac{dm_{out}}{dt} \quad (22-3)$$

در این تحقیق پارامترهای خروجی مثل دما و فشار برحسب زاویه لنگ در یک سیکل بیان خواهند

شد. بنابراین با توجه به رابطه ۳-۱۳، معادله ۳-۲۴ به صورت زیر بازنویسی می شود

$$\frac{dm_{cv}}{d\theta} = \frac{dm_{in}}{d\theta} - \frac{dm_{out}}{d\theta} \quad (23-3)$$



شکل ۳-۴- شکل شماتیک حجم کنترل با مرز متحرک

قانون اول ترمودینامیک برای حجم کنترل با تغییر حجم به صورت زیر است.

$$\dot{Q} - \dot{W} + \sum \dot{m}_{in} \left[h + \frac{v^2}{2} + gz \right]_{in} - \sum \dot{m}_{out} \left[h + \frac{v^2}{2} + gz \right]_{out} = \frac{dE_{cv}}{dt} \quad (۳-۲۴)$$

که \dot{Q} نرخ خالص تبادل گرما بین حجم کنترل و محیط، و \dot{W} نرخ کار منتقل شده است که علامت آن می تواند مثبت یا منفی می باشد.

برای این سیستم فرضیات زیر را در نظر می گیریم.

سرعت زاویه ای ثابت است.

از انرژی های جنبشی و پتانسیل صرف نظر می شود.

انرژی گاز درون حجم کنترل برابر انرژی داخلی است.

با فرضیات بالا، معادله قانون اول بر حسب زاویه لنگ به صورت زیر است.

$$\frac{dQ}{d\theta} + \frac{dm_{in}}{d\theta} h_{in} = \frac{dW}{d\theta} + \frac{dm_{out}}{d\theta} h_{out} + \frac{d(mu)_{cv}}{d\theta} \quad ۳-۲۵$$

که u انرژی داخلی گاز درون حجم کنترل می باشد.

با توجه به،

$$\frac{dW}{d\theta} = p_{cv} \frac{dV_{cv}}{d\theta} \quad (26-3)$$

$$\frac{d(mu)_{cv}}{d\theta} = m_{cv} \frac{du_{cv}}{d\theta} + u_{cv} \frac{dm_{cv}}{d\theta} \quad (27-3)$$

معادله ۳-۳۰ زیر نوشته می شود.

$$\frac{du_{cv}}{d\theta} = \frac{1}{m_{cv}} \left\{ \frac{dQ}{d\theta} + \frac{dm_{in}}{d\theta} h_{in} - p_{cv} \frac{dV_{cv}}{d\theta} - \frac{dm_{out}}{d\theta} h_{cv} - u_{cv} \left(\frac{dm_{in}}{d\theta} - \frac{dm_{out}}{d\theta} \right) \right\} \quad (28-3)$$

معادله بالا برای گاز واقعی مورد استفاده قرار می گیرد. برای گاز ایده‌ال ($u = C_v T$, $h = C_p T$) معادله ۳-۳

۳۳ به صورت زیر نوشته می شود.

$$\frac{dT_{cv}}{d\theta} = \frac{1}{m_{cv} C_v} \left\{ \frac{dQ}{d\theta} + C_{p_{in}} \frac{dm_{in}}{d\theta} T_{in} - p_{cv} \frac{dV_{cv}}{d\theta} - C_{p_{cv}} \frac{dm_{out}}{d\theta} T_{cv} - C_{v_{cv}} \left(\frac{dm_{in}}{d\theta} - \frac{dm_{out}}{d\theta} \right) T_{cv} \right\} \quad (29-3)$$

که $C_v = C_p - R$ است.

۳-۴-۱ قانون اول ترمودینامیک برای محفظه سیلندر

با توجه به شکل ۳-۵ و معادله ۳-۳۰، قانون اول ترمودینامیک برای محفظه سیلندر برای گاز واقعی

به صورت زیر بازنویسی می شود.

$$\frac{du_c}{d\theta} = \frac{1}{m_c} \left\{ \frac{dQ}{d\theta} + \frac{dm_s}{d\theta} h_s - p_c \frac{dV_c}{d\theta} - \frac{dm_d}{d\theta} h_c - u_c \left(\frac{dm_s}{d\theta} - \frac{dm_d}{d\theta} \right) \right\} \quad (30-3)$$

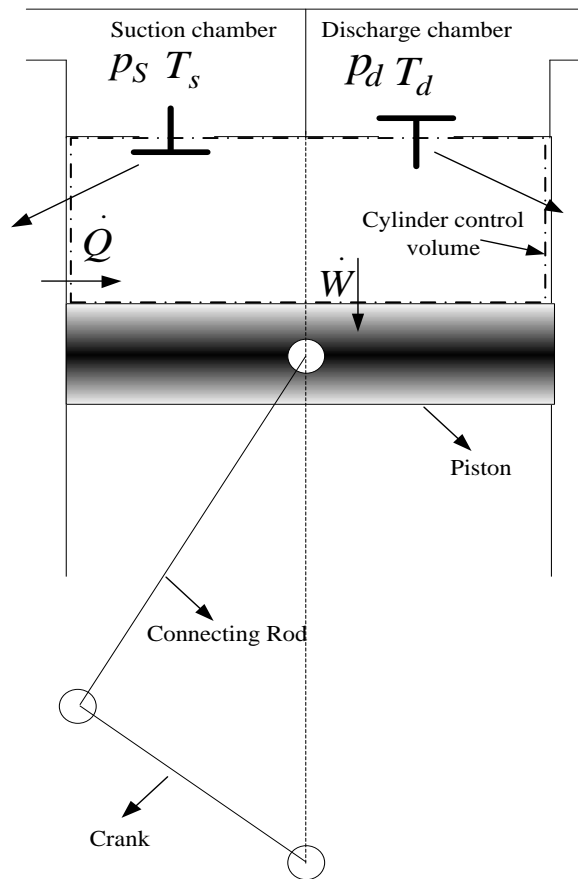
که در آن $\frac{dm_s}{d\theta}$ و $\frac{dm_d}{d\theta}$ جرم ورودی و خروجی از سوپاپ‌های ورودی و خروجی در محفظه سیلندر

کمپرسور بر حسب زاویه لنگ است.

برای گاز ایده‌ال قانون اول ترمودینامیک برای محفظه سیلندر بر طبق معادله ۳-۳۱ به صورت نوشته

می شود.

$$\frac{dT_c}{d\theta} = \frac{1}{m_c C_v} \left\{ \frac{dQ}{d\theta} + C_{p_s} \frac{dm_s}{d\theta} T_s - p_c \frac{dV_c}{d\theta} - C_{p_c} \frac{dm_d}{d\theta} T_c - C_v \left(\frac{dm_s}{d\theta} - \frac{dm_d}{d\theta} \right) T_c \right\} \quad (31-3)$$



شکل ۳-۵- حجم کنترل محفظه سیلندر کمپرسور.

۳-۴-۲ قانون اول ترمودینامیک برای محفظه مکش

حجم محفظه مکش ثابت است، بنابراین مقدار کار صفر است. همچنین محفظه مکش را آدیباتیک فرض می‌کنیم بنابراین انتقال حرارت در محفظه مکش صفر می‌باشد. با توجه به شکل ۳-۶ و معادله

۳-۲۸ قانون اول ترمودینامیک برای گاز واقعی در محفظه مکش به صورت زیر بازنویسی می‌شود

$$\frac{du_{ps}}{d\theta} = \frac{1}{m_{ps}} \left(\frac{dm_{sps}}{d\theta} h_{s0} - \frac{dm_{sc}}{d\theta} h_{ps} - u_{ps} \left(\frac{dm_{sps}}{d\theta} - \frac{dm_{sc}}{d\theta} \right) \right) \quad (3-32)$$

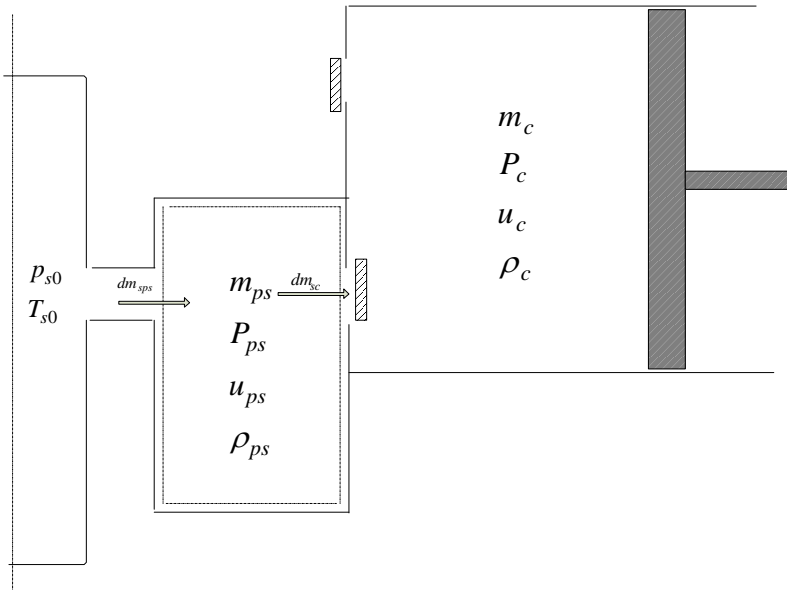
که در آن $\frac{dm_{sps}}{dt}$ جرم ورودی به محفظه مکش و $\frac{dm_{sc}}{dt}$ جرم خروجی از محفظه مکش بر حسب زاویه

لنگ است. جرم خروجی از محفظه مکش کمپرسور همان جرم ورودی به محفظه سیلندر می‌باشد.

همچنین قانون اول ترمودینامیک برای حالت گاز ایده‌ال در محفظه مکش، با توجه به شکل ۳-۶ و

معادله ۳-۲۸ به صورت زیر نوشته می‌شود.

$$\frac{dT_{ps}}{dt} = \frac{1}{m_{ps}(C_p - R)} \left(\frac{dm_{sps}}{d\theta} C_p T_{s0} - \frac{dm_{sc}}{d\theta} C_p T_{ps} - (C_p - R) T_{sc} \left(\frac{dm_{sps}}{d\theta} - \frac{dm_{sc}}{d\theta} \right) \right) \quad (33-3)$$



شکل ۳-۶- محفظه مکش کمپرسور

۳-۴-۳ قانون اول ترمودینامیک برای محفظه دمش

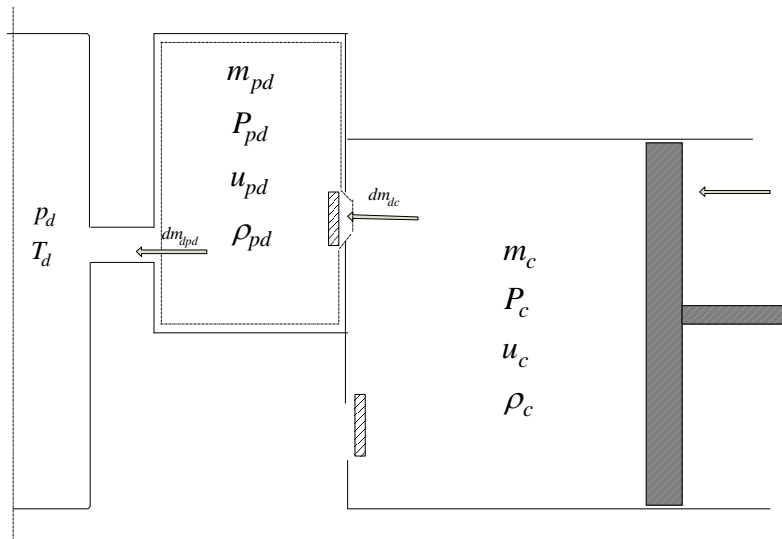
حجم محفظه دمش نیز ثابت است، بنابراین مقدار کار صفر است. همچنین مخزن دمش را آدیباتیک فرض می‌کنیم بنابراین انتقال حرارت در این محفظه صفر می‌باشد. با توجه به شکل ۳-۷ و معادله ۳-۲۸ قانون اول ترمودینامیک برای گاز واقعی در محفظه دمش به صورت زیر بازنویسی می‌شود.

$$\frac{du_{pd}}{d\theta} = \frac{1}{m_{pd}} \left(\frac{dm_{dc}}{d\theta} h_c - \frac{dm_{dpd}}{d\theta} h_{pd} - u_{pd} \left(\frac{dm_{dc}}{d\theta} - \frac{dm_{dpd}}{d\theta} \right) \right) \quad (34-3)$$

که در آن $\frac{dm_{dpd}}{d\theta}$ و $\frac{dm_{dc}}{d\theta}$ جرم ورودی و خروجی در محفظه دمش کمپرسور است. جرم ورودی به محفظه دمش کمپرسور همان جرم خروجی از محفظه سیلندر می‌باشد.

همچنین قانون اول ترمودینامیک برای حالت گاز ایده‌آل در محفظه دمش، با توجه به شکل ۳-۶ و معادله ۳-۲۸ به صورت زیر نوشته می‌شود.

$$\frac{dT_{pd}}{d\theta} = \frac{1}{m_{pd}(C_p - R)} \left(\frac{dm_{dc}}{d\theta} C_p T_c - \frac{dm_{dpd}}{d\theta} C_p T_{pd} - (C_p - R) T_{pd} \left(\frac{dm_{dc}}{d\theta} - \frac{dm_{dpd}}{d\theta} \right) \right) \quad (35-3)$$



شکل ۳-۷- محفظه دممش کمپرسور

۵-۳ دبی ورودی و خروجی از لوله ورودی و خروجی محفظه مکش و دممش

دبی جریان ورودی به محفظه مکش و خروجی از محفظه دممش را می توان با کمک معادله ۳-۱ محاسبه کرد. برای محفظه مکش با توجه به شکل ۳-۶، معادله دبی جرمی ورودی به محفظه مکش از طریق لوله به صورت زیر محاسبه می شود.

$$\frac{dm_{sps}}{d\theta} = \frac{1}{\omega} \rho_s \alpha_{ps} \varepsilon_{ps} A_{sps} \sqrt{\frac{2(p_s - p_{ps})}{\rho_s}} \quad \text{if} \quad \frac{p_{ps}}{p_s} > \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}} \quad (36-3)$$

$$\frac{dm_{sps}}{d\theta} = \frac{1}{\omega} \rho_s \alpha_{ps} A_{sps} \sqrt{\frac{\gamma}{RT_s} \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}} \quad \text{if} \quad \frac{p_{ps}}{p_s} \leq \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}$$

که A_{sps} سطح مقطع لوله ورودی به محفظه مکش است.

برای محفظه دممش با توجه به شکل ۳-۷، معادله دبی جرمی خروجی از محفظه دممش از طریق لوله خروجی به صورت زیر محاسبه می شود.

$$\frac{dm_{dpd}}{d\theta} = \frac{1}{\omega} \rho_{pd} \alpha_{dpd} \varepsilon_{dpd} A_{dpd} \sqrt{\frac{2(p_{pd} - p_d)}{\rho_{pd}}} \quad \text{if} \quad \frac{p_d}{p_{pd}} > \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}} \quad (37-3)$$

$$\frac{dm_{dpd}}{d\theta} = \frac{1}{\omega} \rho_{pd} \alpha_{dpd} A_{dpd} \sqrt{\frac{\gamma}{RT_{pd}} \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}} \quad \text{if} \quad \frac{p_d}{p_{pd}} < \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}$$

که A_{dpd} سطح مقطع لوله خروجی از محفظه دمش است.

۳-۶ مدل کردن انتقال حرارت برای محفظه سیلندر

اثرات انتقال حرارت بر ظرفیت کمپرسور به دو دسته تقسیم می‌شود (۱) انتقال حرارت بیرونی از محیط به سیال قبل از ورود به محفظه سیلندر، (۲) انتقال حرارت بین دیواره سیلندر، سیال خنک‌کننده و سیال درون محفظه سیلندر. انتقال حرارت به سیال یا از سیال قبل از ورود به محفظه سیلندر اثر مستقیم بر ظرفیت کمپرسور دارد. زیرا با افزایش و کاهش دمای سیال ورودی به محفظه سیلندر، جرم حجمی آن کاهش و یا افزایش می‌یابد و در نتیجه بر دبی جرمی ورودی بر سیلندر تأثیر می‌گذارد. بنابراین در بسیاری از موارد دمای سیال ورودی به کمپرسور را برای افزایش ظرفیت کمپرسور و یا کاهش کار مورد نیاز برای فشرده کردن گاز کاهش می‌دهند. البته این عمل باید با دقت انجام شود، زیرا کاهش دما باعث تشکیل مایع و یا در گاز طبیعی باعث تشکیل هیدرات در محفظه سیلندر می‌گردد که اثرات نامطلوب جانبی زیادی بر کمپرسور دارد.

انتقال حرارت سیلندر می‌تواند خود به دو قسمت تبدیل شود (۱) انتقال حرارت از سیال درون سیلندر به محیط بیرون در طی فرایند تراکم، (۲) انتقال حرارت از بدنه سیلندر به گاز در طی فرایند انبساط. این انتقال حرارت می‌تواند بر دمای گاز موجود در سیلندر و همچنین نمودار $p-v$ تأثیر داشته باشد. در طی مرحله تراکم انتقال حرارت از سیال درون سیلندر به محیط مفید است زیرا کار مورد نیاز برای تراکم را کم می‌کند. ولی همان‌طور که قبلاً نیز گفته شد انتقال حرارت به گاز ورودی باعث کاهش بازده حجمی و در نتیجه کاهش ظرفیت کمپرسور و یا افزایش کار مورد نیاز کمپرسور می‌شود. ادیر و همکاران [۶۶] ۱۰ تا ۲۰ درصد کاهش بازده حجمی و ترمودینامیکی در کمپرسورها را ناشی از انتقال حرارت می‌دانند. البته بروک و همکاران [۶۷] مقدار کاهش بازده حجمی و مقدار افزایش کار را در حدود ۲/۵ درصد بیان کرده است. یکی دیگر از کاربردهای تحلیل انتقال حرارت تعیین توزیع دما در قطعات مختلف کمپرسور و در نتیجه تعیین مواد مناسب برای این قطعات است. انتقال حرارت و اثرات آن بر ظرفیت کمپرسور بسیار پیچیده است و به طراحی کمپرسور بستگی دارد. عواملی مختلفی

از جمله، سرعت رفت و برگشت سیلندر، میزان دبی جرمی، مقدار قطر داخلی سیلندر و اختلاف دمای بین گاز درون سیلندر و محیط اطراف سیلندر (یا سیال خنک‌کننده سیلندر) بر انتقال حرارت و در نتیجه کارایی کمپرسور تأثیر دارند.

۱-۶-۳ روابط انتقال حرارت

حرارت برای انتقال از گاز به محیط باید سه مسیر را طی کند. ابتدا حرارت از گاز درون محفظه به بدنه سیلندر منتقل شود و سپس بوسیله هدایت ضخامت دیواره پیستون را طی کند و در نهایت باید توسط جابجایی از جداره بیرونی سیلندر به سیال خنک‌کننده که آب یا هوا است منتقل شود. در حالت کلی انتقال حرارت از گاز درون سیلندر به سیال خنک‌کننده توسط رابطه زیر محاسبه می‌شود.

$$\dot{Q} = UA(\theta)[T_c(\theta) - T_a] \quad (3-38)$$

که $A(\theta)$ سطح انتقال حرارت، U ضریب کلی انتقال حرارت و $T_c(\theta)$ دمای گاز درون محفظه سیلندر و T_a دمای سیال خنک‌کننده می‌باشد.

ضریب انتقال حرارت کلی رابطه از رابطه ۳-۴۲ قابل محاسبه است

$$U(\theta) = \frac{1}{\sum AR_j} \quad (3-39)$$

که

$$A(\theta) = \pi D_o x(\theta) \quad (3-40)$$

و R_j مقاومت‌ها عبارتند از $R_i(\theta)$ مقاومت جابجایی درونی، $R_o(\theta)$ مقاومت جابجایی بیرونی و $R_w(\theta)$ مقاومت هدایتی دیوار که به ترتیب از روابط زیر قابل محاسبه می‌باشند

$$R_{in}(\theta) = \frac{1}{\pi D_i x(\theta) h_{in}(\theta)} \quad (3-41)$$

$$R_o(\theta) = \frac{1}{\pi D_o x(\theta) h_o(\theta)} \quad (3-42)$$

$$R_w(\theta) = \frac{\ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2\pi K_w x(\theta)} \quad (43-3)$$

در روابط بالا، D_i قطر داخلی سیلندر که برابر قطر پیستون فرض شده است، D_o قطر خارجی سیلندر، $h_i(\theta)$ ضریب انتقال حرارت درونی، $h_o(\theta)$ ضریب انتقال حرارت بیرونی و K_w ضریب هدایت حرارتی دیوار می‌باشد. با جاگذاری این روابط در معادله ۳-۳۹ داریم

$$U(\theta) = \frac{1}{\frac{D_o}{D_i h_i(\theta)} + D_o \frac{\ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{K_w} + \frac{1}{h_o(\theta)}} \quad (44-3)$$

حرارت می‌تواند به وسیله جابجایی طبیعی (برای کمپرسورهای کوچک) و یا اجباری (برای کمپرسورهای بزرگ) از جداره بیرونی سیلندر به محیط انتقال یابد.

در حالت جابجایی طبیعی آرام برای به دست آوردن $h_o(\theta)$ ، ضریب انتقال حرارت برای هوای بیرون سیلندر در دمای اتاق، که در آن کمپرسور همانند یک سیلندر افقی عمل می‌کند و انتقال حرارت از طریق جابجایی طبیعی امکان‌پذیر است، می‌توان از رابطه زیر استفاده کرد:

$$Nu(\theta) = \frac{h_o(\theta) D_o}{K} = \left[\frac{Gr(\theta) (Pr(\theta))_f^2}{2.435 + 4.884 \sqrt{(Pr(\theta))_f} + 4.953 (Pr(\theta))_f} \right]^{0.25} \quad (45-3)$$

که در آن D_o قطر بیرونی سیلندر و برای $Pr(\theta)$ ، عدد پرانتل داریم:

$$Pr(\theta) = \frac{C_p(\theta) \mu(\theta)}{K} \quad (46-3)$$

$C_p(\theta)$ ظرفیت گرمایی ویژه، $\mu(\theta)$ ویسکوزیته گاز در هر لحظه بوده و برای عدد گراش $Gr(\theta)$ داریم:

$$Gr(\theta) = \frac{\left(\frac{\pi D_o}{2}\right)^3 \frac{G}{T_f} (T_a - T_w)}{g(\theta)^2} \quad (47-3)$$

که g ، ویسکوزیته سینماتیکی می‌باشد. T_f دمای مرجع و زیرنویس f نشان‌دهنده خصوصیات ترمودینامیکی در دمای لایه‌ای است که برابر است با:

$$T_f = \frac{T_a + T_w}{2} \quad (48-3)$$

برای کمپرسورهایی که با آب خنک می‌شود، ضریب انتقال حرارت با توجه به رابطه زیر برای جریان جابجایی اجباری در اطراف استوانه محاسبه می‌شود [۶۸].

$$Nu_o(\theta) = \frac{h_o D_o}{K_o} = (0.35 + 0.56 Re^{0.52}(\theta)) Pr^{0.3}(\theta) \quad (49-3)$$

که

$$Re(\theta) = \frac{\rho_o \bar{V} D_o}{\mu_o} \quad (50-3)$$

که \bar{V} سرعت متوسط سیال خنک‌کننده است.

۳-۶-۲ انتقال حرارت از گاز داخل محفظه سیلندر به جداره سیلندر

اولین کار ارائه شده در مورد انتقال حرارت در کمپرسورها در سال ۱۹۳۱ توسط کلمن^{۳۲} می‌باشد [۶۷]. البته با این وجود بیشترین تلاش‌ها برای پیش‌بینی انتقال حرارت در موتورهای احتراق داخلی صورت گرفته است تا ضریب انتقال حرارت لحظه‌ای محاسبه گردد. نتایج این بررسی‌ها معمولاً ارائه روابطی برای محاسبه ضریب انتقال حرارت است. این روابط برای موتورهای احتراق داخلی به دو دسته با توجه به انتخاب نوع متغیر، تقسیم می‌شود. گروه اول روابطی هستند که به صورت زیر است [۶۶].

$$h_{in}(t) = f[V_p, P_g(t), T_g(t)] \quad (51-3)$$

که t نشان دهنده لحظه‌ای بودن مقادیر می‌باشد. در این روابط ضرایب ثابت برای اندازه‌گیری انتقال حرارت متوسط تعیین می‌شوند.

گروه دوم روابطی هستند که برحسب عدد بی بعد ارائه شده‌اند و به صورت زیر است [۶۶].

$$Nu(t) = f[Re(t), \text{gas properties}] \quad (52-3)$$

³² Kollmann

با توجه به روابط ارائه شده برای محاسبه ضریب انتقال حرارت در موتور احتراقی، روابط مختلفی برای محاسبه ضریب انتقال حرارت در محفظه سیلندر در کمپرسور ارائه گردید [۶۶][۶۹][۷۰][۷۱]. در این رساله از مدل ارائه شده توسط ادیر [۶۶] برای انتقال حرارت در داخل سیلندر استفاده شده است که به صورت زیر است.

$$Nu = 0.053 Re(t)^{0.8} pr^{0.6} \quad (۵۳-۳)$$

در این رابطه، $Re(\theta)$ ، عدد رینولدز برحسب سرعت دورانی می باشد که از رابطه زیر قابل محاسبه است:

$$Re(\theta) = \frac{\rho_c D_e^2(\theta) \omega_g(\theta)}{2\mu(\theta)} \quad (۵۴-۳)$$

در رابطه ۵۴-۳، $\omega_g(\theta)$ سرعت دورانی است که تابعی از سرعت زاویه ای می باشد و بصورت زیر محاسبه می شود:

$$\omega_g(\theta) = \begin{cases} 2\omega(1.04 + A \cos(2\theta)) & \text{for } \frac{3}{2}\pi < \theta < \frac{\pi}{2} \\ \omega(1.04 + A \cos(2\theta)) & \text{for } \frac{\pi}{2} < \theta < \frac{3}{2}\pi \end{cases} \quad (۵۵-۳)$$

و $D_e(\theta)$ قطر مؤثر از رابطه زیر محاسبه می شود:

$$D_c(\theta) = \frac{6Volume}{Area} = \frac{6\pi(D/2)^2 x_p(\theta)}{\pi D x_p(x) + 2\pi(D/2)^2} \quad (۵۶-۳)$$

اساساً انتقال حرارت ترکیبی از سه نوع انتقال حرارت، هدایت، جابجایی و تشعشع است. انتقال حرارت تشعشع در موتورهای احتراق داخلی مهم می باشد اما در کمپرسورهای رفت و برگشتی به دلیل اختلاف دمای نسبتاً کوچک، قابل صرف نظر است.

در طی هر سیکل در کمپرسور، دمای دیواره سیلندر، به صورت تناوبی حول یک مقدار متوسط بین دمای ورودی و خروجی، تغییر می کند. دمای سیلندر حول یک دمای متوسط با اختلاف یک درجه

رانکین تغییر می کند و در نتیجه می توان فرض کرد که دمای دیواره ثابت است $(T_w = (T_s + T_d)/2)$.

۷-۳ مدل کردن اصطکاک

یکی از منابع مهم اتلافات توان در کمپرسورهای رفت و برگشتی اصطکاک می‌باشد. بنابراین تحلیل و پیش‌بینی مقدار اتلافات ناشی از آن بسیار مهم است. اصطکاک به‌وسیله حرکت دو جسم بر روی یکدیگر بوجود می‌آید. در کمپرسورها نیز قطعات متحرک زیادی وجود دارد که بر روی یکدیگر حرکت می‌کنند و عامل اصطکاک می‌باشند. منابع اصطکاک در کمپرسور عبارتند از حرکت پیستون در داخل سیلندر، حرکت میله پیستون در داخل نشت بندها و اصطکاک ناشی از میل‌لنگ و اصطکاک در سوپاپ‌ها می‌باشند.

برای جلوگیری از عبور گاز از قسمت پرفشار به قسمت کم‌فشار در سیلندر، بر روی پیستون رینگ‌های تعبیه می‌کنند. این رینگ‌ها شامل دو نوع شامل رینگ پیستون و رینگ راهنما می‌باشند. وظیفه رینگ پیستون جلوگیری از عبور گاز و نشت بندی است. وظیفه اصلی رینگ راهنما جلوگیری از برخورد بدنه پیستون با بدنه سیلندر می‌باشد.

می‌توان از روابط مربوط به موتور احتراق داخلی برای کمپرسورهای رفت و برگشتی استفاده کرد. البته فناوری جدیدی از سوی برخی شرکت‌ها نظیر SKF برای غلبه بر اصطکاک در کمپرسورهای مورد استفاده در صنایع گاز معرفی شده است که در آنها به‌جای استفاده از رینگ و لایه نازک روغن، از رینگ‌های گرافیتی یا مغناطیسی استفاده شده است. حامیان استفاده نکردن از روغن برای سیستم‌های مورد استفاده در صنایع گاز معتقدند که در این حالت گاز خروجی از کیفیت بالاتری برخوردار است و طرفداران استفاده از روغن اعتقاد دارند که در صورت روغن‌کاری و فیلتراسیون صحیح، این سیستم‌ها نیز از گاز خروجی با کیفیت بالا برخوردارند [۲].

در صورتی که از روغن‌کاری در سیلندر و پیستون استفاده نشود از رابطه زیر برای محاسبه کار اتلافی در یک سیکل استفاده می‌شود [۲].

$$W_{friction} = (F)(2)(S) \quad (۵۷-۳)$$

که F نیروی لازم برای غلبه بر اصطکاک و S طول کورس کمپرسور است.

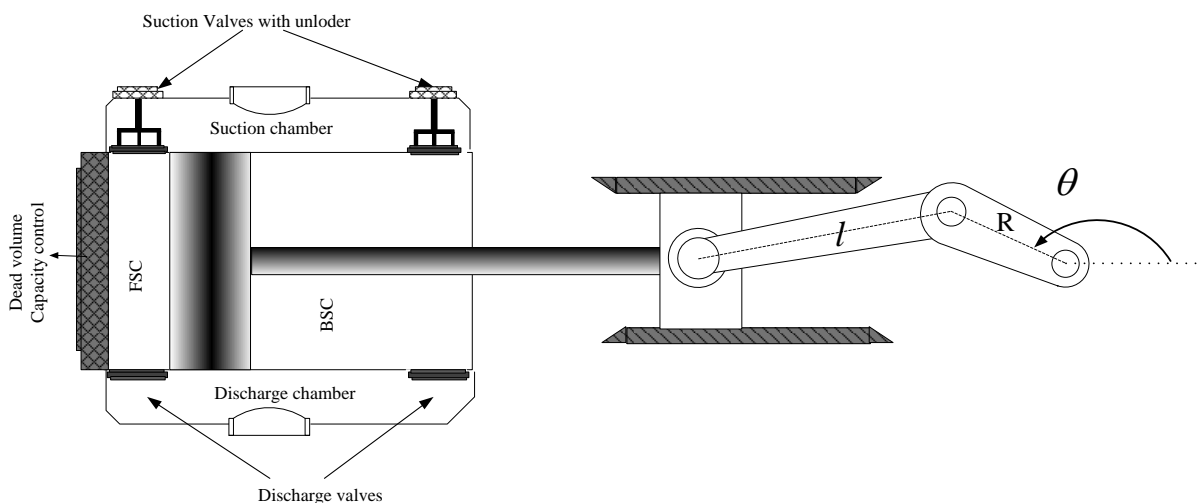
مقدار نیروی لازم جهت غلبه بر نیروی اصطکاک توسط رابطه زیر محاسبه می‌گردد.

$$F = \pi f P_{cv}(\theta) w D \quad (58-3)$$

که f ضریب اصطکاک، w عرض رینگ و D قطر رینگ می‌باشد.

۸-۳ مدل‌سازی کمپرسور دوطرفه

شکل شماتیک کمپرسور دوطرفه مورد مطالعه در این تحقیق در شکل ۸-۳ نشان داده شده است. این کمپرسور دارای سیستم کنترل ظرفیت به وسیله حجم مرده و بی‌بار کننده‌های سوپاپ‌های ورودی است. همان‌طور که در شکل ۸-۳ ملاحظه می‌گردد، حجم‌های کنترل شامل حجم کنترل محفظه مکش، حجم کنترل سیلندر سمت حجم مرده یا جلو (FSC)، حجم کنترل سیلندر سمت میله (BSC) و حجم کنترل محفظه دمش می‌باشد.



شکل ۸-۳- شماتیک کمپرسور دوطرفه

این کمپرسور دارای کنترل ظرفیت پله‌ای با ظرفیت ۰، ۵۰، ۷۵ و ۱۰۰ درصد است. در ظرفیت ۰ درصد بی‌بار کننده‌های سوپاپ ورودی برای FSC و BSC فعال بوده و سوپاپ‌ها باز نگه داشته می‌شوند. در ظرفیت ۵۰ درصد بی‌بارکننده BSC غیر فعال شده و این سیلندر وارد کار می‌شود و عمل فشرده کردن گاز را انجام می‌دهد. در ظرفیت ۷۵ درصد هر دو محفظه BSC و FSC عمل تراکم گاز را انجام داده ولی حجم مرده FSC بالاتر بوده و در نتیجه دبی جرمی آن کمتر است. در ظرفیت

۱۰۰ درصد حجم مرده FSC کاهش می‌یابد و دبی خروجی از این کمپرسور به بیشینه می‌رسد. قانون اول ترمودینامیک برای محفظه‌های سیلندر و محفظه‌های مکش و دمش در ادامه توضیح داده می‌شود.

۳-۸-۱ ظرفیت ۷۵ و ۱۰۰ درصد

قانون اول ترمودینامیک برای محفظه‌های BSC با توجه به شکل ۳-۸ و معادله ۳-۳۰ به صورت زیر بازنویسی می‌شود.

$$\frac{du_{BSC}}{d\theta} = \frac{1}{m_{BSC}} \left\{ \frac{dQ}{d\theta} + \frac{dm_{s,BSC}}{d\theta} h_{ps} - p_{BSC} \frac{dV_{BSC}}{d\theta} - \frac{dm_{d,BSC}}{d\theta} h_{BSC} - u_{BSC} \left(\frac{dm_{s,BSC}}{d\theta} - \frac{dm_{d,BSC}}{d\theta} \right) \right\} \quad (۳-۵۹)$$

که $\frac{dm_{s,BSC}}{d\theta}$ و $\frac{dm_{d,BSC}}{d\theta}$ به ترتیب جرم ورودی و خروجی محفظه BSC است.

برای محفظه FSC معادله ۳-۳۰ به صورت زیر نوشته می‌شود.

$$\frac{du_{FSC}}{d\theta} = \frac{1}{m_{FSC}} \left\{ \frac{dQ}{d\theta} + \frac{dm_{s,FSC}}{d\theta} h_{ps} - p_{FSC} \frac{dV_{FSC}}{d\theta} - \frac{dm_{d,FSC}}{d\theta} h_{FSC} - u_{FSC} \left(\frac{dm_{s,FSC}}{d\theta} - \frac{dm_{d,FSC}}{d\theta} \right) \right\} \quad (۳-۶۰)$$

که $\frac{dm_{s,FSC}}{d\theta}$ و $\frac{dm_{d,FSC}}{d\theta}$ به ترتیب جرم ورودی و خروجی محفظه BSC می‌باشد.

برای محفظه مکش قانون اول ترمودینامیک با توجه به معادله ۳-۳۰ به صورت زیر ارائه می‌گردد.

$$\frac{du_{ps}}{d\theta} = \frac{1}{m_{ps}} \left(\frac{dm_{sps}}{d\theta} h_{s0} - \left(\frac{dm_{s,FSC}}{d\theta} + \frac{dm_{s,BSC}}{d\theta} \right) h_{ps} - u_{ps} \left(\frac{dm_{sps}}{d\theta} - \frac{dm_{s,FSC}}{d\theta} - \frac{dm_{s,BSC}}{d\theta} \right) \right) \quad (۳-۶۱)$$

که $\frac{dm_{sps}}{d\theta}$ جرم ورودی به محفظه مکش بوسیله لوله ورودی می‌باشد.

برای محفظه دمش قانون اول ترمودینامیک با توجه به شکل ۳-۸ به صورت زیر نوشته می‌شود.

$$\frac{du_{pd}}{d\theta} = \frac{1}{m_{pd}} \left(\frac{dm_{d,FSC}}{d\theta} h_{FSC} + \frac{dm_{d,BSC}}{d\theta} h_{BSC} - \frac{dm_{dpd}}{d\theta} h_{pd} - u_{pd} \left(\frac{dm_{d,FSC}}{d\theta} + \frac{dm_{d,BSC}}{d\theta} - \frac{dm_{dpd}}{d\theta} \right) \right) \quad (۳-۶۲)$$

که $\frac{dm_{dpd}}{d\theta}$ جرم خروجی از محفظه دمش بوسیله لوله خروجی است.

۳-۸-۲ ظرفیت ۵۰ درصد

برای ظرفیت ۵۰ درصد (بی بارکننده‌های FSC فعال شده) قانون اول ترمودینامیک برای حجم کنترل FSC را می‌توان به‌وسیله معادله ۳-۶۰ بیان کرد. در این حالت دبی جرمی خروجی از FSC از طریق سوپاپ ورودی صورت می‌گیرد. قانون اول ترمودینامیک برای محفظه مکش به‌صورت زیر نوشته می‌شود.

$$\frac{du_{ps}}{d\theta} = \frac{1}{m_{ps}} \left(\frac{dm_{sps}}{d\theta} h_{s0} + \frac{dm_{d,FSC}}{d\theta} h_{FSC} - \left(\frac{dm_{s,FSC}}{d\theta} + \frac{dm_{s,BSC}}{d\theta} \right) h_{ps} - u_{ps} \left(\frac{dm_{sps}}{d\theta} + \frac{dm_{d,FSC}}{d\theta} - \frac{dm_{s,FSC}}{d\theta} - \frac{dm_{s,BSC}}{d\theta} \right) \right) \quad (۳-۶۳)$$

همچنین برای ظرفیت ۵۰ درصد، معادله قانون اول برای محفظه دمش، ۳-۷۱، به‌صورت زیر نوشته می‌شود.

$$\frac{du_{pd}}{d\theta} = \frac{1}{m_{pd}} \left(\frac{dm_{d,BSC}}{d\theta} h_{BSC} - \frac{dm_{dpd}}{d\theta} h_{pd} - u_{pd} \left(\frac{dm_{d,BSC}}{d\theta} - \frac{dm_{dpd}}{d\theta} \right) \right) \quad (۳-۶۴)$$

۳-۹ مدل‌سازی خنک‌کن میانی

خنک‌کن میانی مورد استفاده در این مدل‌سازی، مبدل فین-لوله (کولر هوایی) است که به‌وسیله هوا گاز گرم خنک می‌شود. مبدل حرارتی به‌صورت حالت پایدار مدل‌سازی شده است. برای محاسبه انتقال حرارت از روش $\varepsilon-NTU$ استفاده شده است.

دمای گاز طبیعی خروجی از مبدل حرارتی با توجه به دمای گاز ورودی $T_{g,in}$ و دمای محیط T_a به‌وسیله رابطه زیر محاسبه می‌شود [۷۲].

$$T_{g,out} = T_{g,in} - \varepsilon \frac{C_{\min}}{C_g} (T_{g,in} - T_a) \quad (۳-۶۵)$$

C_{\min} کمترین ظرفیت گرمایی و C_g ظرفیت گرمایی گاز است. رابطه بالا برای گاز واقعی به‌صورت زیر بازنویسی می‌شود.

$$h_{g,out} = h_{g,in} - \varepsilon C_{\min} (T_{g,in} - T_a) \quad (۳-۶۶)$$

کارایی (ε) برای مبدل حرارتی را می‌توان توسط رابطه زیر تخمین زد [۷۳].

$$\varepsilon = \left(\frac{1}{C_r} \right) (1 - \exp[-C_r [1 - \exp(-NTU)]]]) \quad (۶۷-۳)$$

که C_r نسبت بیشترین ظرفیت گرمایی به کمترین ظرفیت گرمایی می‌باشد. NTU ، تعداد واحد انتقال حرارت است که به صورت زیر تعریف می‌شود.

$$NTU = \frac{UA}{C_{\min}} \quad (۶۸-۳)$$

که U ضریب انتقال حرارت کلی می‌باشد که توسط رابطه زیر محاسبه می‌شود.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{J_i} \frac{A_0}{A_i} + \frac{A_0 \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2\pi K_i L} + \frac{1}{J_o \eta_f} \quad (۶۹-۳)$$

d_i, d_o و L به ترتیب قطر بیرونی، قطر داخلی و طول لوله می‌باشند. A_0, A_i و η_f به ترتیب سطح انتقال حرارت بیرونی، سطح انتقال حرارت درونی مبدل و بازده فین می‌باشند که می‌توان از روش‌های ارائه شده در مرجع [۷۲] محاسبه کرد.

برای مبدل فین-لوله، رابطه زیر به طور گسترده‌ای برای محاسبه ضریب انتقال حرارت قسمت هوا (قسمت بیرونی مبدل حرارتی) استفاده می‌شود [۷۴].

$$J_o = 0.134 \text{Re}_o^{0.681} \text{Pr}_{air}^{0.333} \left(\frac{s}{\lambda}\right)^{0.2} \left(\frac{s}{\delta}\right)^{0.11} \left(\frac{K_{air}}{d_o}\right) \quad (۷۰-۳)$$

که λ, s و δ به ترتیب ارتفاع فین، فاصله بین فین‌های مجاور، و ضخامت فین می‌باشند. ضریب انتقال حرارت جابجایی در قسمت گاز طبیعی (سمت لوله)، را می‌توان به وسیله رابطه زیر تخمین زد [۷۲].

$$J_i = \frac{(f/2)(\text{Re}_g - 1000) \text{Pr}_g}{1 + 12.7(f/2)^{0.5} (\text{Pr}_g^{2/3} - 1)} \left(\frac{K_g}{d_i}\right) \quad (۷۱-۳)$$

که ضریب اصطکاک (f) توسط رابطه زیر محاسبه می‌شود [۷۲].

$$f = \begin{cases} 0.0054 + 2.3 \times 10^{-8} \text{Re}_g^{3/2} & \text{for } 2100 < \text{Re}_g < 4000 \\ 0.00128 + 0.1143 \text{Re}_g^{-1/3.2154} & \text{for } 4000 < \text{Re}_g < 10^7 \end{cases} \quad (72-3)$$

همچنین افت فشار برای جریان گاز طبیعی در قسمت لوله به صورت زیر است.

$$\Delta p_g = \frac{4fLG_g^2}{d_i 2g} \quad (73-3)$$

که G_g شار جرمی گاز می باشد.

۱۰-۳ قانون دوم ترمودینامیک

تحلیل قانون دوم برای کمپرسور می تواند روشی برای توسعه استراتژی برای بهبود عملکرد کمپرسور و کاهش تولید انتروپی باشد. قانون دوم ترمودینامیک در حالت کلی می تواند به صورت زیر نوشته شود.

$$\dot{S}_{gen} = \frac{dS_{cv}}{dt} + \sum_{out} \dot{m}_{out} s_{out} - \sum_{in} \dot{m}_{in} s_{in} - \sum_j \frac{Q_j}{T_j} \quad (74-3)$$

معادله بالا را می توان به صورت زیر بازنویسی کرد.

$$\frac{dS_{gen}}{dt} = \frac{dS_{cv}}{dt} + \sum_{out} \frac{dm_{out}}{dt} s_{out} - \sum_{in} \frac{dm_{in}}{dt} s_{in} - \sum_j \frac{(dQ_j/dt)}{T_j} \quad (75-3)$$

برای محاسبه نرخ تغییرات آنترپی، $\frac{dS_{cv}}{dt}$ ، از رابطه زیر می توان استفاده کرد

$$\frac{d(m_{cv} s_{cv})}{dt} = m_{cv} \frac{ds_{cv}}{dt} + s_{cv} \frac{dm_{cv}}{dt} \quad (76-3)$$

با توجه به رابطه ۱۳-۳ و رابطه ۷۶-۳ به صورت زیر بازنویسی می شود.

$$\frac{dS_{gen}}{d\theta} = m_{cv} \frac{ds_{cv}}{d\theta} + \sum \frac{dm_{out}}{d\theta} (s_{cv} + s_{out}) - \sum \frac{dm_{in}}{d\theta} (s_{cv} + s_{in}) - \sum_j \frac{(dQ/d\theta)}{T_j} \quad (77-3)$$

کار اصطکاکی، به حرارت تبدیل می شود و بصورت انرژی حرارتی به بدنه سیلندر منتقل می شود.

آنترپی تولید شده به وسیله اصطکاک به صورت زیر تعریف می شود [۷۵].

$$\dot{S}_{gen, friction} = \frac{W_{friction}}{T_j} \quad (78-3)$$

۱۱-۳ مدل سازی عیب یابی کمپرسور

در این مدل سازی هدف بررسی تغییرات دما در محفظه های مکش و دمش کمپرسورها برای عیب یابی کمپرسورهای رفت و برگشتی می باشد. برای این منظور، از مدل سازی ترمودینامیکی برای مطالعه کمپرسور رفت و برگشتی با سیال گاز طبیعی با سوپاپ ورودی و خروجی شکسته استفاده شده است. در این روش محفظه سیلندر، محفظه های مکش و دمش به عنوان حجم های کنترل به همراه معادلات جرم و انرژی برای مدل سازی مورد استفاده قرار گرفته است. بعلاوه معادلات حرکت پیستون، دینامیک سوپاپ ها و دبی جرمی در ارفیس و سوپاپ ها برای شبیه سازی استفاده شده که در بخش های قبلی توضیح داده شده است. برای مدل سازی شکستگی در سوپاپ، یک سوراخ بر روی صفحه سوپاپ در نظر گرفته شده است. این سوراخ ها بر روی معادلات جرم و انرژی حجم های کنترل تأثیر می گذارند که در ادامه ارائه شده است.

۱-۱۱-۳ شکستگی در سوپاپ ورودی

معادله بقای جرم برای حجم کنترل برحسب زاویه لنگ به صورت زیر نوشته می شود

$$\frac{dm_{cv}}{d\theta} = \frac{dm_{in}}{d\theta} + \frac{dm_{li}}{d\theta} - \frac{dm_{out}}{d\theta} - \frac{dm_{le}}{d\theta} \quad (۷۹-۳)$$

که $dm_{in}/d\theta$ و $dm_{out}/d\theta$ دبی جرمی ورودی و خروجی از حجم کنترل، و $dm_{li}/d\theta$ و $dm_{le}/d\theta$ دبی

ورودی به و خروجی از حجم کنترل به دلیل نشتی ناشی از شکستگی سوپاپ است.

به دلیل شکستگی در سوپاپ ورودی، جریان از طریق سوراخ موجود در سوپاپ از محفظه ورودی به محفظه سیلندر و برعکس جریان دارد. برای حجم کنترل مکش، به دلیل شکستگی سوپاپ ورودی کمپرسور، گاز وارد محفظه مکش شده و فشار آن از فشار لوله ورودی به این محفظه می تواند بیشتر باشد. به همین دلیل معادله دبی مبادله شده بین محفظه مکش و خط ورودی به صورت زیر بازنویسی می شود.

$$\frac{dm_{sps}}{d\theta} = \frac{1}{\omega} \rho_s \alpha_{ps} \varepsilon_{ps} A_{sps} \sqrt{\frac{2(p_s - p_{ps})}{\rho_s}} \quad \text{if} \quad \frac{p_{ps}}{p_s} > \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}} \quad \text{since } p_s \geq p_{ps} \quad (80-3)$$

$$\frac{dm_{sps}}{d\theta} = \frac{1}{\omega} \rho_s \alpha_{ps} A_{sps} \sqrt{\frac{\gamma}{RT_s} \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}} \quad \text{if} \quad \frac{p_{ps}}{p_s} \leq \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}$$

$$\frac{dm_{dps}}{d\theta} = \frac{1}{\omega} \rho_{ps} \alpha_{ps} \varepsilon_{ps} A_{sps} \sqrt{\frac{2(p_{ps} - p_s)}{\rho_s}} \quad \text{if} \quad \frac{p_s}{p_{ps}} > \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}} \quad \text{since } p_s < p_{ps} \quad (81-3)$$

$$\frac{dm_{dps}}{d\theta} = \frac{1}{\omega} \rho_{ps} \alpha_{ps} A_{sps} \sqrt{\frac{\gamma}{RT_{ps}} \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}} \quad \text{if} \quad \frac{p_s}{p_{ps}} \leq \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}$$

معادله ۸۰-۳ مقدار گاز ورودی به محفظه مکش از خط ورودی را محاسبه می کند و معادله ۸۱-۳ مقدار گاز خروجی از محفظه مکش از طریق خط ورودی را نشان می دهد. نشتی ورودی و خروجی از این محفظه از طریق سوراخ روی صفحه سوپاپ اتفاق می افتد. روابط نشتی ورودی به محفظه مکش به وسیله رابطه زیر محاسبه می شود.

$$\frac{dm_{li}}{d\theta} = \frac{1}{\omega} \rho_c \alpha_{lf} \varepsilon_{li} A_{lf} \sqrt{\frac{2(p_c - p_{ps})}{\rho_c}} \quad \text{if} \quad \frac{p_{ps}}{p_c} > \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}} \quad (82-3)$$

$$\frac{dm_{li}}{d\theta} = \frac{1}{\omega} \rho_c \alpha_{lf} A_{lf} \sqrt{\frac{\gamma}{RT_c} \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}} \quad \text{if} \quad \frac{p_{ps}}{p_c} < \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}$$

همچنین نشتی خروجی از محفظه ورودی (به محفظه سیلندر وارد می شود) به صورت زیر نوشته می شود.

$$\frac{dm_{le}}{d\theta} = \frac{1}{\omega} \rho_{ps} \alpha_{lf} \varepsilon_{le} A_{lf} \sqrt{\frac{2(p_{ps} - p_c)}{\rho_{ps}}} \quad \text{if} \quad \frac{p_c}{p_{ps}} > \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}} \quad (83-3)$$

$$\frac{dm_{le}}{d\theta} = \frac{1}{\omega} \rho_{ps} \alpha_{lf} A_{lf} \sqrt{\frac{\gamma}{RT_{ps}} \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}} \quad \text{if} \quad \frac{p_c}{p_{ps}} < \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}$$

برای محفظه مکش، به دلیل ثابت بودن حجم کنترل، کار صفرمی باشد. همچنین این محفظه ها را آدیاباتیک فرض می کنیم. بنابراین قانون بقای انرژی برای محفظه مکش به صورت زیر بازنویسی می شود.

$$\frac{dT_{ps}}{d\theta} = \frac{1}{m_{ps} c_{v_{ps}}} \left\{ c_{p_s} \frac{dm_{sps}}{d\theta} T_s + c_{p_c} \frac{dm_{li}}{d\theta} T_c - \left(\frac{dm_s}{d\theta} + \frac{dm_{dps}}{d\theta} + \frac{dm_{le}}{d\theta} \right) c_{p_{ps}} T_{ps} - c_{v_{ps}} \frac{dm_{ps}}{d\theta} T_{ps} \right\} \quad (۸۴-۳)$$

$\frac{dm_s}{d\theta}$ دبی جرمی خروجی از محفظه مکش به سمت محفظه سیلندر است که به وسیله رابطه ۳-۱۶ محاسبه می شود .

برای شکستگی در سوپاپ ورودی، نشتی به داخل محفظه سیلندر همان نشتی خروجی از محفظه مکش می باشد. به همین ترتیب نشتی خارج شده از محفظه سیلندر، نشتی ورودی به محفظه مکش است. قانون اول ترمودینامیک برای محفظه سیلندر به عنوان حجم کنترل با در نظر گرفتن گاز به صورت ایده آل بر حسب زاویه لنگ برای شکستگی در سوپاپ ورودی به صورت زیر نوشته می شود.

$$\frac{dT_c}{d\theta} = \frac{1}{m_c c_{v_c}} \left\{ \frac{dQ_c}{d\theta} + c_{p_s} \frac{dm_i}{d\theta} T_{ps} + c_{p_{ps}} \frac{dm_{li}}{d\theta} T_{ps} - p_c \frac{dV_c}{d\theta} - \left(\frac{dm_e}{d\theta} + \frac{dm_{le}}{d\theta} \right) c_{p_c} T_c - c_{v_c} \frac{dm_c}{d\theta} T_c \right\} \quad (۸۵-۳)$$

$\frac{dm_e}{d\theta}$ و $\frac{dm_i}{d\theta}$ در معادله بالا به وسیله روابط ۳-۱۶ و ۳-۱۷ تعیین می شود.

برای محفظه دمش به دلیل تحت تاثیر نبودن این محفظه از نشتی مستقیم، همان معادله ۳-۳۷ است.

۳-۱۱-۲ شکستگی در سوپاپ خروجی

به دلیل شکستگی در سوپاپ خروجی، جریان از سوراخ موجود در سوپاپ خروجی از محفظه دمش به محفظه سیلندر و برعکس جریان دارد. برای حجم کنترل دمش، به دلیل شکستگی سوپاپ خروجی کمپرسور، گاز وارد محفظه سیلندر شده و فشار آن از فشار لوله خروجی از این محفظه می تواند کمتر باشد. به همین دلیل معادله دبی جرمی خروجی از محفظه دمش از طریق لوله به صورت زیر بازنویسی می شود.

$$\frac{dm_{dpd}}{d\theta} = \frac{1}{\omega} \rho_{pd} \alpha_{lf} \varepsilon_{li} A_{lf} \sqrt{\frac{2(p_{pd} - p_d)}{\rho_{pd}}} \quad \text{if} \quad \frac{p_d}{p_{pd}} > \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}} \quad \text{since } p_{pd} \geq p_d \quad (۸۶-۳)$$

$$\frac{dm_{dpd}}{d\theta} = \frac{1}{\omega} \rho_{pd} \alpha_{lf} A_{lf} \sqrt{\frac{\gamma}{RT_{pd}} \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}} \quad \text{if} \quad \frac{p_d}{p_{pd}} < \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}$$

$$\frac{dm_{spd}}{d\theta} = \frac{1}{\omega} \rho_d \alpha_{lf} \varepsilon_{li} A_{lf} \sqrt{\frac{2(p_d - p_{pd})}{\rho_d}} \quad \text{if} \quad \frac{p_{pd}}{p_d} > \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}} \quad \text{since } p_{pd} < p_d \quad (87-3)$$

$$\frac{dm_{spd}}{d\theta} = \frac{1}{\omega} \rho_d \alpha_{lf} A_{lf} \sqrt{\frac{\gamma}{T_d} \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}} \quad \text{if} \quad \frac{p_{pd}}{p_d} < \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}$$

معادله ۸۶-۳ دبی جرمی خروجی از محفظه دمش به خط دمش را نشان می‌دهد و معادله ۸۷-۳ دبی جرمی ورودی به محفظه مکش از طریق خط خروجی را محاسبه می‌کند.

نشتی ورودی و خروجی از این محفظه از طریق سوراخ روی صفحه سوپاپ اتفاق می‌افتد. روابط نشتی ورودی به محفظه دمش به وسیله رابطه زیر محاسبه می‌شود

$$\frac{dm_{li}}{d\theta} = \frac{1}{\omega} \rho_c \alpha_{lf} \varepsilon_{li} A_{lf} \sqrt{\frac{2(p_c - p_{pd})}{\rho_c}} \quad \text{if} \quad \frac{p_{pd}}{p_c} > \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}} \quad (88-3)$$

$$\frac{dm_{li}}{d\theta} = \frac{1}{\omega} \rho_c \alpha_{lf} A_{lf} \sqrt{\frac{\gamma}{TR_c} \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}} \quad \text{if} \quad \frac{p_{pd}}{p_c} < \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}$$

همچنین نشتی خروجی از محفظه دمش (به محفظه سیلندر وارد می‌شود) به صورت زیر نوشته می‌شود.

$$\frac{dm_{le}}{d\theta} = \frac{1}{\omega} \rho_{pd} \alpha_{lf} \varepsilon_{le} A_{lf} \sqrt{\frac{2(p_{pd} - p_c)}{\rho_{pd}}} \quad \text{if} \quad \frac{p_c}{p_{pd}} > \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}} \quad (89-3)$$

$$\frac{dm_{le}}{d\theta} = \frac{1}{\omega} \rho_{pd} \alpha_{lf} A_{lf} \sqrt{\frac{\gamma}{RT_{pd}} \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}} \quad \text{if} \quad \frac{p_c}{p_{pd}} < \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}$$

برای محفظه دمش، قانون اول ترمودینامیک با توجه به نشتی موجود در سوپاپ خروجی به صورت زیر بازنویسی می‌شود.

$$\frac{dT_{pd}}{d\theta} = \frac{1}{m_{pd} c_{v_{pd}}} \left\{ c_{p_c} \frac{dm_d}{d\theta} T_c + c_{p_d} \frac{dm_{spd}}{d\theta} T_d + c_{p_c} \frac{dm_{li}}{d\theta} T_c - \left(\frac{dm_{dpd}}{d\theta} + \frac{dm_{le}}{d\theta} \right) c_{p_{pd}} T_{pd} - c_{v_{pd}} \frac{dm_{pd}}{d\theta} T_{pd} \right\} \quad (90-3)$$

دبی جرمی ورودی به محفظه دمش است که به وسیله معادله ۸۷-۳ محاسبه می‌شود.

برای شکستگی در سوپاپ خروجی، نشتی به داخل محفظه سیلندر همان نشتی خروجی از محفظه دمش می‌باشد. به همین ترتیب نشتی خارج شده از محفظه سیلندر، نشتی ورودی به محفظه دمش است. بنابراین قانون اول ترمودینامیک برای محفظه سیلندر به‌عنوان حجم کنترل با در نظر گرفتن گاز به‌صورت ایده‌آل بر حسب زاویه لنگ برای شکستگی در سوپاپ خروجی به‌صورت زیر نوشته می‌شود.

$$\frac{dT_c}{d\theta} = \frac{1}{m_c c_{v_c}} \left\{ \frac{dQ_c}{d\theta} + c_{p_s} \frac{dm_{sps}}{d\theta} T_{ps} + c_{p_{pd}} \frac{dm_{li}}{d\theta} T_{pd} - p_c \frac{dV_c}{d\theta} - \left(\frac{dm_d}{d\theta} + \frac{dm_{le}}{d\theta} \right) c_{p_c} T_c - c_{v_c} \frac{dm_c}{d\theta} T_c \right\} \quad (91-3)$$

$\frac{dm_e}{d\theta}$ و $\frac{dm_i}{d\theta}$ در معادله بالا به‌وسیله روابط ۱۶-۳ و ۱۷-۳ تعیین می‌شود. برای محفظه مکش به دلیل

تحت تأثیر نبودن این محفظه از نشتی مستقیم، قانون اول ترمودینامیک همان معادله ۳-۳۵ است.

۱۲-۳ - مقادیر و اطلاعات خروجی موردنیاز و حاصل از مدل‌سازی

مقادیر موردنیاز و خروجی از مدل‌سازی به دو دسته، الف- متغیرهای فرایندی وابسته به زمان و ب- مقادیر خروجی که شامل اطلاعات یک سیکل کامل، می‌باشند.

متغیرهای فرایندی وابسته به زمان (برحسب زاویه لنگ)، شامل هر نوع متغیری که در معادلات مدل‌سازی مورد استفاده قرار می‌گیرند، می‌باشند. این مقادیر شامل فشار و دما در محفظه سیلندر کمپرسور و محفظه‌های ورودی و خروجی می‌باشد. پارامترهای مثل حجم محفظه سیلندر، تولید آنتروپی نیز قابل محاسبه است.

مقادیر خروجی که شامل اطلاعات یک سیکل می‌باشد، شامل ظرفیت کمپرسور، توان مورد نیاز می‌باشند، که از پارامترهای کارایی کمپرسور می‌باشند.

جدول ۳-۱- پارامترهای خروجی مدل‌سازی

دمای محفظه سیلندر، $T_c(\theta)$	دمای محفظه مکش در یک سیکل، $T_{ps}(cycle)$
فشار محفظه سیلندر، $p_c(\theta)$	دمای محفظه دمش در یک سیکل $T_{pd}(cycle)$
فشار محفظه مکش، $p_{ps}(\theta)$	توان
دمای محفظه مکش، $T_{ps}(\theta)$	دبی جرمی
فشار محفظه دمش، $p_{pd}(\theta)$	

۱۳-۳ الگوریتم حل مسئله

برای شبیه‌سازی از نرم‌افزار Matlab استفاده خواهد شد. برای حل معادلات دیفرانسیل از روش رانگ-کوتا مرتبه ۴ استفاده می‌گردد. در این مدل‌سازی سیال مورد استفاده گاز طبیعی به صورت ایده‌ال و واقعی فرض خواهند شد.

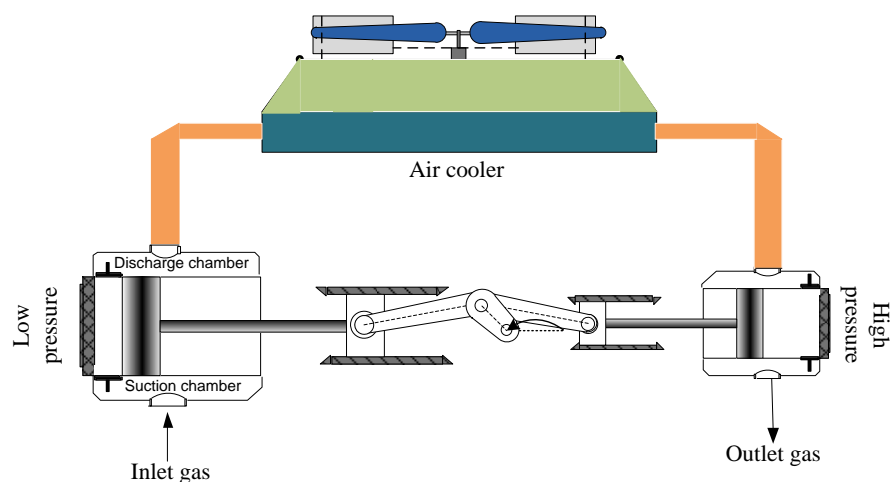
۱-۱۳-۳ کمپرسور یک مرحله‌ای

مدل‌سازی از نقطه مرگ بالا برای لحظه $\theta = 0$ ، دو خاصیت ترمودینامیکی برای شروع مدل‌سازی برای محفظه سیلندر و محفظه‌های مکش و دمش مورد نیاز است. این مقادیر در ابتدا مدل‌سازی موجود نیست. به دلیل اینکه مدل‌سازی برای حالت پایدار دنبال می‌شود، با استفاده از Shooting Method بدست خواهد آمد. با حدس زدن جرم حجمی و دما برای گاز ایده‌ال و جرم حجمی و انرژی داخلی برای گاز واقعی حالت ترمودینامیکی مشخص می‌شود و تمام خواص ترمودینامیکی برای مدل‌سازی محاسبه خواهد شد.

این تکرارها تا $\theta = 2\pi$ ادامه می‌یابد. سپس برای امتحان کردن حدس اولیه، مقادیر دو خاصیت ترمودینامیکی با مقادیر حدس زده اولیه مقایسه خواهد شد. اگر اختلاف این مقادیر از تolerانس در نظر گرفته شده کمتر باشد، مقادیر حدس زده اولیه درست است ولی اگر این مقادیر اختلافشان با یکدیگر بیشتر از تolerانس در نظر گرفته شده باشد، مقادیر نهایی به عنوان مقادیر شروع مدل‌سازی در نظر گرفته خواهد شد و مدل‌سازی در سیکل بعدی ادامه می‌یابد. دوباره در این مرحله نیز این مقادیر با مقادیر اولیه تکرار قبلی مقایسه خواهد شد و این روند تا زمانی که خطاها از تolerانس مورد نظر کمتر شوند ادامه خواهد یافت. بعد از حاصل شدن نتیجه مورد نظر، مدل‌سازی به پایان می‌رسد. مدل ساختاری برای کمپرسور یک مرحله‌ای و الگوریتم‌های حل آن برای حالت ایده‌ال و حقیقی برای کمپرسور و حجم‌های مکش و دمش در شکل‌های ۳-۱۰ تا ۳-۱۲ آورده شده است.

۲-۱۳-۳ کمپرسور دومرحله‌ای

در شکل ۳-۹ شماتیک کمپرسور دومرحله‌ای نشان داده شده است. در حالت کلی برای یک کمپرسور یک مرحله‌ای سه حجم کنترل وجود دارد که برای هر یک باید قانون اول ترمودینامیک و قانون بقای جرم نوشته شود. در کمپرسور دومرحله‌ای، سه حجم کنترل مربوط به هر مرحله وجود دارد که معادله قانون اول ترمودینامیک و بقای جرم برای هر کدام از آنها باید حل شود. همچنین معادلات مربوط به خنک‌کن میانی (کولر هوایی) نیز باید حل شود. الگوریتم حل کمپرسور دومرحله‌ای در شکل ۳-۱۳ نشان داده شده است. ابتدا یک فشار میانی حدس می‌زنیم. مدل‌سازی از نقطه مرگ بالا برای مرحله اول کمپرسور برای لحظه $\theta = 0$ ، با حدس اولیه دو خاصیت ترمودینامیکی برای شروع شبیه‌سازی برای محفظه سیلندر و محفظه‌های مکش و دمش شروع می‌شود. بعد از حل مرحله اول کمپرسور طبق شکل ۳-۱۰ و شکل ۳-۱۱، گاز وارد کولر هوایی می‌شود. بعد از حل معادلات کولر هوایی، مدل‌سازی مرحله دوم کمپرسور نیز طبق شکل ۳-۱۰ و شکل ۳-۱۱ انجام می‌شود. دبی جرمی دو مرحله باید یکسان باشد. اگر اختلاف دبی جرمی دو مرحله از یک مقدار مینیمم کمتر باشد، فشار میانی اصلاح می‌شود. این سیکل تا زمانی تکرار می‌گردد تا اختلاف دبی جرمی دو مرحله از مقدار تolerانس کمتر گردد.



شکل ۳-۹- شماتیک کمپرسور دومرحله‌ای

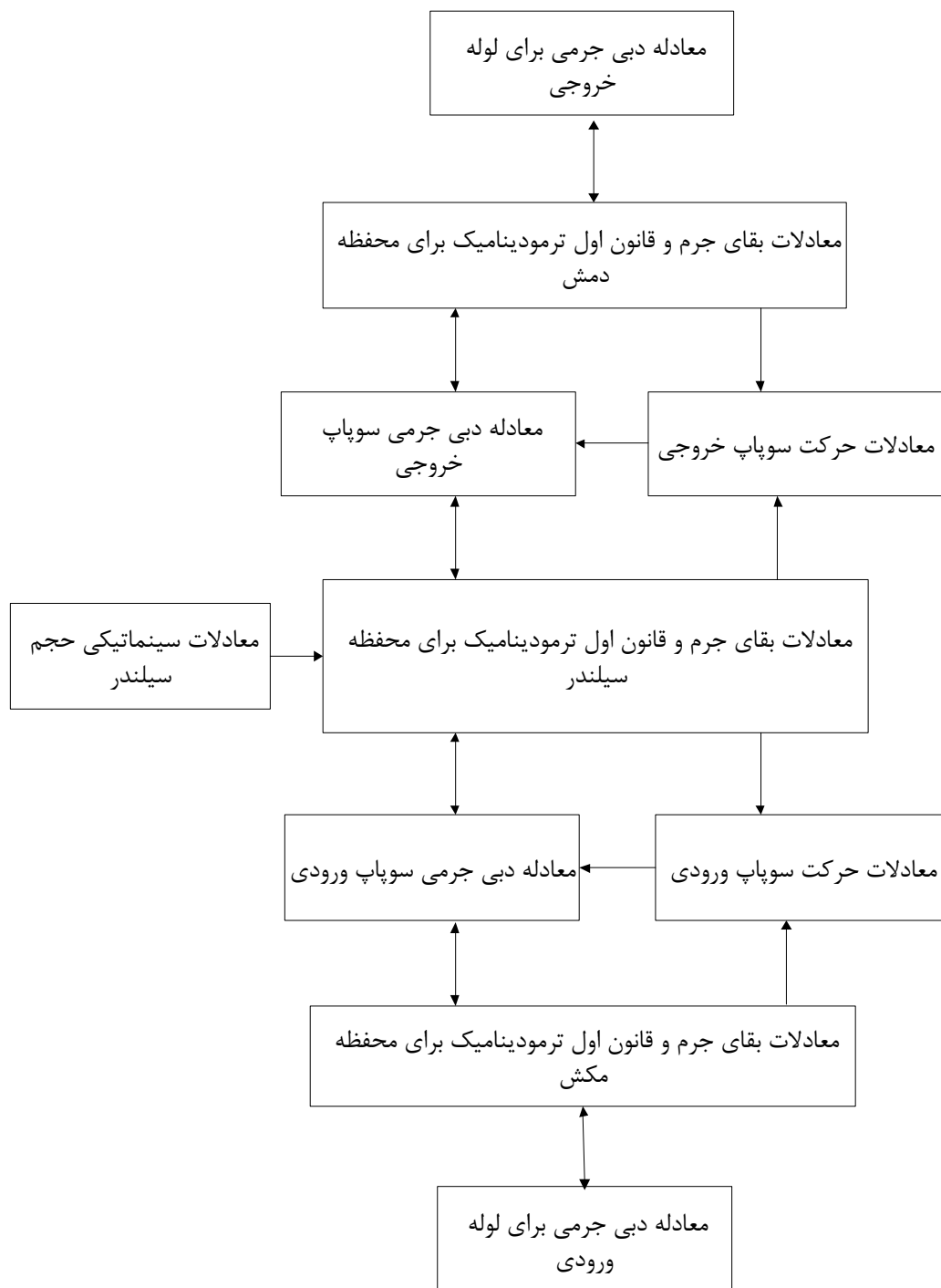
۳-۱۳-۳ کمپرسور دوطرفه

در شکل ۳-۸ شکل شماتیک کمپرسور دومرحله‌ای نشان داده شده است. در حالت کلی برای یک کمپرسور یک مرحله‌ای سه حجم کنترل وجود دارد که برای هر یک باید قانون اول ترمودینامیک و قانون بقای جرم نوشته شود. برای کمپرسور دوطرفه، چهار حجم کنترل وجود دارد که برای هر یک باید قانون اول ترمودینامیک و بقای جرم باید حل شود. در این مدل‌سازی پیستون از نقطه مرگ پایین به سمت نقطه مرگ بالا حرکت می‌کند. در این حالت محفظه FSC در حال سپری کردن مراحل تراکم و تخلیه و محفظه BSC در حال انبساط و مکش است. با برعکس شدن جهت حرکت پیستون، از سمت نقطه مرگ بالا به سمت نقطه مرگ پایین، محفظه FSC در حال انبساط و مکش و محفظه BSC در حال تراکم و تخلیه می‌باشد و یک سیکل کامل طی می‌شود. مدل ساختاری حل معادلات کمپرسور دوطرفه در شکل ۳-۱۴ نشان داده شده است. در این مدل‌سازی نیز، مثل مدل‌سازی کمپرسور یک‌طرفه، در لحظه $\theta = 0$ دو خاصیت ترمودینامیکی برای هر یک از محفظه‌های سیلندر، مکش و دمش فرض می‌شود و حل معادلات تا پایان $\theta = 2\pi$ ادامه می‌یابد. سپس اگر اختلاف حدس اولیه با مقادیر جدید زیاد باشد، مقادیر جدید بجای مقادیر حدس اولیه قرار می‌گیرد. حل تا رسیدن به جواب‌های پایدار ادامه پیدا می‌کند.

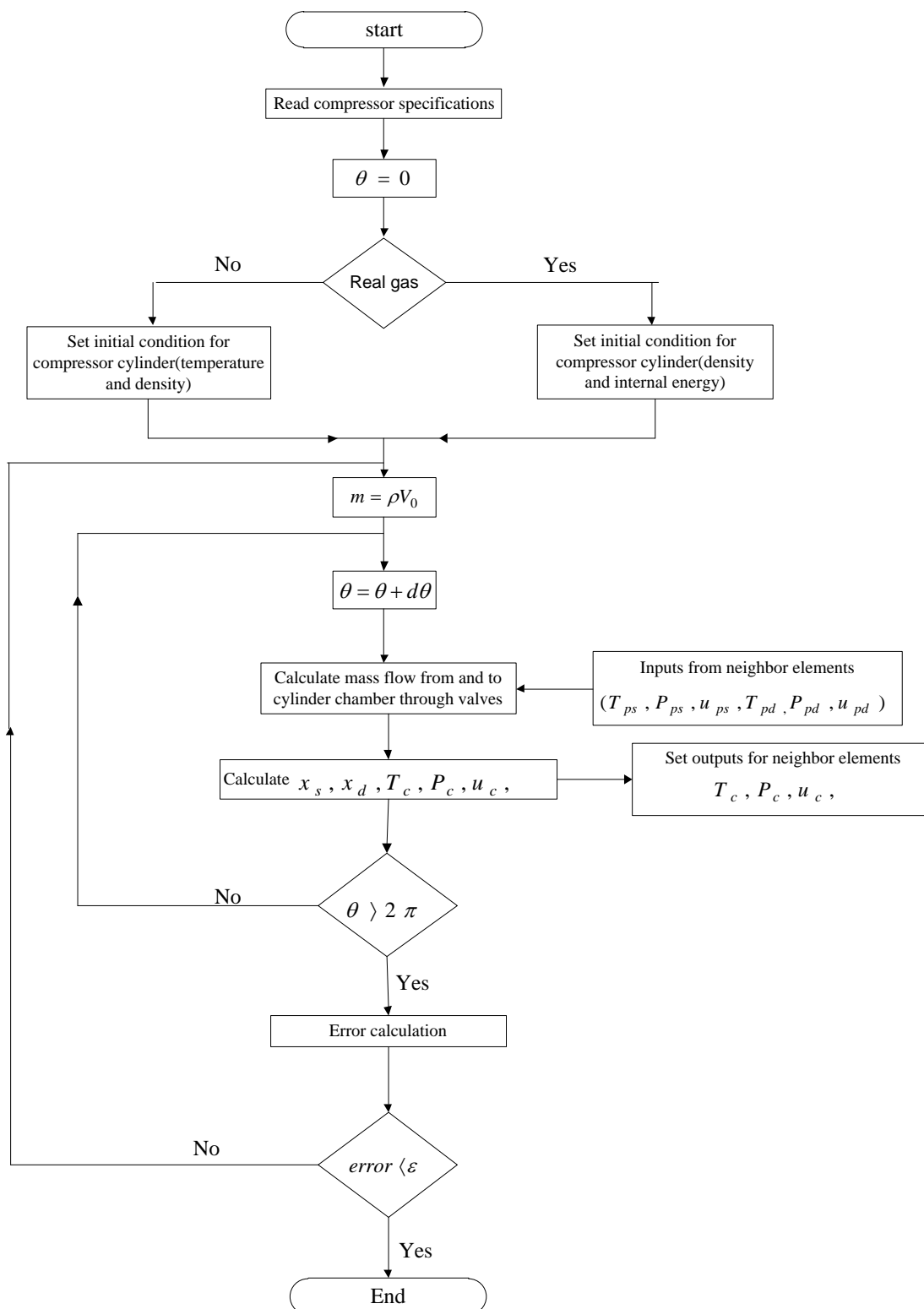
۴-۱۳-۳ عیب‌یابی

شکل ۳-۱۵ مدل ساختاری یک کمپرسور یک مرحله‌ای با شکستگی در سوپاپ‌های ورودی و خروجی و تأثیر معادلات مختلف بر یکدیگر را نشان می‌دهد. برای مدل‌سازی نشستی، سوراخ‌هایی در صفحه سوپاپ در نظر گرفته می‌شود. در نتیجه علاوه بر معادلات لازم برای مدل‌سازی کمپرسور یک مرحله‌ای با سوپاپ سالم، شکل ۳-۹، معادلات دبی جرمی مربوط به نشستی سوپاپ‌های ورودی و خروجی نیز وارد مدل‌سازی می‌شود. مانند مدل‌سازی کمپرسور یک مرحله‌ای با سوپاپ سالم، شبیه‌سازی از نقطه مرگ بالا برای لحظه $\theta = 0$ ، دو خاصیت ترمودینامیکی برای شروع شبیه‌سازی برای محفظه سیلندر و محفظه‌های مکش و دمش حدس می‌زنیم. سپس حل تمام معادلات نشان داده شده

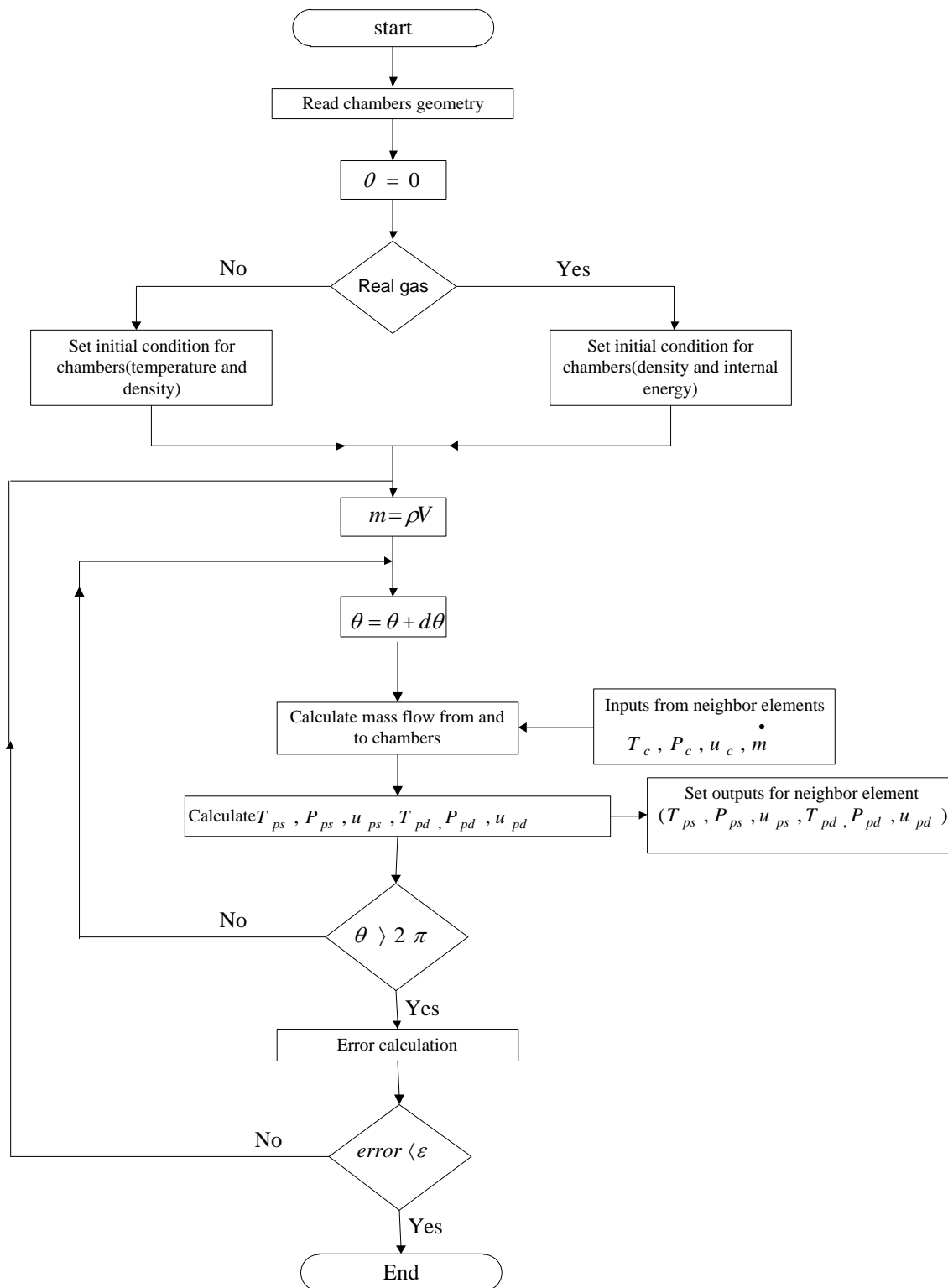
در شکل ۳-۱۰ تا پایان یک سیکل ادامه می‌یابد. سپس برای امتحان کردن حدس اولیه، مقادیر دو خاصیت ترمودینامیکی جدید با مقادیر حدس زده اولیه مقایسه خواهد شد. اگر اختلاف حدس اولیه با مقادیر جدید زیاد باشد، مقادیر جدید بجای مقادیر حدس اولیه قرار می‌گیرد. حل تا رسیدن به جواب‌های پایدار ادامه پیدا می‌کند. این مرحله در سیکل صفر در شکل ۳-۱۶ انجام می‌شود. بعد از رسیدن جواب‌ها به حالت پایدار، شبیه‌سازی وارد سیکل بعدی شده و نشتی حاصل از سوپاپ‌ها وارد محاسبات می‌شود. در این حالت در سیکل‌های پیوسته، مدل‌سازی ادامه می‌یابد تا دوباره جواب‌های معادلات به حالت پایدار برسد.



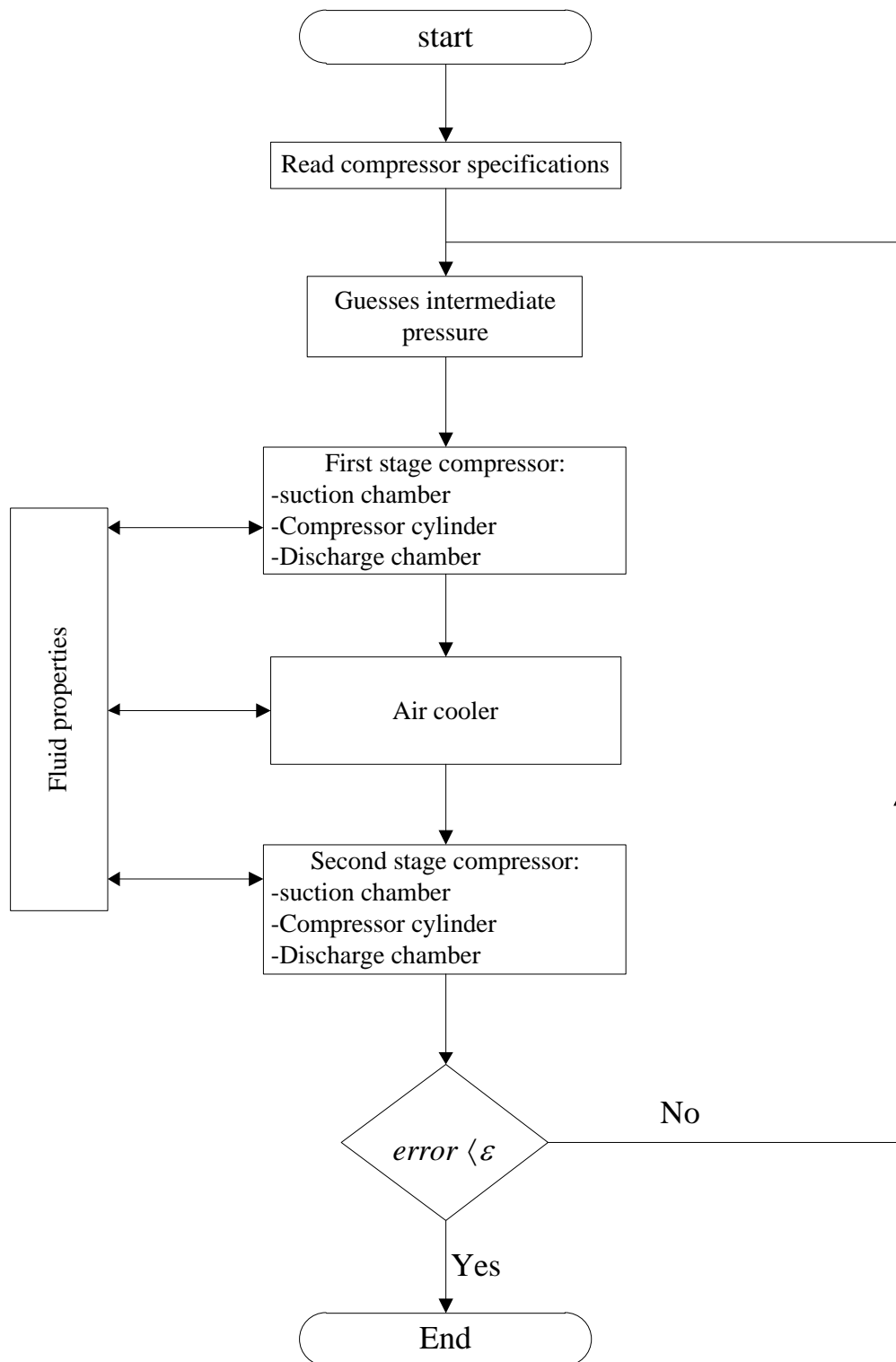
شکل ۳-۱۰- مدل ساختاری کمپرسور یک مرحله‌ای و برهم کنش معادلات



شکل ۳-۱۱- فلوچارت حل برای مدل سازی در محفظه سیلندر



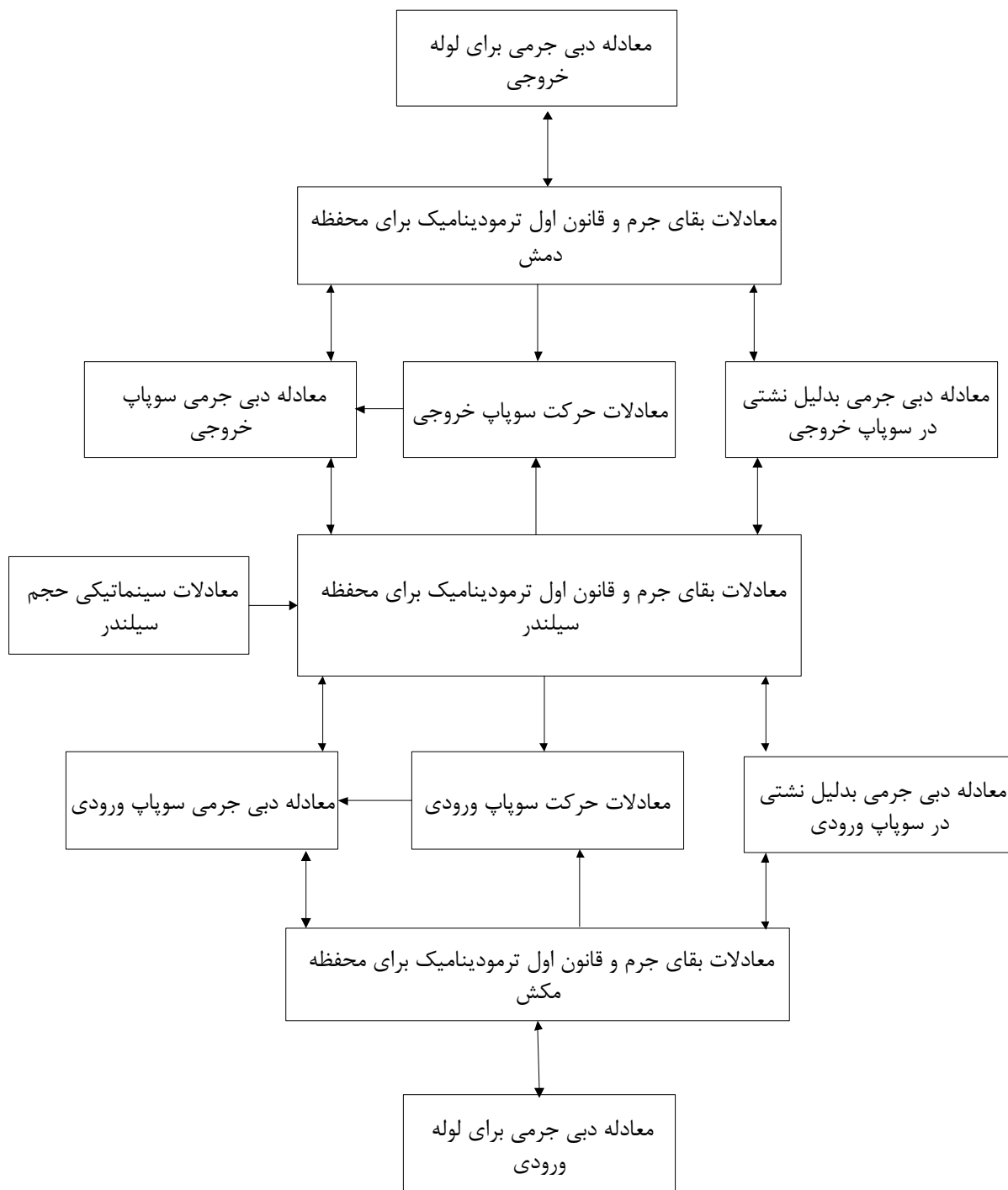
شکل ۳-۱۲- فلوچارت حل برای مدل سازی در محفظه مکش و دمش کمپرسور



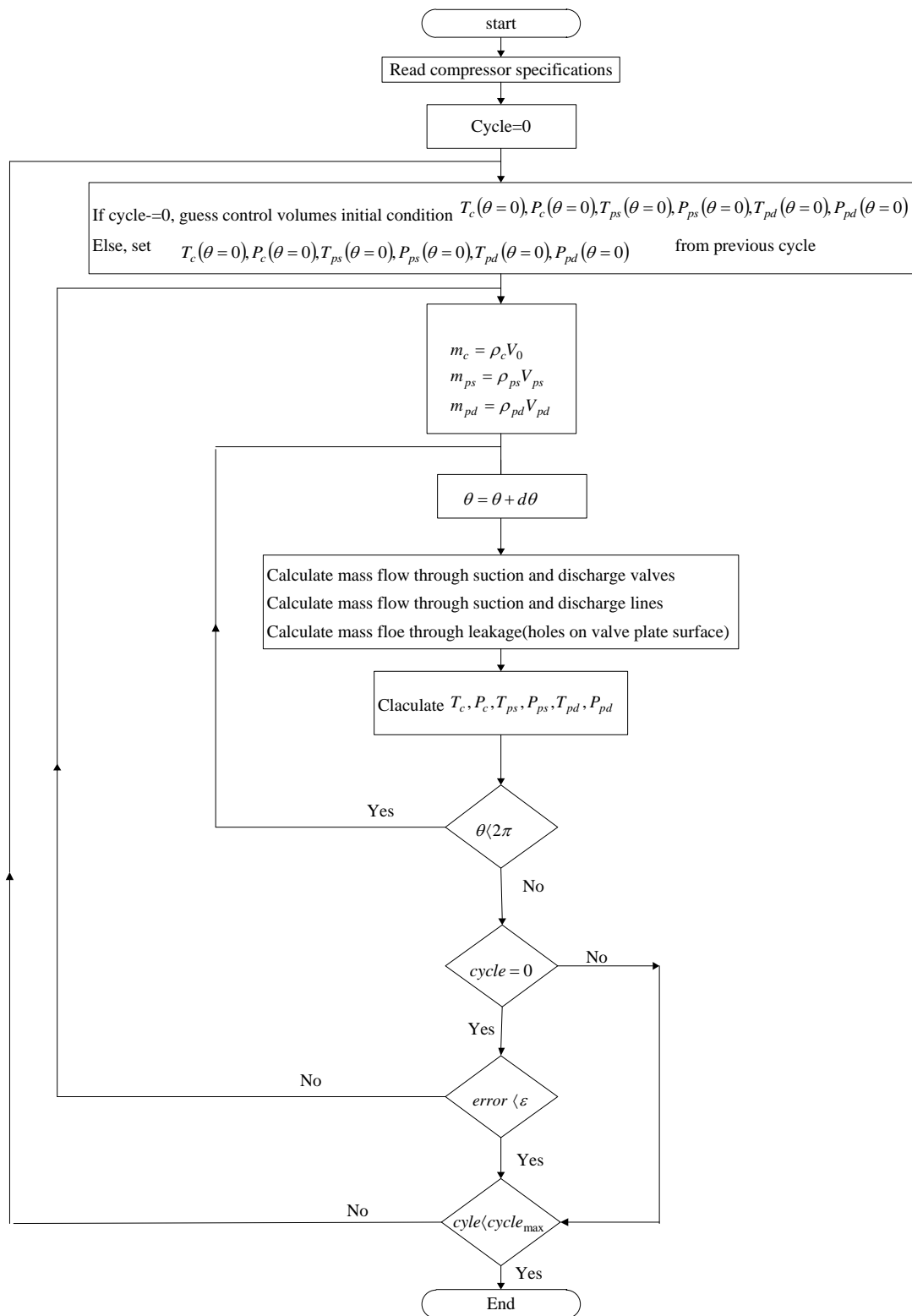
شکل ۳-۱۳- فلوچارت حل برای مدل سازی کمپرسور دو مرحله ای



شکل ۳-۱۴- مدل ساختاری کمپرسور دوطرفه و برهم کنش معادلات



شکل ۳-۱۵- مدل ساختاری کمپرسور یک مرحله‌ای با شکستگی در سوپاپ‌ها و برهم‌کنش معادلات



شکل ۳-۱۶-فلوچارت برای مدل سازی شکستگی در سوپاپها

۴- فصل چهارم: تعیین خواص ترمودینامیکی گاز طبیعی

گاز طبیعی دارای ترکیبات مختلف، با مقادیر متغیر درصد مولی، از متان به عنوان ترکیب اصلی و گازهای دیگر مثل نیتروژن، دی اکسید کربن، اتان، پروپان، بوتان و گازهای سنگین تر هست. مشخصات و ترکیب گاز طبیعی با توجه به میدان گازی متفاوت است. برای تحلیل بهتر و دقیق عملکرد کمپرسورها در صنعت گاز، دانستن آگاهی کامل از خواص ترمودینامیکی ترکیبات گاز بسیار مهم است. برای این هدف می توان از معادله حالت های مختلف استفاده کرد. معادله حالت، رابطه بین دما، فشار، حجم، و ترکیب گاز هست. یکی از پارامترهای بسیار مهم در انتقال گاز ضریب تراکم پذیری هست. برای محاسبه ضریب تراکم پذیری از معادلات حالات درجه ۳، بخصوص PR و SRK، به دلیل سادگی به طور وسیع در صنایع نفت و شیمیایی مورد استفاده قرار می گیرد [۷۶]. برای کاربردهای صنعتی با توجه به نیاز روزافزون به محاسبات دقیق خواص ترمودینامیکی ترکیبات گاز، این معادلات دچار ضعف اساسی می باشند [۷۷]. یکی از روش های مطمئن برای محاسبه این خواص، معادله حالت AGA8 است که توسط انجمن گاز آمریکا [۷۸][۷۹] ارائه شده است که علی الخصوص برای محاسبه ضریب تراکم پذیری و جرم حجمی گاز طبیعی بکار می رود. این معادله حالت روشی است که خواص گاز را با استفاده از آنالیز دقیق اجزای تشکیل دهنده آن و در نظر گرفتن اثر نیروهای برهمکنش بین ملکولی اجزاء بیان می نماید. گرچه از معادله حالت AGA8 برای محاسبه برخی خواص گاز طبیعی استفاده شده است، ولی تاکنون هیچ تلاشی برای محاسبه خواص حرارتی گاز طبیعی از جمله انرژی داخلی، آنتالپی و آنتروپی صورت نگرفته است. همچنین اشاره شده است که یک معادله حالت ایده آل باید بتواند خواص ترمودینامیکی هر نوع سیالی را در محدوده وسیعی از دما و فشار و ترکیب فازهای مایع و بخار محاسبه کند [۷۸][۷۹]. نتایج مطالعه فرزانه گرد و همکاران [۸۰] نشان داده است که یک معادله حالت می تواند حالت ترمودینامیکی سیال و یا مخلوط سیال و همچنین رفتار تعادلی مایع - بخار آن را شرح دهد. مطالعات استلا [۸۱][۸۲] حاکی از آن دارد که اکنون روابط AGA8 و ISO-2213-2 یک استاندارد صنعتی برای پیش بینی جرم حجمی و ضریب تراکم پذیری گاز طبیعی با دقت

بسیار بالا است. در مقالات و تحقیقات زیادی از معادله حالت AGA8 برای محاسبه خواص گاز طبیعی استفاده شده است [۸۰][۸۳][۸۴][۸۵] فرزانه و رهبری [۸۵] در یک مطالعه عددی جامع و کامل، برای محاسبه خواص ترمودینامیکی گاز طبیعی با توجه به مخلوطهای گازی مختلف، از معادله AGA8 استفاده کردند. نتایج تحقیقات آقای رهبری و فرزانه بر روی مطالعه مربوط به محاسبات آنتروپی و آنتالپی به کمک این معادله حالت نشان داده است که مقادیر داده‌های به دست آمده نسبت به داده‌های آزمایشگاهی، نشان‌دهنده درصد انحرافی کمتر از ۱/۲٪ برای آنتالپی و ۰/۰۱۴ درصد برای آنتروپی می‌باشد که نشان‌دهنده دقت بالای معادله حالت AGA8 در محاسبه خواص ترمودینامیکی گاز طبیعی می‌باشد.

در حال حاضر معادله حالت AGA8 یکی از معروفترین و متداولترین معادلات حالت مورد استفاده در صنایع گاز طبیعی می‌باشد که اساس آن در نظر گرفتن درصد کسر مولی اجزاء تشکیل دهنده گاز و خواص هر کدام به منظور محاسبه ضریب تراکم‌پذیری است. دقت نتایج به دست آمده از این روش به قدری بالاست که امکان استفاده از آن در لوازم اندازه‌گیری از جمله اریفیسها وجود دارد.

۲-۴ شرح و بسط روش AGA8

با استفاده از این روش می‌توان ضریب تراکم‌پذیری و جرم حجمی گاز طبیعی را محاسبه نمود. با توجه به اینکه گاز طبیعی مخلوطی از چندین گاز می‌باشد، در این روش فرض بر آن است که گاز طبیعی مخلوطی از ۲۱ عنصر بوده که محدوده کسر مولی هر جزء در مخلوط گاز طبیعی مشخص می‌باشد.

۱-۲-۴ محاسبه ضریب تراکم‌پذیری با استفاده از AGA8

برای محاسبه ضریب تراکم‌پذیری گاز طبیعی و جرم حجمی گاز طبیعی ابتدا به شرح و بسط روابط ریاضی و معادلات مربوط به روش AGA8 پرداخته سپس روش حل معادلات توضیح داده می‌شود. در این روش مدلی برای محاسبه ضریب تراکم‌پذیری گاز طبیعی ارائه می‌شود. ضریب تراکم‌پذیری را به صورت زیر می‌توان تعریف کرد:

$$PV = nZRT \quad (1-4)$$

که در معادله ۱-۴ فشار، P ، حجم، V ، تعداد مولها، n ، دما و T ثابت جهانی گازها می باشند. می توان این معادله را به صورت زیر نیز بازنویسی کرد:

$$P = Z \rho_m RT \quad (2-4)$$

که در آن ρ_m جرم حجمی مولار بوده که به صورت زیر تعریف می شود:

$$\rho_m = \frac{n}{V} \quad (3-4)$$

رابطه بین جرم حجمی و جرم مولار به صورت زیر تعریف می شود:

$$\rho = \rho_m \times M_w \quad (4-4)$$

که در آن ρ جرم حجمی و M_w وزن مولکولی بوده که به صورت زیر محاسبه می شود:

$$M_w = \sum_{i=1}^N x_i M_{w,i} \quad (5-4)$$

که در این رابطه، x_i کسر مولی جزء i ام از مخلوط گاز، $M_{w,i}$ وزن مولکولی جزء i ام و N تعداد اجزای تشکیل دهنده گاز می باشند.

معادله مربوط به ضریب تراکم پذیری Z در روش AGA8 به صورت زیر ارائه شده است [۷۸]:

$$Z = 1 + B \rho_m - \rho_r \sum_{n=13}^{18} C_n^* + \sum_{n=13}^{58} C_n^* D_n^* \quad (6-4)$$

در این معادله، Z ضریب تراکم پذیری، B ضریب دوم ویریا، ρ_r دانسیته کاهیده، C_n^* و D_n^* ضرایب تابع دما و ترکیبات گاز طبیعی می باشند.

ρ_r جرم حجمی کاهیده به صورت زیر با جرم حجمی مولار ارتباط پیدا می کند [۷۸].

$$\rho_r = K^3 \rho_m \quad (7-4)$$

K پارامتر سائز مخلوط بوده و با استفاده از رابطه ۴-۸ تعریف شده و از مشخصه های مربوط به ساختار شیمیایی اجزای مخلوط می باشد [۷۸]:

$$K^5 = \left[\sum_{i=1}^N x_i K_i^{5/2} \right]^2 + 2 \sum_{i=1}^{N-1} \sum_{j=i+1}^N x_i x_j (K_{ij}^5 - 1) (K_i K_j)^{5/2} \quad (۸-۴)$$

که در رابطه ۸-۴ x_i کسر مولی جزء i در مخلوط، K_i پارامتر سایز مربوط به جزء i و K_{ij} پارامتر سایز برهمکنش اجزای i و j می‌باشند که مقادیر آنها وابسته به ترکیب گاز و اجزای مختلف گازهای تشکیل دهنده گاز طبیعی در مخلوط بوده و در مرجع [۷۸] آورده شده‌اند.

در معادله ۶-۴ ضریب دوم ویریا B که به صورت زیر تعریف می‌شود [۷۸]:

$$B = \sum_{n=1}^{18} a_n T^{-un} \sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^N x_i x_j B_{ijk}^* E_{ij}^{un} K_i K_j^{3/2} \quad (۹-۴)$$

در این معادله ضریب B_{ijk}^* توسط معادله زیر تعریف می‌شود:

$$B_{ijk}^* = (G_{ij} + 1 - g_n)^{g_n} (Q_i Q_j + 1 - q_n)^{q_n} \times (F_i^{1/2} F_j^{1/2} + 1 - f_n)^{f_n} (S_i S_j + 1 - s_n)^{s_n} (W_i W_j + 1 - w_n)^{w_n} \quad (۱۰-۴)$$

پارامترهای دودویی E_{ij} و G_{ij} به ترتیب پارامتر انرژی برهم‌کنشی ضریب دوم ویریا و پارامتر دودویی موقعیت یا جهت ذرات نامیده می‌شوند که توسط روابط ۴-۱۱ و ۴-۱۲ تعریف می‌شوند.

$$E_{ij} = E_{ij}^* (E_i E_j)^{1/2} \quad (۱۱-۴)$$

$$G_{ij} = \frac{G_{ij}^* (G_i + G_j)}{2} \quad (۱۲-۴)$$

در معادلات ۴-۹ تا ۴-۱۲، T دما، N تعداد اجزای ترکیب گاز طبیعی، x_i کسر مولی جزء i ، f_n ، a_n ، g_n ، q_n ، s_n ، u_n ، w_n پارامترهای ثابت معادله حالت یا ضرایب مشخصه دودویی مربوط به اجزای تشکیل دهنده گاز طبیعی در مخلوط بوده که بسته به حالت‌های مختلف مقادیر آنها در مرجع [۷۸] آورده شده است. E_i ، F_i ، G_i ، K_i ، Q_i ، S_i ، W_i پارامترهای مشخصه متناظر بوده که در حالت‌های مختلف برهمکنش ذرات نسبت به یکدیگر در مخلوط گاز، مقادیر آنها ثابت می‌باشند. E_{ij}^* و G_{ij}^* پارامترهای دودویی برخورد اجزای i و j هستند که برای یک موقعیت یا جهت خاص دو جزء i و

ز در مخلوط گاز می‌باشند. مقادیر این دو پارامتر برای حالت‌های مختلف ترکیبات مخلوط نسبت به یکدیگر در مرجع [۷۸] آورده شده است.

در معادله ۴-۶ ضریب C_n^* تابعی از ترکیب اجزای تشکیل‌دهنده گاز طبیعی و دمای گاز می‌باشد:

$$C_n^* = a_n (G + 1 - g_n)^{g_n} (Q^2 + 1 - q_n)^{q_n} (F + 1 - f_n)^{f_n} U^{u_n} T^{-u_n} \quad (۱۳-۴)$$

در این معادله G, Q, F و U به ترتیب، پارامترهای موقعیت، کوادراتیو، دما بالای مخلوط و انرژی بوده که به صورت زیر تعریف می‌شوند [۷۸]:

$$U^5 = \left[\sum_{i=1}^N X_i E_i^{5/2} \right]^2 + 2 \sum_{i=1}^{N-1} \sum_{j=i+1}^{N-1} X_i X_j (U_{ij}^5 - 1) (E_i E_j)^{5/2} \quad (۱۴-۴)$$

$$G = \sum_{i=1}^N X_i G_i + \sum_{i=1}^{N-1} \sum_{j=i+1}^N X_i X_j (G_{ij}^* - 1) (G_i + G_j) \quad (۱۵-۴)$$

$$Q = \sum_{i=1}^N X_i Q_i \quad (۱۶-۴)$$

$$F = \sum_{i=1}^N X_i^2 F_i \quad (۱۷-۴)$$

در معادله ۴-۱۴، U_{ij} پارامتر برهمکنش دودویی برای انرژی مخلوط می‌باشد. همچنین در معادله ۴-۶، D_n^* به صورت زیر تعریف می‌شود.

$$D_n^* = (b_n - c_n k_n \rho_r^{kn}) \rho_r^{bn} \exp(-c_n \rho_r^{kn}) \quad (۱۸-۴)$$

که ضرایب معادله ۴-۱۸ در مرجع [۷۷] آورده شده‌اند.

۳-۴ روش حل معادلات

با توجه به رابطه ۴-۶ برای ضریب تراکم‌پذیری و با جایگذاری این رابطه در رابطه ۴-۲ و با توجه به رابطه دانسیته مولار و دانسیته کاهیده یعنی رابطه ۴-۷ و جایگذاری این رابطه در رابطه ۴-۶، رابطه زیر به دست می‌آید:

$$P = \left(1 + B \rho_m - K^3 \rho_m \sum_{n=13}^{18} C_n^* + \sum_{n=13}^{58} C_n^* D_n^* \right) \rho_m RT \quad (۱۹-۴)$$

با مشخص بودن دما و فشار مطلق گاز طبیعی و مشخص بودن درصد مولی اجزای تشکیل دهنده گاز طبیعی در مخلوط گاز، تنها مجهول در رابطه جرم حجمی مولار یا ρ_m می باشد. رابطه ۴-۱۹ را می توان به صورت زیر نیز نوشت:

$$P - \left(1 + B \rho_m - K^3 \rho_m \sum_{n=13}^{18} C_n^* + \sum_{n=13}^{58} C_n^* D_n^* \right) \rho_m RT = 0 \quad (20-4)$$

با معلوم بودن دما و فشار مطلق گاز طبیعی رابطه ۴-۲۰ یک معادله غیرخطی بر حسب دانسیته مولار بوده که با استفاده از روش نیوتن - رفسون می توان آن را با یک روش تکرار ساده حل کرده و مقدار دانسیته مولار ρ_m را به دست آورد [۸۶]. پس از محاسبه دانسیته مولار با استفاده از این رابطه مقدار ضریب تراکم پذیری گاز طبیعی به صورت زیر محاسبه می شود:

$$Z = \frac{P}{\rho_m RT} \quad (21-4)$$

۴-۴ محاسبه خواص ترمودینامیکی

۴-۴-۱ محاسبه ظرفیت گرمایی مولار در حجم ثابت

ظرفیت گرمایی مولار در حجم ثابت با استفاده از رابطه زیر تعریف می شود [۸۷]:

$$C_{m,v} = \left(\frac{\partial u_m}{\partial T} \right)_{v_m} \quad (22-4)$$

در این رابطه، $C_{m,v}$ ظرفیت گرمایی مولار در حجم ثابت، u_m انرژی داخلی مولار، v_m حجم مخصوص مولار و T دما می باشد. رابطه ۴-۲۲ را می توان به صورت زیر بازنویسی کرد:

$$C_{m,v} = \left(\frac{\partial u_m}{\partial s_m} \right)_{v_m} \left(\frac{\partial s_m}{\partial T_m} \right)_{v_m} \quad (23-4)$$

که در آن s_m آنترپی مولار می باشد.

با استفاده از روابط ترمودینامیکی مشخص است که $T = \left(\frac{\partial u_m}{\partial s_m} \right)_{v_m}$ بنابراین رابطه ۴-۲۳ به صورت زیر

خلاصه می شود [۸۷]:

$$C_{m,v} = T \left(\frac{\partial s_m}{\partial T} \right)_{v_m} \quad (24-4)$$

اگر از رابطه ۲۴-۴ بر حسب حجم مخصوص مولار v_m و با فرض ثابت بودن دما مشتق گرفته شود:

$$\left(\frac{\partial C_{m,v}}{\partial v_m} \right)_T = \frac{\partial}{\partial v_m} \left[T \left(\frac{\partial s_m}{\partial T} \right)_{v_m} \right] = T \frac{\partial^2 s_m}{\partial v_m \partial T} \quad (25-4)$$

از طرفی با استفاده از یکی از روابط ماکسول [۸۷] بر مبنای مولار داریم:

$$\left(\frac{\partial s_m}{\partial v_m} \right)_T = - \left(\frac{\partial P}{\partial T} \right)_{v_m} \quad (26-4)$$

با جایگذاری رابطه ۲۶-۴ در رابطه ۲۵-۴ خواهیم داشت:

$$\left(\frac{\partial C_{m,v}}{\partial v_m} \right)_T = T \left(\frac{\partial^2 P}{\partial T^2} \right)_{v_m} \quad (27-4)$$

پس از انتگرال گیری از رابطه ۲۷-۴، رابطه ۲۸-۴ به منظور محاسبه ظرفیت گرمایی مولار در حجم

ثابت به دست می آید:

$$C_{m,v} = C_{m,vI} + T \int_{v_{mI} \rightarrow \infty (T=Const)}^{v_m} \left(\frac{\partial^2 P}{\partial T^2} \right)_{v_m} dv_m \quad (28-4)$$

در این رابطه $C_{m,vI}$ ظرفیت گرمایی مولار ایده‌آل در حجم ثابت، v_{mI} حجم مخصوص مولار در حالت

گاز ایده‌آل و v_m حجم مخصوص مولار در حالت گاز واقعی می‌باشند. گازهای حقیقی رفتاری شبیه

رفتار گازهای ایده‌آل در فشارهای نزدیک صفر یا هنگامی که $v_{mI} \rightarrow \infty$ می‌کند، خواهند داشت. با

جایگذاری $P = \rho_m ZRT$ و $v_m = 1/\rho_m$ در رابطه ۲۸-۴ داریم [۸۳]:

$$C_{m,v} = C_{m,vI} + RT \int_{\rho_{mI} \rightarrow 0 (T=Const)}^{\rho_m} \frac{1}{\rho_m} \left[T \left(\frac{\partial^2 Z}{\partial T^2} \right)_{\rho_m} + 2 \left(\frac{\partial Z}{\partial T} \right)_{\rho_m} \right] d\rho_m \quad (29-4)$$

در رابطه ۲۹-۴، Z ضریب تراکم‌پذیری، ρ_m دانسیته مولار در حالت گاز واقعی، ρ_{mI} دانسیته مولار

در حالت گاز ایده‌آل، R ثابت جهانی گازها و T دما می‌باشند. برای گازهای ایده‌آل رابطه ۳۰-۴ بین

ظرفیت گرمایی مولار در فشار ثابت و ظرفیت گرمایی مولار در حجم ثابت وجود دارد:

$$C_{m,v} = C_{m,PI} - R \quad (30-4)$$

جائیکه در رابطه ۴-۳۷، $C_{m,PI}$ ظرفیت گرمایی مولار در فشار ثابت برای گاز ایده‌ال می‌باشد. با جایگذاری رابطه ۴-۲۹ در رابطه ۴-۳۰ خواهیم داشت [۸۳]:

$$C_{m,v} = C_{m,PI} - R - RT \int_{\rho_m \rightarrow 0 (T=const)}^{\rho_m} \frac{1}{\rho_m} \left[T \left(\frac{\partial^2 Z}{\partial T^2} \right)_{\rho_m} + 2 \left(\frac{\partial Z}{\partial T} \right)_{\rho_m} \right] d\rho_m \quad (31-4)$$

برای به دست آوردن پارامترهای موجود در رابطه ۴-۳۱ به صورت زیر عمل می‌شود:

ظرفیت گرمایی مولار در فشار ثابت برای گاز ایده‌ال در رابطه ۴-۳۱ با استفاده از رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$C_{m,PI} = \sum_{j=1}^N x_j C_{m,PI}^j \quad (32-4)$$

در این معادله x_j کسر مولی جزء j در مخلوط گاز و $C_{m,PI}^j$ ظرفیت حرارتی مولار فشار ثابت در حالت ایده‌ال برای همان جزء می‌باشند. ظرفیت حرارتی مولار فشار ثابت برای اجزای مخلوط گاز ایده‌ال به صورت زیر بیان شده است [۸۸]:

$$C_{m,PI}^j = a_j + b_j \left(\frac{\frac{c_j}{T}}{\sinh \frac{c_j}{T}} \right)^2 + d_j \left(\frac{\frac{e_j}{T}}{\cosh \frac{e_j}{T}} \right)^2 \quad (33-4)$$

در این رابطه $C_{m,PI}^j$ ظرفیت حرارتی مولار فشار ثابت در حالت ایده‌ال برای جزء j در مخلوط گاز، ضرایب a_j, b_j, c_j, d_j و e_j ثابتهای مربوط به همان جزء می‌باشند.

با توجه به مشخص بودن معادله حالت AGA8 برای محاسبه ضریب تراکم‌پذیری که در بخش‌های قبلی مفصلاً شرح داده شد، مشتق اول ضریب تراکم‌پذیری نسبت به دما که در رابطه ۴-۳۱ وجود دارد، به صورت زیر محاسبه می‌شود [۸۸]:

$$\left(\frac{\partial Z}{\partial T} \right)_{\rho_m} = \left(B' - K^3 \sum_{n=13}^{18} C_n^{*f} \right) \rho_m + \sum_{n=13}^{58} C_n^{*f} D_n^* \quad (34-4)$$

در رابطه ۳۴-۴ و C_n^{*} به ترتیب مشتق اول پارامترهای B و C_n^* (روابط ۹-۴ و ۱۳-۴) نسبت به دما

می‌باشند [۸۳]:

$$B' = \sum_{n=1}^{18} -a_n u_n T^{-u_n-1} \sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^N x_i x_j B_{ijk}^* E_{ij}^{u_n} (K_i K_j)^{3/2} \quad (۳۵-۴)$$

$$C_n^{*'} = -u_n a_n (G+1-g_n)^{g_n} (Q^2+1-q_n)^{q_n} (F+1-f_n)^{f_n} U^{u_n} T^{-u_n-1} \quad (۳۶-۴)$$

با توجه به تعریف C_n^* در رابطه ۱۳-۴، رابطه ۳۶-۴ را می‌توان به صورت زیر خلاصه کرد:

$$C_n^{*'} = -u_n \frac{C_n^*}{T} \quad (۳۷-۴)$$

مشتق دوم ضریب تراکم‌پذیری نسبت به دما که در رابطه ۳۱-۴ وجود دارد، از رابطه ۳۸-۴ قابل محاسبه است [۷۸]:

$$\left(\frac{\partial^2 Z}{\partial T^2} \right)_{\rho_m} = \left(B'' - K^3 \sum_{n=13}^{18} C_n^{*''} \right) \rho_m + \sum_{n=13}^{58} C_n^{*''} D_n^* \quad (۳۸-۴)$$

در این رابطه B'' و $C_n^{*''}$ به ترتیب مشتق دوم پارامترهای B و C_n^* نسبت به دما می‌باشند [۷۷]:

$$B'' = \sum_{n=1}^{18} a_n u_n (u_n+1) T^{-u_n-2} \sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^N x_i x_j B_{ijk}^* E_{ij}^{u_n} (K_i K_j)^{3/2} \quad (۳۹-۴)$$

$$C_n^{*''} = u_n (u_n+1) a_n (G+1-g_n)^{g_n} (Q^2+1-q_n)^{q_n} (F+1-f_n)^{f_n} U^{u_n} T^{-u_n-2} \quad (۴۰-۴)$$

با توجه به تعریف C_n^* در رابطه ۱۳-۴، رابطه ۴۰-۴ را می‌توان به صورت زیر خلاصه کرد:

$$C_n^{*''} = -(u_n+1) \frac{C_n^{*'}}{T} \quad (۴۱-۴)$$

با جایگذاری روابط ۳۴-۴ و ۳۷-۴ رابطه ۳۱-۴ انتگرال‌گیری خواهیم داشت:

$$C_{m,v} = C_{m,pl} - R - RT \left[\rho_m (2Z_0 + 2Z_1) + (2Z_2 + TZ_3) \right] \quad (۴۲-۴)$$

که در آن داریم [۸۳]:

$$Z_0 = B' - K^3 \sum_{n=13}^{18} C_n^{*'} \quad (43-4)$$

$$Z_1 = B'' - K^3 \sum_{n=13}^{18} C_n^{*''} \quad (44-4)$$

$$Z_2 = \sum_{n=13}^{18} C_n^{*'} \rho_r^{b_n} \exp(-c_n \rho_r^{k_n}) \quad (45-4)$$

$$Z_3 = \sum_{n=13}^{18} C_n^{*''} \rho_r^{b_n} \exp(-c_n \rho_r^{k_n}) \quad (46-4)$$

با مشخص بودن دما، فشار و کسر مولی اجزای تشکیل دهنده گاز طبیعی، با استفاده از رابطه ۴-۴۲ می‌توان ظرفیت گرمایی مولار در حجم ثابت را محاسبه نمود.

۴-۴-۲ محاسبه ظرفیت گرمایی مولار در فشار ثابت

ظرفیت گرمایی مولار در فشار ثابت با استفاده از رابطه زیر تعریف می‌شود [۸۷]:

$$C_{m,P} = \left(\frac{\partial h_m}{\partial T} \right)_P \quad (47-4)$$

در این رابطه، $C_{m,P}$ ظرفیت گرمایی مولار در فشار ثابت، h_m آنتالپی مولار، P فشار و T دما می‌باشند.

رابطه ۴-۴۷ را می‌توان به صورت زیر بازنویسی کرد:

$$C_{m,P} = \left(\frac{\partial h_m}{\partial s_m} \right)_P \left(\frac{\partial s_m}{\partial T} \right)_P \quad (48-4)$$

در رابطه ۴-۴۸، s_m آنتروپی مولار می‌باشد.

با استفاده از یکی از روابط ترمودینامیکی که $T = \left(\frac{\partial h_m}{\partial s_m} \right)_P$ ، بنابراین رابطه ۴-۴۷ به صورت رابطه ۴-۴۹

خلاصه می‌شود [۸۷]:

$$C_{m,P} = T \left(\frac{\partial s_m}{\partial T} \right)_P \quad (49-4)$$

با فرض اینکه s_m آنتروپی مولار تابعی از دما و حجم مخصوص مولار باشد:

$$s_m = (T, v_m) \quad (50-4)$$

همان‌طور که گفته شد اگر آنتروپی مولار یک تابع دیفرانسیل کامل باشد آنگاه خواهیم داشت:

$$ds_m = \left(\frac{\partial s_m}{\partial T} \right)_{v_m} dT + \left(\frac{\partial s_m}{\partial v_m} \right)_T dv_m \quad (51-4)$$

با توجه به روابط ۴-۲۴ و ۴-۲۶، رابطه ۴-۵۱ به صورت زیر تبدیل می‌شود:

$$ds_m = \left(\frac{C_{m,v}}{T} \right)_{v_m} dT + \left(\frac{\partial P}{\partial v_m} \right)_{v_m} dv_m \quad (52-4)$$

همچنین با فرض اینکه s_m آنتروپی مولار تابعی از دما و فشار باشد:

$$s_m = s_m(T, P) \quad (53-4)$$

با توجه به اینکه، آنتروپی مولار یک تابع دیفرانسیل کامل باشد، آنگاه خواهیم داشت:

$$ds_m = \left(\frac{\partial s_m}{\partial T} \right)_P dT + \left(\frac{\partial s_m}{\partial P} \right)_T dP \quad (54-4)$$

با استفاده از یکی از روابط ماکسول داریم [۸۷]:

$$\left(\frac{\partial s_m}{\partial P} \right)_T = - \left(\frac{\partial v_m}{\partial P} \right)_T \quad (55-4)$$

حال با توجه به رابطه ۴-۴۹، رابطه ۴-۵۵، رابطه ۴-۵۴ به صورت زیر تبدیل می‌شود:

$$ds_m = \left(\frac{C_{m,P}}{T} \right) dT - \left(\frac{\partial v_m}{\partial T} \right)_P dP \quad (56-4)$$

با کم کردن رابطه ۴-۵۶ از رابطه ۴-۵۲ برای محاسبه ظرفیت گرمایی مولار در فشار

ثابت به دست می‌آید.

$$C_{m,P} = C_{m,v} + T \left(\frac{\partial v_m}{\partial T} \right)_P \left(\frac{\partial P}{\partial T} \right)_{v_m} \quad (57-4)$$

برای محاسبه ظرفیت گرمایی مولار در فشار ثابت با توجه به رابطه ۴-۵۷ نیاز به محاسبه ظرفیت گرمایی مولار در حجم ثابت می‌باشد که با استفاده از رابطه ۴-۴۲ محاسبه می‌شود. مشتقات جزئی موجود در رابطه ۴-۵۷ به صورت زیر محاسبه می‌شوند [۸۸]:

$$\left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_{v_m} = R \rho_m \left[Z + T \left(\frac{\partial Z}{\partial T}\right)_{v_m} \right] \quad (58-4)$$

با استفاده از رابطه ۴-۳۴، رابطه ۴-۵۸ را می‌توان به فرم ساده زیر تبدیل کرد:

$$\left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_{v_m} = R \rho_m \left[Z + T (\rho_m Z_0 + Z_4) \right] \quad (59-4)$$

که در رابطه مذکور، Z_0 از رابطه ۴-۴۳ و Z_4 از رابطه زیر محاسبه می‌شوند:

$$Z_4 = \sum_{n=13}^{18} C_n^* D_n^* \quad (60-4)$$

عبارت مشتق جزئی دوم در رابطه ۴-۵۷، به صورت زیر محاسبه می‌شود [۸۸]:

$$\left(\frac{\partial v_m}{\partial T}\right)_P = \frac{R}{P} \left[Z + T \left(\frac{\partial Z}{\partial T}\right)_P \right] \quad (61-4)$$

که در رابطه ۴-۶۱ داریم [۷۸]:

$$\left(\frac{\partial Z}{\partial T}\right)_P = \rho_m' \left(B' - K^3 \sum_{n=13}^{18} C_n^* + \sum_{n=13}^{58} C_n^* D_{1n} \right) + (B' - K^3 \sum_{n=13}^{18} C_n^*) \rho_m + \sum_{n=13}^{58} C_n^* D_{1n} \quad (62-4)$$

در این رابطه، ρ_m' مشتق ρ_m نسبت به دما و D_{1n} مشتق D_n^* نسبت به دما بوده که به صورت زیر تعریف می‌شوند [۸۳].

$$\rho_m' = -\frac{P}{R} + \frac{Z + T \left(\frac{\partial Z}{\partial T}\right)_P}{(TZ)^2} \quad (63-4)$$

$$D_{1n} = K^3 (b_n^2 - c_n k_n) (2b_n + k_n - c_n k_n \rho_r k_n) \rho_r^{b_n-1} e^{-c_n \rho_r k_n} \quad (64-4)$$

حال با جایگذاری روابط ۴-۶۳ و ۴-۶۴ و رابطه $\rho_m = P/ZRT$ در رابطه ۴-۶۲، خواهیم داشت:

$$\left(\frac{\partial Z}{\partial T}\right)_P = \frac{RTZ^2 \sum_{n=13}^{58} C_n^* D_n + PZ(TZ_0 - Z_5)}{RTZ^2 + PTZ_5} \quad (65-4)$$

در این رابطه Z_0 از رابطه ۴-۴۳ و D_n^* از رابط ۴-۱۸، محاسبه و برای Z_5 داریم:

$$Z_5 = B - K^3 \sum_{n=13}^{18} C_n^* + \sum_{n=13}^{58} C_n^* D_{1n} \quad (66-4)$$

با مشخص بودن دما، فشار و کسر مولی اجزای گاز طبیعی در مخلوط و با جایگذاری روابط ۴-۴۸، ۴-۶۶ و ۴-۶۵ در رابطه ۴-۵۷، ظرفیت گرمایی مولار در فشار ثابت محاسبه می‌شود.

۴-۴-۳ محاسبه توان آیزنتروپیک

هنگامی که گاز طبیعی فرآیندی را به صورت آدیباتیک و برگشت پذیر یا به عبارتی آیزنتروپیک طی می‌کند، رابطه بین حجم مخصوص مولار و فشار به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$Pv_m^\gamma = cte \quad (67-4)$$

در این رابطه γ توان آیزنتروپیک، P فشار و v_m حجم مخصوص مولار می‌باشند. رابطه ۴-۶۷ را می‌توان به صورت زیر نیز بازنویسی کرد [۸۹]:

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{v_{m1}}{v_{m2}}\right)^\gamma = \left(\frac{\rho_{m2}}{\rho_{m1}}\right)^\gamma \quad (68-4)$$

در رابطه بالا P_2 ، v_{m2} و ρ_{m2} به ترتیب فشار، حجم مخصوص مولار و دانسیته مولار برای جریان پایین دست و P_1 ، v_{m1} و ρ_{m1} نیز به ترتیب فشار، حجم مخصوص مولار و دانسیته مولار برای جریان بالادست می‌باشند. برای محاسبه توان آیزنتروپیک از رابطه زیر استفاده خواهیم کرد [۸۹]:

$$k = -\frac{C_{m,p}}{C_{m,v}} \frac{P_2}{P_1} \left(\frac{\partial P}{\partial v_m}\right)_T \left(\frac{v_m}{P}\right) = -\frac{C_{m,p}}{C_{m,v} P \rho_m} \left(\frac{\partial P}{\partial v_m}\right)_T \quad (69-4)$$

که در این رابطه $C_{m,p}$ از رابطه ۴-۵۷، $C_{m,v}$ از رابطه ۴-۴۲ محاسبه می‌شوند. همچنین در این رابطه داریم [۸۹]:

$$\left(\frac{\partial P}{\partial v_m}\right)_T = \left(\frac{\partial P}{\partial \rho_m}\right)_T \left(\frac{\partial \rho_m}{\partial v_m}\right)_T = -RT \rho_m^2 \left[Z + \rho_m \left(\frac{\partial Z}{\partial \rho_m}\right)_T \right] \quad (70-4)$$

که در آن خواهیم داشت [۸۹]:

$$\left(\frac{\partial Z}{\partial \rho_m}\right)_T = Z_5 = B - K^3 \sum_{n=13}^{18} C_n^* + \sum_{n=13}^{58} C_n^* D_{1n} \quad (71-4)$$

با جایگذاری رابطه ۷۱-۴ در رابطه ۷۰-۴ خواهیم داشت [۸۹]:

$$\left(\frac{\partial P}{\partial v_m}\right)_T = -RT \rho_m^2 (Z + \rho_m Z_5) \quad (72-4)$$

حال با جایگذاری رابطه ۷۲-۴ در رابطه ۶۹-۴، رابطه زیر برای محاسبه توان آیزنتروپیک به دست می‌آید:

$$\gamma = \frac{C_{m,p}}{C_{m,v} P \rho_m} \left(\frac{\partial P}{\partial v_m}\right)_T \times [RT \rho_m^2 (Z + \rho_m Z_5)] \quad (73-4)$$

۴-۴-۴ محاسبه آنتالپی

آنتالپی معیاری از محتوای انرژی مواد در فرآیندها بوده که انواع و اقسام فرآیندهای ترمودینامیکی کاربرد دارد. از مهمترین کاربردهای آنتالپی می‌توان به محاسبه کار خالص ورودی به کمپرسورها و کار خالص خروجی از توربین‌ها اشاره کرد. مطالعات انجام شده برای محاسبه آنتالپی گاز طبیعی بسیار اندک بوده و در زمینه مطالعات آزمایشگاهی نیز کارهای اندکی انجام شده است. برای محاسبه آنتالپی گاز طبیعی ابتدا پارامتری به‌عنوان آنتالپی ویژه به‌صورت زیر تعریف می‌شود:

$$h(T, P) = h_m(T, P) - h_m(T_{ref}, P_{ref}) \quad (74-4)$$

که در آن $h_m(T, P)$ آنتالپی مولار در فشار و دمای مورد نظر و $h_m(T_{ref}, P_{ref})$ آنتالپی مولار در فشار و دمای مرجع، می‌باشند در حالیکه $T_{ref} = 25^\circ C$ و $P_{ref} = 101.325 \text{ KPa}$ می‌باشند.

رابطه بین آنتالپی و انرژی داخلی مولار، فشار و حجم مخصوص مولار، به‌صورت زیر تعریف می‌شود [۸۷]:

$$h_m = u_m + Pv_m \quad (۷۵-۴)$$

که در آن h_m آنتالپی مولار، u_m انرژی داخلی مولار و v_m حجم مخصوص مولار می‌باشند. اگر از معادله ۷۵-۴ نسبت به v_m و با فرض دمای ثابت، مشتق بگیریم خواهیم داشت:

$$\left(\frac{\partial h_m}{\partial v_m}\right)_T = \left(\frac{\partial u_m}{\partial v_m}\right)_T + P \left(\frac{\partial(Pv_m)}{\partial v_m}\right)_T \quad (۷۶-۴)$$

با فرض اینکه s_m آنترופی مولار تابع دما و حجم مخصوص مولار بوده و با فرض اینکه آنترופی مولار یک تابع دیفرانسیل کامل باشد، خواهیم داشت:

$$ds_m = \left(\frac{\partial s_m}{\partial T}\right)_{v_m} dT + \left(\frac{\partial s_m}{\partial v_m}\right)_T dv_m \quad (۷۷-۴)$$

با استفاده از روابط ماکسول، رابطه ۷۷-۴ به شکل رابطه زیر تبدیل می‌شود:

$$Tds_m = C_{m,v} dT + T \left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_{v_m} dv_m \quad (۷۸-۴)$$

حال با فرض اینکه انرژی داخلی مولار u_m تابعی از دما و حجم مخصوص مولار باشد، داریم:

$$u_m = u_m(T, v_m) \quad (۷۹-۴)$$

اگر u_m یک تابع دیفرانسیل کامل باشد، خواهیم داشت:

$$du_m = \left(\frac{\partial u_m}{\partial T}\right)_{v_m} dT + \left(\frac{\partial u_m}{\partial v_m}\right)_T dv_m \quad (۸۰-۴)$$

با توجه به قانون دوم ترمودینامیک داریم:

$$du_m = Tds_m - Pdv_m \quad (۸۱-۴)$$

با جایگذاری رابطه ۷۸-۴ در رابطه ۸۱-۴ خواهیم داشت:

$$du_m = C_{m,v} dT + \left[T \left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_{v_m} - P \right] dv_m \quad (۸۲-۴)$$

با مقایسه روابط ۸۰-۴ و ۸۲-۴ خواهیم داشت:

$$\left(\frac{\partial u_m}{\partial v_m}\right)_T = \left[T \left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_{v_m} - P \right] \quad (۸۳-۴)$$

با جایگذاری $v_m = ZRT/P$ در ترم دوم سمت راست رابطه ۷۶-۴، خواهیم داشت:

$$\left(\frac{\partial(Pv_m)}{\partial v_m}\right)_T = \left(\frac{\partial(ZRT)}{\partial v_m}\right)_T = RT \left(\frac{\partial Z}{\partial v_m}\right)_T \quad (۸۴-۴)$$

حال با جایگذاری روابط ۸۳-۴ و ۸۴-۴ در رابطه ۷۶-۴، این رابطه به صورت رابطه زیر نوشته خواهد شد:

$$\left(\frac{\partial(Ph_m)}{\partial v_m}\right)_T = \left[T \left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_{v_m} - P \right] + RT \left(\frac{\partial Z}{\partial v_m}\right)_T \quad (۸۵-۴)$$

حال اگر از طرفین این رابطه نسبت به حجم مخصوص مولار v_m انتگرال بگیریم، خواهیم داشت:

$$\int_{h_{m,I}}^{h_m} dh_m = \int_{v_{m,I} \rightarrow 0}^{v_m} \left[T \left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_{v_m} - P \right] dv_m + \int_{v_{m,I} \rightarrow 0}^{v_m} RT \left(\frac{\partial Z}{\partial v_m}\right)_T dv_m \quad (۸۶-۴)$$

در رابطه به دست آمده ۸۶-۴، $h_{m,I}$ و $v_{m,I}$ به ترتیب آنتالپی مولار و حجم مخصوص مولار، در حالت

گاز ایده‌آل می‌باشند. مشتق جزئی موجود در این رابطه، یعنی رابطه $\left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_{v_m}$ با استفاده از رابطه ۴-

۵۸، محاسبه شده است. با جایگذاری رابطه ۵۸-۴ در رابطه ۸۶-۴ و با تغییر متغیر از v_m به ρ_m داریم:

$$\int_{h_{m,I}}^{h_m} dh_m = \int_{\rho_{m,I} \rightarrow 0}^{\rho_m} \rho_m RT^2 \left(\frac{\partial Z}{\partial T}\right)_{\rho_m} \frac{d\rho_m}{-\rho_m^2} + \int_{\rho_{m,I} \rightarrow 0}^{\rho_m} RT \left(\frac{\partial Z}{\partial \rho_m}\right)_T d\rho_m \quad (۸۷-۴)$$

در این رابطه، $\rho_{m,I}$ جرم حجمی مولار در حالت گاز ایده‌آل می‌باشد. پس از ساده سازی رابطه ۸۷-۴ صورت زیر تبدیل خواهد شد:

$$h_m = h_{m,I} - RT^2 \int_0^{\rho_m} \left(\frac{\partial Z}{\partial T}\right)_{\rho_m} \frac{d\rho_m}{\rho_m} + RT \int_0^1 dZ \quad (۸۸-۴)$$

در رابطه ۸۸-۴ $h_{m,I}$ آنتالپی مولار در حالت گاز ایده‌آل بوده که به صورت زیر محاسبه شده است:

$$h_{m,i} = \sum_{j=1}^N x_j h_{m,i}^j \quad (89-4)$$

که در آن، $h_{m,i}^j$ آنتالپی مولار در حالت گاز ایده‌ال برای جزء j در مخلوط گاز و x_j کسر مولی مربوط به همان جزء می‌باشند.

$$h_{m,i}^j = h_{m,i0}^j + a_j T + b_j c_j \coth\left(\frac{c_j}{T}\right) - d_j e_j \tanh\left(\frac{e_j}{T}\right) \quad (90-4)$$

که آنتالپی مولار گاز ایده‌ال جزء در مخلوط گاز در دمای مرجع می‌باشد. ضرایب a_j ، b_j ، c_j و d_j و e_j برای اجزای تشکیل دهنده گاز طبیعی در مرجع [۸۴] آورده شده‌اند.

با استفاده از روابط ۴-۴۳ و ۴-۴۵، رابطه زیر برای محاسبه آنتالپی مولار برای گاز طبیعی، ارائه شده است:

$$h_m = h_{m,i} - RT^2 (\rho_m Z_0 + Z_2) + RT (Z - 1) \quad (91-4)$$

برای محاسبه آنتالپی ویژه، آنتالپی مولار در دما و فشار سیستم و آنتالپی مولار در دما و فشار مرجع با استفاده از رابطه ۴-۹۱ محاسبه خواهند شد.

۴-۴-۵ محاسبه انرژی داخلی

کاربرد انرژی داخلی بیشتر در سیستمهای بسته ترمودینامیکی و فرآیندهای حالت گذرا - جریان گذرا، مربوط به پر شدن مخازن گاز طبیعی بوده و در تحلیل این نوع فرآیندها استفاده فراوانی دارد. برای محاسبه انرژی داخلی گاز طبیعی، ابتدا پارامتری به عنوان انرژی داخلی ویژه به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$u(T, P) = u_m(T, P) - u_m(T_{ref}, P_{ref}) \quad (92-4)$$

که در آن $u_m(T, P)$ انرژی داخلی مولار در فشار و دمای مورد نظر و $u_m(T_{ref}, P_{ref})$ انرژی داخلی مولار در فشار و دمای مرجع، می‌باشند. جائیکه $T_{ref} = 25^\circ C$ و $P_{ref} = 101.325 KPa$ می‌باشند.

مشتق جزئی مورد استفاده برای محاسبه انرژی داخلی، در رابطه ۴-۸۳، تعریف شده است. اگر از طرفین رابطه ۴-۸۳ نسبت به حجم مخصوص مولار انتگرال بگیریم، خواهیم داشت:

$$\int_{u_{m,I}}^{u_m} du_m = \int_{v_{m,I} \rightarrow 0}^{v_m} \left[T \left(\frac{\partial P}{\partial T} \right)_{v_m} - P \right] dv_m \quad (93-4)$$

در این رابطه بالا، $u_{m,I}$ انرژی داخلی مولار در حالت گاز ایده آل می‌باشد. مشتق جزئی موجود در رابطه بالا، یعنی رابطه $\left(\frac{\partial P}{\partial T} \right)_{v_m}$ ، با استفاده از رابطه ۴-۵۸، محاسبه شده است. با جایگذاری رابطه ۴-۵۸ در رابطه ۴-۹۳ و با تغییر متغیر از v_m به ρ_m ، داریم:

$$\int_{u_{m,I}}^{u_m} du_m = \int_{\rho_{m,I} \rightarrow 0}^{\rho_m} \rho_m RT^2 \left(\frac{\partial Z}{\partial T} \right)_{\rho_m} \frac{d\rho_m}{-\rho_m^2} \quad (94-4)$$

که پس از ساده‌سازی به صورت زیر تبدیل خواهد شد:

$$u_m = u_{m,I} - RT^2 \int_0^{\rho_m} \left(\frac{\partial Z}{\partial T} \right)_{\rho_m} \frac{d\rho_m}{\rho_m} \quad (95-4)$$

$u_{m,I}$ انرژی داخلی مولار در حالت گاز ایده‌آل بوده که به صورت زیر محاسبه شده است.

$$u_{m,I} = h_{m,I} - Pv_m = h_{m,I} - RT \quad (96-4)$$

که در آن $h_{m,I}$ آنتالپی مولار در حالت گاز ایده‌آل بوده و از رابطه ۴-۸۹ قابل محاسبه است. با استفاده از روابط ۴-۴۳ و ۴-۴۵ رابطه زیر برای محاسبه انرژی داخلی مولار برای گاز طبیعی ارائه شده است:

$$u_m = u_{m,I} - RT^2 (\rho_m Z_0 + Z_2) \quad (97-4)$$

برای محاسبه انرژی داخلی ویژه، انرژی داخلی مولار در دما و فشار سیستم و انرژی داخلی مولار در دما و فشار مرجع با استفاده از رابطه ۴-۹۷ محاسبه خواهند شد.

۴-۴-۶ محاسبه آنتروپی

در قانون دوم ترمودینامیک آنتروپی نقش مهمی ایفا کرده به طوری که از آنتروپی به عنوان معیاری برای

بی نظمی سیستم ترمودینامیکی یاد شده و قابل انجام شدن یک فرآیند ترمودینامیکی بستگی به علامت تولید آنترופی سیستم و محیط دارد. یکی دیگر از کاربردهای آنترופی، در محاسبه قابلیت کاردهی یا اگزرژی سیستم ترمودینامیکی می‌باشد. با استفاده از آنترופی در محاسبه اگزرژی، می‌توان مشخص کرد که یک سیستم ترمودینامیکی در یک حالت مشخص، چه میزان قابلیت کاردهی دارد. برای محاسبه آنترופی گاز طبیعی، ابتدا پارامتری به عنوان آنترופی ویژه به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$s(T, P) = s_m(T, P) - s_m(T_{ref}, P_{ref}) \quad (98-4)$$

که در آن $s_m(T, P)$ آنترופی مولار در فشار و دمای مورد نظر و $s_m(T_{ref}, P_{ref})$ آنترופی مولار در فشار و دمای مرجع، می‌باشند. جائیکه $T_{ref} = 25^\circ C$ و $P_{ref} = 101.325 \text{ KPa}$ می‌باشند. برای محاسبه آنترופی از روابط ماکسول استفاده شده است. اگر از طرفین رابطه ماکسول مورد نظر یعنی رابطه ۴-۲۶، بر حسب حجم مخصوص مولار انتگرال بگیریم، خواهیم داشت:

$$\int_{s_{m,I}}^{s_m} ds_m = \int_{v_{m,I} \rightarrow 0}^{v_m} \left(\frac{\partial P}{\partial T} \right)_{v_m} dv_m \quad (99-4)$$

در این رابطه $s_{m,I}$ آنتالپی مولار در حالت گاز ایده‌ال می‌باشد. با جایگذاری رابطه ۴-۵۸ برای مشتق جزئی موجود در رابطه ۴-۹۹ و با توجه به رابطه بین حجم مخصوص مولار و دانسیته مولار و تغییر متغیر از حجم مخصوص مولار به دانسیته مولار، رابطه ۴-۹۹ به شکل زیر تبدیل خواهد شد:

$$s_m = s_{m,I} - R \int_0^{\rho_m} \left[Z + T \left(\frac{\partial Z}{\partial T} \right)_{\rho_m} \right] \frac{d\rho_m}{\rho_m} \quad (100-4)$$

در این رابطه، $s_{m,I}$ آنترופی مولار در حالت گاز ایده‌ال، R ثابت جهانی گازها، Z ضریب تراکم‌پذیری گاز طبیعی و ρ_m دانسیته مولار می‌باشد. آنترופی مولار در حالت گاز ایده‌ال به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$s_{m,I} = \sum_{j=1}^N x_j s_{m,I}^j \quad (101-4)$$

که در آن x_j کسر مولی جزء j در ترکیب گاز و $s_{m,I}^j$ آنتروپی مولار در حالت گاز ایده‌ال برای همان جزء می‌باشد. آنتروپی برای گازهای ایده‌ال، تابعی از دما و فشار می‌باشد. در جائیکه آنتالپی و انرژی داخلی برای گازهای ایده‌ال، فقط تابعی از دما، می‌باشند. آنتروپی مولار جزء j در ترکیب گاز و در مخلوط گاز طبیعی، به صورت زیر محاسبه خواهد شد:

$$s_{m,I}^j = s_{m,I0}^j + s_{m,I}^j(T) - R \ln(x_j P) \quad (102-4)$$

در رابطه ۱۰۲-۴ $s_{m,I}^j(T)$ آنتروپی مولار تابع دما در دمای مورد نظر، $s_{m,I0}^j$ آنتروپی مولار گاز ایده‌ال جزء j در مخلوط گاز، در دما و فشار مرجع می‌باشد. آنتروپی مولار تابع دما به صورت زیر ارائه شده است:

$$s_{m,I}^j(T) = a_j \ln(T) + b_j \left[\left(\frac{C_j}{T} \right) \coth \left(\frac{C_j}{T} \right) - \ln \left(\sinh \left(\frac{C_j}{T} \right) \right) \right] - d_j \left[\left(\frac{e_j}{T} \right) \tanh \left(\frac{e_j}{T} \right) \right] \quad (103-4)$$

با جایگذاری روابط ۶-۴ و ۳۴-۴ در رابطه ۱۰۰-۴ و محاسبه انتگرال‌ها، رابطه زیر برای محاسبه آنتروپی مولار ارائه می‌شود:

$$s_m = s_{m,I} - RT^2 (\rho_m Z_0 + Z_2) - R (\rho_m Z_{00} + Z_{11}) + R \ln(Z) \quad (104-4)$$

Z_0 از رابطه ۴۳-۴ و Z_2 از رابطه ۴۵-۴، محاسبه شده‌اند. دیگر ضرایب نیز به صورت زیر تعریف گردیده‌اند:

$$Z_{00} = B - K^3 \sum_{n=13}^{18} C_n^* \quad (105-4)$$

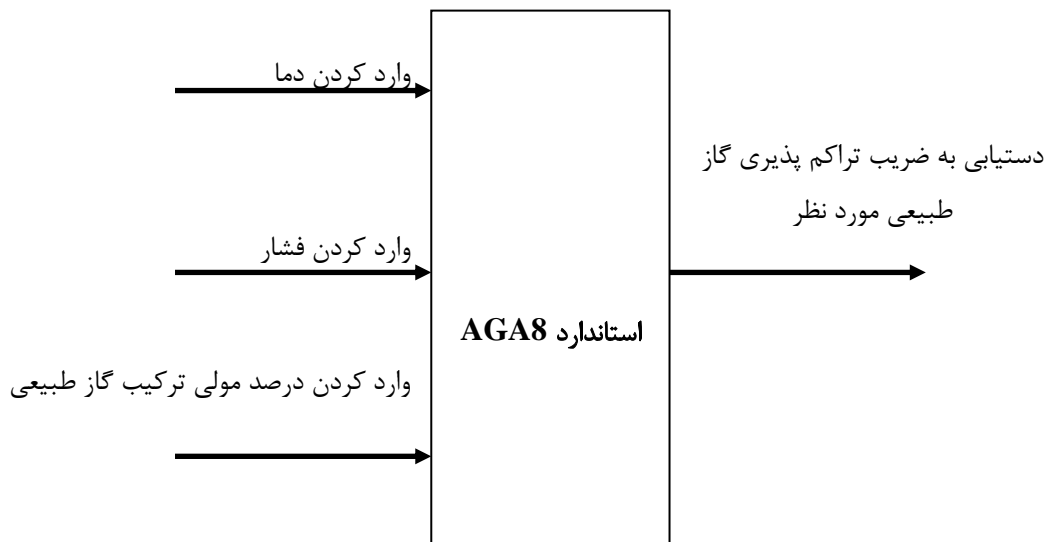
$$Z_{11} = \sum_{n=13}^{58} C_n^* \rho_r^{b_n} \exp(-C_n \rho_r^{k_n}) \quad (106-4)$$

حال با داشتن آنتروپی مولار در دما و فشار مشخص و آنتروپی مولار در دما و فشار مرجع، می‌توان رابطه آنتروپی ویژه را محاسبه نمود.

۴-۵ طراحی الگوریتمی با هدف تعیین خواص ترمودینامیکی گاز طبیعی با داشتن دو

خاصیت مستقل

در این بخش هدف معرفی الگوریتمی است که با استفاده از آن بتوان با داشتن دو خاصیت ترمودینامیکی مستقل گاز طبیعی بقیه خواص آن را در هر لحظه در اختیار داشت. در توضیح لزوم طراحی چنین الگوریتمی می‌توان اینگونه بیان داشت که استاندارد AGA8 تنها با وارد کردن دما، فشار و ترکیب گاز طبیعی قادر است ضریب تراکم‌پذیری گاز را محاسبه نماید. در شکل ۴-۱ می‌توان شماتیکی از نحوه محاسبه ضریب تراکم‌پذیری را در استاندارد AGA8 مشاهده نمود.

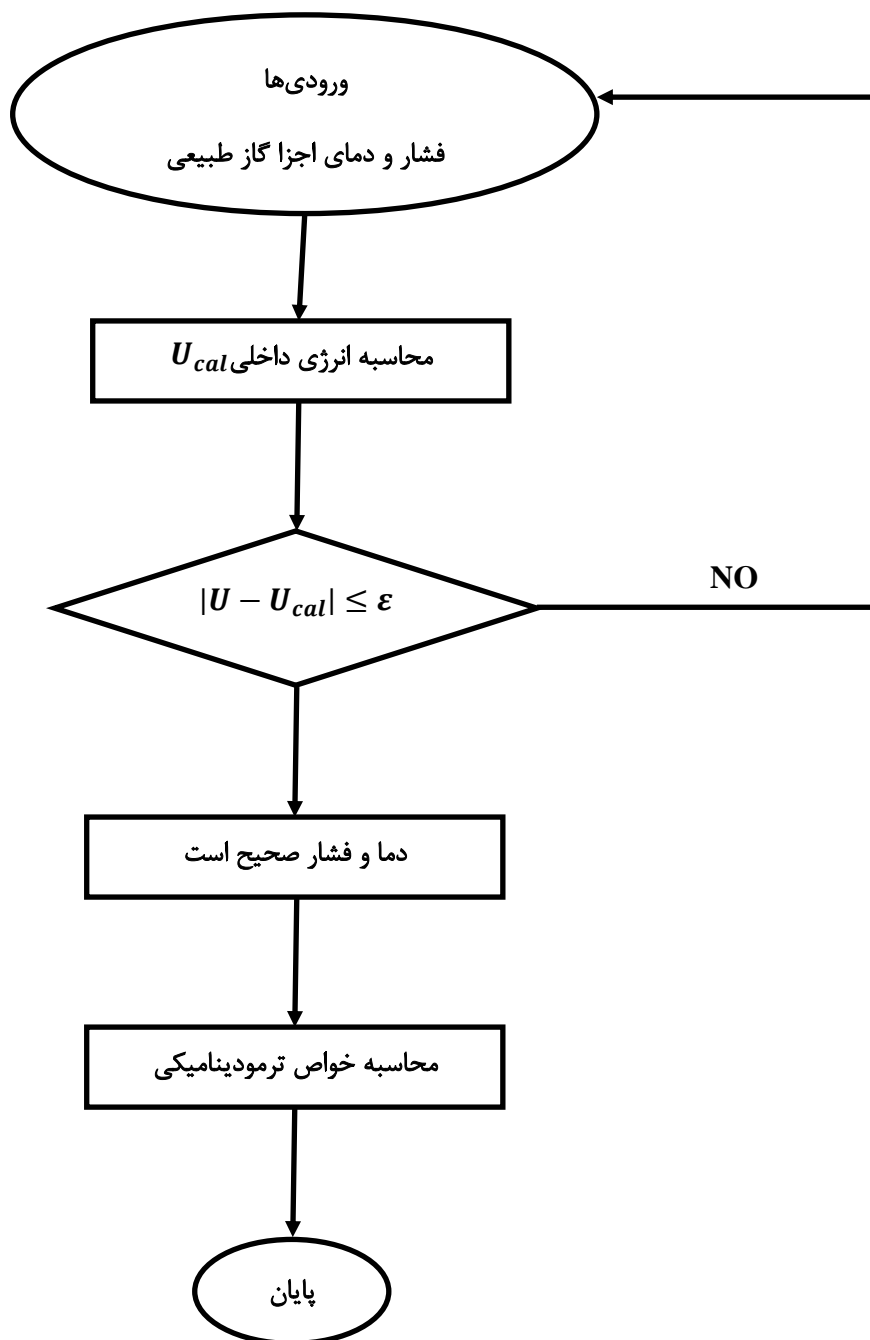


شکل ۴-۱- نحوه محاسبه ضریب تراکم‌پذیری در استاندارد AGA8

در فرآیند مدل‌سازی ترمودینامیکی کمپرسور دو پارامتر مستقلی که به‌عنوان مقادیر معلوم موجود می‌باشد انرژی داخلی و دانسیته است. به همین دلیل است که باید الگوریتم جدیدی طراحی نمود که بتوان با استفاده از آن با داشتن این دو خاصیت به بقیه خواص ترمودینامیکی گاز طبیعی برحسب ترکیب گازهای مختلف دست یافت. روش محاسبه مورد نظر در شکل ۴-۲ معرفی شده است تا با استفاده از آن بتوان با وارد کردن هر یک از خواص ترمودینامیکی گاز طبیعی به دلخواه (مثلاً دانسیته و انرژی داخلی) و همچنین ترکیب گاز، بقیه خواص را محاسبه نمود.



شکل ۴-۲- روش طراحی شده با هدف تعیین هر خاصیت ترمودینامیکی در شرایط ورود دو خاصیت دلخواه برای تعیین خواص ترمودینامیکی مورد نیاز اقدام به طراحی فلوجارتی شده است تا به کمک آن بتوان این خواص را تعیین نمود. مکانیزم اصلی محاسبات در این فلوجارت بر اساس سعی و خطا می باشد و مراحل کاری آن در شکل ۴-۳ نمایش داده شده است.



شکل ۴-۳- فلوچارت محاسبه خواص ترمودینامیکی گاز طبیعی

۵- فصل پنجم: نتایج

در این بخش به ارائه نتایج مربوط به مدل‌سازی ترمودینامیکی کمپرسورهای رفت و برگشتی گاز طبیعی پرداخته شده است. ابتدا به معرفی بخش‌های مختلف نتایج پرداخته می‌شود. در بخش ۵-۲ به اعتبار بخشی مدل‌سازی حاضر برای کمپرسورهای رفت و برگشتی پرداخته شده است. مدل‌سازی کمپرسورهای یک مرحله‌ای گاز طبیعی برای حالت گاز واقعی و ایده‌ال در بخش ۵-۳ آورده شده است. سپس مدل‌سازی کمپرسور دو مرحله‌ای در حالت گاز واقعی و ایده‌ال در بخش ۵-۴ توضیح داده شده است. در بخش ۵-۵ به مدل‌سازی کمپرسور دو طرفه پرداخته شده است. مدل‌سازی کمپرسور یک مرحله‌ای برای عیب‌یابی کمپرسورهای رفت و برگشتی در بخش ۵-۶ توضیح داده شده است.

۵-۲- اعتبار بخشی مدل‌سازی حاضر

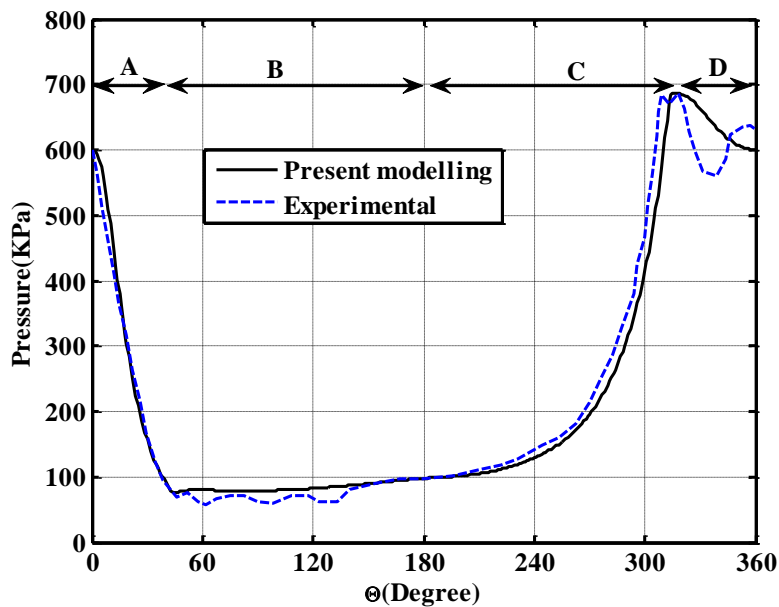
در این بخش، هدف اعتبار بخشی نتایج به دست آمده در این رساله با نتایج محققان گذشته می‌باشد. برای این منظور ابتدا از کمپرسور هوا و نتایج تجربی سان و رن [۹۰] استفاده شده است. مشخصات کمپرسور هوا که بوسیله سان و رن مورد استفاده قرار گرفته در جدول ۵-۱ آورده شده است.

جدول ۵-۱- مشخصات کمپرسور برای اعتبار بخشی

متغیر	سان و رن [۹۰]	آی‌نگر [۹۱]
سرعت چرخش (rpm)	۵۰۰	۱۱۸۰
قطر سیلندر (mm)	۱۵۳	۶۷۳/۱
شعاع لنگ (mm)	۷۲	۶۹/۸۵
طول شاتون (mm)	۲۸۰	۲۵۰
سیال عامل	هوا	نیتروژن
فشار گاز ورودی (کیلو پاسکال)	۱۰۰	۲۲۰
فشار گاز خروجی (کیلو پاسکال)	۶۰۰	۶۲۰

هر کمپرسور رفت و برگشتی دارای چهار فرایند انبساط، مکش، تراکم، و دمش یا تخلیه می‌باشد. طبق شکل ۵-۱، در مرحله انبساط (A)، پیستون از نقطه مرگ بالا به سمت نقطه مرگ پایین حرکت

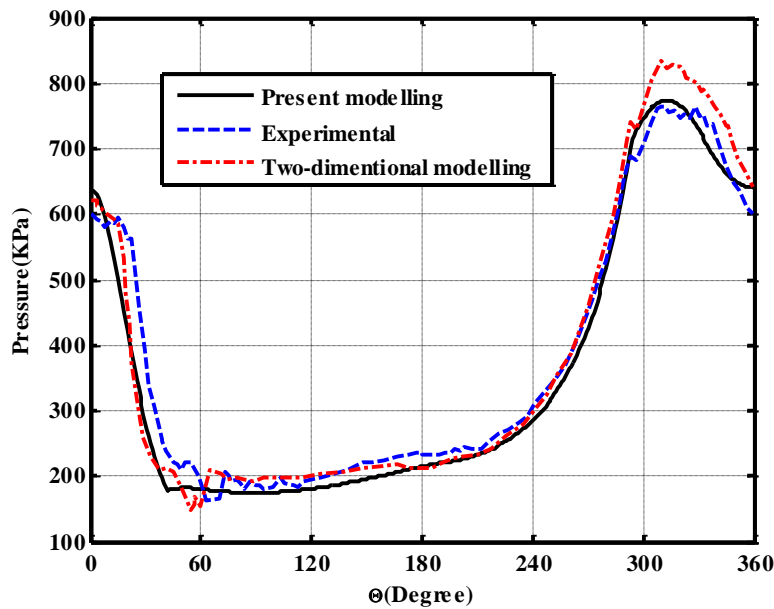
می‌کند و فشار محفظه سیلندر کاهش می‌یابد. با ادامه حرکت پیستون به سمت نقطه مرگ پایین و با کمتر شدن فشار محفظه سیلندر نسبت به فشار محفظه مکش، سوپاپ ورودی باز می‌شود و مرحله مکش (B) شروع می‌شود. با شروع حرکت از نقطه مرگ پایین به نقطه مرگ بالا (زاویه ۱۸۰ درجه در شکل ۵-۱)، با بسته بودن سوپاپ ورودی فشار محفظه سیلندر افزایش می‌یابد که به آن مرحله تراکم (C) می‌گویند. با ادامه حرکت پیستون به سمت نقطه مرگ بالا، فشار داخل محفظه سیلندر بر نیروی سوپاپ خروجی غلبه کرده و آن را باز می‌کند و گاز وارد محفظه دمش می‌گردد که به آن مرحله تخلیه (D) می‌گویند.



شکل ۵-۱- مقایسه مدل‌سازی حاضر با نتایج سان و رن [۹۰]

برای مقایسه دقت مدل‌سازی حاضر نسبت به رویکردهای دیگر مدل‌سازی، روش توسعه داده در این رساله برای یک کمپرسور نیتروژن مدل‌سازی گردید و با نتایج آزمایشگاهی و مدل‌سازی دو بعدی [۹۱] مقایسه شد. مشخصات کمپرسور مورد استفاده برای این مقایسه در جدول ۵-۱ نشان داده شده است. همانطور که در شکل ۵-۲ ملاحظه می‌شود، مدل‌سازی دو بعدی و مدل‌سازی حاضر (صفر بعدی) با دقت خوبی نتایج تجربی را پیش‌بینی می‌کنند. هر چند مدل‌سازی دو بعدی نوسانات فشار را بخوبی پیش‌بینی می‌کند، ولی در پیش‌بینی فشار محفظه سیلندر دو مدل اختلاف چندانی

ندارند. بنابراین مدل‌سازی ترمودینامیکی به دلیل سرعت بالاتر و پیچیدگی کمتر برای مدل‌سازی پارامترهای کارایی مناسب می‌باشند.



شکل ۵-۲- مقایسه مدل‌سازی حاضر با نتایج آزمایشگاهی و مدل‌سازی دو-بعدی [۹۱]

۳-۵ بررسی کمپرسور یک مرحله‌ای

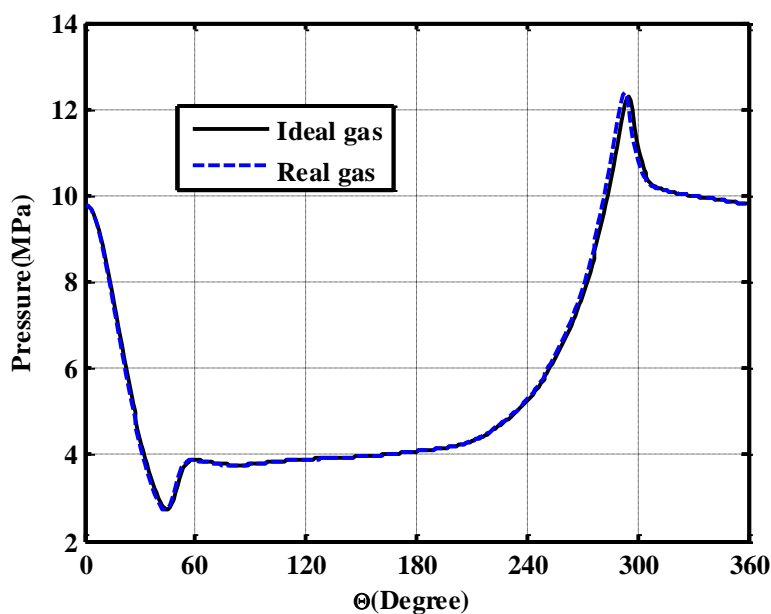
در ابتدا به بررسی تأثیر مدل گاز واقعی و ایده‌ال بر مدل‌سازی یک کمپرسور رفت و برگشتی گاز طبیعی یک مرحله‌ای می‌پردازیم. در این کمپرسور دمای ورودی ۵۰ درجه سانتیگراد و فشار ورودی ۴/۱۲۲ مگاپاسکال می‌باشند. فشار خروجی این کمپرسور ۹/۷۹۵ مگاپاسکال در نظر گرفته شده است. همچنین سیال عامل در این مدل‌سازی گاز متان می‌باشد. مشخصات این کمپرسور، در جدول ۵-۲ نشان داده شده است.

جدول ۵-۲- مشخصات کمپرسور یک مرحله‌ای

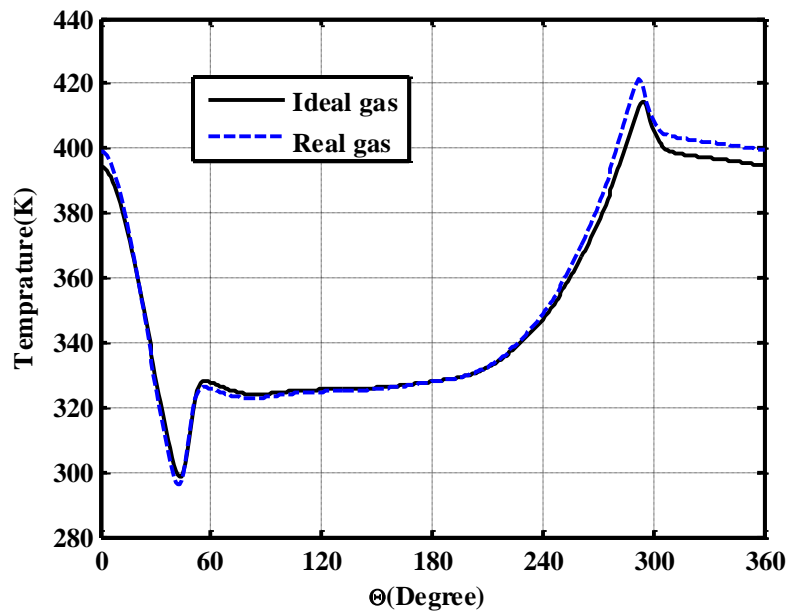
متغیر	مرحله دوم
سرعت چرخش (rpm)	۱۵۰۰
قطر سیلندر (mm)	۷۵/۲

۴۱/۱۵	شعاع لنگ (mm)
۱۶۴/۶۰	طول شاتون (mm)
۳۰۷/۹۳	سطح سوپاپ‌ها (mm ²)
۲/۵	بیشترین جابجایی سوپاپ (mm)
۱۵۹۰	حجم محفظه ورودی و خروجی (cm ³)

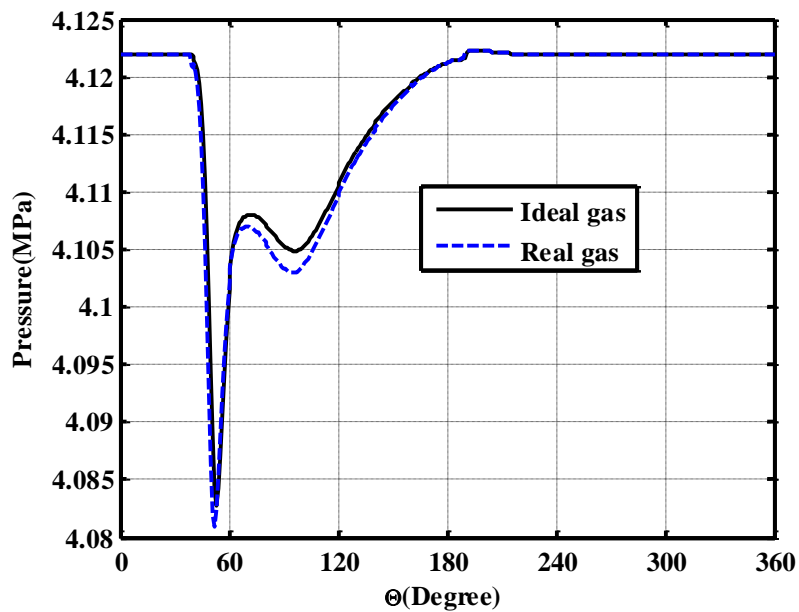
شکل ۳-۵ و شکل ۴-۵ تغییرات فشار و دمای داخل محفظه سیلندر برحسب زاویه لنگ برای یک کمپرسور یک مرحله‌ای در مدل گاز واقعی و ایده‌ال را نشان می‌دهد. همانطور که در شکل ۳-۵ مشاهده می‌گردد، تفاوت فشار برای دو مدل‌سازی گاز واقعی و ایده‌ال در فرایند انبساط و تراکم کاملاً مشهود می‌باشد. همچنین شکل ۳-۵ نشان می‌دهد که سوپاپ ورودی در حالت گاز واقعی (۳۹ درجه) نسبت به حالت گاز ایده‌ال (۴۰ درجه) زودتر باز می‌شود. همچنین سوپاپ خروجی نیز در حالت گاز واقعی (۲۸۹ درجه) نیز نسبت به حالت گاز ایده‌ال (۲۹۱ درجه) زودتر باز می‌شود. همچنین شکل ۴-۵ نشان می‌دهد که مدل‌سازی گاز واقعی دمای گاز خروجی از کمپرسور را بالاتر از مدل ایده‌ال پیش‌بینی می‌کند.



شکل ۳-۵- تغییرات فشار محفظه سیلندر برحسب زاویه لنگ برای کمپرسور یک مرحله‌ای



شکل ۵-۴- تغییرات دمای محفظه سیلندر برحسب زاویه لنگ برای کمپرسور یک مرحله‌ای

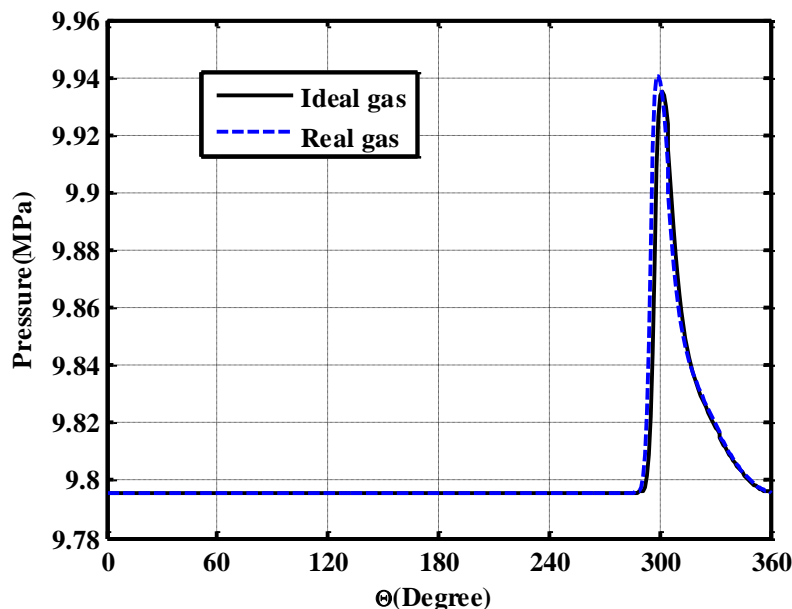


شکل ۵-۵- تغییرات فشار محفظه مکش برحسب زاویه لنگ

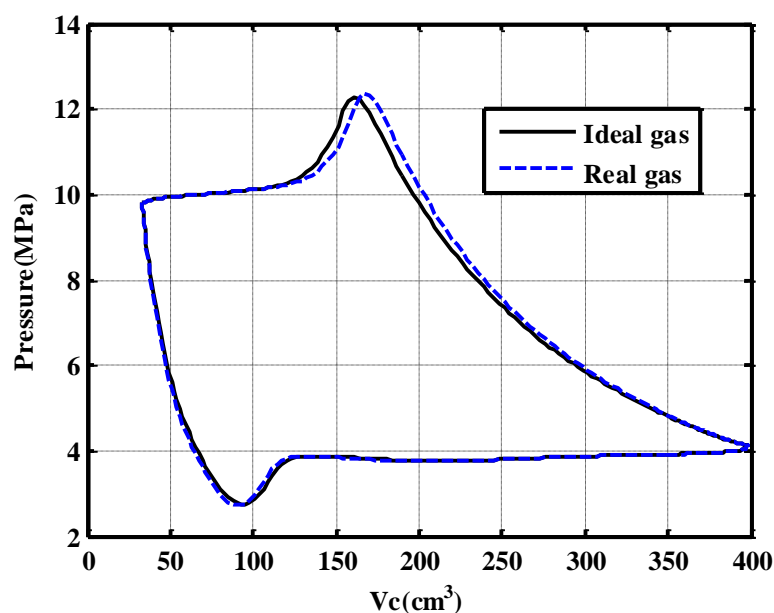
تغییرات فشار در محفظه مکش کمپرسور در شکل ۵-۵ نشان داده شده است. فشار محفظه مکش در مرحله انبساط ثابت می‌باشد و با فشار لوله ورودی یکسان است. با باز شدن سوپاپ ورودی، گاز از محفظه مکش خارج می‌گردد و فشار آن کاهش می‌یابد. سپس به دلیل وارد شدن بیشتر جریان از لوله

ورودی نسبت به خارج شدن آن از محفظه مکش توسط سوپاپ ورودی در مرحله مکش، فشار محفظه مکش افزایش می‌یابد. سپس با بسته شدن سوپاپ ورودی و در مرحله تراکم، فشار محفظه مکش به فشار خط ورودی می‌رسد. در این نمودار نیز سریعتر باز شدن سوپاپ ورودی در مدل گاز واقعی مشاهده می‌گردد. همچنین فشار محفظه سیلندر در حالت واقعی کمتر از حالت ایده‌آل پیش‌بینی شده است.

در شکل ۵-۶ تغییرات فشار داخل محفظه دمش برحسب زاویه لنگ در مدل گاز واقعی و ایده‌آل را نشان می‌دهد. فشار این محفظه در فرایندهای انبساط، مکش و تراکم ثابت می‌باشد و با فشار لوله خروجی یکسان است. با باز شدن سوپاپ خروجی در مرحله تخلیه، فشار محفظه سیلندر به صورت ناگهانی بالا می‌رود و سپس به دلیل خارج شدن گاز از این محفظه، از طریق لوله خروجی، فشار آن کاهش می‌یابد. همچنین این شکل نشان می‌دهد که سوپاپ خروجی در مدل واقعی نسبت به مدل ایده‌آل زودتر باز می‌شود. همچنین افزایش فشار در محفظه خروجی در مدل‌سازی گاز واقعی بیشتر از گاز ایده‌آل پیش‌بینی شده است.



شکل ۵-۶- تغییرات فشار محفظه دمش برحسب زاویه لنگ



شکل ۵-۷- تغییرات فشار محفظه سیلندر بر حسب حجم برای کمپرسور یک مرحله‌ای

نمودار P-V کمپرسور در شکل ۵-۷ نشان داده شده است. همانطور که در شکل ۵-۷ ملاحظه می‌گردد، سطح محصور در نمودار، که همان کار مورد نیاز برای یک سیکل در کمپرسور می‌باشد، در حالت گاز واقعی بیشتر از گاز ایده‌ال می‌باشد.

پارامترهای کارایی کمپرسور شامل دبی جرمی و توان در جدول ۵-۳ نشان داده شده است. دبی جرمی پیش‌بینی شده برای کمپرسور یک مرحله‌ای در مدل گاز واقعی بیشتر از مدل گاز ایده‌ال می‌باشد. همچنین توان مورد نیاز برای کمپرسور در مدل‌سازی واقعی بیشتر از ایده‌ال است. بعلاوه، مقدار کار مصرفی برای فشرده سازی یک کیلوگرم گاز در مدل واقعی کمتر از مدل ایده‌ال پیش‌بینی شده است.

جدول ۵-۳- مقادیر پارامترهای کارایی پیش‌بینی شده توسط مدل‌سازی برای کمپرسور یک مرحله‌ای

پارامتر	گاز ایده‌ال	گاز واقعی
دبی جرمی (kg/hr)	۷۱۷/۱۲	۷۵۶/۳۶
توان (kW)	۳۸/۸۲	۳۹/۶۴
نسبت توان به دبی جرمی (kJ/kg)	۱۹۴/۸۸	۱۸۸/۶۷

برای اعتبار بخشی به نتایج ارائه شده در این بخش، یک کمپرسور گاز طبیعی یک مرحله‌ای با مشخصات ارائه شده در جدول ۵-۴ با روش توسعه داده شده برای مدل‌سازی در این تحقیق مدل‌سازی گردید و با نتایج تجربی [۹۲] مقایسه شد. ترکیب گاز مورد استفاده در این مدل‌سازی در جدول ۵-۵ آورده شده است. برای رسم نمودار p-v از ۵۱۲ نقطه آزمایشگاهی استفاده شده است. همچنین اطلاعات خام اولیه دارای رزونانس کانالی می‌باشد. این رزونانس ناشی از سنسورهای فشاری و نحوه نصب آن بر روی کمپرسور می‌باشند. رزونانس کانالی به صورت موج سینوسی است که باید فیلتر شود. شکل ۵-۸ نمودار p-v بعد از فیلتر را نشان می‌دهد.

برای این منظور نمودار P-V حاصل از مدل‌سازی برای کمپرسور در حالت گاز واقعی و ایده‌ال رسم گردید و با نتایج آزمایشگاهی [۹۲] مقایسه شد (شکل ۵-۸). همانطور که در شکل ۵-۸ ملاحظه می‌گردد، سطح محصور در نمودار، که همان کار مورد نیاز برای یک سیکل در کمپرسور می‌باشد، در حالت گاز واقعی بیشتر از گاز ایده‌ال می‌باشد. همچنین مدل گاز واقعی کار مورد نیاز برای کمپرسور را نسبت به گاز ایده‌ال بهتر پیش بینی می‌کند، شکل ۵-۸.

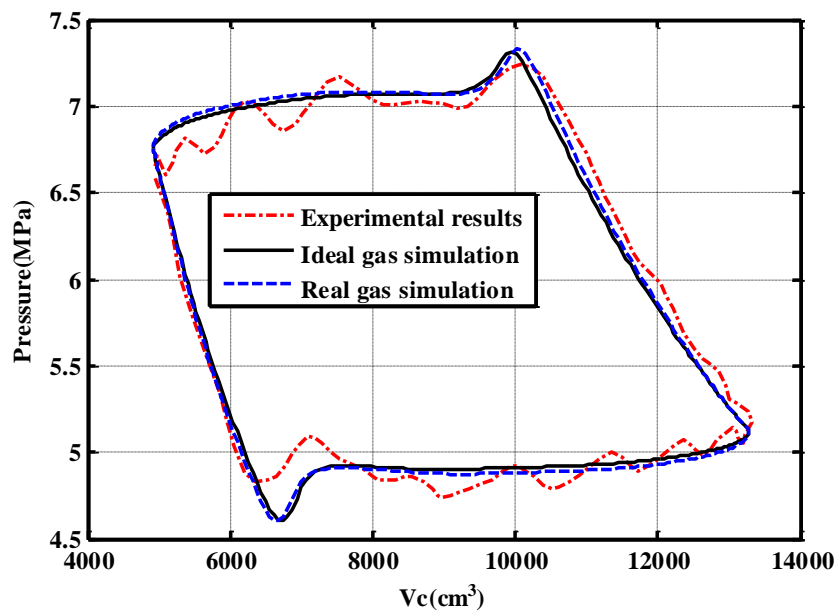
جدول ۵-۴- مشخصات کمپرسور گاز طبیعی مورد استفاده برای اعتباری بخشی [۹۲]

متغیر	مرحله اول
سرعت چرخش (rpm)	۹۹۸
قطر سیلندر (mm)	۲۷۶/۱
شعاع لنگ (mm)	۶۹/۸۵
طول شاتون (mm)	۴۳۱/۸
سطح سوپاپ‌ها (mm ²)	۷۳۲/۳۷
فشار ورودی (MPa)	۵/۱۳۴
دمای ورودی گاز (°C)	۱۶/۸

۶/۹۸۵	فشار خروجی گاز (MPa)
-------	----------------------

جدول ۵-۵- مشخصات گاز طبیعی مورد استفاده برای اعتبار بخشی [۹۲]

درصد مولی	ترکیب گاز
۹۰/۳۱۵	CH_4
۶/۰۰۶	C_2H_6
۱/۰۱۸	C_3H_8
۰/۱۱۳	<i>iso</i> - C_4H_{10}
۰/۱۱۴	<i>n</i> - C_4H_{10}
۰/۰۴	<i>iso</i> - C_5H_{12}
۰/۰۴	<i>n</i> - C_5H_{12}
۰/۰۲۵	C_6^+
۲/۰۴	H_2O
۰/۵۰۹	N_2
۱/۸۰۳	CO_2



شکل ۵-۸- مقایسه نتایج مدل سازی تغییرات فشار محفظه سیلندر بر حسب حجم سیلندر با نتایج تجربی [۹۲]

۴-۵ بررسی کمپرسور دومرحله‌ای

در این قسمت به بررسی رفتار کمپرسور دومرحله‌ای پرداخته می‌شود. مشخصات کمپرسور دومرحله‌ای استفاده شده در این مدل‌سازی در جدول ۵-۶ آورده شده است. مرحله اول و دوم این کمپرسور دارای اختلاف فاز ۱۸۰ درجه می‌باشند. مبدل میانی مورد استفاده در این مدل‌سازی کولر هوایی است که مشخصات آن در

جدول ۵-۷ نشان شده است.

جدول ۵-۶- مشخصات کمپرسور دومرحله‌ای

متغیر	مرحله اول	مرحله دوم
سرعت چرخش (rpm)	۱۵۰۰	۱۵۰۰
قطر سیلندر (mm)	۱۱۶	۷۵/۲
شعاع لنگ (mm)	۴۱/۱۵	۴۱/۱۵
طول شاتون (mm)	۱۶۴/۶۰	۱۶۴/۶۰
سطح سوپاپ‌ها (mm)	۷۳۲/۳۷	۳۰۷/۹۳
بیشترین جابجایی سوپاپ (mm)	۲/۵	۲/۵
حجم محفظه ورودی (cm ³)	۳۷۹۰	۱۵۹۰
حجم محفظه خروجی (cm ³)	۳۷۹۰	۱۵۹۰
حجم مرده (%)	۱۰	۸

جدول ۵-۷- مشخصات خنک‌کن میانی مورد استفاده برای مدل‌سازی

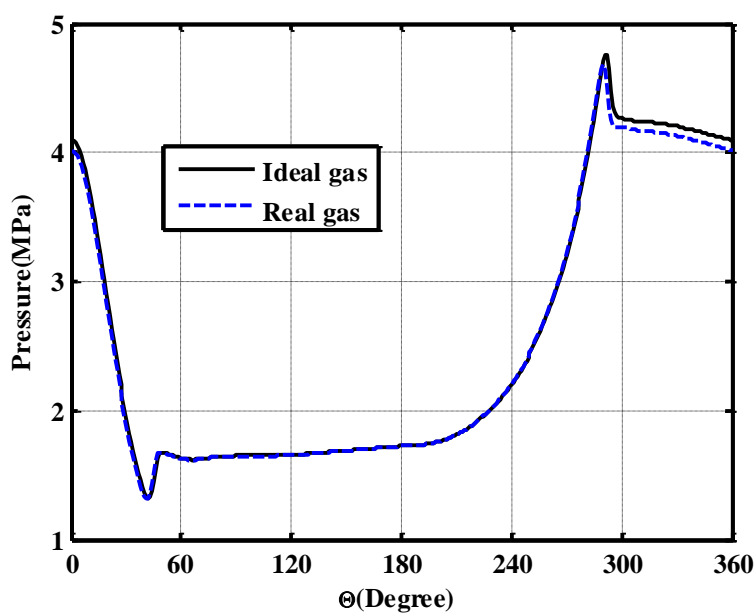
متغیر	مقدار
طول لوله (mm)	۱۶۵۰

۲۰	قطر خارجی لوله (mm)
۴۰	تعداد لوله
۴	تعداد ردیف لوله
۲	تعداد گذر
۳۹۴	دانسیته فین (تعداد فین در یک متر)
۰/۶	ضخامت فین (mm)

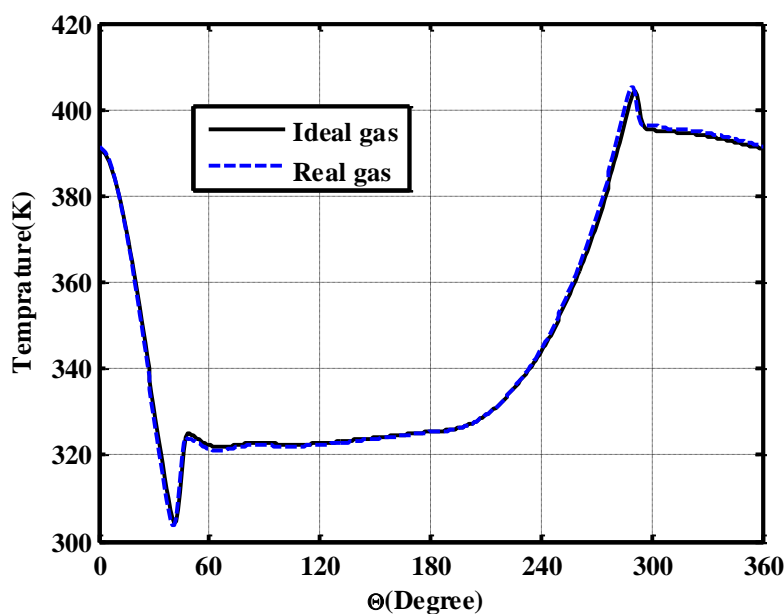
۵-۴-۱ کمپرسور دومرحله‌ای با مدل گاز ایده‌ال و واقعی

در این قسمت سیال عامل کمپرسور گاز متان می‌باشد. کمپرسور دومرحله‌ای با مدل گاز ایده‌ال و واقعی برای گاز متان مدل‌سازی شده است. فشار و دمای گاز ورودی به مرحله اول به ترتیب ۱/۷۰۱ و مگاپاسکال و ۵۰ درجه سانتیگراد می‌باشد. فشار خروجی از مرحله دوم ۹/۷۹۵ مگاپاسکال در نظر گرفته شده است.

تغییرات فشار و دما در محفظه سیلندر برای مرحله اول کمپرسور در شکل ۵-۹ و شکل ۵-۱۰ نشان داده شده است. همانطور که در شکل ۵-۹ ملاحظه می‌گردد، فشار فرایند تخلیه در مرحله اول کمپرسور در مدل‌سازی گاز واقعی کمتر از گاز ایده‌ال پیش‌بینی شده است. در نتیجه فشار میانی کمپرسور، که همان فشار خروجی مرحله اول است، در مدل‌سازی ایده‌ال بیشتر از مدل‌سازی واقعی می‌باشد. با کم شدن فشار میانی برای حالت گاز واقعی نسبت به ایده‌ال، نسبت تراکم در مرحله اول کمپرسور برای حالت گاز ایده‌ال بیشتر از حالت گاز واقعی پیش‌بینی شده است. همچنین شکل ۵-۱۰، نشان می‌دهد که دمای گاز خروجی در حالت واقعی و ایده‌ال تقریباً یکسان است. با توجه به شکل ۵-۴، انتظار می‌رود که دمای گاز خروجی مرحله اول در حالت گاز واقعی بیشتر از گاز ایده‌ال باشد. ولی به دلیل کمتر بودن نسبت تراکم در حالت گاز واقعی نسبت به گاز ایده‌ال، این افزایش دما را تعدیل کرده و دمای خروجی از مرحله اول برای هر دو مدل تقریباً یکسان می‌باشد، شکل ۵-۱۰.



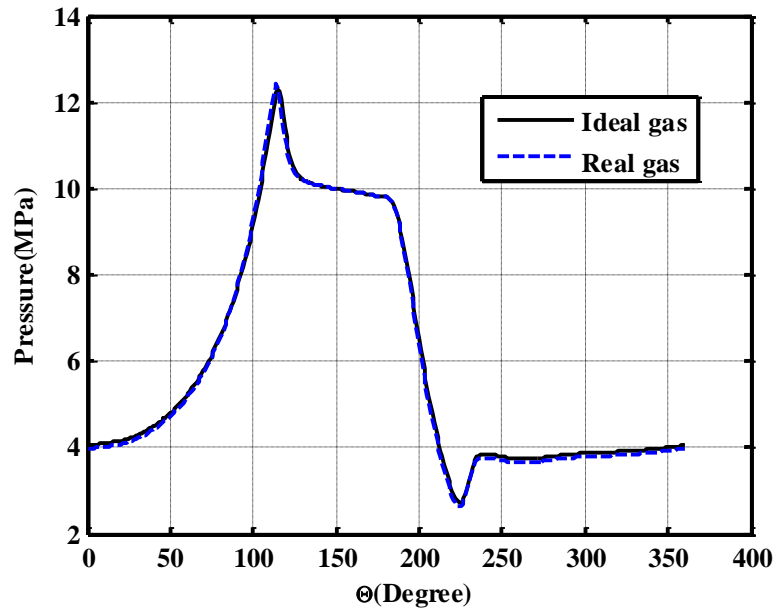
شکل ۵-۹- تغییرات فشار محفظه سیلندر برحسب زاویه لنگ در مرحله اول کمپرسور دومرحله‌ای



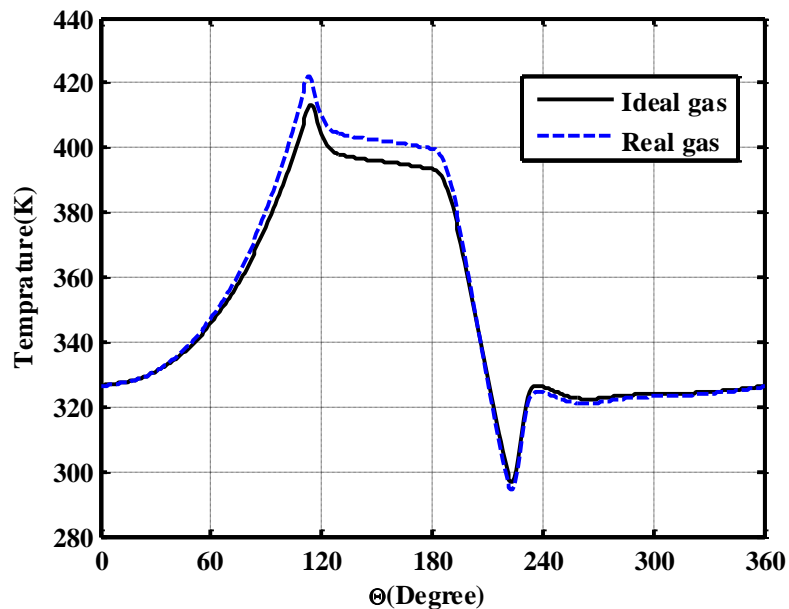
شکل ۵-۱۰- تغییرات دمای محفظه سیلندر برحسب زاویه لنگ در مرحله اول کمپرسور دومرحله‌ای

شکل ۵-۱۱ و شکل ۵-۱۲ تغییرات فشار و دمای داخل محفظه سیلندر برحسب زاویه لنگ برای مرحله دوم کمپرسور را نشان داده است. همان‌طور که در شکل ۵-۱۱ ملاحظه می‌گردد، فشار محفظه سیلندر در فرایند مکش (بین زاویه ۲۳۰ تا ۳۶۰ درجه) در حالت گاز واقعی کمتر از گاز ایده‌آل می‌باشد که ناشی از کمتر بودن فشار میانی کمپرسور در حالت گاز واقعی نسبت به گاز ایده‌آل

می‌باشد. در نتیجه نسبت تراکم در مرحله دوم کمپرسور در حالت گاز طبیعی بیشتر از حالت گاز ایده‌ال می‌باشد. همچنین دمای خروجی مرحله دوم، با توجه به توضیحات شکل ۵-۴ و همچنین بالاتر بودن نسبت تراکم در حالت گاز واقعی بیشتر از ایده‌ال می‌باشد، شکل ۵-۱۲.

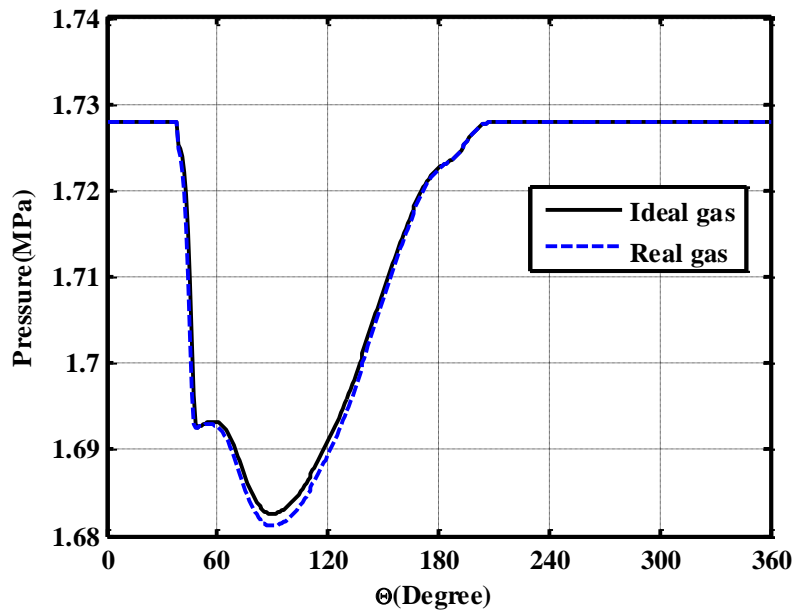


شکل ۵-۱۱- تغییرات فشار محفظه سیلندر برحسب زاویه لنگ در مرحله دوم کمپرسور دومرحله‌ای

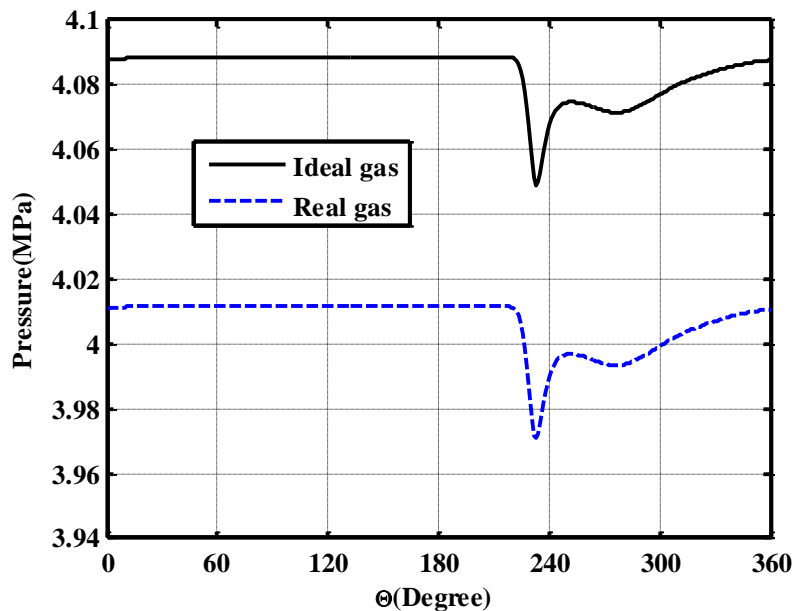


شکل ۵-۱۲- تغییرات دمای محفظه سیلندر برحسب زاویه لنگ در مرحله دوم کمپرسور دومرحله‌ای

تغییرات فشار در محفظه مکش مرحله اول کمپرسور در شکل ۵-۱۳ نشان داده شده است. رفتار فشار در محفظه مکش مرحله اول مشابه شکل ۵-۵ می‌باشد، که توضیح داده شد.



شکل ۵-۱۳- تغییرات فشار محفظه مکش برحسب زاویه لنگ در مرحله اول کمپرسور دومرحله‌ای

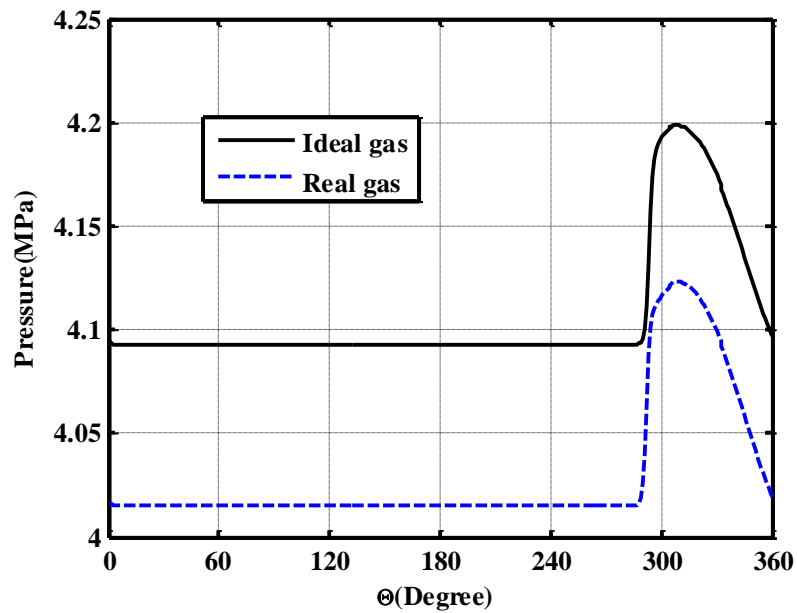


شکل ۵-۱۴- تغییرات فشار محفظه مکش برحسب زاویه لنگ در مرحله دوم کمپرسور دومرحله‌ای

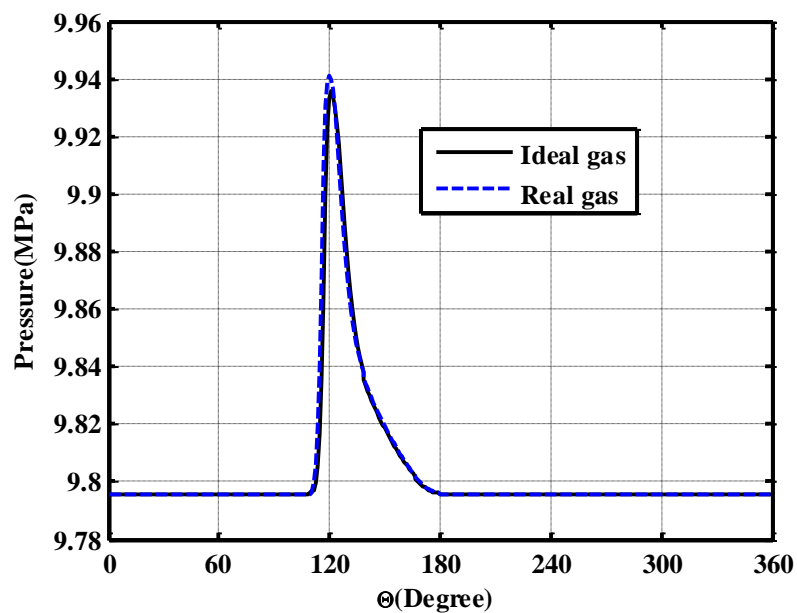
تغییرات فشار در محفظه مکش دوم کمپرسور در شکل ۵-۱۴ نشان داده شده است. همانطور که در این شکل ملاحظه می‌گردد فشار محفظه مکش در مرحله دوم نسبت به فشار در محفظه مکش

مرحله اول (شکل ۵-۱۳)، ۱۸۰ درجه تأخیر فاز دارد. همچنین با توجه به این شکل، فشار میانی کمپرسور برای گاز ایده‌ال نسبت به گاز واقعی بیشتر پیش‌بینی شده است.

شکل ۵-۱۵، تغییرات فشار در محفظه خروجی مرحله اول کمپرسور نشان داده شده است. با توجه به این شکل، فشار میانی کمپرسور برای گاز ایده‌ال نسبت به گاز واقعی بیشتر پیش‌بینی شده است.

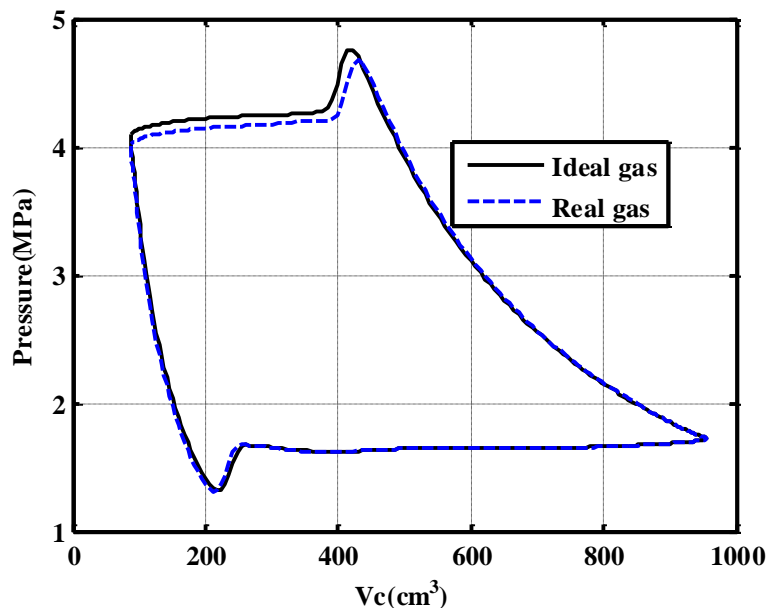


شکل ۵-۱۵- تغییرات فشار محفظه دمش برحسب زاویه لنگ برای مرحله اول کمپرسور



شکل ۵-۱۶- تغییرات فشار محفظه دمش برحسب زاویه لنگ برای مرحله دوم کمپرسور

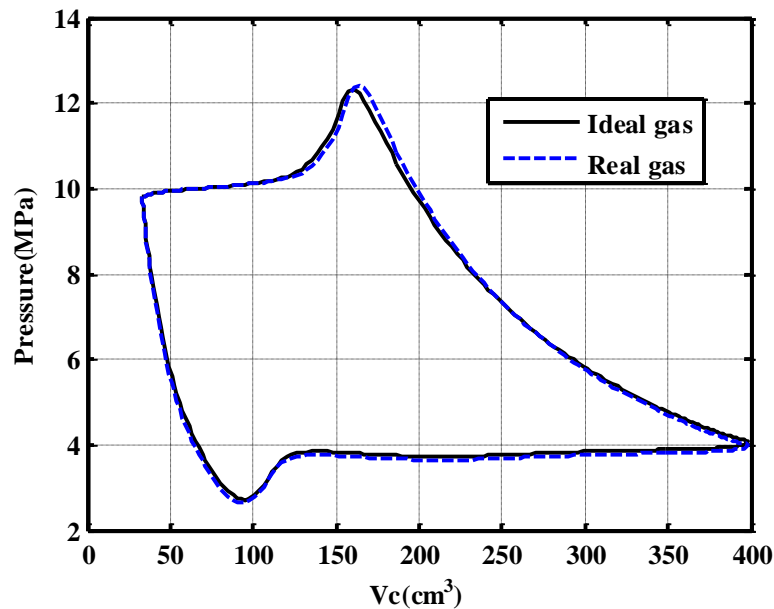
تغییرات فشار در محفظه دمش مرحله دوم کمپرسور در شکل ۵-۱۶ نشان داده شده است. همانطور که در این شکل ملاحظه می‌گردد فشار محفظه دمش در مرحله دوم نسبت به فشار در محفظه دمش مرحله اول (شکل ۵-۱۵)، ۱۸۰ درجه تقدم فاز دارد. همچنین پیک فشار محفظه دمش برای مرحله دوم کمپرسور برای گاز واقعی بیشتر از ایده‌ال پیش‌بینی شده است.



شکل ۵-۱۷- تغییرات فشار محفظه سیلندر برحسب حجم سیلندر در مرحله اول کمپرسور دومرحله‌ای نمودار P-V برای مرحله اول کمپرسور در شکل ۵-۱۷ نشان داده شده است. همانطور که در شکل ۵-۷ توضیح داده شده، انتظار می‌رود که سطح محصور در نمودار P-V افزایش یابد. ولی به دلیل کمتر بودن فشار میانی در حالت گاز واقعی نسبت به حالت گاز ایده‌ال، قسمت بالای نمودار (فرایند دمش مرحله اول کمپرسور)، سطح محصور در نمودار P-V و در نتیجه کار مورد نیاز برای مرحله اول در حالت گاز واقعی کمتر از گاز ایده‌ال پیش‌بینی شده است

در شکل ۵-۱۸، نمودار P-V برای مرحله دوم کمپرسور رسم شده است. با توجه شکل ۵-۷، کار مورد نیاز برای کمپرسور در حالت گاز واقعی بیشتر از گاز ایده‌ال می‌باشد. همچنین با توجه به کمتر بودن فشار میانی در حالت گاز واقعی نسبت به گاز ایده‌ال، که در قسمت پایین شکل ۵-۱۸ قابل مشاهده می‌باشد (فرایند مکش کمپرسور)، سطح محصور نمودار P-V برای گاز واقعی نسبت به گاز

ایدهال افزایش بیشتر می‌یابد و در نتیجه کار مورد نیاز برای مرحله دوم برای گاز واقعی نسبت به گاز ایدهال بیشتر است.



شکل ۵-۱۸- تغییرات فشار محفظه سیلندر برحسب حجم سیلندر در مرحله دوم کمپرسور دومرحله‌ای

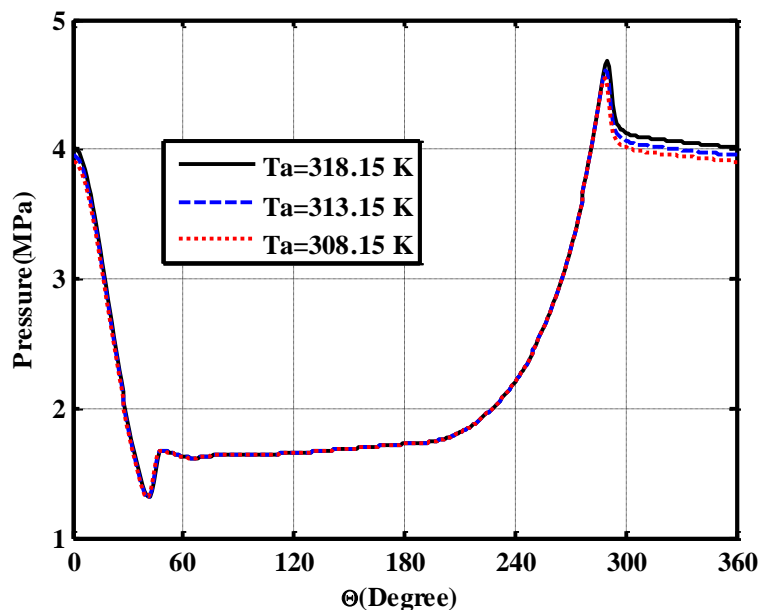
پارامترهای کارایی و همچنین فشار میانی پیش‌بینی شده برای کمپرسور دومرحله‌ای در حالت گاز واقعی و ایدهال در جدول ۵-۸ نشان داده شده است. فشار میانی کمپرسور در مدل گاز واقعی ۴/۰۱۵ مگاپاسکال و در مدل ایدهال ۴/۰۹۳ مگاپاسکال محاسبه شده است. همچنین دبی جرمی برای کمپرسور در حالت گاز واقعی بیشتر از حالت گاز ایدهال پیش‌بینی شده است. بعلاوه، جدول ۵-۸ نشان می‌دهد که نسبت توان به دبی جرمی، مقدار کار مورد نیاز برای فشرده کردن جرم واحد گاز، برای گاز واقعی نسبت به ایدهال کمتر می‌باشد

جدول ۵-۸- پارامترهایی کارایی پیش‌بینی شده توسط مدل برای کمپرسور دومرحله‌ای

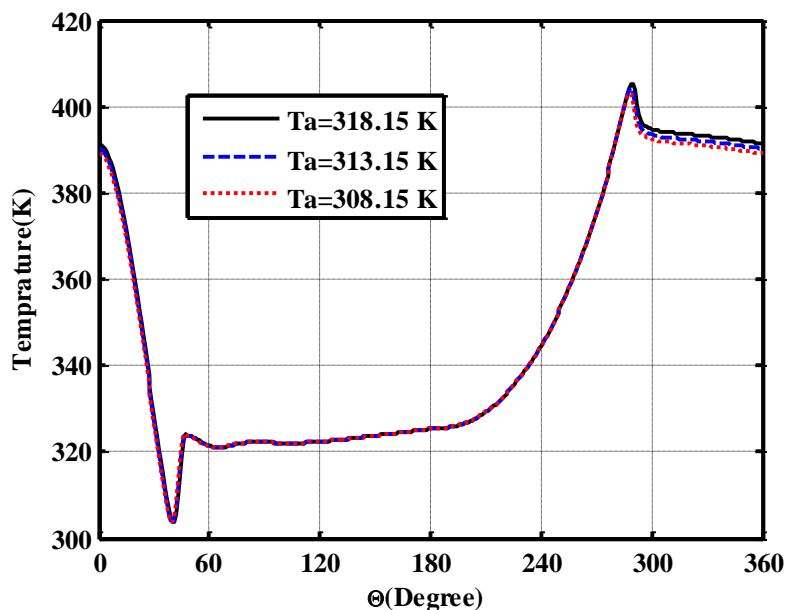
متغیر	ایدهال	واقعی
فشار میانی (MPa)	۴/۰۹۳	۴/۰۱۵
دبی جرمی (kg/hr)	۷۲۲/۶۲	۷۴۳/۳۲
توان (kW)	۷۳/۹۸	۷۴/۶۱
نسبت توان به دبی جرمی (kJ/kg)	۳۶۸/۵۶	۳۶۱/۸۳

۵-۴-۲ اثرات دمای محیط بر کارکرد کمپرسور دومرحله‌ای

شکل ۵-۱۹ و شکل ۵-۲۰ تغییرات فشار و دمای داخل محفظه سیلندر برحسب زاویه لنگ در مرحله اول کمپرسور برای دماهای مختلف محیط را نشان می‌دهد. دماهای محیط به ترتیب ۴۵، ۴۰ و ۳۵ درجه سانتیگراد در نظر گرفته شده است.



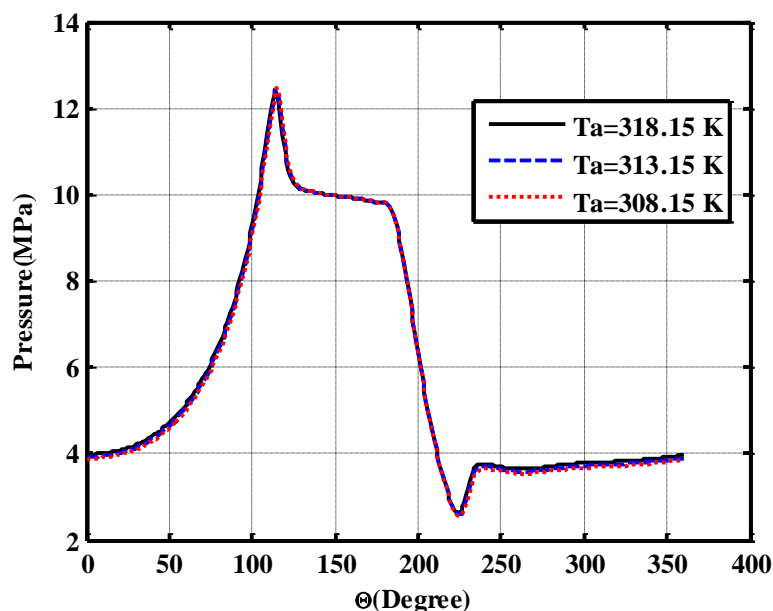
شکل ۵-۱۹- تغییرات فشار محفظه سیلندر مرحله اول برحسب زاویه لنگ برای محیط با دماهای مختلف



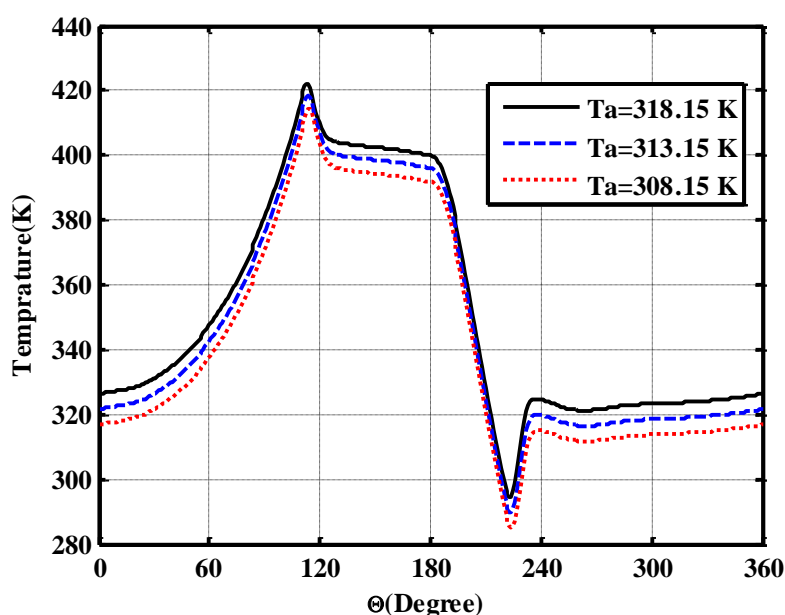
شکل ۵-۲۰- تغییرات دمای محفظه سیلندر برحسب زاویه لنگ برای دماهای مختلف محیط

همانطور که در شکل ۵-۱۹ ملاحظه می‌گردد، با کاهش دمای محیط فشار خروجی از مرحله اول و در نتیجه فشار میانی کاهش می‌یابد. با کاهش فشار میانی، نسبت فشار در مرحله اول کاهش می‌یابد. با کاهش نسبت فشار بدلیل کاهش دمای محیط، دمای گاز خروجی نیز کاهش می‌یابد، شکل ۵-۲۰.

تغییرات فشار و دمای داخل محفظه سیلندر برحسب زاویه لنگ در مرحله دوم کمپرسور برای دماهای مختلف محیط در شکل ۵-۲۱ و شکل ۵-۲۲ نشان داده شده است. همانطور که در شکل ۵-۲۱ ملاحظه می‌گردد، با کاهش فشار میانی، فشار ورودی به مرحله دوم کاهش می‌یابد. با توجه به ثابت بودن فشار خروجی، نسبت فشار در مرحله دوم افزایش می‌یابد. با افزایش نسبت فشار در مرحله دوم، دمای گاز خروجی باید افزایش یابد. ولی دمای گاز خروجی از مرحله دوم به دو دلیل کاهش می‌یابد، شکل ۵-۲۲. اول، نسبت فشار در مرحله اول کاهش می‌یابد و در نتیجه گاز با دمای کمتری وارد کولر هوایی می‌شود. همچنین به دلیل عبور هوای خنک‌تر از روی کولر هوایی، دمای گاز خروجی از آن بسیار کاهش می‌یابد. در نتیجه با کاهش دمای محیط، دمای گاز خروجی از مرحله دوم کمپرسور کاهش می‌یابد.



شکل ۵-۲۱- تغییرات فشار محفظه سیلندر در مرحله دوم برحسب زاویه لنگ برای دماهای مختلف محیط



شکل ۵-۲۲- تغییرات دمای محفظه سیلندر مرحله دوم برحسب زاویه لنگ برای دماهای مختلف محیط

پارامترهای کارایی و همچنین فشار میانی پیش‌بینی شده برای کمپرسور دومرحله‌ای برای دماهای مختلف محیط در جدول ۵-۹، نشان داده شده است. فشار میانی کمپرسور با کاهش دمای محیط از ۴/۰۱۵ مگاپاسکل به ۳/۹۰۶ مگاپاسکل رسیده است. با کاهش دمای محیط دبی جرمی کمپرسور افزایش یافته است ولی توان مورد نیاز کمپرسور کاهش یافته است. در نتیجه نسبت توان به دبی جرمی، با کاهش دما کاهش یافته است، جدول ۵-۹.

جدول ۵-۹- پارامترهایی کارایی پیش‌بینی شده توسط مدل برای کمپرسور دومرحله‌ای برای دماهای مختلف محیط

متغیر	$T_a = 318.15 K$	$T_a = 313.15 K$	$T_a = 308.15 K$
فشار میانی (MPa)	۴/۰۱۵	۳/۹۵۳	۳/۹۰۶
دبی جرمی (kg/hr)	۷۴۳/۳۲	۷۴۴	۷۴۵/۶۳
توان (kW)	۷۴/۶۱	۷۴/۱۳	۷۳/۷۴
نسبت توان به دبی جرمی (kJ/kg)	۳۶۱/۸۳	۳۵۸/۵۹	۳۵۶/۰۲

۵-۴-۳ اثرات ترکیبات گاز بر کارکرد کمپرسور دومرحله‌ای

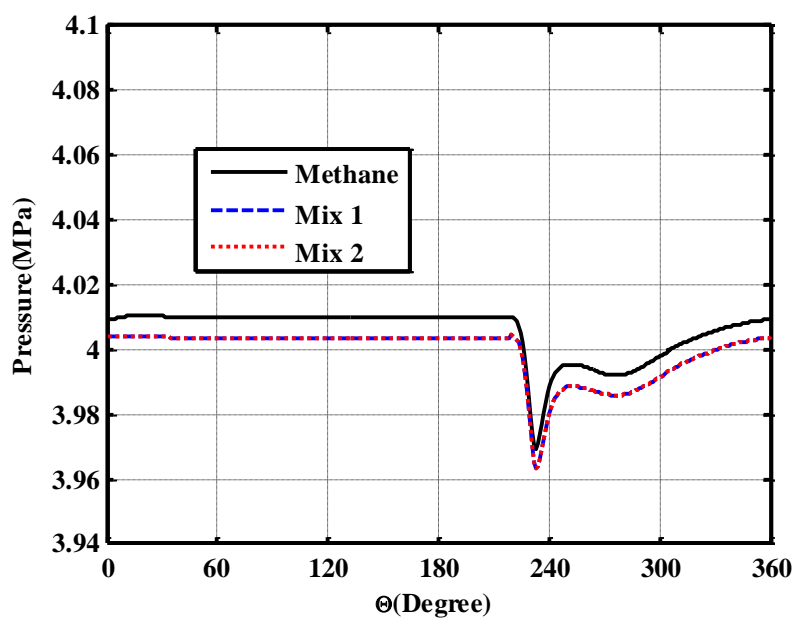
در این قسمت به بررسی ترکیبات مختلف گاز بر روی پارامترهایی کارایی کمپرسور پرداخته می‌شود. ترکیبات گاز در نظر گرفته شده برای مدل‌سازی در این قسمت شامل متان خالص و ترکیب گاز ترکمن و کنگان می‌باشند که در جدول ۵-۱۰ آورده شده است.

جدول ۵-۱۰- ترکیبات مختلف گاز

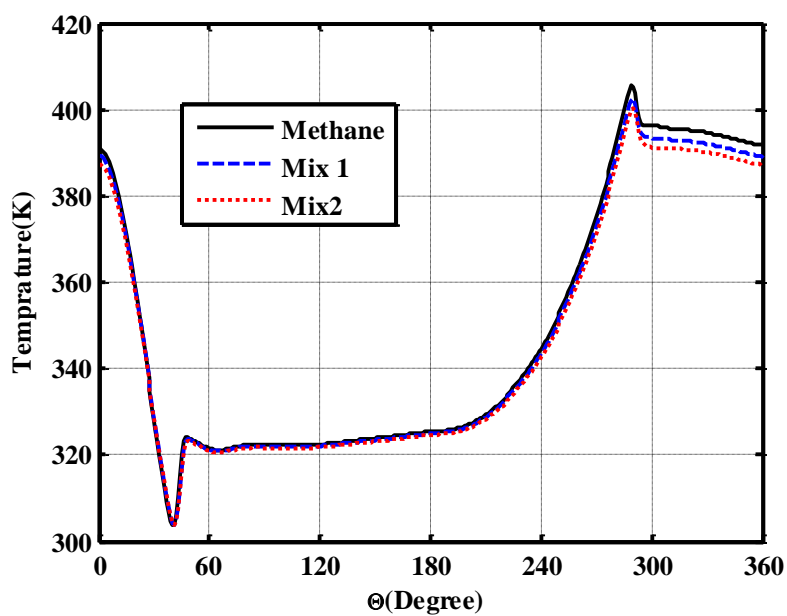
درصد مولی			ترکیب گاز
کنگان (Mix 2)	ترکمن (Mix 1)	متان خالص	
۹۰/۰۴	۹۴/۲۱	۱۰۰	CH_4
۳/۶۹	۲/۲۵	۰	C_2H_6
۰/۹۳	۰/۵۳	۰	C_3H_8
۰/۲	۰/۳۶	۰	<i>iso</i> - C_4H_{10}
۰/۲۹	۰	۰	<i>n</i> - C_4H_{10}
۰/۱۴	۰/۲۶	۰	<i>iso</i> - C_5H_{12}
۰/۰۸	۰	۰	<i>n</i> - C_5H_{12}
۰/۱۴	۰/۱۷	۰	<i>n</i> - C_6H_{14}
۰/۰۱	۰/۱۸	۰	C_7^+
۴/۴۸	۱/۹		N_2
۰	۰/۱۴	۰	CO_2
۱۷/۷۹۴	۱۷/۳۴۲	۱۶/۳۱۶۴	M_w

تغییرات فشار محفظه مکش مرحله دوم کمپرسور برحسب زاویه لنگ برای ترکیب‌های مختلف گاز در شکل ۵-۲۳ نشان داده شده است. همانطور که در این شکل ملاحظه می‌گردد با سنگین‌تر شدن ترکیب گاز فشار میانی کاهش می‌یابد.

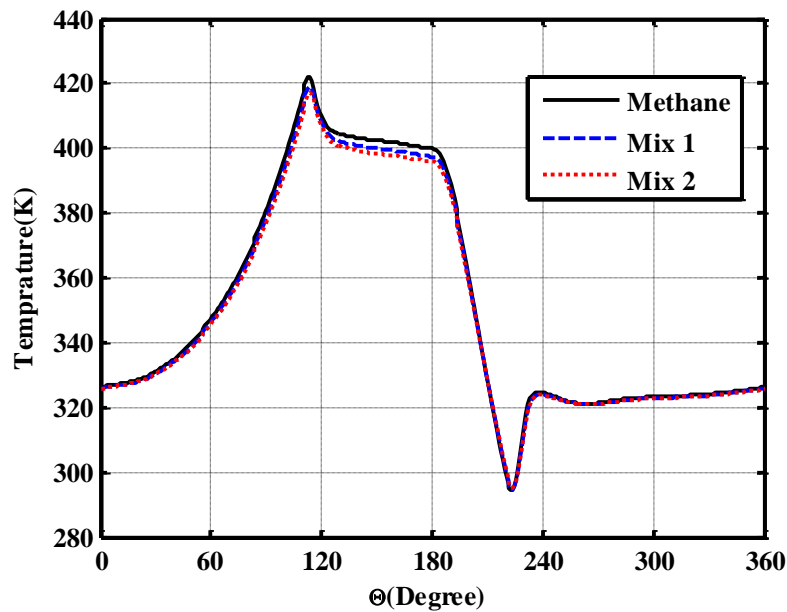
شکل ۵-۲۴ و شکل ۵-۲۵ تغییرات دمای داخل محفظه‌های سیلندر برحسب زاویه لنگ برای ترکیبات مختلف گاز را نشان می‌دهد. با افزایش وزن مولکولی گاز، دمای گاز خارج شده از سیلندر کاهش یافته و در نتیجه دمای گاز خروجی کاهش می‌یابد.



شکل ۵-۲۳- تغییرات فشار محفظه مکش مرحله دوم برحسب زاویه لنگ برای ترکیبات مختلف گاز



شکل ۵-۲۴- تغییرات دمای محفظه سیلندر مرحله اول برحسب زاویه لنگ برای ترکیبات مختلف گاز



شکل ۵-۲۵- تغییرات دمای محفظه سیلندر مرحله دوم کمپرسور برحسب زاویه لنگ برای ترکیبات مختلف گاز پارامترهای کارایی و همچنین فشار میانی پیش بینی شده برای کمپرسور دومرحله‌ای برای ترکیبات مختلف گاز در جدول ۵-۱۱، نشان داده شده است. فشار میانی کمپرسور با کاهش وزن مولکولی، از ۴/۰۱۵ مگاپاسکال به ۴/۰۰۷ مگاپاسکال رسیده است. با افزایش وزن مولکولی گاز دبی جرمی گاز کمپرس شده به‌وسیله این کمپرسور افزایش یافته است. همچنین توان مورد نیاز کمپرسور با افزایش جرم مولکولی گاز، کاهش اندکی داشته است. بعلاوه با سنگین‌تر شدن گاز کمپرسور شده به‌وسیله کمپرسور، نسبت توان به دبی جرمی کاهش یافته است جدول ۵-۱۱.

جدول ۵-۱۱- پارامترهایی کارایی پیش‌بینی شده توسط مدل برای کمپرسور دومرحله‌ای برای ترکیبات مختلف گاز

Mix 2	Mix 1	متان	متغیر
۴/۰۰۷	۴/۰۰۸	۴/۰۱۵	فشار میانی (MPa)
۸۱۶/۸۳	۷۹۰/۴۲	۷۴۳/۳۲	دبی جرمی (kg/hr)
۷۴/۵۱	۷۴/۵۴	۷۴/۶۱	توان (kW)
۳۲۸/۳۸	۳۳۹/۴۹	۳۶۱/۸۳	نسبت توان به دبی جرمی (kg/hr)

۵-۵ کمپرسور دوطرفه

مشخصات کمپرسور دوطرفه برای مدل‌سازی در جدول ۵-۱۲ آورده شده است. این کمپرسور دارای کنترل ظرفیت چهار پله‌ای، ۰٪، ۵۰٪، ۷۵٪ و ۱۰۰٪ است. در ظرفیت صفر، بی‌بار کننده‌ها هر چهار سوپاپ مکش را غیرفعال می‌کند و سوپاپ‌های ورودی به‌صورت باز می‌ماند و دبی کمپرسور صفر هست. در حالت ۵۰٪ محفظه سیلندر سمت میله گاز را کمپرس می‌کند. در ۷۵٪ سمت دیگر سیلندر وارد مدار شده و سیستم کنترل حجم مرده آن غیر فعال بوده است. با فعال شدن کنترل حجم مرده، مقدار حجم مرده کاهش می‌یابد و ظرفیت کمپرسور به ۱۰۰٪ می‌رسد. ترکیب گاز وارد شده در این کمپرسور در جدول ۵-۱۳ آورده شده است.

جدول ۵-۱۲- مشخصات کمپرسور دوطرفه

۳۶۰	سرعت دورانی، rpm
۵۴۹/۳	قطر پیستون، mm
۳۶۵	طول کورس، mm
۹۰۰	طول شاتون، mm
۲۵۴	قطر لوله ورودی و خروجی، mm
۰/۰۶۹	حجم محفظه ورودی و خروجی، m ³
۰/۰۱۶۵	سطح سوپاپ ورودی / خروجی، m ²
۲	بیشترین جابجایی سوپاپ خروجی، mm
۸/۶	فشار ورودی، bar
۵۸/۸	دمای ورودی، °C
۲۷/۷	فشار خروجی، bar
۱۰	حجم مرده (٪)

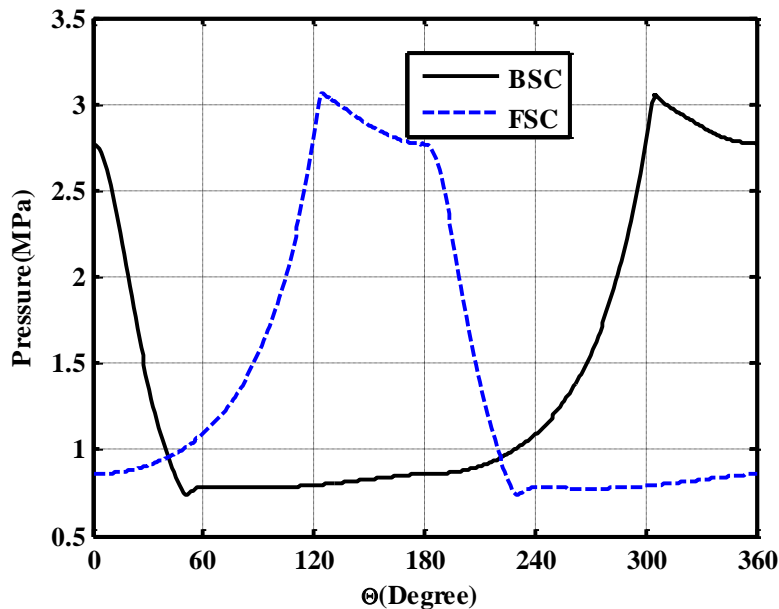
جدول ۵-۱۳- ترکیب گاز در کمپرسور دوطرفه

ترکیب گاز	درصد مولی
CH_4	۲۸/۷
C_2H_6	۱۹/۳۲
C_3H_8	۲۴/۳۳
$iso - C_4H_{10}$	۳/۹۴
$n - C_4H_{10}$	۶/۰۲
$iso - C_5H_{12}$	۱/۷۵
$n - C_5H_{12}$	۱/۵۹
C_6^+	۲/۴۷
H_2O	۲/۰۴
N_2	۰/۲۰
CO_2	۰

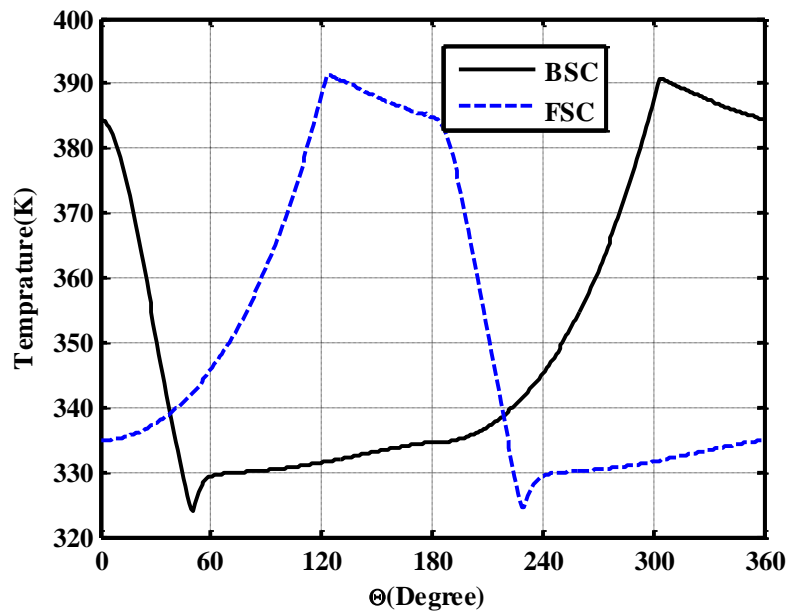
۵-۵-۱ کمپرسور دوطرفه با ظرفیت ۱۰۰ درصد

شکل ۵-۲۶ و شکل ۵-۲۷ تغییرات فشار و دمای محفظه سیلندرهای کمپرسور را نشان می‌دهد. در این مدل‌سازی، پیستون از نقطه مرگ پایین (BDE) به سمت نقطه مرگ بالا (TDE) می‌دهد. در این مدل‌سازی، پیستون از نقطه مرگ پایین (BDE) به سمت نقطه مرگ بالا (TDE) می‌دهد. شروع به حرکت می‌کند. وقتی پیستون به سمت TDE حرکت می‌کند، حجم در محفظه سیلندر پستی (BSC) افزایش می‌یابد و با توجه به بسته بودن سوپاپ ورودی فشار و دما کاهش می‌یابد. وقتی اختلاف فشار در محفظه مکش و BSC برای غلبه فشار بر نیروی فنر سوپاپ کافی باشد، سوپاپ ورودی باز می‌شود و فرایند مکش آغاز می‌گردد. در همین زمان، حجم محفظه سیلندر جلویی (FSC) کاهش می‌یابد، گاز فشرده می‌شود و دما و فشار آن افزایش می‌یابد. وقتی فشار FSC به اندازه کافی

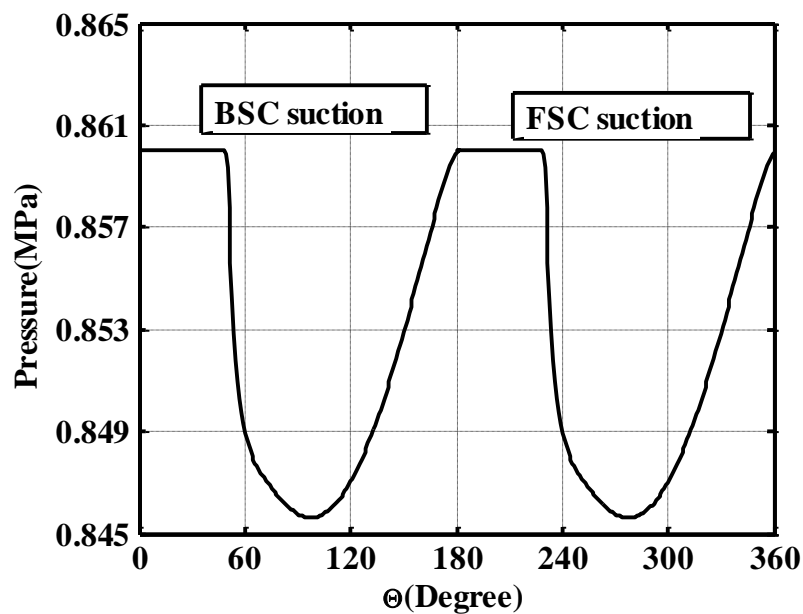
باشد، سوپاپ خروجی باز می‌شود و گاز وارد محفظه دمش می‌شود. وقتی پیستون از TDE به سمت BDE برگشت می‌کند، فرایند برعکس می‌گردد. فشار و دمای BSC افزایش می‌یابد، سوپاپ ورودی بسته می‌شود و زمانی که فشار به اندازه کافی شد، سوپاپ خروجی باز می‌گردد و گاز از BSC وارد محفظه دمش می‌شود. وقتی پیستون به سمت BDE حرکت می‌کند، فشار و دما در FSC به دلیل افزایش حجم، کاهش می‌یابد. در نتیجه سوپاپ ورودی در قسمت FSC باز می‌شود و فرایند مکش در FSC شروع می‌گردد. همان‌طور که در شکل ۵-۲۶ ملاحظه می‌گردد، فشارها در FSC و BSC ۱۸۰ درجه اختلاف فاز دارند.



شکل ۵-۲۶- تغییرات فشار محفظه‌های سیلندر برحسب زاویه لنگ برای کمپرسور دوطرفه در ظرفیت ۱۰۰ درصد



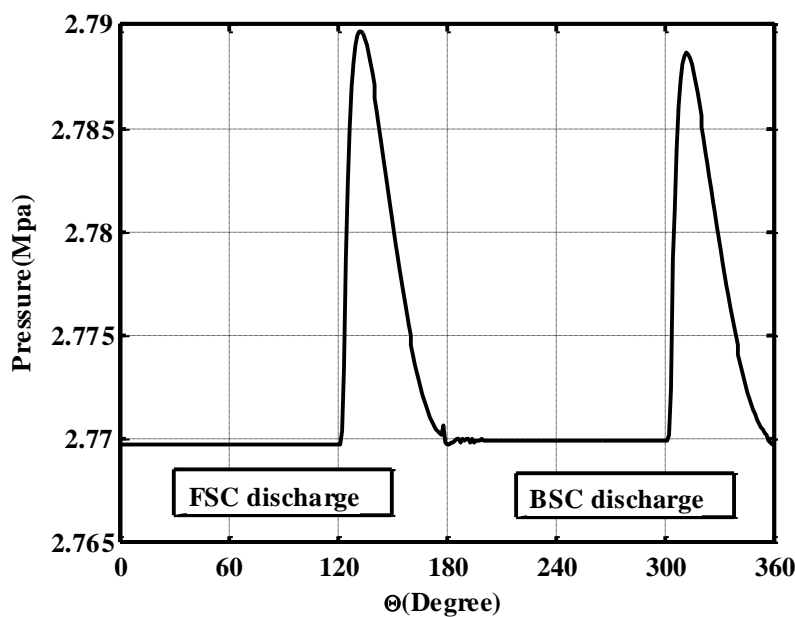
شکل ۵-۲۷- تغییرات دمای محفظه‌های سیلندر برحسب زاویه لنگ برای کمپرسور دوطرفه در ظرفیت ۱۰۰ درصد



شکل ۵-۲۸- تغییرات فشار محفظه مکش برحسب زاویه لنگ برای کمپرسور دوطرفه در ظرفیت ۱۰۰ درصد

تغییرات فشار در محفظه مکش برحسب زاویه لنگ برای کمپرسور با ظرفیت ۱۰۰ درصد در شکل ۵-۲۸ نشان داده شده است. همان‌طور که در قسمت بالا توضیح داده شد، پیستون با شروع حرکت از نقطه مرگ پایین به سمت بالا، حجم BSC کاهش و فشار آن کاهش می‌یابد، شکل ۵-۲۶. سپس مرحله مکش BSC اتفاق شروع می‌شود که فشار محفظه مکش کاهش می‌یابد، نزول اول در شکل ۵-۲۸

۲۸. در حرکت پیستون از نقطه مرگ بالا به سمت نقطه مرگ پایین، ابتدا حجم FSC زیاد شده و فشار آن کم می‌شود. سپس مرحله مکش FSC شروع می‌شود، نزول دوم در نمودار شکل ۵-۲۸. در شکل ۵-۲۹، تغییرات فشار برحسب زاویه لنگ برای محفظه دمش برای کمپرسور دوطرفه در ظرفیت ۱۰۰ درصد را نشان می‌دهد. همان‌طور که در شکل نشان داده شده است دو افزایش فشار در محفظه خروجی وجود داد. به دلیل حرکت پیستون از نقطه مرگ پایین به بالا، حجم FSC کاهش می‌یابد و در نتیجه فشار آن افزایش می‌یابد. سپس مرحله تخلیه FSC شروع می‌شود که با پیک اول در شکل ۵-۲۹ نشان داده شده است. با برعکس شدن جهت حرکت، مرحله تراکم و سپس تخلیه BSC شروع می‌شود. با شروع مرحله تخلیه در BSC فشار محفظه خروجی افزایش ناگهانی می‌یابد که با پیک دوم در شکل ۵-۲۹ نشان داده شده است.

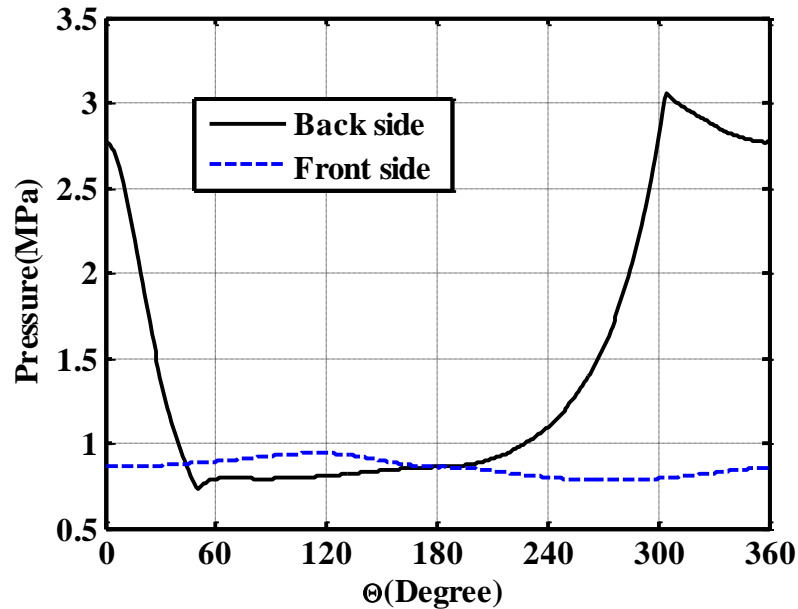


شکل ۵-۲۹- فشار محفظه دمش برحسب زاویه لنگ برای کمپرسور دوطرفه با ظرفیت ۱۰۰ درصد

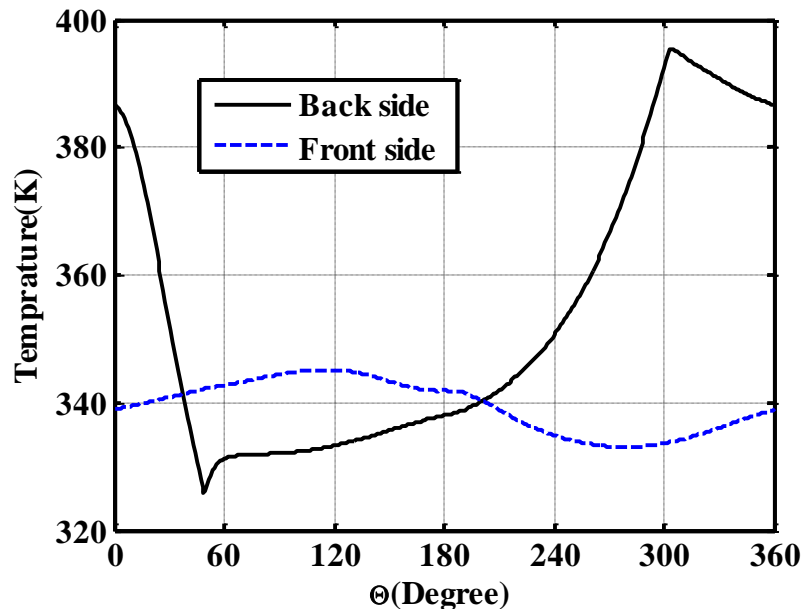
۵-۵-۲ کمپرسور دوطرفه با ظرفیت ۵۰ درصد

نمودار فشار و دمای محفظه‌های سیلندر کمپرسور دوطرفه برحسب زاویه لنگ در شکل ۵-۳۰ و شکل ۵-۳۱ برای ظرفیت ۵۰ درصد نشان داده شده است. در ظرفیت ۵۰ درصد، هر دو سوپاپ FSC غیرفعال شده و سوپاپ به صورت باز باقی می‌ماند. در این حالت فقط BSC در سرویس باقی می‌ماند.

همان‌طور که در شکل ۵-۳۰ ملاحظه می‌شود، با حرکت پیستون از نقطه مرگ پایین به سمت نقطه مرگ بالا، فشار FSC به مقدار ناچیزی افزایش می‌یابد و با برعکس شدن جهت حرکت پیستون (از نقطه مرگ بالا به سمت نقطه مرگ پایین) فشار آن به مقدار کمی کاهش می‌یابد.

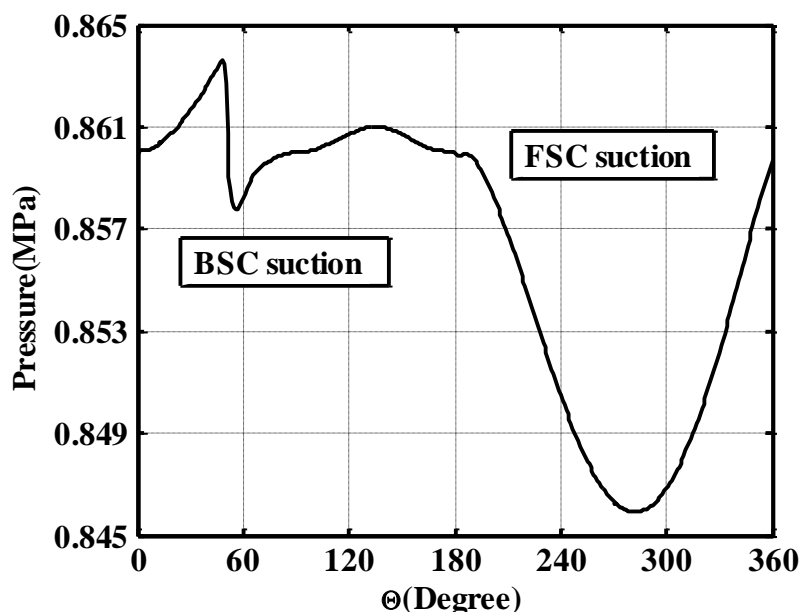


شکل ۵-۳۰- تغییرات فشار محفظه‌های سیلندر بر حسب زاویه لنگ برای کمپرسور دوطرفه در ظرفیت ۵۰ درصد



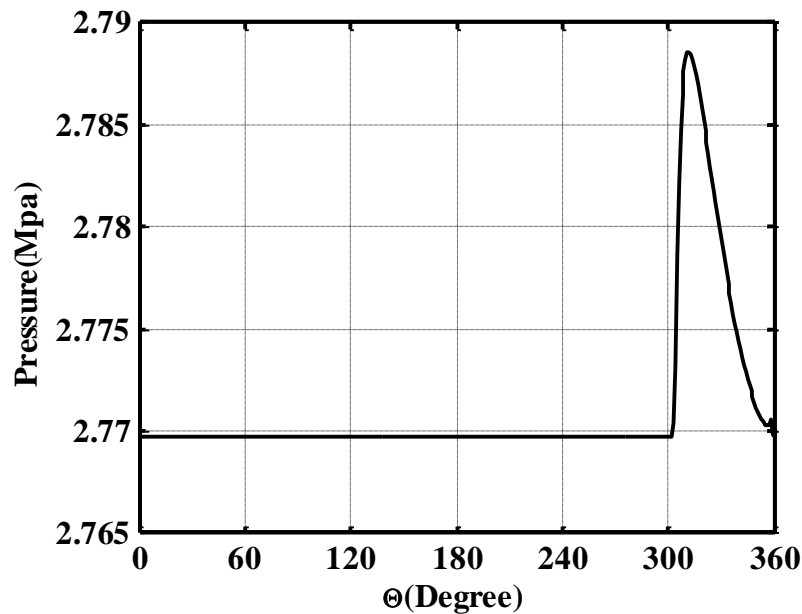
شکل ۵-۳۱- تغییرات دمای محفظه‌های سیلندر بر حسب زاویه لنگ برای کمپرسور دوطرفه در ظرفیت ۵۰ درصد

فشار محفظه مکش برای مرحله اول کمپرسور برای ظرفیت ۵۰ درصد در شکل ۵-۳۲ نشان داده شده است. همان‌طور که در شکل ۵-۳۰ توضیح داده شد، قسمت FSC غیر فعال است و فقط BSC عمل تراکم گاز را انجام می‌دهد. با حرکت پیستون از نقطه مرگ پایین به سمت نقطه مرگ بالا، گاز از سمت FSC به دلیل باز بودن سوپاپ ورودی به این محفظه، وارد محفظه مکش می‌شود و فشار آن را افزایش می‌دهد. سپس با باز شدن سوپاپ ورودی در BSC، فشار محفظه مکش کاهش می‌یابد. در ادامه با ورود گاز از لوله ورودی به محفظه مکش فشار محفظه مکش افزایش می‌یابد. و در نهایت با معکوس شدن جهت حرکت پیستون (از نقطه مرگ بالا به سمت نقطه مرگ پایین)، گاز از محفظه مکش به سمت FSC وارد شده (به دلیل باز بودن سوپاپ ورودی در قسمت FSC) و فشار محفظه مکش کاهش می‌یابد.



شکل ۵-۳۲- تغییرات فشار محفظه مکش برحسب زاویه لنگ برای کمپرسور دوطرفه در ظرفیت ۵۰ درصد
 شکل ۵-۳۳، فشار محفظه دمکس برای کمپرسور دوطرفه در ظرفیت ۵۰ درصد را نشان می‌دهد. همان‌طور که در شکل ۵-۳۳ ملاحظه می‌گردد به دلیل غیر فعال بودن FSC تخلیه گاز از این محفظه به محفظه دمکس نداریم. با شروع حرکت پیستون از نقطه مرگ بالا به سمت نقطه مرگ پایین،

فشار محفظه BSC افزایش می‌یابد و در نهایت سوپاپ خروجی آن باز می‌شود و گاز از BSC وارد محفظه دمش می‌شود و فشار آن را افزایش می‌دهد، شکل ۵-۳۳.

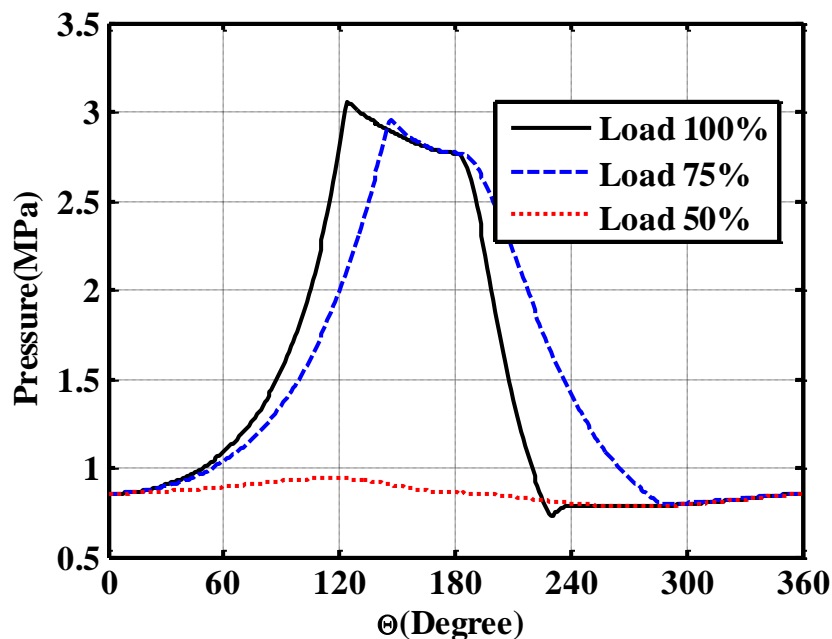


شکل ۵-۳۳- تغییرات فشار محفظه دمش برحسب زاویه لنگ برای کمپرسور دوطرفه در ظرفیت ۵۰ درصد

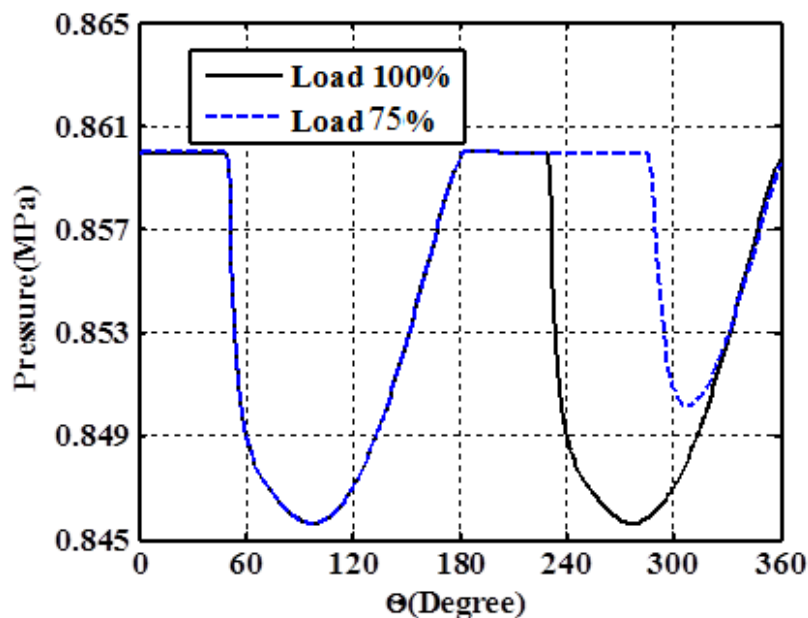
۵-۳-۵ کمپرسور دوطرفه با ظرفیت ۷۵ درصد

شکل ۵-۳۴، فشار محفظه FSC برحسب زاویه لنگ برای ظرفیت ۷۵ درصد را نشان می‌دهد. همان‌طور که در بخش‌های قبلی توضیح داده شده، قسمت BSC برای ظرفیت‌های ۵۰، ۷۵ و ۱۰۰ درصد در سرویس بوده و نمودار فشار آن یکسان است. ولی فشار محفظه FSC برای ظرفیت‌های مختلف، متفاوت است که برای نشان دادن این تفاوت در شکل ۵-۳۴ آورده شده است. در ظرفیت ۷۵٪، کنترل ظرفیت به وسیله حجم مرده، از مدار خارج شده و حجم فضای مرده را افزایش می‌دهد. در نتیجه به دلیل افزایش جرم گاز ذخیره شده در فضای مرده، باز و بسته شدن سوپاپ ورودی در FSC با تأخیر انجام می‌پذیرد. همچنین باز و بسته شدن سوپاپ خروجی نیز با تأخیر انجام می‌پذیرد. در ظرفیت ۵۰٪، سوپاپ ورودی در FSC، توسط بی‌بار کننده، از سرویس خارج می‌شود و فرایند کمپرس کردن گاز در BSC انجام می‌گیرد. در این حالت گاز به‌طور آزادانه بین محفظه مکش و FSC،

به دلیل باز بودن سوپاپ ورودی در تمامی مراحل انبساط، مکش، تراکم و دمش، رفت و برگشت می‌کند. در نتیجه تغییرات فشار در FSC بسیار کم است (شکل ۵-۳۴).

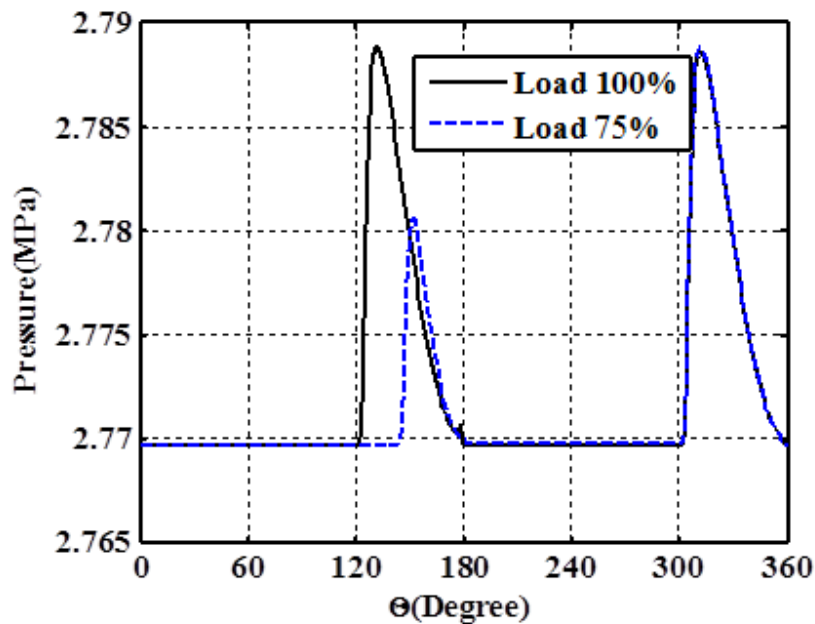


شکل ۵-۳۴- تغییرات فشار محفظه FSC برحسب زاویه لنگ برای کمپرسور دوطرفه در ظرفیت‌های مختلف



شکل ۵-۳۵- تغییرات فشار محفظه مکش برحسب زاویه لنگ برای کمپرسور دوطرفه در ظرفیت ۷۵ و ۱۰۰ درصد تغییرات فشار در محفظه مکش برحسب زاویه لنگ برای کمپرسور دوطرفه با ظرفیت‌های ۷۵ و ۱۰۰ درصد در شکل ۵-۳۵ نشان داده شده است. در ظرفیت‌های ۷۵ و ۱۰۰ درصد، قسمت BSC در

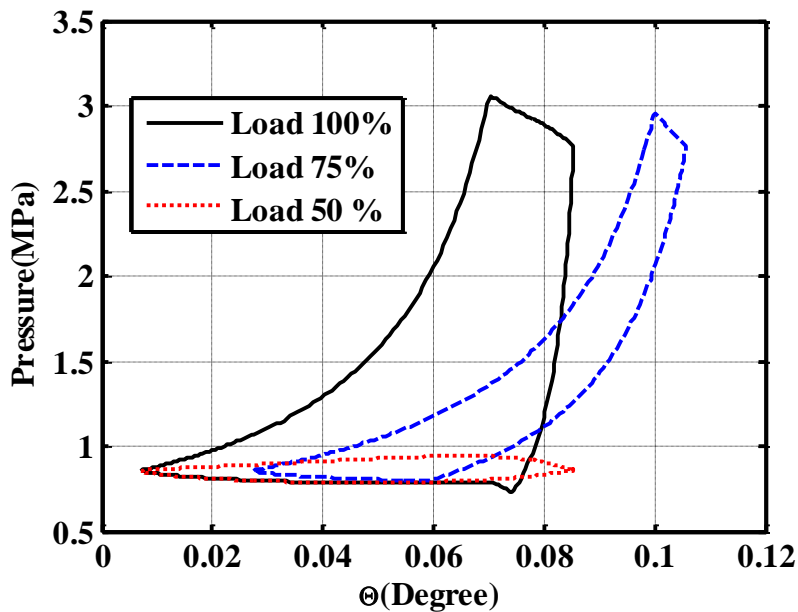
سرویس بوده و تأثیرات آن بر فشار محفظه مکش یکسان است، شکل ۵-۳۵. ولی شرایط برای محفظه مکش برای تخلیه FSC در ظرفیت های ۷۵ و ۱۰۰ درصد متفاوت است. در ظرفیت ۷۵ درصد، حجم مرده FSC افزایش می یابد و دبی گاز کمپرس شده توسط این قسمت کاهش می یابد. در نتیجه تأثیرات آن بر فشار محفظه مکش کمتر می باشد که در شکل ۵-۳۵ به وضوح در کاهش دوم فشار محفظه مکش دیده می شود.



شکل ۵-۳۶- تغییرات فشار محفظه خروجی برحسب زاویه لنگ برای کمپرسور دوطرفه در ظرفیت های ۷۵ و ۱۰۰ درصد

شکل ۵-۳۶، تغییرات فشار برحسب زاویه لنگ برای محفظه دمش در ظرفیت های ۷۵ و ۱۰۰ درصد را نشان می دهد. همان طور که در این شکل مشاهده می گردد دو افزایش فشار در محفظه خروجی وجود داد. در ظرفیت های ۷۵ و ۱۰۰ درصد، قسمت BSC گاز را به یک مقدار فشرده می کند. با حرکت پیستون از نقطه مرگ بالا به سمت نقطه مرگ پایین، فشار در قسمت BSC برای هر دو ظرفیت ۷۵ و ۱۰۰ افزایش می یابد. سپس سوپاپ خروجی BSC باز می شود و گاز وارد محفظه دمش می شود، زاویه ۳۰۰ تا ۳۶۰ در شکل ۵-۳۶. در ظرفیت ۷۵ درصد، دبی خارج شده از FSC نسبت به ظرفیت ۱۰۰ درصد کمتر بوده و در نتیجه تغییرات فشاری در محفظه دمش برای ظرفیت ۷۵ نسبت

به ۱۰۰ درصد کمتر است، زاویه ۱۲۰ تا ۱۸۰ شکل ۵-۳۶. همچنین دیرتر باز شدن سوپاپ خروجی مربوط به FSC در ظرفیت ۷۵ درصد نسبت به ظرفیت ۱۰۰ در شکل ۵-۳۶ مشخص است.



شکل ۵-۳۷- نمودار p-v برای محفظه FSC برای ظرفیت‌های مختلف

اثرات ظرفیت‌های مختلف کمپرسور بر نمودار p-v برای محفظه FSC در شکل ۵-۳۷ نشان داده شده است. در ظرفیت ۷۵٪، حجم فضای مرده افزایش می‌یابد و در نتیجه بیشترین و کمترین حجم سیلندر نیز افزایش می‌یابد. مساحت بین نمودار در ظرفیت ۷۵ درصد نسبت به ظرفیت ۱۰۰ درصد کمتر است، که نشان‌دهنده کمتر بودن کار موردنیاز برای ظرفیت ۷۵ درصد در مقایسه با ظرفیت ۱۰۰ درصد است. در ظرفیت ۵۰ درصد، نمودار p-v متقارن و مقدار مساحت بین نمودار بسیار کم است. این مقدار کار برای انتقال گاز بین محفظه مکش و محفظه FSC مورد استفاده قرار می‌گیرد.

۴-۵-۵- آنالیز

تحلیل قانون دوم برای محاسبه تولید آنالیز برای کمپرسور دوطرفه با کنترل ظرفیت پله‌ای مورد استفاده قرار گرفت. همان‌طور که در بالا توضیح داده شده بود، سیستم کمپرسور دارای محفظه‌های مکش، دمش و سیلندر است. همان‌طور که در جدول ۵-۱۴ نشان داده شده است، منبع اصلی تولید آنالیز محفظه سیلندر می‌باشد.

جدول ۵-۱۴- تولید آنتروپی در کمپرسور دوطرفه در یک سیکل

محفظه سیلندر (J/K)	محفظه خروجی (J/K)	محفظه ورودی (J/K)	ظرفیت کمپرسور (%)
۶۲/۰۳	۱۹/۶۲	۴/۶۰	۱۰۰
۴۸/۳۳	۱۶/۰۲	۳/۰۷	۷۵
۶۴/۸۵	۸/۷۷	۱/۱۱	۵۰

تولید آنتروپی در محفظه سیلندر ناشی از انتقال حرارت، اختناق، ترکیب شدن و اصطکاک می‌باشد. با کاهش ظرفیت از ۱۰۰٪ به ۷۵٪ تولید آنتروپی در محفظه سیلندر کاهش یافته است که ناشی از کاهش دبی جرمی گاز است، جدول ۵-۱۴. با کاهش ظرفیت از ۷۵٪ به ۵۰٪ تولید آنتروپی در محفظه سیلندر افزایش می‌یابد. این افزایش آنتروپی ناشی از اتلافات کار مفید در قسمت BSC می‌باشد. زیرا در ظرفیت ۵۰٪ در قسمت BSC گاز بصورت آزاد از محفظه مکش وارد این محفظه می‌شود و سپس مجدداً به محفظه مکش بر می‌گردد. در نتیجه گازی از این محفظه وارد محفظه دمش نمی‌شود و کار داده شده به پیستون بصورت حرارت تلف می‌شود.

جدول ۵-۱۴ نشان می‌دهد که با کاهش ظرفیت از ۱۰۰٪ به ۷۵٪، تولید آنتروپی در محفظه مکش کاهش یافته است. با کاهش ظرفیت از ۷۵٪ به ۵۰٪، با وجود کاهش دبی جرمی، تولید آنتروپی در محفظه مکش به‌طور ناگهانی افزایش می‌یابد، جدول ۵-۱۴.

در محفظه دمش، با کاهش ظرفیت از ۱۰۰٪ به ۷۵٪، تولید آنتروپی کاهش یافته است که ناشی از کاهش دبی جرمی و کمتر شدن بیشینه فشار در مرحله دمش FSC می‌باشد، جدول ۵-۱۴. با کاهش بیشتر فشار ظرفیت به ۵۰٪ تولید آنتروپی نیز در محفظه دمش کاهش می‌یابد.

با توجه به جدول ۵-۱۴، نرخ تولید آنتروپی در کمپرسور با ظرفیت ۵۰ درصد به نرخ تولید آنتروپی با ظرفیت ۱۰۰ درصد نزدیک است. به عبارت دیگر، تولید آنتروپی به واحد جرم در کمپرسور یک طرفه بسیار بیشتر از کمپرسور دوطرفه می‌باشد

۵-۶ عیب‌یابی کمپرسور

سوپاپ‌ها یکی از قسمت‌های مهم و حساس کمپرسورهای رفت و برگشتی است. وقتی سوپاپ می‌شکند، گاز از طریق شکستگی در سوپاپ می‌تواند از محفظه سیلندر خارج شود و یا به آن وارد شود. در نتیجه نمودار فشار محفظه سیلندر نسبت به حالت سوپاپ سالم تغییر می‌کند. همچنین وقتی سوپاپ کمپرسور می‌شکند، گاز دوباره فشرده می‌شود و دمای خروجی گاز افزایش می‌یابد. این افزایش دما باعث آسیب دیدن سوپاپ‌ها می‌شود. دمای بالای گاز خروجی نشان می‌دهد که سوپاپ دچار مشکل شده است و بعد از اطمینان از کارکرد مناسب سیستم خنک کاری کمپرسور، شکستگی سوپاپ‌ها باید بررسی شود.

در این بخش، مشخصات کمپرسور برای مدل‌سازی شکستگی سوپاپ‌ها در جدول ۵-۱۵ نشان داده شده است. برای مدل‌سازی شکستگی سوپاپ‌ها، با ایجاد سوراخ‌های کوچک بر روی صفحه سوپاپ‌ها، شکستگی سوپاپ‌ها مدل می‌شود. در این مدل‌سازی سوراخ‌هایی با قطرهای ۲، ۴، و ۶ میلی‌متر برای مدل‌سازی نشتی کم، متوسط و زیاد در نظر گرفته شده است. این نشتی‌ها به ترتیب با Leak1، Leak2، و Leak3 معرفی شده است. این سوراخ‌ها برای مدل‌سازی شکستگی هر دو سوپاپ ورودی و خروجی مورد استفاده قرار گرفت. سیال عامل در این مدل‌سازی متان است و مدل‌سازی به صورت گاز ایده‌آل انجام شده است. مشخصات کمپرسور مورد مطالعه در جدول ۵-۱۵ نشان داده شده است.

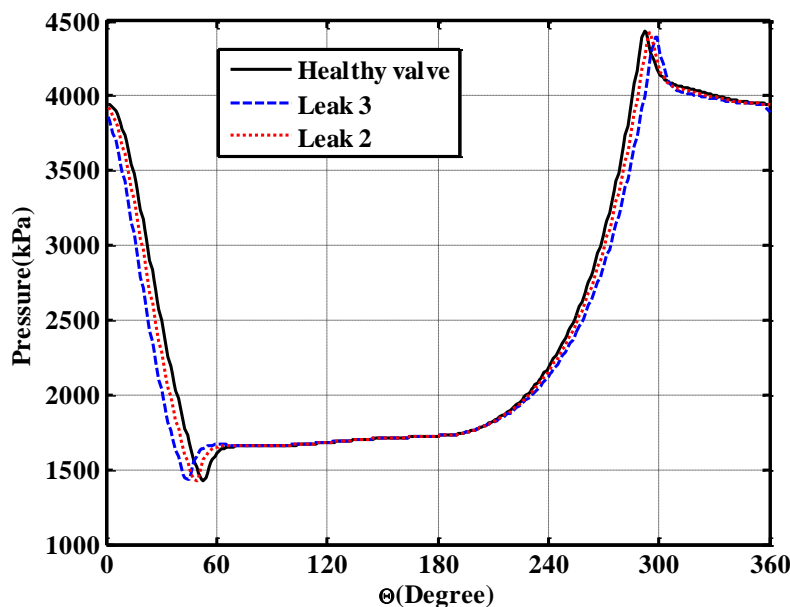
جدول ۵- ۱۵- مشخصات کمپرسور مورد استفاده برای مدل سازی عیب یابی کمپرسور

۱۵۰۰	سرعت دورانی، rpm
۱۱۶	قطر پیستون، mm
۴۱/۱۵	شعاع لنگ، mm
۱۶۴/۶	طول شاتون، mm
۰/۰۰۲	سطح لوله ورودی و خروجی، m ²
۰/۰۰۲۸	سطح جریان سوپاپ، m ²
۲/۵	بیشترین جابجایی سوپاپ، mm
۰/۰۰۴	حجم محفظه ورودی و خروجی، m ²
۱۷/۲۸	فشار ورودی، bar
۵۰	دمای ورودی، °C
۳۹/۴۵	فشار خروجی، bar

۵-۶-۱ شکستگی در سوپاپ ورودی

ابتدا برای اعتبار سنجی مدل ارائه شده، اثرات شکستگی سوپاپ بر فشار داخل محفظه سیلندر در شکل ۵-۳۸ نشان داده شده است. در طی فرایند انبساط، گاز از محفظه سیلندر، از طریق شکستگی سوپاپ ورودی، خارج می شود. در این حالت مقدار گاز موجود در محفظه سیلندر کاهش می یابد و فشار آن کم می شود. در نتیجه سوپاپ ورودی نسبت به حالت نرمال (سوپاپ سالم) زودتر باز می شود که با نتایج گزارش شده توسط محققان گذشته [۵۹] [۳۰] مطابقت دارد. بعلاوه، در طی مراحل تراکم و تخلیه، خروج گاز از محفظه سیلندر از طریق شکستگی موجود بر سوپاپ ورودی ادامه می یابد و فشار محفظه سیلندر و حجم مرده کاهش بیشتری می یابد. بنابراین به دلیل کاهش فشار حجم مرده، زاویه باز شدن سوپاپ ورودی کاهش بیشتری می یابد و زودتر باز می شود. فشار محفظه سیلندر به دلیل باز شدن پیش از موعد سوپاپ در حالت سوپاپ شکسته بیشتر از حالت سوپاپ سالم می باشد. بعلاوه، به

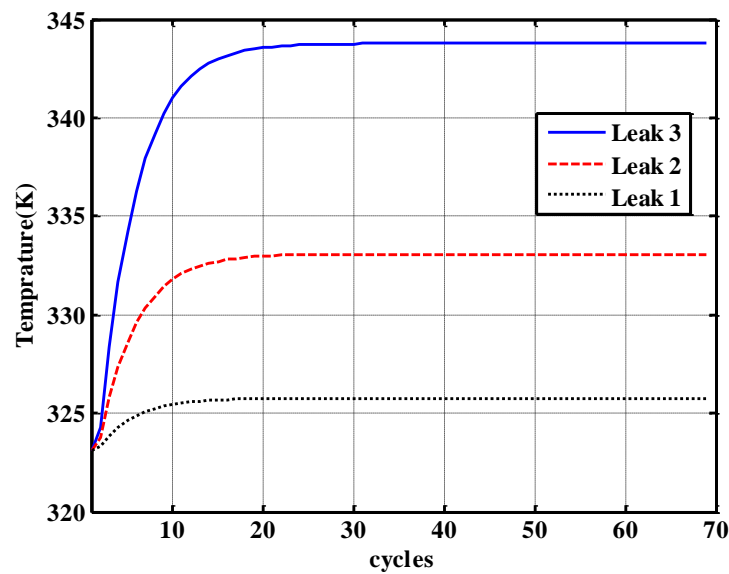
دلیل شکستگی سطح سوپاپ مقدار جرم ورودی به محفظه سیلندر در فرایند مکش بیشتر از حالت سوپاپ سالم است. مک کارتی [۵۹] گزارش کرد که سوپاپ خروجی، در حالت شکستگی در سوپاپ ورودی، دیرتر باز شده و زودتر بسته می‌شود که با نتایج این مدل‌سازی همخوانی دارد. این پدیده، دیرتر باز شدن و زودتر بسته شدن سوپاپ خروجی، ناشی از نشتی پیوسته در مراحل انبساط، تراکم و تخلیه است که فشار محفظه سیلندر کاهش می‌یابد. در نتیجه پیستون باید مسافت بیشتری را طی کند تا بتواند فشار محفظه را افزایش داده تا قادر باشد سوپاپ خروجی را باز کند. شکل ۵-۳۸ نشان می‌دهد که با افزایش نشتی، باز شدن سوپاپ ورودی در زاویه کمتری رخ داده و زودتر باز می‌شود. همچنین با افزایش نشتی، زاویه بسته شدن سوپاپ ورودی افزایش می‌یابد. همچنین با افزایش نشتی سوپاپ ورودی، زاویه باز شدن سوپاپ خروجی بیشتر و زاویه بسته شدن آن کمتر می‌شود.



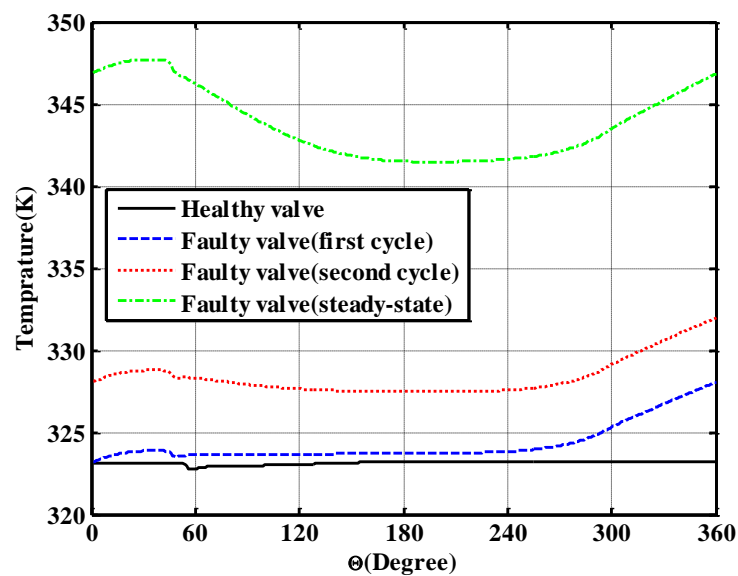
شکل ۵-۳۸- تغییرات فشار محفظه سیلندر برحسب زاویه لنگ برای شکستگی سوپاپ ورودی

شکل ۵-۳۹ افزایش دمای متوسط محفظه مکش با افزایش سیکل را نشان می‌دهد. بعد از شکسته شدن سوپاپ ورودی، دمای متوسط محفظه مکش به سرعت افزایش می‌یابد و به مقدار ثابت می‌رسد. همان‌طور که در شکل ۵-۴۰ نشان داده شده است، به دلیل شکستگی در سوپاپ ورودی، در فرایند انبساط کمپرسور، گاز از محفظه سیلندر وارد محفظه مکش می‌شود و دمای گاز محفظه ورودی را

افزایش می‌دهد. سپس در مرحله مکش، گاز از لوله ورودی وارد محفظه ورودی می‌شود، و به دلیل ترکیب شدن گاز برگشتی از محفظه سیلندر با گاز خنک ورودی، دمای محفظه مکش کاهش می‌یابد. سپس در طی فرایند تراکم و دمش دمای محفظه مکش دوباره به دلیل جریان برگشتی گرم از محفظه سیلندر افزایش می‌یابد. این فرایند در سیکل‌های مختلف بعد از شکستگی سوپاپ ادامه می‌یابد تا به یک حالت پایدار برسد (شکل ۵-۴۰).

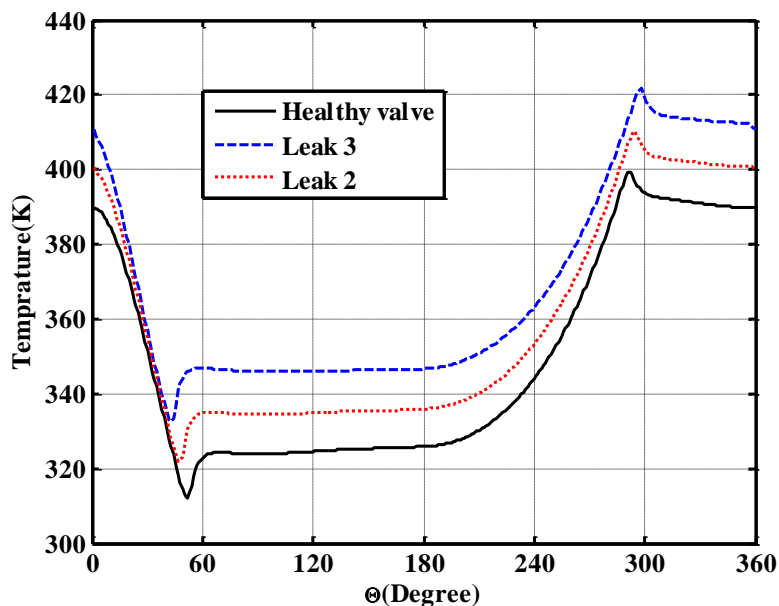


شکل ۵-۳۹- تغییرات دمای متوسط محفظه مکش برحسب سیکل



شکل ۵-۴۰- تغییرات دمای محفظه مکش برحسب زاویه لنگ برای Leak 3

بنابراین دمای محفظه مکش در طی چندین سیکل افزایش می‌یابد تا به یک مقدار ثابت برسد شکل ۵-۳۹. تأثیر شکستگی‌های مختلف در سوپاپ ورودی بر دمای گاز محفظه مکش در شکل ۵-۳۹ ملاحظه می‌شود. با افزایش نشتی، دمای محفظه مکش افزایش می‌یابد. همچنین با افزایش نشتی زمان بیشتری لازم است تا دمای محفظه مکش به یک مقدار ثابت برسد.



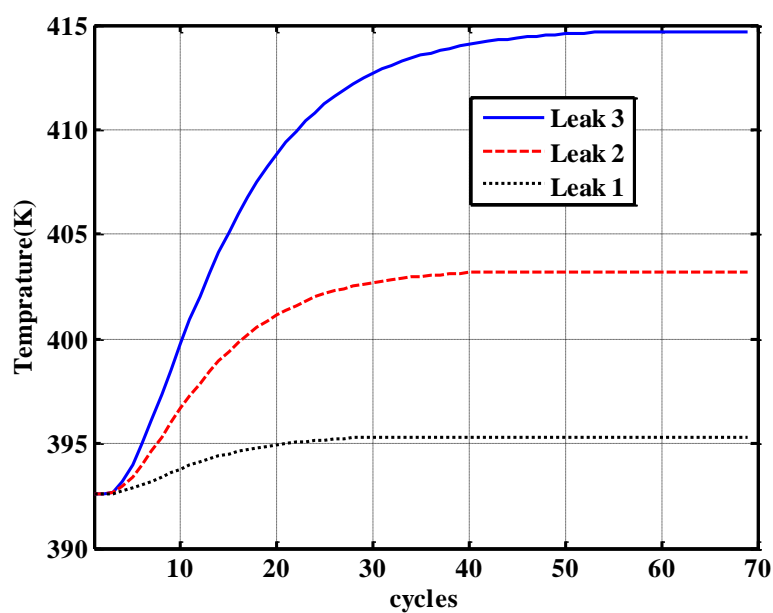
شکل ۵-۴۱- تغییرات دمای محفظه سیلندر برحسب زاویه لنگ برای شکستگی در سوپاپ ورودی

اثر شکستگی سوپاپ ورودی بر تغییرات دمای محفظه سیلندر برحسب زاویه لنگ در شکل ۵-۴۱ نشان داده شده است. همان‌طور که در شکل ۵-۳۹ توضیح داده شده، دمای محفظه مکش با افزایش نشتی سوپاپ ورودی افزایش می‌یابد. سپس این گازهای با دمای بالا در محفظه سیلندر فشرده شده و دمای آن بالاتر می‌رود. در نتیجه دمای محفظه سیلندر افزایش می‌یابد، شکل ۵-۴۱. بعلاوه با توجه به شکل ۵-۴۱، با افزایش نشتی ناشی از شکستگی در سوپاپ ورودی دمای محفظه سیلندر افزایش بیشتری می‌یابد.

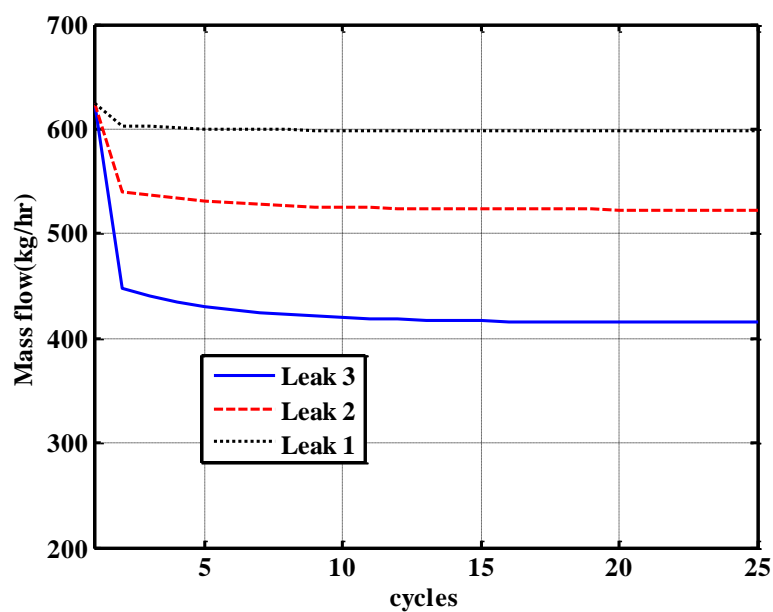
تغییرات دمای متوسط محفظه دمش بعد از شکستن سوپاپ ورودی در شکل ۵-۴۲ نشان داده شده است. همان‌طور که در شکل ۵-۳۹ نشان داده شده، دمای گاز ورودی به کمپرسور از همان لحظه شکستن سوپاپ ورودی افزایش می‌یابد و انتظار داریم دمای محفظه خروجی نیز افزایش یابد. ولی

همان‌طور که در شکل ۵-۴۲ نشان داده شده است، در چند سیکل اول افزایش دما قابل توجه نیست. در چند سیکل اول دمای گاز ورودی به کمپرسور افزایش یافته است (شکل ۵-۳۹)، ولی به دلیل کاهش فشار در محفظه سیلندر (شکل ۵-۳۸) و حجم مرده، این افزایش دما را تعدیل می‌کند و تغییر محسوسی در دمای متوسط محفظه خروجی در چند سیکل اول مشاهده نمی‌شود. همچنین شکل ۵-۴۲ نشان می‌دهد که با افزایش نشتی در اثر شکستگی در سوپاپ ورودی، دمای متوسط محفظه دمش افزایش می‌یابد و همچنین به زمان یا سیکل بیشتری نیاز دارد تا به یک مقدار ثابت برسد.

تغییرات دبی جرمی برحسب سیکل بعد از شکستن سوپاپ ورودی در شکل ۵-۴۳ نشان داده شده است. همان‌طور که در این شکل ملاحظه می‌گردد، دبی جرمی کمپرسور بعد از شکستن سوپاپ ورودی در طی چند سیکل کاهش می‌یابد و به مقدار ثابتی می‌رسد. در سیکل اول این کاهش دبی کمپرسور به دلیل خارج شدن گاز از محفظه سیلندر به محفظه ورودی، بسیار شدید است. با افزایش تعداد سیکل، دمای محفظه ورودی افزایش می‌یابد (شکل ۵-۳۹) و در نتیجه جرم حجمی گاز ورودی به کمپرسور کاهش می‌یابد که باعث کاهش بیشتر جریان خروجی از کمپرسور می‌شود. کاهش دبی ناشی از افزایش دمای محفظه ورودی کند است که در شکل ۵-۴۳ نیز نشان داده شده است. همچنین با افزایش نشتی، دبی جرمی کاهش بیشتری می‌یابد و در طی سیکل‌های بیشتری به مقدار ثابت می‌رسد.



شکل ۵-۴۲- تغییرات دمای محفظه خروجی بر حسب سیکل برای شکستگی در سوپاپ ورودی

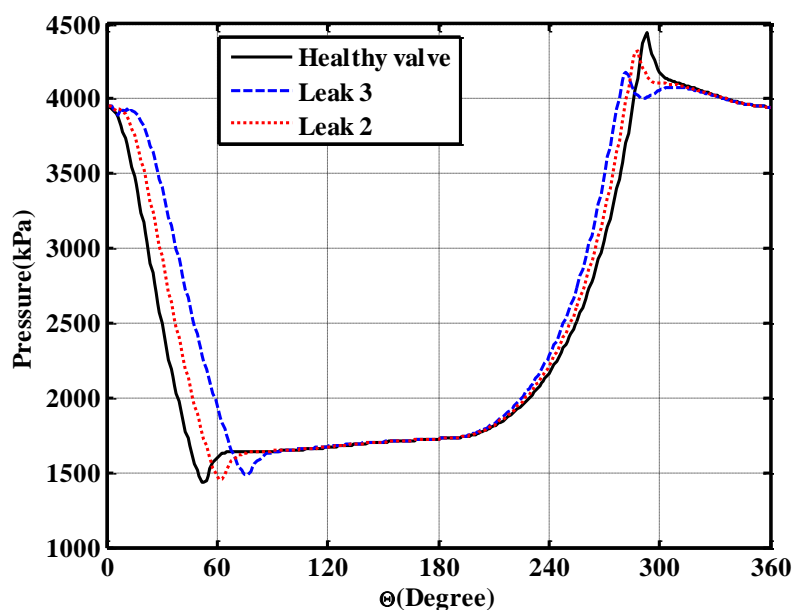


شکل ۵-۴۳- تغییرات دبی جرمی کمپرسور بر حسب سیکل برای شکستگی در سوپاپ ورودی

۵-۶-۲ شکستگی در سوپاپ خروجی

اثر شکستگی سوپاپ خروجی بر فشار محفظه سیلندر در شکل ۵-۴۴ ملاحظه می‌گردد. در طی فرایند انبساط گاز از محفظه خروجی، به دلیل شکستگی در سوپاپ خروجی، وارد محفظه سیلندر می‌شود. در نتیجه جرم محفظه سیلندر و به همراه آن فشار محفظه سیلندر افزایش می‌یابد. بنابراین

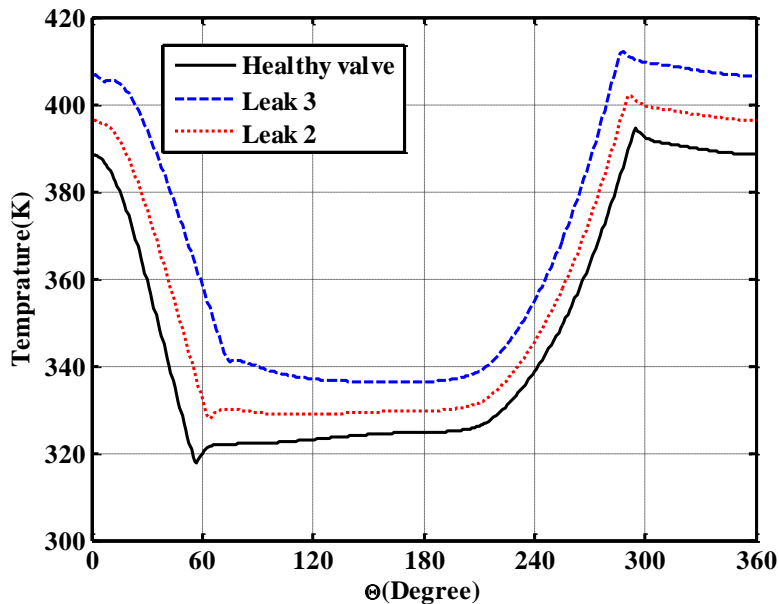
سوپاپ ورودی به دلیل فشار بالاتر محفظه سیلندر، ناشی از شکستگی سوپاپ خروجی، نسبت به سوپاپ ورودی سالم دیرتر باز می‌شود که با نتایج محققان گذشته [۵۹] تأیید می‌شود. با افزایش نشتی در سوپاپ خروجی، زاویه باز شدن سوپاپ ورودی نیز افزایش می‌یابد، شکل ۵-۴۴. همچنین شکل ۵-۴۴ نشان می‌دهد که به دلیل فشار بالاتر محفظه سیلندر به دلیل شکستگی سوپاپ خروجی، سوپاپ خروجی زودتر باز می‌شود که با نتایج ارائه شده قبلی [۵۹] یکسان است. این پدیده ناشی از نشتی مداوم و در نتیجه ورود گاز از محفظه دمش به محفظه سیلندر در مراحل انبساط، مکش و تراکم است. همچنین پیش از موعد باز شدن سوپاپ خروجی و با تأخیر باز شدن سوپاپ ورودی با افزایش نشتی، افزایش می‌یابد.



شکل ۵-۴۴- تغییرات فشار محفظه سیلندر بر حسب زاویه لنگ برای شکستگی در سوپاپ خروجی

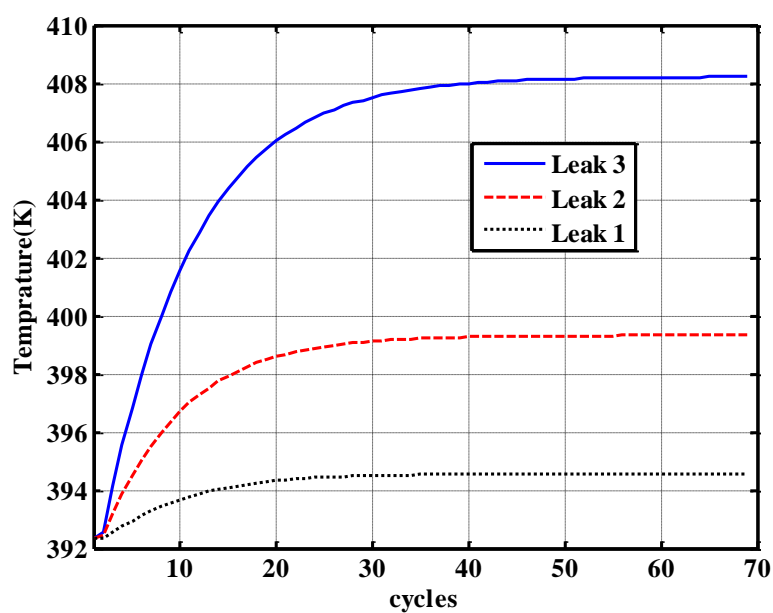
شکل ۵-۴۶، تغییرات دمای محفظه سیلندر بر حسب زاویه لنگ را برای شکستگی در سوپاپ خروجی نشان می‌دهد. به دلیل شکستگی در سوپاپ خروجی، گاز با دمای بالا از محفظه دمش به محفظه سیلندر در مراحل انبساط، مکش و تراکم وارد می‌شود. اضافه شدن گاز با دمای بالا به گاز درون محفظه سیلندر باعث افزایش دمای محفظه سیلندر می‌شود. سپس این گاز متراکم می‌شود و دمای آن بالاتر می‌رود. این فرایند در طی چند سیکل ادامه می‌یابد تا دمای محفظه به حالت پایدار

برسد، شکل ۵-۴۵. همچنین با افزایش نشتی در سوپاپ خروجی، دمای محفظه سیلندر نیز افزایش بیشتری می‌یابد.

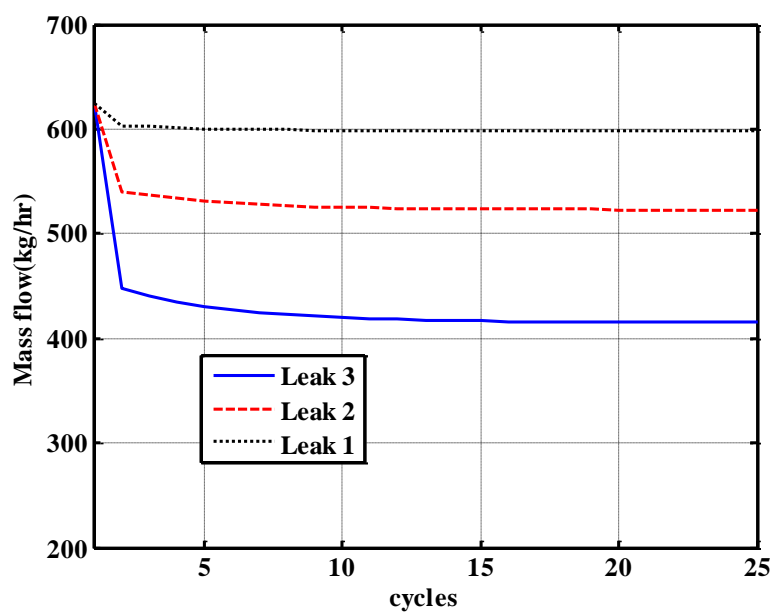


شکل ۵-۴۵- تغییرات دمای محفظه سیلندر برحسب زاویه لنگ برای شکستگی در سوپاپ خروجی

افزایش دمای محفظه دمش برحسب سیکل بعد از شکسته شدن سوپاپ خروجی در شکل ۵-۴۶ نشان داده شده است. همان‌طور که در این شکل ملاحظه می‌شود، دمای محفظه خروجی به سرعت در چند سیکل اولیه قبل از رسیدن به یک مقدار ثابت، افزایش می‌یابد. با شکسته شدن سوپاپ خروجی، همان‌طور که در شکل ۵-۴۵ نشان داده شده است، دمای محفظه سیلندر افزایش می‌یابد. در نتیجه دمای گاز محفظه دمش، که همان دمای گاز خروجی از محفظه سیلندر است، افزایش می‌یابد. همچنین شکل ۵-۴۶ نشان می‌دهد که با افزایش نشتی از سوپاپ خروجی، دمای محفظه دمش نیز افزایش بیشتری می‌یابد. بعلاوه این شکل نشان می‌دهد، که با افزایش نشتی، دمای محفظه دمش زمان بیشتری لازم دارد تا به مقدار ثابت برسد.



شکل ۵-۴۶- تغییرات دمای محفظه دمش برحسب سیکل برای شکستگی در سوپاپ خروجی



شکل ۵-۴۷- تغییرات دبی جرمی کمپرسور برحسب سیکل برای شکستگی در سوپاپ خروجی

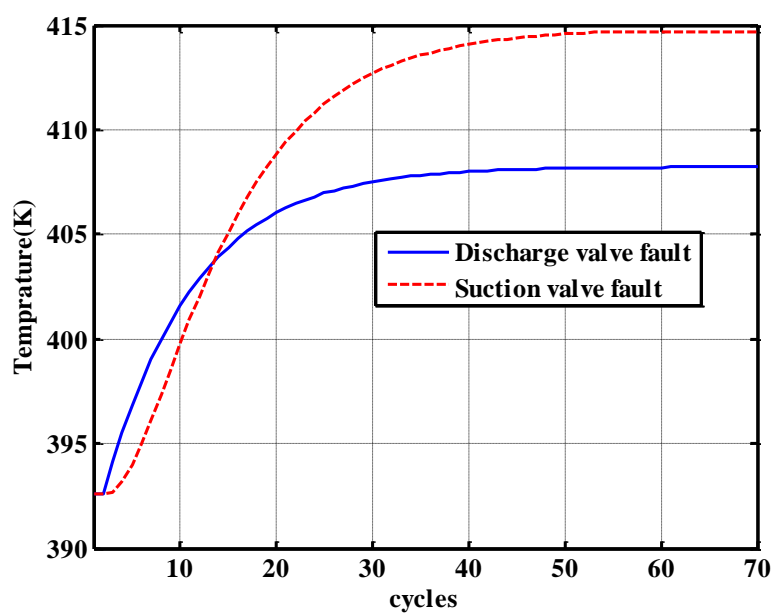
تغییرات دبی جرمی برحسب سیکل بعد از شکستن سوپاپ خروجی در شکل ۵-۴۷ نشان داده شده است. همان طور که در این شکل ملاحظه می‌گردد، دبی جرمی کمپرسور بعد از شکستن سوپاپ خروجی در طی سیکل اول به سرعت کاهش می‌یابد و سپس در طی چند سیکل به مقدار ثابت

می‌رسد. به عبارت دیگر با شکسته شدن سوپاپ خروجی، تغییرات دبی جرمی به سرعت اتفاق می‌افتد. همچنین با افزایش نشتی، دبی جرمی کاهش بیشتری می‌یابد.

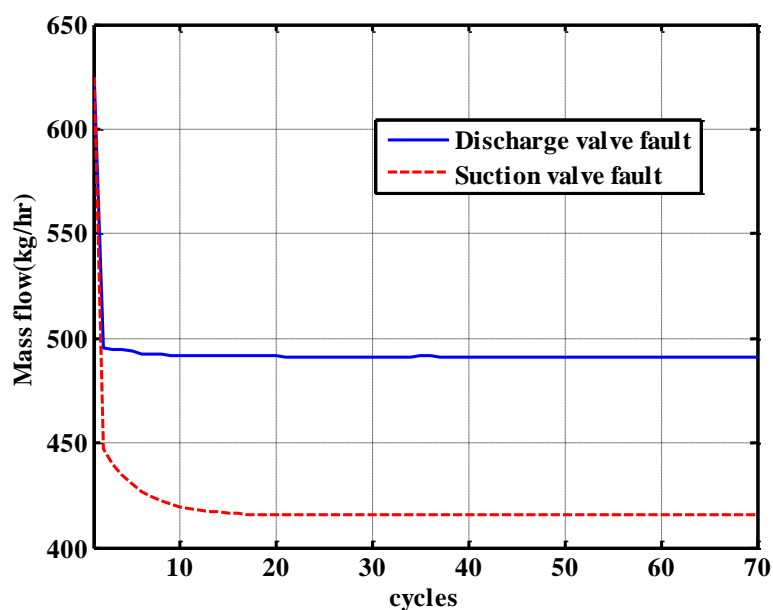
۵-۶-۳ مقایسه شکستگی در سوپاپ ورودی با شکستگی در سوپاپ خروجی

تغییرات دمای محفظه دمش بعد از شکسته شدن سوپاپ ورودی و خروجی در شکل ۵-۴۸ نشان داده شده است. همان‌طور که در شکل نشان داده شده است، دمای محفظه دمش برای شکستگی در سوپاپ ورودی بیشتر از حالت شکستگی در سوپاپ خروجی است. همچنین دمای گاز محفظه دمش، برای حالت شکستگی در سوپاپ ورودی نسبت به سوپاپ خروجی، زمان بیشتری لازم دارد تا به مقدار ثابت برسید. بنابراین در صورت تغییرات شدید دمای محفظه دمش، در صورت سالم بودن سیستم خنک کاری کمپرسور، احتمال شکستگی سوپاپ ورودی بسیار بالا است.

تغییرات دبی جرمی برحسب سیکل بعد از شکستن سوپاپ ورودی و خروجی در شکل ۵-۴۹ نشان داده شده است. همان‌طور که در این شکل ملاحظه می‌گردد، دبی جرمی کمپرسور بعد از شکستن سوپاپ ورودی کاهش بیشتری نسبت به شکستن سوپاپ خروجی دارد. در حالت شکستگی سوپاپ ورودی، هر دو عامل نشتی و کاهش جرم حجمی گاز درون محفظه مکش بر دبی گاز تأثیر دارند. ولی برای شکستگی در سوپاپ خروجی فقط نشتی بر دبی جرمی کمپرسور مؤثر است. این نمودار نشان می‌دهد که شکستگی در سوپاپ ورودی باعث کاهش کارایی بیشتر کمپرسور نسبت به شکستگی سوپاپ خروجی می‌شود.



شکل ۴۸-۵- تغییرات دمای محفظه خروجی بعد از شکسته شدن سوپاپ ورودی و خروجی برای Leak3



شکل ۴۹-۵- تغییرات دبی جرمی بعد از شکسته شدن سوپاپ ورودی و خروجی برای Leak 3

در صنایع بزرگ دمای گاز ورودی و خروجی به کمپرسور برای کنترل شرایط عملیاتی بطور مداوم اندازه‌گیری می‌شود. بنابراین می‌توان از پایش دمای خروجی کمپرسور برای عیب یابی کمپرسورها استفاده کرد. همچنین پیشنهاد می‌شود که در محفظه مکش نیز سنسورهای اندازه‌گیری دما نصب شود تا بتوان از آن در مواقع شکستگی در سوپاپ ورودی استفاده کرد. تغییر نکردن دمای محفظه

مکش نشان دهنده سالم بودن سوپاپ ورودی می باشد. بنابراین در صورت افزایش دمای گاز خروجی کمپرسور، سوپاپ خروجی دارای مشکل می باشد. همچنین می توان با نصب ابزار اندازه گیری دبی جرمی جریان در خروجی کمپرسورها برای پایش عملکرد کمپرسور و همچنین برای کمک به عیب یابی کمپرسورها نیز استفاده کرد. ولی برای تعیین مورد شکستگی (در سوپاپ ورودی و یا سوپاپ خروجی) نمی توان فقط از مقادیر دبی جرمی استفاده کرد. زیرا شکسته شدن هر دو سوپاپ ورودی و خروجی می تواند بر دبی جرمی موثر باشد.

۶- فصل ششم: نتایج و پیشنهادات

۶- نتیجه‌گیری

در این تحقیق بر اساس مدل‌سازی ترمودینامیکی کمپرسورهای رفت و برگشتی گاز طبیعی مورد بررسی قرار گرفته است. برای این منظور ابتدا کمپرسور یک مرحله‌ای گاز طبیعی مورد بررسی قرار گرفت. برای اعتباربخشی به روش توسعه داده برای مدل‌سازی، ابتدا با نتایج تجربی و مدل‌سازی محققان پیشین مقایسه شد که تطابق خوبی داشتند. در کمپرسور یک مرحله‌ای از سه حجم کنترل محفظه مکش، محفظه سیلندر و محفظه دمش برای مدل‌سازی استفاده شد. سیال عامل این کمپرسور گاز متان است. ابتدا گاز را ایده‌ال فرض کرده و از قوانین گاز ایده‌ال برای مدل‌سازی استفاده شد. سپس گاز متان برحسب مدل گاز واقعی برای مدل‌سازی کمپرسور یک مرحله‌ای مورد استفاده قرار گرفت. در این مدل‌سازی از معادله حالت AGA8 برای محاسبه خواص ترمودینامیکی گاز طبیعی استفاده شده است. در گام بعدی کمپرسور دومرحله‌ای گاز طبیعی با خنک‌کن میانی مورد بررسی قرار گرفت. در این کمپرسور نیز از متان به‌عنوان سیال عامل استفاده شد و کمپرسور بر اساس گاز طبیعی به‌صورت ایده‌ال و واقعی مورد بررسی قرار گرفت. همچنین اثرات دمای محیط و ترکیبات گاز بر کارکرد کمپرسور دومرحله‌ای بررسی شد. سپس کمپرسور دوطرفه برای بررسی عملکرد آن با توجه به گاز به‌صورت واقعی بررسی شد. در ادامه به مدل‌سازی کمپرسور یک مرحله‌ای برای عیب‌یابی کمپرسور پرداخته شد. برای مدل‌سازی شکستگی سوپاپ‌ها سوراخ‌هایی با قطرهای مختلف بر روی صفحه سوپاپ‌های ورودی و خروجی ایجاد شد. سپس به بررسی نشتی‌های حاصل از این سوپاپ بر روی دمای حجم‌های کنترل محفظه سیلندر، محفظه مکش و دمش پرداخته شد.

نتایج به دست آمده از این رساله به‌صورت خلاصه به شرح زیر بیان می‌گردد:

- بررسی کمپرسور رفت و برگشتی یک مرحله‌ای گاز طبیعی به‌صورت ایده‌ال و واقعی نشان می‌دهد که دمای گاز خارج شده از کمپرسور با مدل گاز واقعی بیشتر از مدل گاز ایده‌ال می‌باشد. همچنین دبی و کار موردنیاز کمپرسور برای گاز واقعی بیشتر از گاز ایده‌ال است. ولی نسبت توان به دبی جرمی برای مدل گاز واقعی کمتر از مدل ایده‌ال است.

- بررسی کمپرسور دومرحله‌ای نشان داد که فشار میانی مدل‌سازی به‌وسیله گاز واقعی (۴/۰۱۵ MPa) کمتر از مدل‌سازی گاز ایده‌ال (۴/۰۹۳MPa) است. همچنین نتایج نشان داد که دبی جرمی کمپرسور در حالت مدل گاز ایده‌ال (۷۱۰/۴۰ kg/hr) کمتر از مدل گاز واقعی (۷۳۰/۶۷ kg/hr) است. همچنین توان مصرفی این کمپرسور برای مدل گاز واقعی بیشتر از مدل گاز ایده‌ال می‌باشد. بعلاوه مدل‌سازی نشان داد که نسبت توان مصرفی به دبی جرمی برای مدل‌سازی واقعی کمتر از مدل‌سازی ایده‌ال است.
- بررسی کمپرسور دوطرفه با کنترل ظرفیت پله‌ای (۰٪، ۵۰٪، ۷۵٪ و ۱۰۰٪) نشان داد که تولید آنتروپی با کاهش ظرفیت کاهش می‌یابد. ولی وقتی ظرفیت ۵۰٪ می‌گردد، به دلیل تبدیل شدن کمپرسور دوطرفه به یک‌طرفه تولید آنتروپی ناگهان افزایش می‌یابد. همچنین نسبت تولید آنتروپی به دبی جرمی در کمپرسور یک‌طرفه بسیار بیشتر از کمپرسور دوطرفه است.
- بررسی کمپرسور با سوپاپ شکسته نشان داد که دمای گاز خروجی از کمپرسور با شکسته شدن سوپاپ‌ها افزایش می‌یابد. ولی مقدار افزایش دمای آن برای شکستگی در سوپاپ ورودی نسبت به شکستگی در سوپاپ خروجی بیشتر می‌باشد. با شکستن سوپاپ ورودی دمای محفظه مکش نیز افزایش می‌یابد. با افزایش نشتی در سوپاپ ورودی دمای محفظه‌های مکش و دمش افزایش می‌یابند. همچنین نتایج نشان می‌دهد که نشتی در سوپاپ ورودی باعث باز شدن سریع‌تر سوپاپ ورودی و دیرتر باز شدن سوپاپ خروجی می‌گردد. همچنین با افزایش نشتی در سوپاپ ورودی دبی جرمی کاهش بیشتری می‌یابد. نتایج نشان می‌دهد که با شکستگی در سوپاپ خروجی، سوپاپ ورودی دیرتر باز شده و سوپاپ خروجی زودتر باز می‌گردد.

۶-۲ پیشنهادها

در انجام این رساله تمام اثرات سیال بررسی نشده است که در آینده می‌تواند با تحقیقات بیشتر مدنظر قرار گیرد. از جمله مواردی که می‌توان از آن به‌عنوان پیشنهاد برای کارهای آینده نام برد عبارت است

۱- بررسی سه بعدی کمپرسورهای رفت و برگشتی

- ۲- بررسی ترمو اکوستیکی کمپرسور یک مرحله‌ای
- ۳- بررسی کمپرسور دو مرحله‌ای برای عیب‌یابی
- ۴- تحلیل نوسانات جریان در سیستم لوله کمپرسور رفت و برگشتی
- ۵- بررسی و طراحی مافلر در کمپرسورهای رفت و برگشتی

- [1] Toubert S. (1976) "A contribution to the improvement of compressor valve design".
- [2] Hanlon P. C. (2001) "**Compressor Handbook**", McGraw Hill.
- [3] Deffenbaugh D. and Burn K. (2005) "Advanced reciprocating compression technology" .
- [4] A.R.I. Standard 540-99 (1999) "Positive Displacement Refrigerant Compressors and Compressor Units".
- [5] ASHRAE/ANSI Standard 23-1993, (1993) "Methods of testing for rating positive displacement refrigerant compressors and condensing unit".
- [6] Negrao S. O., Erthal R. H., Andrade, D, E. and Silva, L. W. (2011) "A semi-empirical model for the unsteady-state simulation of reciprocating compressors for household refrigeration application" **Applied Thermal Engineering.**, **31**, pp **1114-1124**.
- [7] Granryd E., Urchueguia E., Corberan J. F. and Navarro J. M. (2007) "A phenomenological model for analyzing reciprocating compressors," **International Journal of Refrigeration.**, **30**, pp **1254-1265**.
- [8] Klein A., Reindl S. A. and Mackensen D. T (2002) "Characterization of refrigeration system compressor performance" International Refrigeration and AirConditioning at Purdue.
- [9] Li W. (2012) "Simplified steady-state modelling for hermetic compressors with focus on extrapolation," **International Journal of Refrigeration.**, **35**, pp **1722-1733**.
- [10] Posch E., Berger E., Heimel M., Almbauer R., Stupnik A. and Schogler H. P. (2014) "Comparison and validation of semi-empirical compressor models for cycle simulation application" 22th International Compressor Engineering Conference at Purdue,.
- [11] Reindl, D. I., Kellin D. T. and Jahing S. L. (2000) "A semi-empirical method for representing domestic refrigerator/freezer compressor calorimeter test data" **ASHRAE Transactions.**, **106**, pp **122-130**.

- [12] Bullard M. H. and Kim C. W. (2002) "Thermal performance analysis of small hermetic refrigeration and air-conditioning compressors" **JSME Int. J. Ser. B.**, 45.
- [13] Dumont M. E., Frere E and Duprez M. (2010) "Modeling of scroll compressors e improvements" **International Journal of Refrigeration.**, 33, pp 721-728.
- [14] Meyer G. (2004) "Simulation der Strömung in einem Kolbenverdichter".
- [15] Yasar O. and Kocas M. (2007) "Computational modeling of hermetic reciprocating compressors," **International Journal of High Performance Computing Applications.**, 21, 1, pp 30-41,.
- [16] Perelra L. L., Deschamps C. J. and Ribas F. A. (2008) "Performance analysis of reciprocating compressors through computational fluid dynamics", *IMechE*, pp 183-192.
- [17] Zhao B., Jia X., Sun S., Wen J. and Peng X. (2018) "FSI model of valve motion and pressure pulsation for investigating thermodynamic process and internal flow inside a reciprocating compressor" **Applied Thermal Engineering.**, 131, pp 998-1007.
- [18] Gasche J. L. and Pussoli B. F. (2009) "Turbulent flow through the reciprocating compressor valve using the large eddy simulation", 20th International Congress of Mechanical Engineering, Brazil.
- [19] Rovaris J. B. and Deschamps C. J. (2006) "Large eddy simulation applied to reciprocating compressors," **Journal of Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering.**, pp 208-215.
- [20] Balduzzi F., Tanganelli A., Ferrara G. and Babbini A. (2018) "Two-dimensional approach for the numerical simulation of large bore reciprocating compressors thermodynamic cycle," **Applied Thermal Engineering.**, 129, pp 490-501.
- [21] Bassi F., Pelagalli L., Rebay S., Betto A. and Orefice, M. (2000) "Numerical simulation of a reciprocating compressor for household refrigerators", International compressor Engineering Conference, Purdue.
- [22] Perez-Segarra C., Rigola ., Soria M. and Oliva, M. (2005) "Detailed thermodynamic charactrization of hermetic reciprocating compressors," **International Journal of refrigeration.**, 28, pp 579-593.

- [23] Perez-Segarra J., Serra. C. J., Escriba J. M. and Rigola, M. (2000)"Advanced numerical simulation model of hermetic reciprocating compressor", 15th International Engineering Compressor Conference, USA.
- [24] Rigola, J., Perez-Segarra C. D and and Oliva A. (2005) "Parametric studies on hermetic reciprocating compressors" **International Journal of Refrigeration.**, **28**, pp **253-266**.
- [25] Rigola R., Perez-Segarra J., C. D., Castro C. D., Oliva J. and Damle A. (2011) "Object-oriented simulation of reciprocating compressors: Numerical verification and experimental comparison" **International Journal of Refrigeration.**, **34**, pp **1989-1998**.
- [26] Deschams R. and Link C. J. (2011) "Numerical simulation of startup and shutdown transients in reciprocating compressors," **International Journal of Refrigeration.**, **34**, pp **1398-1414**.
- [27] Roskosch D., Venzik V. and Atakan B. (2017)"Thermodynamic model for reciprocating compressors with the focus on fluid dependent efficiencies," **International Journal of Refrigeration.**, **84**, pp **104-116**.
- [28] Del Col A., Dorreti D., Rossetto L and Cavallini L. (1998) "Unsteady-State Analysis of the Compression Cycle of a Hermetic Reciprocating Compressor", International Compressor Engineering Conference, Purdue.
- [29] Gasparella G. A. and Longo, A. (2003) "Unsteady state analysis of the compression cycle of a hermetic reciprocating compressor," **International Journal of Refrigeration.**, pp **681-689**.
- [30] Elhaj M., F. Gu F., Ball A. D., Albarbar A., Al-Qattan M. and Naid, A. (2008) "Numerical simulation and experimental study of a two-stage reciprocating compressor for condition monitoring," **Mechanical Systems and Signal Processing.**, pp **374-389**.
- [31] Jiangming J. and Weirong H. (2012) "Valve dynamic and thermal cycle model in stepless capacity regulation for reciprocating compressor," **Chinese Journal of Mechanical Engineering.**, **25**, pp **1-10**.
- [32] Farzaneh-Gord M., Niazmand M. and Deymi A. (2013) "Optimizing reciprocating air compressors design parameters based on first law analysis,"

U.P.B.Sci.Bull,serie D,, pp 13-26.

[۳۳] نیازمند ا.، (۱۳۹۰)، پایان نامه ارشد " شبیه سازی ترمودینامیکی کمپرسورهای رفت و برگشتی CNG"، دانشکده مکانیک، دانشگاه صنعتی شاهرود.

- [34] Farzaneh-Gord M., Niazmand A., Deymi-Dashtebayaz M. and Rahbari, H. R. (2015) "Effects of natural gas compositions on CNG (compressed natural gas) reciprocating compressors performance," **Energy.**, **90**, pp **1152-1162**.
- [35] Farzaneh-Gord M., Niazmand A., Deymi-Dashtebayaz M. and Rahbari H. R. (2014) "Thermodynamic analysis of natural gas reciprocating compressors based on real and ideal gas models," **International Journal of Refrigeration.**, **56**, pp **186-197**.
- [36] Barbosa J.E., Deschamps J. R. and Schreiner C. J. (2010) "Theoretical Analysis Of Volumetric Efficiency Reduction in Reciprocating Compressors due to In-cylinder Thermodynamic", International Compressor Engineering Conference at Purdue.
- [37] Hanjalic N. and Stosic K. (1977) "Contribution towards modelling of two-stage reciprocating compressors," **International Journal of Mechanical Science.**, **19**, pp **439-445**.
- [38] Xiong G., Zanshe H., Shi Yu W., Yun F. and Zhaolin L. (2001) "Methods for large reciprocating compressor capacity control: a review based on pulse signal concept," **Chinese Science Bulletin.**, **56**, pp **1967-1974**.
- [39] Verma J. C. (1986) "Optimum utilization of capacity control devices in reciprocating compressors", International Compressor Engineering Conference.
- [40] Zubair M., Khan S. M. and Yaqub S. H. (1995) "Second law based thermodynamic analysis of hot gas, by-pass capacity control schemes for refrigeration and air-conditioning systems," **Energy.**, **20**, pp **483-493**.
- [41] Zubair M. and Yaqub S. M. (2001) "Capacity control for refrigeration and air conditioning system: a comparative study," **Transaction of the ASME.**, **123**, pp **92-99**.
- [42] Lebrun, C. and Ceucas H. (2009) "Testing and modelling of a variable speed scroll compressor," **Applied Thermal Engineering.**, **29**, pp **469-478**.
- [43] Chang S. K., Choi P. S., Lee J. K. and oh, I. J. (2004) "Design of a Variable

Capacity Rotary Compressor Using By-Pass Method", International Compressor Engineering Conference.

- [44] Yuanyang T., Liansheng Z., Guangbin L., Le Z., Qichao W., Haiping Y., Feng X., Wenhui Z. and Bin M. (2013) "Thermal performance analysis of reciprocating compressor with stepless capacity control system," **Applied Thermal Engineering.**, **54**, pp **380-386**.
- [45] Brun D. M., Harris C., Harrel R. E. and Deffenbaugh J. P. (2005) "Advanced reciprocating compression technology,".
- [46] Li D., Jiang Z. and Cui, L. (2011) "Design of capacity regulation system for reciprocating compressor based on programmable logic controller," **WSEAS Transactions on Systems.**, **10**, **8**, pp **249-258**.
- [47] Jin W., Wu J., Zhanh R. and Hong B. (2009) "Theoretical analysis and realization of stepless capacity regulation for reciprocating compressors," **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Process Mechanical Engineering.**, **232**, pp **205-213**.
- [48] Alsyouf B. and Al-Najjar I. (2004) "Enhancing a company's profitability and competitiveness using integrated," **Journal of European Operation Research.**, **156**, pp **643-657**.
- [49] Al-Najjar B. (2009) "A maintenance model for identification, quantification and elimination of losses in companies", Comadem 2009, San Sebastian, Spain.
- [50] Gu S., Ball F. and Liu A. (2006) "Detection of engine valve faults by vibration signals measured on the cylinder head," **IMEchE, Part D: Journal of Automobile Engineering.**, **220**, pp **379-387**.
- [51] Chen Z. and Geng J. (2005) "Investigation into piston-slap-induced vibration for engine condition simulation and monitoring," **Journal of Sound and Vibration.**, **282**, pp **735-751**.
- [52] Tan t. R., Mathew A. C. C. and Lin J. (2011) "Condition monitoring and diagnosis of injector faults in a diesel engine using in-cylinder pressure and acoustic emission techniques", 14th Asia Pacific Vibration Conference, The Hong Kong Polytechnic University.
- [53] Gu m. F., Ball F. and Ahmed, A. D. (2012) "Fault Detection of Reciprocating

- Compressors using a Model from Principles Component Analysis of Vibrations", 25th International Congress on Condition Monitoring and Diagnostic Engineering.
- [54] Brown T. L., Hansen E. R., Madsen H. S., Sorensen L. B., Hansen P., Steel E. R., Reuben J. A., Peder R. P. and Fog P. S. (1998)"Exhaust valve leakage detection in large diesel engines", 11th International Congress and Exhibition on Condition Monitoring and Diagnostic Engineering Management (COMADEM '98), Launceston, Australia.
- [55] Reuben M. H., Steel R. L and El-Ghamry J. A. (2003) "The Development of automated pattern recognition and statistical feature isolation techniques for the diagnosis of reciprocating machinery faults using acoustic emission," **Mechanical Systems and Signal Processing.**, **17**, pp **805-823**.
- [56] Ramli H. Y., Abdullah R. and Sim M. A. K. (2012) "Implementing wavelet packet transform for valve failure detection using vibration and acoustic emission signals", 25th International Congress on Condition Monitoring and Diagnostic Engineering.
- [57] Rao D. and Mba R. B. K. N. (2006) "Development of acoustic emission technology for condition monitoring and diagnosis of rotating machines; bearings, pumps, gearboxes, engines, and rotating structures," **The Shock and Vibration Digest.**, **38**, pp **3-16**.
- [58] Brown J. D., Reuben E. R., Sandford R. L., Steel P. M. and Gill J. A. (1998)"Monitoring of a large reciprocating compressor", COMADEM, Australia.
- [59] McCarthy D. J. (1994), Ph.D.Thesis, "Vibration -based diagnostics of reciprocating compressor", Massachusetts Institute of Technology.
- [60] Al-Qattan, M., Al-Juwayhel, F., Ball A., Elhaj M. and Gu F. (2009) "Instantaneous angular speed and power for the diagnosis of single-stage, double-acting reciprocating compressor," **Proc. Inst. Mech. Eng, part J: J. Engineering Tribology.**, **223**, pp **95-114**.
- [61] Elhaj M., Almrabet M., Rgeai M., and EhtiWesh I. (2010) "A combined practical approach to condition monitoring of reciprocating compressors using IAS and dynamic pressure," **World Academy of Science, Engineering and Technology.**, **63**, pp **186-192**.
- [62] Schantz C., Remscrim Z., and Leeb S.(2010) "Electrical determination of

- reciprocating compressor instantaneous angular speed", International Refrigeration and air Conditioning Conference, Lafayette.
- [63] Habing R. A. (2005), ph.D thesis, "Flow and plate motion in compressor valves," University of Twente.
- [64] Lee, S. (1983), M.S thesis, "First law analysis of unsteady processes with application to charging process in a reciprocating compressor",The Ohio State University.
- [65] Mabie, H. H. and Reinholtz, C. F. (1987) "**Mechanics and dynamics of machinery**", John Wiley and Sons.
- [66] Adair R., Qvale E. and Pearson J. (1972) "Instantaneous Heat Transfer to the Cylinder Wall in Reciprocating Compressors", International Compressor Engineering Conference, Paper 86.
- [67] Toubert S. W., Van der Meer S. and Brok J. S. (1980) "Modeling of Cylinder Heat Transfer - Large Effort, Little Effect?", International Compressor Engineering Conference.
- [68] Berry C. S. and Wang G. F. (1985) "Heat transfer in internal combustion engines," in ASME annual meeting , Miami.
- [69] Pereira F. P., Deschamps E. L. L. and Disconzi C. J. (2010) "Development of an In-Cylinder Heat Transfer Correlation for Reciprocating Compressors", International Compressor Engineering Conference at Purdue.
- [70] Prata F. and Fagotti A. T. (1998) "A New Correlation for Instantaneous Heat Transfer Between Gas and Cylinder in Reciprocating Compressors", Proc. Purdue Compressor Technology Conference, USA.
- [71] Wu W. H. and Hsieh T. T. (1996) "Experimental Investigation of Heat Transfer in a High-Pressure Reciprocating Gas Compressor," **Experimental Thermal and Fluid Science.**, **13**, pp 54-55.
- [72] Shah R. K. and Sekulic D. P. (2003), "**Fundamentals of heat exchanger design**", John Wiley & sons.
- [73] Rao R. V. and Patel V. K. (2010) "Thermodynamic optimization of cross flow plate-fin heat exchanger using a particle swarm optimization algorithm," **International Journal of Thermal Science.**, **49**, pp 1712-1721.

- [74] Serth R. W. (2007), "**Process heat transfer**", Elsevier Science and Technology Books.
- [75] Mc govern J. A. and Harte S., (1996) "An exergy method for compressor performance analysis", **International Journal of refrigeration.**, **18, 6**, pp **421-433**.
- [76] Feyzi F., Riazi M. R., Shaban H. I. and Ghotbi H. (1998) "Improving cubic equations of state for heavy reservoir fluid and critical region," **Chem. Eng. Comm.**, **167**, pp **147-166**.
- [77] Soave G. S., (1995) "A noncubic equation of state for the treatment of hydrocarbon fluids at reservoir," **Ind. Eng. Chem. Res.**, **34**, pp **3981-3994**.
- [78] AGA8-DC92 EoS (1992) "Compressibility and super compressibility for natural gas and other hydrocarbon gases," Committee Report No. 8, AGA Catalog No. XQ 1285, Arlington, VA.
- [79] "ISO-12213-2. Natural gas- Calculation of compression factor-Part 2: Calculation using molar-composition analysis," 1997(E).
- [80] Farzaneh-Gord M., Khamforoush A., Hashemi S. and Pourkhadem Namin H., (2010) "Computing Thermal Properties of Natural Gas by Utilizing AGA8 Equation of State," **International Journal of Chemistry Engineering Applied.**, **1, 1**, pp **20-24**.
- [81] Estela-Urbe J. F., De Mondoza A. and Trusler J. P. E. (2004) "Extended corresponding states model for fluids and fluid mixtures II. Application to mixtures and natural gas systems" **Fluid Phase Equilibrium.**, **216**, pp **29-84**.
- [82] Estela-Urbe, J. F. and rusler, J. P. E. (2001) "Extended corresponding states equation of state for natural gas systems," **Fluid Phase Equilibrium.**, **183**, pp **21-29**.
- [83] Maric, I. (2007) "A procedure for the calculation of the natural gas molar heat capacity, the isentropic exponent, and the Joule–Thomson coefficient" **Flow Measurement and Instrumentation.**, **18**, pp **18–26**.
- [84] Maric I., Galovi'c A. and ~Smuc T. (2005) "Calculation of Natural Gas Isentropic Exponent," **Flow Measurement Instrument.**, **16, 1**, pp **13-20**.
- [85] Farzaneh-Gord M., Rahbari H. R. (2012)"Numerical procedures for natural gas

- accurate thermodynamics properties calculation," **journal of Engineer Thermophys.**, **21, 4**, pp 213–234.
- [86] Raymond C. P. and Steven. C. (2005), "**Numerical method for engineers**", McGraw -Hill.
- [87] D. E. W, (1997), "**Advanced Thermodynamics for Engineers**", A member of the Hodder Headline Group.
- [88] D. 801, (2004) "Evaluated standard thermophysical property values".
- [89] Galovi'c A., Šmuc T. and Mari'c I. (2005) "Calculation of natural gas isentropic exponent," **Flow Measurement and Instrumentation**, **16, 1**, pp 13–20.
- [90] Sun S. and Ren T. (1994) "New method of thermodynamic computation for a reciprocating compressor:computer simulation of working process," **International Journal of Mechanical Sciences.**, **37**, pp 343-353.
- [91] Ainger R., (2007), M.S. thesis, "Internal flow and valve dynamics in a reciprocating compressor" Wein Engineering and Technology University.
- [92] Wilcox M. and Brun K., (2009) "Guidline for field testing of reciprocating compressor," South West Research Institute.

Abstract

Reciprocating compressors find wide variety applications in industrial and domestic purposes such as power plants, refineries, refrigeration systems and CNG Fuel stations. These compressors use a huge amount of energy, thus reciprocating simulation is crucial for not only for the reduction of wasting energy but also the reduction of maintenance costs. According to previous research, one and zero dimensional (thermodynamic) simulation is accurate and economical method for reciprocating compressor modelling. Reciprocating compressors with accessory devices were simulated in this thesis. In the present study, thermodynamic simulation (zero-dimensional) is used to investigate reciprocating natural gas compressor with suction and discharge chambers. To this end, three control volumes including compressor cylinder, suction, and discharge chambers with equivalent mass and energy equations are investigated. Natural gas as a working fluid was simulated based on ideal and real gas model. Natural gas thermodynamic properties were calculated with the AGA8 equation of state. Results show that single-stage reciprocating compressor power consumption for real gas model was predicted more than ideal gas model. But power consumption per unit mass flow for the real gas model is lower than the ideal gas model. Computer simulation for two-stage natural gas reciprocating compressor shows that intermediate pressure for real gas model is lower than the ideal gas model. Moreover, power consumption per unit mass flow for the real gas model is lower than the ideal gas model. Double-acting reciprocating compressor study shows that entropy generation per unit mass flow is much lower than that single-acting reciprocating compressor. Finally, single stage reciprocating compressor with valves faults were investigated based on ideal gas model. Results show that, suction valve fault leads to premature opening of the suction valve and a delay in the opening of the discharge valve. But discharge valve fault leads to a delay in the suction valve opening angle premature opening of the discharge valve. Furthermore, results show that suction and discharge temperatures increase for suction valve fault. In addition, with discharge valve fault, discharge chamber temperature increases but its value is lower than the suction valve fault. As a results, suction and discharge temperatures monitoring is an effective method for compressor valve fault diagnosis.

Keywords: Multi-stage reciprocating compressors, Natural gas, Fault diagnosis, Simulation, AGA8.



Shahrood University of Technology

Faculty of Mechanical and Mechatronics Engineering

PhD Dissertation in Energy Conversion Engineering

**Thermodynamic Simulation of Multi-stage Natural Gas
Reciprocating Compressors**

By: Hossein Khoshnazar

Supervisor:

Dr Mahmood Farzaneh Gord

January 2018