



تحلیل و بررسی تجربی عملکرد کمپرسور تک واحد دوطرفه با مکانیزم نیم چرخ‌دنده و شانه‌ای در انتقال توان

مهدی مستقل چی^۱، جواد خادم^{۲*}، بهزاد امید کاشانی^۳، ولی کلانتر^۴

^۱ دانشجوی دکتری، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه بیرجند، ایران

^۲ دانشیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه بیرجند، ایران

^۳ استادیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه بیرجند، ایران

^۴ دانشیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه یزد، ایران

تاریخ دریافت: ۱۴۰۰/۰۵/۱۹؛ تاریخ بازنگری: ۱۴۰۱/۰۵/۱۹؛ تاریخ پذیرش: ۱۴۰۲/۰۴/۰۵

چکیده

در مقاله حاضر، یک کمپرسور تک واحد دوطرفه با مکانیزمی جدید در انتقال توان از نوع نیم چرخ‌دنده و شانه‌ای ساخته شده و مورد تحلیل و بررسی قرار گرفته است. در این ساختار، دو پیستون در وضعیت مخالف یکدیگر جهت تولید هوای فشرده پیش بینی شده است، لذا در هر چرخش محور خروجی، دو کورس تولید هوای متراکم وجود دارد. در مکانیزم انتقال توان نیز از یک دنده‌شانه‌ای دوگانه و یک نیم‌چرخ‌دنده استفاده شده است، به طوری که با ورود انرژی به محور کمپرسور، نیم‌چرخ‌دنده به حرکت درآمده و منجر به حرکت خطی رفت و برگشتی دنده‌شانه‌ای و پیستون‌های کمپرسور می‌گردد. نتایج نشان می‌دهد که در وضعیت تجربی، مقدار انرژی مصرف شده جهت رسیدن مخزن به فشار ۴ بار برابر با ۱۴۲/۶ کیلوژول است، در حالی که حداقل کار مصرفی تئوری کمپرسور در وضعیت دما ثابت جهت رسیدن به همان فشار برابر با ۷۲/۵ کیلوژول است و این به منزله راندمان ۵۱ درصدی این ساختار در قالب کارکرد در وضعیت کمپرسور است؛ همچنین نتایج نشان می‌دهد، بکارگیری حرارت از منابع تلف شده جهت افزایش فشار مخزن، از ۴ به ۵ بار، منجر به افزایش راندمان در حدود ۶۰ درصد خواهد شد.

کلمات کلیدی: کمپرسور هوای فشرده دوطرفه؛ مکانیزم انتقال توان شانه‌ای؛ مکانیزم نیم چرخ‌دنده.

Experimental analysis of the performance of a bidirectional single-unit air compressor with a semi-gear and rack mechanism in power transmission

M. Mostaghelchi¹, J. Khadem^{2*}, B. Omidi Kashani³, V. Kalantar⁴

¹ Ph.D. Student, Mech. Eng., University of Birjand, Birjand, Iran

² Assoc. Prof., Mech. Eng., University of Birjand, Birjand, Iran

³ Assist. Prof., Mech. Eng., University of Birjand, Birjand, Iran

⁴ Assoc. Prof., Mech. Eng., Yazd University, Yazd, Iran

Abstract

In this paper, a bidirectional single unit air compressor equipped with two reciprocating pistons and operating with a new mechanism of semi-gear and rack type in power transmission has been made, developed and analyzed. In this structure, there are two reciprocating pistons in two opposite positions to produce compressed air, therefore, there are two compressed air stroke in each rotation of the output shaft. In the power transmission mechanism, a rack gear and a semi-gear have been used, so that the rotation of the compressor shaft causes the rotation of the semi gear and finally, the reciprocating movement of the rack and the pistons. The results show that in the experimental situation, the amount of energy consumed to reach the tank pressure of 4 bar is equal to 142.6 kJ, while the minimum theoretical work of the compressor in the isotherm state to reach the same pressure is equal to 72.5 kJ and this represents 51% efficiency of this structure in the form of working in compressor mode. Also, the results show that using heat from waste sources to increase the tank pressure from 4 to 5 bar will lead to an increase in efficiency of about 60 percent.

Keywords: Bidirectional air compressor; Rack transfer mechanism; Semi-gear mechanism.

۱- مقدمه و پیشینه پژوهش

محدودیت منابع انرژی، ضرورت کاهش آلاینده‌های محیط زیستی و آلودگی هوا و بالتبع تغییرات اقلیمی منجر به توجه روز افزون بشر به انرژی‌های تجدید پذیر و بکارگیری منابع پاک انرژی شده است. سیستم‌های تولید و ذخیره‌سازی انرژی هوای فشرده از جمله منابعی هستند که در سال‌های اخیر بیش‌تر مورد توجه قرار گرفته‌اند [۱-۱۰]. استفاده از هوای فشرده به عنوان منبع انرژی، قدمتی بیش از یک قرن دارد به طوری که در دهه ۱۸۸۰، سیستم قطار شهری نیویورک با بهره‌گیری از اولین مدل موتور هوای فشرده جهان ساخته شد [۱۱]. در حال حاضر، حدود ۱۰٪ از انرژی مصرفی جهان به صورت هوای فشرده تولید و مصرف می‌شود [۱۲]. در دسترس بودن، حمل و نقل و نگهداری آسان، ساختار ساده، راندمان بالا و سازگاری با محیط زیست از جمله ویژگی‌های هوای فشرده است [۱۳]. یکی از کاربردهای قدیمی ذخیره‌سازی هوای فشرده، استفاده از انرژی آن برای تولید برق بوده است [۱۴]. مطالعات انجام شده نشان می‌دهد که قابلیت استفاده مستقیم از هوای فشرده در موتورهای هوای فشرده، امکان ذخیره‌سازی ارزان قیمت، تلفات نشتی کم، عمر طولانی، قابلیت ایجاد نیروگاه‌های تجدیدپذیر و همچنین بسترسازی برای حضور سیستم‌های تهویه مطبوع کارآمد، پاک و ارزان قیمت، به سهولت امکان‌پذیر خواهند بود [۱۵]. همچنین از هوای فشرده جهت تولید توان در خودروها نیز استفاده شده است [۱۶]. به تازگی ذخیره‌سازی هوای فشرده در زیر زمین از برق مازاد بر مصرف در ساعات کم باری انجام پذیرفته شده- است [۱۷].

تمام باسبوس و همکاران [۱۸] در سال ۲۰۱۲ به بررسی وضعیت‌های کارکرد موتور دیزل به صورت یک موتور چهارزمانه، دو زمانه هوای فشرده، شش زمانه، و عملکرد موتور دیزل به صورت یک کمپرسور پرداخته‌اند. نتایج این تحقیق حاکی از صرفه‌جویی در مصرف سوخت موتور، افزایش راندمان و انتشار بسیار پایین تولید دی‌اکسید کربن به مقدار ۵۱ گرم در هر صدکیلو متر است. چی مین لیو و همکاران [۱۹] در سال ۲۰۱۷ با تبدیل یک موتور چهار زمانه به یک کمپرسور جهت احیاء نیروی ترمز در وضعیت‌های مختلف پرداختند. نتایج نشان داد، حداکثر فشار احیاء برابر با ۲/۹۱ بار است. فانگ و همکاران [۲۰] در سال ۲۰۱۸ با ساخت یک نمونه آزمایشی

به بررسی میزان بازیافت انرژی و تولید توان با تکنولوژی هوای فشرده پرداخته‌اند. در این مطالعه از یک موتور دیزلی استفاده و از آب داغ به عنوان منبع گرما استفاده شده است. نتایج نشان می‌دهد که تحت تاثیر منبع گرما حداکثر توان خروجی بدست‌آمده حدود ۱/۵ کیلووات است که ۲۲٪ بیشتر از خروجی بدون تامین گرما است؛ همچنین در ۴۰۰ دور بر دقیقه، گشتاور تولید شده حدود ۲۹ نیوتن متر است، که بهبود ۷ درصدی نسبت به وضعیت بدون تامین گرما پیش است.

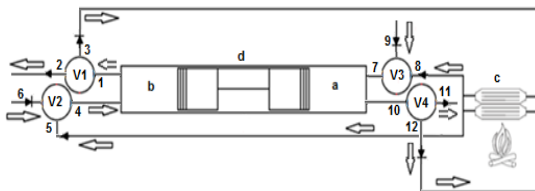
آنتونیو و همکاران [۲۱] در سال ۲۰۱۸ به تحلیل بازیافت ترمز جهت خودروهای سنگین پرداخته‌اند. نتایج آنها نشان داد که سیستم پیشنهاد شده قادر به ذخیره ۶۹ درصد انرژی در دسترس در طول توقف کامل و ۱۴ درصد در شیب پایین در بزرگراه است. ماسیمو و همکاران [۲۲] در سال ۲۰۱۷ به تجزیه و تحلیل تجربی و شبیه سازی حرارتی، سیالاتی و دینامیکی یک کمپرسور رفت و برگشتی با مکانیزم میل لنگ غیر متعارف پرداخته‌اند. در این پژوهش از دو سیلندر متقابل مجهز شاتون دوپل و همچنین چرخ‌دنده خورشیدی جهت به حرکت درآوردن پیستون‌ها استفاده شده است. کمپرسور مذکور در دور ۱۴۵۰ دور بر دقیقه و تا فشار ۸ بار و توسط یک موتور ۳/۵ کیلووات بکار گرفته شده و نتایج استخراج شده تجربی و عددی حاکی از انطباق نسبی قابل قبول و با خطای زیر ۷ درصد بوده است. هی و همکاران [۲۳] در سال ۲۰۱۸ به بررسی تجربی یک کمپرسور دورانی از نوع اسکرو برای سیستم‌های پیل سوختی نصب شده بر روی یک کامیون پرداخته‌اند. نتایج این پژوهش دستیابی به دور ۹۰۰۰ دور بر دقیقه روتور، در فشار ۰/۲ مگاپاسکال با توان تولیدی ۵۰ کیلو-وات با راندمان حجمی ۷۰ درصد، راندمان آیزنتروپیک ۵۵ درصد و راندمان مکانیکی ۸۰ درصد بوده است.

کنگ کامون و همکاران [۲۴] در سال ۲۰۱۹ به بررسی عملکرد کمپرسورهای هوای اسکرو با تزریق روغن بکار گرفته شده در تایلند و تحت استاندارد HEPS پرداخته‌اند. نتایج این پژوهش حاکی از آن است که با بهره گیری این استاندارد، سالانه ۳/۲ کیلووات در مصرف انرژی هر کمپرسور صرفه‌جویی می‌شود. تمپیم و همکاران [۲۵] در سال ۲۰۲۰ به بررسی تجربی لوله گردابه با سه سایز متفاوت برای کاهش دمای هوای ورودی از کمپرسور هوای رفت و برگشتی ۷/۵ کیلوواتی پرداخته‌اند. نتایج این پژوهش نشان داده است که

در خصوص بررسی، ارائه و تحلیل مکانیزم‌های جدید صورت پذیرد تا مناسب‌ترین ساختار با توجه به کاربری مورد استفاده قرار گیرد؛ لذا در مقاله حاضر، یک کمپرسور جدید با ساختاری متفاوت پیشنهاد شده است. کمپرسور پیشنهادی به صورت تک واحده و با دو مجموعه سیلندر و پیستون متقابل و متقارن بوده که از طریق یک چرخ‌دنده شانه‌ای دویل و یک نیم چرخ‌دنده در مسیر انتقال توان عمل می‌کند. این کمپرسور با استفاده از منابع اتلافی انرژی فعال شده و هوا را از محیط دریافت و پس از تراکم به درون یک مخزن فولادی هدایت می‌کند. سپس با بکارگیری حرارت تلف شده از یک منبع حرارتی به فشار بالاتری رسیده تا در وضعیت مورد نیاز به کار گرفته شود.

۲- ساختار کمپرسور جدید

مطابق با شکل ۱ در صورتی که مکانیزم در ساختار یک کمپرسور فعالیت داشته باشد، در این وضعیت شیرهای سه راهه کنترل جریان، مسیره‌های (۹ به ۷)، (۱۰ به ۱۲)، (۱ به ۳) و (۶ به ۴) را به یکدیگر مرتبط نموده و سیال عامل قادر خواهد بود از این مسیره‌ها عبور نماید.



شکل ۱- شماتیک کمپرسور جدید پیشنهادی

به طور مثال اگر پیستون در منتهی‌الیه سمت راست باشد، با ورود انرژی به محور کمپرسور، پیستون حرکت خود را از نقطه مرگ بالا به سمت نقطه مرگ پایین انجام خواهد داد. در این حالت با توجه به کاهش فشار در محفظه سیلندر a سمت راست، هوا از محیط و از طریق سوپاپ یکطرفه تعبیه شده در مسیر شماره ۹ به درون محفظه سیلندر جریان می‌یابد. همزمان با این حرکت در نقطه مقابل یعنی در محفظه سیلندر سمت چپ، هوای موجود متراکم گردیده و از طریق سوپاپ یکطرفه موجود در مسیر شماره ۳ به درون مخزن هوای فشرده c مجهز به منبع حرارتی تخلیه می‌شود. این وضعیت ادامه داشته تا اینکه پیستون به منتهی‌الیه سمت چپ برسد. اکنون با تغییر مسیر حرکت پیستون، در محفظه سیلندر b سمت

بکارگیری لوله گردابه مناسب قادر است، دمای هوای ورودی به کمپرسور را تا ۸/۳ درجه سلسیوس کاهش دهد، همچنین بالاترین حد صرفه‌جویی در انرژی برابر با ۲/۳ درصد در فشار ۶ بار بوده است.

اپوکو و همکاران [۲۶] در سال ۲۰۲۰ به تجزیه و تحلیل بازیافت انرژی هوای متراکم شده کمپرسور هوای فشرده جهت گرم کردن آب پرداخته‌اند. نتایج این پژوهش نشان می‌دهد با بکارگیری واحد بازیافت حرارت، آب گرم با دمای ۴۲ تا ۷۰ درجه سلسیوس به دست آمده و راندمان بازیافت حرارتی برابر با ۵۴/۵ درصد تعیین شده است. ویکرام و همکاران [۲۷] در سال ۲۰۲۰ به بررسی بهبود کارایی پیستون مایع با استفاده از مش سیمی فلزی مسی و آلومینیومی جهت ذخیره سازی هوای فشرده در یک فرآیند همدمای پرداخته‌اند. نتایج این پژوهش حاکی از آن است که در متراکم نمودن هوا از فشار اتمسفر به فشار ۲۸۰ کیلوپاسکال، حداکثر دما در محدوده‌ی ۲۶ تا ۳۲ کلوین بوده و بازده دما ثابت نیز در محدوده‌ی ۹۰-۸۸ درصد گزارش شده است.

عزیزی فر و همکاران [۲۸] به مدل‌سازی و بهینه‌سازی توان مصرفی یک سیستم هوای فشرده صنعتی دو مرحله‌ای پرداختند. توان مصرفی کمپرسورها به عنوان تابع هدف، بازده آیزنتروپیک کمپرسور مرحله‌ی اول و دوم، کارایی حرارتی خنک‌کن میانی و تولید آنتروپی در کمپرسورها به عنوان قیدهای حاکم بر مساله در نظر گرفته شده‌اند. نتایج آنها نشان داد که بهینه‌سازی صورت گرفته باعث کاهش توان مصرفی کمپرسورهای سیستم به طرز موثری شده است. خزعلی و همکاران [۲۹] به دسته بندی انواع سیستم ذخیره سازی انرژی هوای فشرده و بیان مزایا و معایب هریک پرداختند و یک سیستم ذخیره سازی انرژی هوای فشرده آدیباتیک را مدل‌سازی نمودند. نتایج کار آنها نشان داد که هرچند فرآیندهای شارژ و تخلیه سیستم، آدیباتیک فرض شده است، اما اختلاف نتایج شبیه‌سازی با داده‌های تجربی ناچیز است.

همانگونه که در بیشتر پژوهش‌های فوق ملاحظه می‌شود در مکانیزم‌های تولیدکننده و مصرف‌کننده هوای فشرده عموماً از ساختارهای سیلندر و پیستونی مجهز به میل لنگ و یا ساختار روتورهای دوار بدین منظور استفاده شده است. از آنجایی که امروزه افزایش بهره‌وری و کاهش تلفات امری بسیار حائز اهمیت است، لازم و ضروری است، تحقیقات گسترده‌تری

سیال مکانیکی یا الکتریکی در مسیر ورودی و خروجی سیلندر قابلیت تبدیل به یک موتور هوای فشرده جهت تولید توان را نیز دارد و لذا یک نوع موتور کمپرسور محسوب می‌شود.

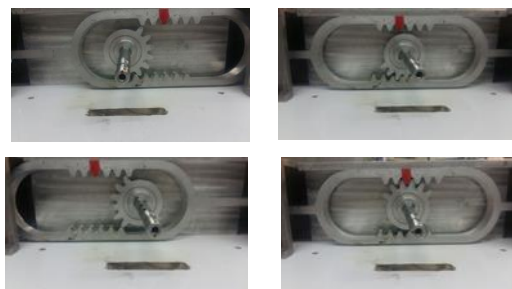
۱-۲- تشریح قطعات کمپرسور ساخته شده

این نوع کمپرسور از دو محفظه سیلندر پیستون دو طرفه با قطر پیستون ۷۱ میلی‌متر و کورس ۱۳۴ میلی‌متر در هر یک از سیلندرها، دو سرسیلندر، شیرها و سوپاپ‌های یکطرفه کنترل جریان سیال، مکانیزم انتقال توان نیم چرخ‌دنده و شانه‌ای، محور فولادی محرک، مخزن ذخیره هوای فشرده، منبع حرارتی و لوله‌های انتقال سیال تشکیل شده که در شکل ۳ نشان داده شده است.



شکل ۳- موتور کمپرسور در دو وضعیت مونتاژ و دیمونتاژ

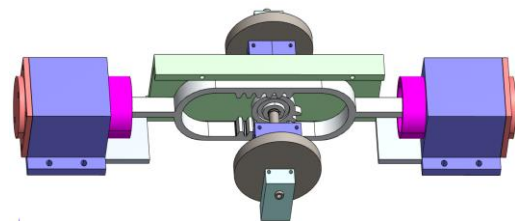
نیم چرخ‌دنده در حالت زاویه‌ای صفر تا ۱۸۰ درجه که یک پیستون در کورس تراکم و پیستون دیگر در کورس مکش قرار دارد با دنده شانه‌ای فوقانی درگیر بوده و در زاویه ۱۸۰ تا ۳۶۰ درجه با دنده شانه‌ای تحتانی در ارتباط است که وضعیت‌های مختلف درگیری آن در شکل ۴ نشان داده شده است.



شکل ۴- وضعیت‌های درگیری نیم چرخ‌دنده و شانه‌ای

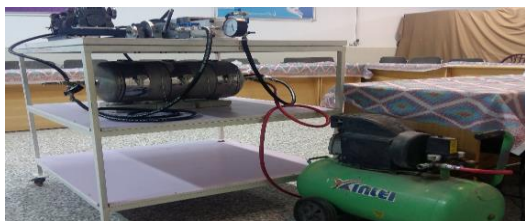
چپ کاهش فشار و در محفظه سیلندر a سمت راست افزایش فشار وجود خواهد داشت. با کاهش فشار در محفظه سمت چپ، هوا با عبور از سوپاپ یکطرفه تعبیه شده در مسیر شماره ۶ از محیط به درون سیلندر جریان یافته و هوای فشرده شده با عبور از سوپاپ یکطرفه تعبیه شده در مسیر شماره ۱۲ به درون مخزن هوای فشرده c مجهز به منبع حرارتی تخلیه می‌شود.

از مکانیزم نیم چرخ‌دنده و دنده شانه‌ای نیز جهت انتقال توان استفاده شده است که در شکل ۲ نشان داده شده است. در این ساختار، محور ورودی کمپرسور به محور نیم چرخ‌دنده و پیستون‌ها از طرفین به چرخ دنده‌شانه‌ای متصل می‌شود. در این مکانیزم در کورس تراکم یکی از پیستون‌ها، نیم‌چرخ‌دنده با دنده‌شانه‌ای فوقانی درگیر بوده و حرکت دورانی محور کمپرسور منجر به حرکت خطی پیستون و دنده‌شانه ای می‌شود. با رسیدن پیستون به انتهای کورس، نیم چرخ‌دنده همزمان از دنده شانه‌ای فوقانی جدا شده و با دنده شانه‌ای تحتانی درگیر می‌شود. در این وضعیت پیستون دیگر در ابتدای کورس تراکم قرار داشته و ادامه دوران محور کمپرسور موجب حرکت خطی پیستون و دنده شانه ای و بالتبع تولید هوای متراکم و ارسال به سمت مخزن ذخیره هوای فشرده می‌شود.



شکل ۲- مکانیزم انتقال توان

در کمپرسور پیشنهادی از نوع تک واحد ساده با بکارگیری یک مکانیزم، در هر دور گردش محور خروجی، دو کورس تراکم وجود دارد به عبارت دیگر این کمپرسور تک واحد معادل یک کمپرسور دو سیلندر رفت و برگشتی است. با توجه به اینکه میل لنگ، شاتون و سطوح اصطکاکی حذف و مکانیزم دنده شانه‌ای جایگزین شده است، میزان تلفات اصطکاکی و افت انرژی مسیر انتقال قدرت به حداقل رسیده و بالتبع کاهش توان اصطکاکی موتور را به همراه دارد؛ همچنین این کمپرسور با تعبیه نمودن شیرهای سه راهه و سوپاپ‌های کنترل جریان



شکل ۶- تجهیزات متعلق به موتور کمپرسور

یکی از کاربردهای پیشنهادی این موتور کمپرسور بکارگیری آن در خودروهای هیبریدی هوای فشرده است. به طوری که در وضعیتی که توان تولیدی موتور احتراقی مازاد بر نیاز خودرو بوده، یا در حالت سرآشویی و یا در وضعیت ترمزی، مکانیزم در وضعیت قالب یک کمپرسور وارد مدار شده و مخزن هوای فشرده را شارژ می‌نماید. از حرارت اتلافی آگزوز موتور احتراقی، فشار مخزن به حد فشار مورد نیاز افزایش یافته تا در زمان مورد نیاز، مکانیزم در وضعیت موتور تولید توان وارد سیستم تولید شود.

۳- معادلات و روابط در وضعیت کارکرد کمپرسور

۳-۱- تحلیل نمودار تئوری ترمودینامیکی

با توجه به پژوهش‌های انجام گرفته قبلی و با توجه به ساختار کمپرسور موجود، برای هر یک از سیلندرها، نزدیکترین سیکل ترمودینامیکی ذیل (شکل ۷) در هر کورس ۱۸۰ درجه‌ای متشکل از دو فرآیند فشار ثابت و دو فرآیند پلی‌تروپیک پیش بینی شده است [۲۵ و ۳۰]. با ورود انرژی از محور اصلی، در نقطه ۱، پیستون از نقطه مرگ بالا به سمت نقطه مرگ پایین حرکت می‌کند. در این وضعیت هوا از سوپاپ یکطرفه ورودی از محیط مکیده شده و به درون سیلندر راه می‌یابد و لذا می‌توان چنین فرض نمود که فشار درون سیلندر در طول فرآیند مکش با ورود هوای محیط به درون سیلندر ثابت باقی بماند. در فرآیند ۲-۳، پیستون از نقطه مرگ پایین به سمت نقطه مرگ بالا حرکت می‌کند و هوای ورودی طی یک فرآیند پلی-تروپیک متراکم می‌شود. در فرآیند ۳-۴، هوای موجود درون محفظه سیلندر تحت تراکم به صورت فشار ثابت به درون مخزن ذخیره هوای فشرده تخلیه می‌شود. با رسیدن پیستون به نقطه مرگ بالا، جهت حرکت پیستون معکوس شده و مجدداً پیستون به سمت نقطه مرگ پایین حرکت می‌کند. از آنجایی که مقداری فضا به عنوان حجم مرده در نظر گرفته شده، فرآیند

شعاع متوسط نیم چرخ‌دنده برابر با ۴۳ میلی‌متر در نظر گرفته شده و جرم قطعات متحرک دارای حرکت خطی برابر با ۳/۵ کیلوگرم اندازه‌گیری شده است.

شیرهای کنترل جریان در وضعیت کار به صورت کمپرسور، از نوع شیرهای مکانیکی یکطرفه ساده است (شکل ۵). شیرهای سه راهه، مسیر عبور جریان را در وضعیت‌های عملکرد سیستم در قالب کمپرسور و یا موتور تولید توان تعیین می‌نمایند.



شکل ۵- شیرها و سوپاپ‌های کنترل جریان

در این ساختار علاوه بر یک مخزن فولادی اصلی استوانه‌ای ۲۵ لیتری که هم به عنوان ذخیره ساز هوای متراکم و هم به عنوان منبع ورودی حرارت به سیستم جهت افزایش فشار در نظر گرفته شده است، یک مخزن ساده ۵۰ لیتری به صورت سری با مخزن اصلی در نظر گرفته شده است. به منظور شبیه‌سازی و تامین حرارت ورودی به مخزن جهت افزایش فشار کاری، بر روی جدار خارجی مخزن ذخیره هوای فشرده ۲۵ لیتری از تعدادی گرمکن الکتریکی استفاده شده است تا حرارت مورد نیاز را تامین نماید. جدار خارجی مخزن نیز با عایق کاری مناسب نسبت به اطراف محیط ایزوله خواهد بود. وضعیت قرارگیری قطعات موتور کمپرسور در شکل ۶ نشان داده شده است.



$$W_{4-1} = \frac{n}{n-1} P_4 V_4 \left(1 - \left(\frac{P_1}{P_4} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right) \quad (۴)$$

با توجه به قسمت‌های الف تا ت، کار مصرفی یک سیلندر کمپرسور در یک سیکل، برابر با مجموع کار روابط ۱ تا ۴ خواهد بود و توان خالص مصرفی توسط هر دو سیلندر و در وضعیتی که کمپرسور در دور ثابت R دوران داشته باشد، برابر خواهد بود با:

$$P_w = 2 \left(P_1 (V_2 - V_1) + \frac{n}{n-1} P_2 V_2 \left(\left(\frac{P_3}{P_2} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) + P_4 (V_3 - V_4) + \frac{n}{n-1} P_4 V_4 \left(1 - \left(\frac{P_1}{P_4} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right) \right) \times \frac{R}{60} \quad (۵)$$

با توجه به معلوم بودن مقادیر V_2 و V_4 که به ترتیب برابر با ۵۹۵ و ۶۰ سانتی‌متر مکعب بوده و با در نظر گرفتن دور محور کمپرسور که برابر با ۹۵ دور بر دقیقه است، توان تئوری مصرفی و سایر پارامترهای مرتبط از رابطه (۵) محاسبه شده است که در جدول شماره ۱ نشان داده شده است.

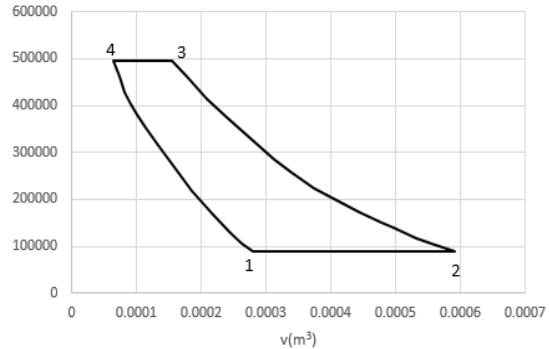
جدول ۱- پارامترهای محاسبه شده مرتبط با توان تئوری

P_3, kPa	V_1, cm^3	V_3, cm^3	W_{Total}, J	P_w, W
۵۰۰	۱۸۹	۱۸۹	۱۴۷/۵	۲۳۳/۵
۶۰۰	۲۰۰	۱۶۵	۱۶۵/۷	۲۶۲/۳
۷۰۰	۲۴۱	۱۴۸	۱۷۷/۵	۲۸۱
۸۰۰	۲۶۵	۱۳۴	۱۸۴/۳	۲۹۱/۷

۳-۳- استخراج معادلات مربوط به کمپرسور

جهت تعیین حداقل گشتاور مورد نیاز اعمال شده به شافت محور کمپرسور از قانون بقای انرژی استفاده می‌شود. با توجه به قانون بقای انرژی چنانچه فشار اولیه سیلندر را با P_1 و فشار سیلندر در هر لحظه را با P نشان دهیم، کار مصرف شده در فرآیند تراکم هر لحظه برابر است با $\int_{P_1}^P V dP$. همچنین مقداری انرژی صرف غلبه بر اصطکاک مابین پیستون و دیواره سیلندر گردیده که اندازه آن برابر با $\int_0^\theta 2\mu N r d\theta$ است که μ ضریب اصطکاک بین پیستون و دیواره سیلندر، N نیروی عمودی وارد بر دیواره سیلندر بوده و مقدار μN که به صورت تجربی به دست آمده است برابر با ۲۰۰ نیوتن است. r شعاع نیم چرخ

۴-۱ به عنوان انبساط هوای باقیمانده در فضای مرده و در وضعیت انبساط پلی‌تروپیک خواهد بود تا اینکه پیستون به نقطه ۱ یعنی شروع فرآیند مکش برسد.



شکل ۷- نمودار ترمودینامیکی وضعیت کمپرسور

۳-۲- استخراج توان تئوری مصرفی

محاسبه توان تئوری مصرفی کمپرسور با توجه به شکل ۷ به فرم زیر است:

الف: محاسبه کار مصرف شده در طی فرآیند ۱-۲:

$$W_{1-2} = P_1 (V_2 - V_1) \quad (۱)$$

که در آن P_1 فشار هوای محیط، V_1 حجم سیلندر در زمانی که هوا از محیط مکیده شده و به درون سیلندر جریان می‌یابد و V_2 حجم سیلندر در زمانی است که پیستون در انتهای نقطه مرگ پایین قرار دارد.

ب: محاسبه کار مصرف شده در بازه‌ی زمانی که شیرهای ورودی بسته هستند (فرآیند ۲-۳):

با توجه به اینکه فرآیند ۲-۳، یک فرآیند پلی‌تروپیک است کار مصرفی در این فرآیند از رابطه زیر (۲) به دست می‌آید [۳۰]:

$$W_{2-3} = \frac{n}{n-1} P_2 V_2 \left(\left(\frac{P_3}{P_2} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) \quad (۲)$$

که در آن n توان پلی‌تروپیک می‌باشد.

پ- محاسبه کار مصرف شده در طی فرآیند ۳-۴:

کار مصرف شده در این فرآیند فشار ثابت، برابر است با:

$$W_{3-4} = P_3 (V_3 - V_4) \quad (۳)$$

ت- محاسبه کار مصرفی در طی فرآیند ۴-۱:

جدول ۲- گشتاور متوسط مورد نیاز در فشارهای مختلف

P_{max}, kPa	θ_1, deg	θ_3, deg	$T_{av}, N.m$
۵۰۰	۵۷	۳۰۳	۹۸/۸
۶۰۰	۶۵	۳۱۱	۱۰۹/۹
۷۰۰	۷۳	۳۱۵	۱۱۷/۵
۸۰۰	۸۰	۳۱۹	۱۲۴/۵

در مکانیزم مورد بررسی، دنده شانه‌ای مستقیماً با نیم چرخ‌دنده در تماس است و جابجایی خطی دنده شانه‌ای (که برابر جابجایی پیستون است) برابر طول کمانی است که محل اتصال نیم چرخ‌دنده با دنده شانه‌ای، به اندازه آن می‌چرخد.

$$x = r\theta \quad (۸)$$

با توجه به رابطه (۸)، می‌توان حجم لحظه‌ای سیلندر بر حسب زاویه دوران محور کمپرسور را محاسبه نمود. موقعیت لحظه‌ای پیستون، x تعریف می‌شود و $x=0$ مربوط به موقعیت پیستون در زمانی است که سیلندر کمترین حجم را دارد. با توجه به ساختار مکانیزم، $x = 0.134 m$ مربوط به موقعیت پیستون در زمانی است که سیلندر بیشترین حجم را دارد. با توجه به روابط شماره (۶) و (۸)، اگر محور کمپرسور در حال دوران با سرعت زاویه‌ای ω باشد و ناگهان از حرکت باز ایستد، مقدار زاویه‌ای که محور کمپرسور دوران خواهد داشت تا متوقف شود برابر است با:

$$\theta = \frac{\frac{1}{2}\omega^2(mr^2 + I_0)}{2\mu Nr + \Delta PAr} \quad (۹)$$

در رابطه (۹)، ΔP اختلاف فشار لحظه‌ای محفظه سیلندرها و A سطح مقطع پیستون کمپرسور است.

۳-۴- رابطه توان مصرفی کمپرسور و دبی هوای تولیدی

ابتدا مقدار θ (زاویه محور کمپرسور) را در هنگامی که یکی از سیلندرها در کورس تراکم و دیگری در مکش است، برابر صفر در نظر می‌گیریم. حداکثر زاویه در انتهای کورس پیستون و برابر با π رادیان در نظر گرفته می‌شود. اکنون انرژی‌های مصرفی در طول کورس پیستون به شرح ذیل است:

الف- انرژی ورودی به محور کمپرسور برابر است با:

دنده که برابر میانگین شعاع درونی و بیرونی نیم چرخ‌دنده است و مقدار آن برابر با ۴۳ میلی‌متر در نظر گرفته شده است، θ زاویه محور (رادیان)، I_0 مجموع گشتاور لختی محور کمپرسور، نیم چرخ‌دنده و فلاپویل حول محور کمپرسور و برابر با $0.0134 kgm^2$ است.

مقداری از انرژی نیز صرف به حرکت در آوردن قطعات با حرکت خطی از جمله دنده شانه‌ای و پیستون‌ها و سایر قطعات دوار از جمله محور ورودی، فلاپویل و غیره خواهد شد که از رابطه $\int_0^v (m + \frac{I_0}{r^2}) v dv$ قابل محاسبه است [۳۱]. در نهایت از موازنه انرژی‌ها، میزان حداقل گشتاور مورد نیاز در محور ورودی کمپرسور بدست می‌آید که لازم است، تامین شود.

$$\int_0^\theta T d\theta = \int_{P_1}^P V dP + \int_0^v (m + \frac{I_0}{r^2}) v dv + \int_0^\theta 2\mu Nr d\theta \quad (۶)$$

که v سرعت خطی پیستون، T گشتاور مورد نیاز جهت به حرکت در آوردن محور و m مجموع جرم دو پیستون و دنده شانه‌ای و کلیه قطعاتی است که همراه با پیستون حرکت رفت و برگشتی دارد و مقدار آن در ساختار موجود برابر با $3/5$ کیلوگرم می‌باشد. با توجه به روابط $v = r\omega$ و $\omega = 2\pi n$ ، رابطه ۶ بصورت زیر بازنویسی می‌شود:

$$\int_0^{180} T d\theta = \frac{1}{2}(mr^2 + I_0)\omega^2 + 2\mu Nr\theta + P_1(V_2 - V_1) + \frac{n}{n-1}P_2V_2\left(\left(\frac{P_3}{P_2}\right)^{\frac{n-1}{n}} - 1\right) + P_4(V_3 - V_4) + \frac{n}{n-1}P_4V_4\left(1 - \left(\frac{P_1}{P_4}\right)^{\frac{n-1}{n}}\right) \quad (۷)$$

با حل رابطه ۷، مقادیر گشتاور متوسط مورد نیاز جهت گردش محور کمپرسور متناسب با زوایای نقاط ۱ و ۳ مطابق با نمودار تئوری فشار حجم در فشارهای مختلف استخراج شده که در جدول شماره ۲ نشان داده شده است.

با تقسیم رابطه انرژی مجموع (E) بر زمان لازم برای رسیدن پیستون از نقطه ۲ به ۴، توان مصرفی کمپرسور (P_{W1}) به دست می‌آید:

$$P_{W1} = \frac{E}{\int_{\theta_2}^{\theta_4} \frac{d\theta}{\omega}} \quad (19)$$

قطعاً توان مصرفی در این وضعیت بیشتر از توان مصرفی تئوری خواهد بود؛ زیرا اثرات اصطکاک، جرم و ممان اینرسی در این حالت در نظر گرفته شده است. از آنجایی که دبی تامین شده کمپرسور (Q) برابر است با:

$$Q = \frac{V_2 - V_4}{\int_{\theta_2}^{\theta_4} \frac{d\theta}{\omega}} \quad (20)$$

حال رابطه بین توان مصرفی کمپرسور و دبی حجمی سیال به صورت زیر دست می‌آید:

$$P_{W1} = \frac{E}{\frac{V_2 - V_4}{Q}} \quad (21)$$

با حل عددی رابطه ۲۱، مقادیر کار و توان مصرفی در فشارهای مختلف با احتساب پارامترهای موجود در شرایط واقعی به دست آمده که در جدول ۳ نشان داده شده است.

جدول ۳- میزان کار و توان مصرفی در فشارهای مختلف با احتساب پارامترهای موجود در شرایط واقعی

P_{max} , kPa	P_w , W	E , J	Q , m ³ /s
۵۰۰	۴۰۳/۸	۲۰۱/۹	۰/۰۰۱۰۷
۶۰۰	۴۴۰/۲	۲۲۰/۱	۰/۰۰۱۰۷
۷۰۰	۴۶۳/۸	۲۳۱/۹	۰/۰۰۱۰۷
۸۰۰	۴۷۷/۴	۲۳۸/۷	۰/۰۰۱۰۷

۴- تحلیل شماتیک موتور کمپرسور

در شکل ۸، شماتیک موتور کمپرسور به همراه اجزاء اصلی آن نشان داده شده است. در وضعیت اول، به منظور شارژ مخزن و قرارگیری در وضعیت کمپرسور، شیرهای ۱۳، ۱۷، ۴، ۲۹، ۱۰ و ۳۰ در وضعیت بسته و شیرهای ۱۴، ۱۸، ۳۲، ۳۳، ۳۴ و ۵ در وضعیت باز قرار می‌گیرند. با به حرکت درآمدن الکتروموتور ۲۷، انرژی از طریق گیربکس شماره ۲۶، پیستون مکانیزم ۱۶ به حرکت درآمد و هوای محیط از طریق شیرهای ۱۴ و ۱۸

$$E_1 = \int_0^{\theta} T d\theta \quad (10)$$

ب- انرژی جنبشی قطعات دوار در مکانیزم عبارتند از:

$$K_1 = \frac{1}{2} I \omega^2 \quad (11)$$

ج- انرژی جنبشی قطعات متحرک برابر است با:

$$K_2 = \frac{1}{2} m r^2 \omega^2 \quad (12)$$

د- کار مصرفی توسط پیستون‌ها:

$$E_2 = \frac{n}{n-1} P_4 V_4 \left(1 - \left(\frac{P_1}{P_4} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right) + P_1 (V_2 - V_1) \quad (13)$$

$$E_3 = \frac{n}{n-1} P_2 V_2 \left(\left(\frac{P_3}{P_2} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) + P_4 (V_3 - V_4) \quad (14)$$

ه- انرژی اتلافی بین پیستون و دیواره سیلندر:

$$E_4 = 2\mu N \Delta x = 2\mu N r \theta \quad (15)$$

اکنون انرژی خالص عبارتست از:

$$E = K_1 + K_2 - E_1 + E_2 + E_3 + E_4 = \frac{1}{2} I \omega^2 + \frac{1}{2} m r^2 \omega^2 - \int_0^{180} T d\theta + \frac{n}{n-1} P_4 V_4 \left(1 - \left(\frac{P_1}{P_4} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right) + P_1 (V_2 - V_1) + \frac{n}{n-1} P_2 V_2 \left(\left(\frac{P_3}{P_2} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) + P_4 (V_3 - V_4) + 2\mu N r \theta \quad (16)$$

با فرض ثابت بودن توان ورودی به محور کمپرسور رابطه ۱۶ به صورت زیر در خواهد آمد:

$$E = \frac{1}{2} I \omega^2 + \frac{1}{2} m r^2 \omega^2 - T \theta + P_1 (V_2 - V_1) + \frac{n}{n-1} P_4 V_4 \left(1 - \left(\frac{P_1}{P_4} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right) + P_4 (V_3 - V_4) + \frac{n}{n-1} P_2 V_2 \left(\left(\frac{P_3}{P_2} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) + 2\mu N r \theta \quad (17)$$

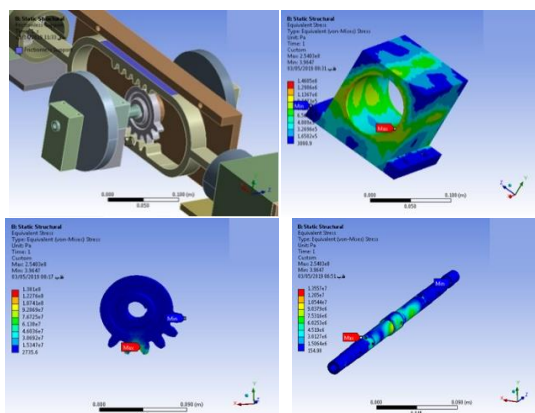
با توجه به رابطه $dt = \frac{d\theta}{\omega}$ مدت زمانی که پیستون از نقطه ۲ به ۴ می‌رسد؛ به صورت زیر به دست می‌آید:

$$t_{2-4} = \int_{\theta_2}^{\theta_4} \frac{d\theta}{\omega} \quad (18)$$

از خروجی شماره ۳۱ به عنوان مقسم خروجی از طریق یکی از دو شیر شماره ۲۹ و یا ۳۰ به سمت سوپاپ دوار مکانیکی جریان یافته و به درون محیط تخلیه می‌شود. با به حرکت درآمدن ساختار شماره ۱۶، کار تولیدی از طریق گیربکس شماره ۲۶ به ژنراتور شماره ۲۸ منتقل می‌شود تا بتوان از آن در جهت اندازه‌گیری توان تولیدی بهره برد. دور محور خروجی نیز از طریق دورسنج نوری شماره ۲۵ قابل اندازه‌گیری است. جهت تعیین نمودار فشار-حجم و بالتبع اندازه‌گیری توان داخلی موتور نیز از یک سنسور فشار از نوع پیزوالکتریک شماره ۲۱، انکودر شماره ۲۴، دیتالاگر شماره ۲۲ و پردازشگر شماره ۲۳ استفاده شده‌است و تغییرات لحظه‌ای فشار درون سیلندر نیز از طریق مانومتر شماره ۲۰ قابل مشاهده است.

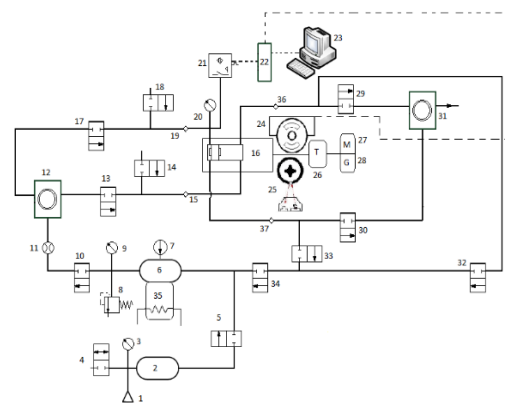
۵- تحلیل تنش در کلیه قطعات

کلیه قطعات موجود در مکانیزم در نرم افزار تحلیل تنش بارگذاری شده و مورد تحلیل تنش قرار گرفته است. نتایج تحلیل حاکی از آن است که حداکثر تنش اعمال شده در بین قطعات اصلی از جمله محور کمپرسور، نیم چرخ‌دنده، شانه‌ای، سیلندر و پیستون، مربوط به ناحیه نیم چرخ‌دنده و شانه‌ای می‌باشد که مقاوم سازی این ناحیه جهت مکانیزم انتقال توان ضرورت دارد. همان‌گونه که در شکل ۹ نشان داده شده است، بیشترین تنش در ناحیه دنده‌ها بوده است به طوری که با اعمال گشتاور ۶۰ نیوتن متر، مقدار تنش با توجه به مصالح بکارگرفته شده و ابعاد قطعات در طراحی برابر ۲۷۵ مگاپاسکال بوده که البته به مراتب کمتر از تنش تسلیم فولاد است که برابر با ۳۸۰ مگاپاسکال است.



از محیط کشیده شده و پس از عبور از سوپاپ‌های یکطرفه ۱۵ و ۱۹ به درون سیلندر راه می‌یابد. در کورس تراکم، هوای فشرده با عبور از سوپاپ‌های یکطرفه ۳۶ و ۳۷ با عبور از شیرهای ۳۲، ۳۳، ۳۴ و ۵ به درون مخازن ذخیره ۶ و ۲ هدایت می‌شود. با رسیدن فشار به فشار از پیش تعیین شده مخزن که توسط مانومتر ۳ و ۹ قابل رویت است، موتور الکتریکی خاموش شده و مکانیزم از حرکت باز می‌ایستد.

در وضعیت دوم شیرهای ۳۴ و ۱۰ در وضعیت بسته قرار گرفته و حرارت از طریق گرمکن‌های الکتریکی ۳۵ به سمت مخزن حرارتی سرازیر می‌شود و با افزایش دمای مخزن به دمای محاسباتی که از طریق ترمومتر ۷ اندازه‌گیری می‌شود، فشار مخزن افزایش یافته و به فشار کارکرد در وضعیت موتور خواهد رسید. بر روی محفظه مخزن نیز یک شیر اطمینان شماره ۸ تعبیه شده‌است. در وضعیت سوم، شیرهای شماره ۱۴، ۱۸، ۱۱، ۳۲ و ۳۳ بسته شده و شیرهای شماره ۱۳، ۱۷، ۲۹ و ۳۰ در وضعیت باز قرار می‌گیرند. به محض باز شدن شیر شماره ۱۰ به منظور فعال سازی ساختار، جریان سیال از مخزن به سمت فلومتر ۱۱ و سوپاپ دوار مکانیکی ورودی شماره ۱۲ به عنوان مقسم جریان ورودی هدایت می‌شود. این سوپاپ همانند سوپاپ خروجی، مجهز به یک زمان‌بندی از پیش تعریف شده بوده و به همراه محور خروجی دوران دارد. موقعیت سوپاپ دوار مکانیکی تعیین می‌کند جریان هوا به سمت یکی از دو شیر شماره ۱۳ و یا ۱۷ جریان یابد که در نهایت منجر به حرکت پیستون محرک خواهد شد.

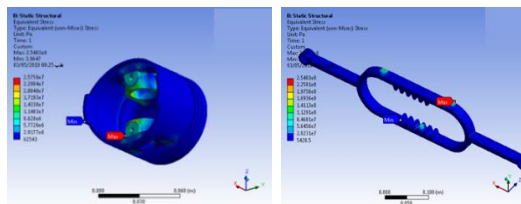


شکل ۸- شماتیک موتور کمپرسور جدید

هوای موجود در سمت دیگر محفظه سیلندر، با توجه به زمان‌بندی از پیش تعیین شده موتور در سوپاپ دوار مکانیکی



شکل ۱۰- برخی تجهیزات اندازه گیری



شکل ۹- تحلیل تنش قطعات اصلی

۶- مراحل انجام آزمایش و شرایط عملکرد

در موتور کمپرسور پیشنهادی، در ابتدا مکانیزم در وضعیت کمپرسور قرار گرفته و با یک موتور الکتریکی به حرکت درآمده و مخزن ذخیره هوای فشرده تا فشار از پیش تعیین شده در محدوده ۳۹۰ کیلوپاسکال و با دمای محیط شارژ می‌گردد. سپس گرمکن‌های الکتریکی که به منظور تامین حرارت مورد نیاز بکار گرفته شده‌اند، فعال شده و با ورود حرارت به مخزن و رسیدن دمای مخزن به دمای ۱۱۰ درجه سلسیوس، فشار مخزن افزایش یافته و قابل استفاده جهت تولید توان در مکانیزم موتور کمپرسور است. در نهایت مکانیزم در وضعیت موتور تولید توان قرار گرفته و هوای پرفشار موجود درون مخزن از طریق سوپاپ‌های دوار مکانیکی به درون سیلندرهای موتور هدایت شده و منجر به راه اندازی سیستم و تولید توان شده و محور خروجی را به حرکت در می‌آورد. در اندازه‌گیری پارامترهای مرتبط، از تجهیزات اندازه‌گیری از جمله: ولت سنج، آمپرسنج، مانومترهای فشار، دورسنج نوری، حرارت سنج، لیزری، کرنومتر، دبی سنج هوا، حسگر فشار، انکودر و دیتالاگر جهت ثبت و اندازه‌گیری داده‌ها، استفاده شده است که تعدادی از آنها در شکل ۱۰ نشان داده شده است.

۶-۱- استخراج نتایج تجربی کمپرسور

در موتور کمپرسور پیشنهادی، در ابتدا مکانیزم در وضعیت کمپرسور قرار گرفته تا دو مخزن بکار گرفته شده با دو ظرفیت ۲۵ و ۵۰ لیتری و در مجموع برابر با ۷۵ لیتر شارژ گردد (مخزن ۲۵ لیتری به عنوان مخزن دما بالا تعبیه شده و مخزن ۵۰ لیتری تنها به عنوان مخزن ذخیره پشتیبان در نظر گرفته شده است). در این وضعیت از یک موتور ژنراتور تک فاز ۲۲۰ ولت ۱/۵ اسب بخار از نوع سنکرون مجهز به یک گیربکس کاهنده سرعت استفاده شده است. دور موتور الکتریکی برابر با ۱۴۲۰ دور بر دقیقه بوده و از طریق یک کوپلینگ به گیربکس کاهنده از نوع کرانویل پینیون منتقل می‌گردد. خروجی گیربکس از طریق دو پولی یکسان با نسبت برابر به محور کمپرسور منتقل می‌گردد و مکانیزم با ۹۵ دور بر دقیقه به حرکت در می‌آید. هوا با وجود شیرها و سوپاپ‌های یکطرفه تعبیه شده در مسیر جریان گاز، از محیط با دمای ۲۹ درجه سلسیوس مکیده شده و سپس به درون مخازن ذخیره تخلیه می‌شود. هوا در ابتدا به درون مخزن کوچک وارد شده و سپس به سمت مخزن بزرگ هدایت می‌شود. نتایج تجربی به شرح جدول ۴ و نمودار تغییرات فشار مخزن بر حسب زمان نیز در شکل ۱۱ نشان داده شده است.

جدول ۴- پارامترهای اندازه‌گیری شده در کارکرد کمپرسور

فشار نسبی مخزن bar	زمان کارکرد sec	آمپر مصرفی A	وات مصرفی W
۱	۵۳	۲/۲	۴۴۸/۸
۲	۱۲۱/۵	۲/۴	۴۸۹/۶
۳	۲۰۰	۲/۶	۵۳۰/۴
۴	۳۱۷/۵	۲/۷	۵۵۰/۸
۵	۴۳۹	۲/۸	۵۷۱/۲



$$W_{in} = mRT \ln \frac{P_2}{P_1} \quad (23)$$

در نتیجه کار مصرفی در شرایط تئوری جهت رسیدن به فشار نسبی ۴ بار برابر با ۷۲/۵ کیلوژول است؛ همچنین با توجه به نتایج تجربی، انرژی مصرفی کمپرسور جهت رسیدن به فشار نسبی ۴ بار برابر با ۱۴۲/۶ کیلوژول است و این به منزله راندمان ۵۲ درصدی این نوع موتور کمپرسور در قالب کارکرد در وضعیت کمپرسور است.

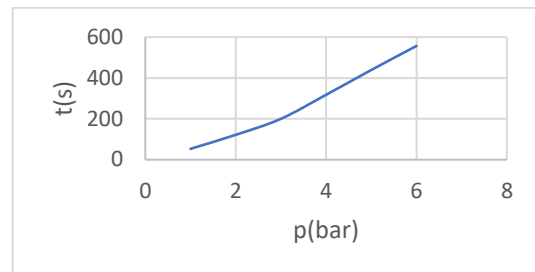
مخازن ذخیره هوای فشرده نیز بار دیگر با یک کمپرسور از نوع سیلندر و پیستونی با دبی هوای تولیدی ۲۰۰ لیتر بر دقیقه شارژ گردید. این نوع کمپرسور مجهز به یک موتور الکتریکی تک فاز ۲۲۰ ولتی با توان ۲ اسب بخار و با دور ۲۸۰۰ دور بر دقیقه جهت راه اندازی کمپرسور بوده است. این مدل کمپرسور پس از ۲۷۵ ثانیه کارکرد با صرف ۲۵۲ کیلوژول انرژی با رسیدن به فشار نسبی ۶ بار متوقف گردید. نتایج مشاهده شده با بکارگیری این نوع کمپرسور در جدول ۵ آورده شده است.

کمپرسور سیلندر و پیستونی با صرف انرژی ۲۵۲ کیلوژول توانست دو مخزن ذخیره را با حجم مجموع ۷۵ لیتر به فشار نسبی ۶ بار برساند. موتور کمپرسور جدید در وضعیت کارکرد در قالب کمپرسور توانست با صرف ۳۰۲ کیلوژول انرژی، مخزن ۷۵ لیتری را به این فشار برساند و قیاس نتایج حاکی از آن است که راندمان موتور کمپرسور جدید با توجه به انرژی مصرفی، در وضعیت کمپرسور برابر با ۸۳ درصد کمپرسور سیلندر و پیستونی است.

جدول ۵- پارامترهای اندازه گیری شده با بکارگیری

کمپرسور سیلندر پیستونی معمولی				
فشار مخزن bar	زمان کارکرد sec	آمپر مصرفی A	وات مصرفی W	انرژی مصرفی W
۱	۲۷	۳/۸۵	۸۴۷	۲۲/۹
۲	۶۲	۴/۲	۸۵۶/۸	۳۰
۳	۱۰۲	۴/۴	۸۹۷/۶	۳۵/۹
۴	۱۵۳	۴/۴	۸۹۷/۶	۴۵/۸
۵	۲۱۰	۴/۶۵	۹۴۸/۶	۵۴
۶	۲۷۵	۴/۸	۹۷۹/۲	۶۲/۶

۶	۵۵۷	۲/۹	۵۹۱/۶
---	-----	-----	-------



شکل ۱۱- تغییرات فشار مخزن بر حسب زمان در وضعیت کمپرسور

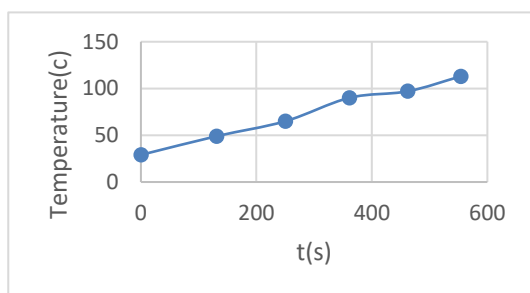
با فعالیت کمپرسور، هوای تخلیه شده از هر دو سیلندر به درون مخازن ذخیره شارژ شده و در نهایت پس از صرف ۲۸۱/۵ کیلوژول انرژی و رسیدن فشار مخزن به ۶ بار پس از ۱۰ دقیقه کارکرد متوقف می‌گردد. لازم به ذکر است در وضعیت کارکرد مکانیزم بصورت کمپرسور، جدار خارجی سیلندر و نیز مخازن ذخیره سازی هوای فشرده با هوای محیط در ارتباط بوده و همچنین حرارت حاصل شده در فرآیند تراکم هوا نیز به محیط دفع می‌شود و لذا می‌توان این فرآیند را دما ثابت در نظر گرفت. با توجه به داده‌های به دست آمده، انرژی مصرف شده جهت رسیدن مخزن به فشار نسبی ۴ بار که همان فشار از پیش تعیین شده در مخزن است برابر با ۱۴۲/۶ کیلوژول خواهد بود. قابلیت انجام کار یا انرژی موجود در سیال عامل ذخیره شده در مخازن به ظرفیت ۷۵ لیتر و در فشار نسبی ۵ بار از رابطه زیر قابل محاسبه خواهد بود [۳۲].

$$\psi = RT_0 \left(\ln \frac{P}{P_0} - \frac{P_0}{P} - 1 \right) \quad (24)$$

که مقدار انرژی هوا در این حالت برابر با ۵۴ کیلوژول بر کیلوگرم خواهد بود و از آنجایی که جرم سیال موجود در مخزن برابر با ۰/۵۲ کیلوگرم است و لذا مقدار انرژی در دسترس برابر با ۲۸ کیلوژول خواهد بود. از طرفی، انرژی مصرفی مکانیزم در وضعیت کارکرد کمپرسوری جهت رسیدن به فشار نسبی ۴ بار برابر با ۱۴۲/۶ کیلوژول بوده، بنابراین راندمان عملکرد برابر با ۱۹ درصد خواهد بود. حداقل کار مصرفی تئوری کمپرسور در وضعیت دما ثابت [۳۳] از رابطه زیر قابل محاسبه است.

جدول ۶- پارامترهای اندازه گیری شده

فشار	۴	۴/۲	۴/۴	۴/۶	۴/۸	۵
bar						
دمای	۲۹	۴۹	۶۵	۸۰	۹۷	۱۱۳
C						
زمان	۰	۱۳۱	۲۵۰	۳۶۱	۴۶۲	۵۵۴
sec						



شکل ۱۳- نمودار تغییرات دمای مخزن

۶-۳- استخراج نتایج تجربی موتور

در وضعیت موتوری و با توجه به ساختار موتور برای هر یک از سیلندرها، نزدیکترین سیکل ترمودینامیکی در هر کورس ۱۸۰ درجه ای متشکل از دو فرآیند فشار ثابت، دو فرآیند حجم ثابت و یک فرآیند آیزنتروپیک پیش بینی می شود.

پس از راه اندازی موتور، به منظور فراهم نمودن امکان آزمایش و ایجاد شرایط داده برداری از موتور جهت حصول نتیجه از تجهیزات اندازه گیری استفاده شده است. در این ساختار جهت اندازه گیری کار داخلی از نمودار حاصل شده از PV دیاگرام، بر روی سرسیلندر یک سنسور فشار از شرکت کیستلر^۱ آلمان و مدل 6613CA، بر روی محور خروجی یک سنسور تعیین موقعیت^۲ از شرکت آتونیک^۳ کره جنوبی مدل E50S8-3600-6-L-5 و یک دیتالاگر جهت ثبت داده ها استفاده شده که در شکل ۱۴ نشان داده شده است.

نتایج حاکی از آن است که در فشار نسبی مخزن ۴ بار، دور موتور در محدوده دور ۱۳۰ دور بر دقیقه قرار گرفت. تولیدی داخلی کل موتور که از طریق دیتالاگر در دسترس قرار گرفت، در این دور برابر با ۴۴۵ وات بود. توان تولیدی با عبور از مکانیزم نیم چرخ دنده و شانه ای، از مکانیزم چرخ تسمه تعبیه

۶-۲- تغییرات فشار درون مخزن با ورود حرارت

در ساختار پیش بینی شده، جهت مخزن دما بالا از یک مخزن ۲۵ لیتری فولادی استفاده شده است که بر روی جدار خارجی آن گرمکن های الکتریکی کمربندی تعبیه شده است تا با ورود حرارت به مخزن، فشار آن را افزایش داده تا به فشار مورد نظر برسد. با قرارگیری فشار مخزن به فشار ۴ بار، حرارت از طریق گرمکن های الکتریکی به مخزن سرازیر می شود. این حرارت با فعال شدن دو گرمکن ۲۲۰ ولت الکتریکی ۱۶۰۰ وات استوانه ای تامین گردید. مخزن مذکور با استفاده از عایق حرارتی پشم سنگ نسبت به محیط اطراف عایق شده و جدار خارجی عایق حرارتی نیز با استفاده از بلوک های آجری نسبت به محیط عایق شده اند (شکل ۱۲).



شکل ۱۲- حالت ورود حرارت به مخزن

با بکارگیری دو گرمکن الکتریکی ۲۲۰ ولتی، توان مصرفی جهت تامین حرارتی برابر با ۳/۲ کیلووات و انرژی مصرفی در بازه زمانی فعالیت آن برابر با ۱۸۲۸ کیلوژول بوده است. با توجه به نتایج تجربی، انرژی مصرف شده جهت رسیدن فشار مخزن از فشار مطلق ۱ بار به فشار ۵ بار برابر با ۱۶۳/۵ کیلوژول است، در حالی که انرژی مصرف شده جهت رسیدن فشار مخزن از فشار ۱ بار به فشار ۴ بار برابر با ۹۸/۸ کیلوژول است. نسبت این دو انرژی نشانگر میزان صرفه جویی در انرژی مصرفی و بالتبع افزایش راندمان عملکرد خواهد بود؛ بنابراین بکارگیری حرارت از منابع اتلافی جهت افزایش فشار مخزن منجر به افزایش راندمان حدود ۶۰ درصدی خواهد شد. نتایج تغییرات فشار بر حسب زمان استخراج در جدول ۶ آمده و در شکل ۱۳ نیز نشان داده شده است.

³ Autonics

¹ Kistler

² Rotary encoder

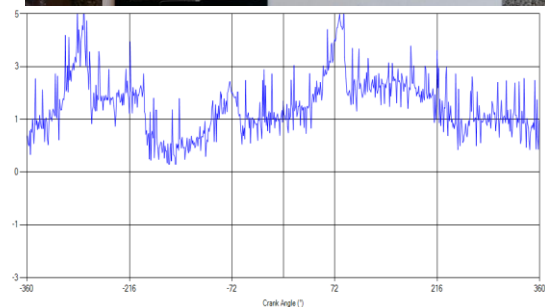
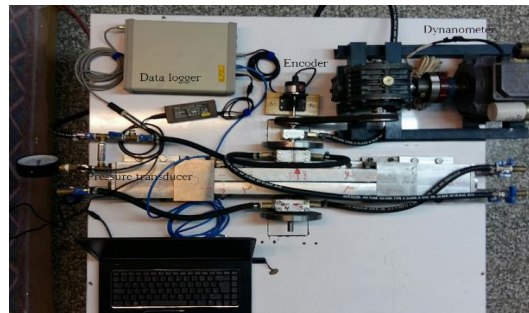
در حالی که موتور جدید در قالب کمپرسور با صرف ۲۸۱/۵ کیلوژول انرژی، توانست مخزن را به این فشار برساند که حاکی از آن است که راندمان کمپرسور جدید با توجه به انرژی مصرفی برابر با ۸۳ درصد کمپرسور سیلندر و پیستونی میل-لنگدار است. با توجه به نتایج به دست آمده این نوع مکانیزم دارای نتایج قابل قبولی از نظر راندمان و انرژی است و با بهینه-سازی متعلقات می‌تواند جایگزین مناسبی برای ساختار سیلندر و پیستونی معمول باشد.

ب- انرژی مصرف شده جهت رسیدن فشار مخزن از فشار مطلق ۱ بار به فشار ۵ بار برابر با ۱۶۳/۵ کیلوژول می‌باشد، در حالی که انرژی مصرف شده جهت رسیدن فشار مخزن از فشار ۱ بار به فشار ۴ بار برابر با ۹۸/۸ کیلوژول است. نسبت این دو انرژی نشانگر میزان صرفه‌جویی در انرژی مصرفی و بالتبع افزایش راندمان عملکرد خواهد بود، بنابراین بکارگیری حرارت از منابع اتلافی جهت افزایش فشار مخزن منجر به افزایش راندمان حدود ۶۰ درصدی خواهد شد.

۸- مراجع

- [1] Quaschnig VV (2019) Renewable energy and climate change. Wiley-Blackwell, Hoboken, New Jersey, 2nd edition.
- [2] Child M, Kemfert C, Bogdanov D, Breyer C (2019) Flexible electricity generation, grid exchange and storage for the transition. Renewable Energy (RE) 139:80–101.
- [3] Creutzig F, Breyer C, Hilaire J, Minx J, Peters Glen J, Socolow R (2019) The mutual dependence of negative emission technologies and energy systems. Energy & Environ. Sci. 6:1805–1817.
- [4] Letcher T (2019) Storing electrical energy. In Managing Global Warming. An Interface of Technology and Human Issues; Academic Press: New York, NY, USA, pp. 365–377.
- [5] Denholm P and Mai T (2019) Timescales of energy storage needed for reducing renewable energy curtailment. Renewable Energy 130:388–399.
- [6] Zakeri B and Syri S (2015) Electrical energy storage systems: A comparative life cycle cost analysis. Renew. and Sust. Energy Rev. 42: 569–596.
- [7] Amirlatifi A, Vahedifard F, Degtyareva M, Turner R, Sullivan B, Santra R, Esposito R (2021) Reusing abandoned natural gas storage sites for compressed air energy storage. J. Environ. Geotech. 8(1): 55–68.
- [8] Li Y, Miao S, Yin B, Yang W, Zhang S, Luo X, Wang J (2019) A real-time dispatch model of caes with considering the part-load characteristics and the

شده بر روی محور خروجی موتور به گیربکس افزاینده دور منتقل گردید. در نهایت محور خروجی گیربکس، به عنوان محرک ژنراتور خواهد بود. با به حرکت درآمدن ژنراتور ۲۲۰ ولتی، توان الکتریکی معادل ۲۳۷ وات در دسترس قرار گرفت. راندمان از نسبت توان خروجی به توان داخلی برابر با ۲۷ درصد تعیین گردید



شکل ۱۴- تجهیزات الکترونیکی جهت ثبت دیتاها و نمونه نمودار استخراج شده

۷- نتیجه‌گیری

الف- در وضعیت تجربی، مقدار انرژی مصرف شده جهت رسیدن مخزن به فشار نسبی ۴ بار که همان فشار از پیش تعیین شده در مخزن است برابر با ۱۴۲/۶ کیلوژول است. در حالی که مقدار انرژی موجود در مخزن در این شرایط برابر با ۲۸ کیلوژول خواهد بود، لذا راندمان عملکرد که از نسبت این دو بدست می‌آید برابر با ۱۹ درصد است.

همچنین حداقل کار مصرفی تئوری کمپرسورها در وضعیت دما ثابت جهت رسیدن به فشار نسبی ۴ بار برابر با ۷۲/۵ کیلوژول است و این به منزله راندمان ۵۱ درصدی این ساختار در قالب کارکرد در وضعیت کمپرسور می‌باشد. در وضعیت شارژ مخازن با کمپرسور سیلندر و پیستونی معمولی، با صرف انرژی ۲۵۲ کیلوژول مخازن به فشار نسبی ۶ بار رسید،

- simulation of a reciprocating compressor with non-conventional crank mechanism. *Energy Proc.* 126:1139–1146.
- [23] He Y, Xing L, Zhang Y, Zhang J, Cao F, Xing Z (2018) Development and experimental investigation of an oil-free twin-screw air compressor for fuel cell systems. *Appl. Therm. Eng.* 17:1359-4311.
- [24] Wiratkasem K, Pattana S, Tippayawong KY, Tippayawong N (2020) Developing the high energy performance standards for oil-injected air-cooled screw air compressor for Thailand. *Energy Rep.* 6:617-621.
- [25] Anan T, Pongsakorn K, Phadungsak R, Ratthasak P (2020) Experimental investigation of vortex tube for reduction air inlet of a reciprocating air compressor. *Case Stud. in Therm. Eng.* 19:100617.
- [26] Opokua R, Sekyerea Charles KK, Ackumey S, Abotsid Obed YW, Kizitod JP (2020) Exergoeconomic analysis of staggered tube cross-flow heat recovery unit incorporated into industrial air-compressor for process water heating. *Energy Conv. and Manag. X* 7:100055.
- [27] Vikram CP, Jun L, Paul IR (2020) Efficiency improvement of liquid piston compressor using metal wire mesh for near-isothermal compressed air energy storage application. *J. Energy Stor.* 28:101226.
- [۲۸] عزیزی فر شهرام و بعنونی سالم (۱۳۹۶) مدل‌سازی و بهینه‌سازی سیستم هوای فشرده صنعتی با متغیرهای واقعی کارایی در مناطق گرمسیر. نشریه مهندسی مکانیک دانشگاه تبریز ۴۷(۱): ۱۸۹-۱۹۷.
- [۲۹] خزعلی مجید و کعبی نژادیان عبدالرزاق (۱۳۹۸) مطالعه‌ای بر سیستم ذخیره سازی انرژی هوای فشرده، مجله علمی مهندسی مکانیک ۱۳۲: ۹۷-۵۹.
- [30] Cengel YA and Bolles MA (2019) *Thermodynamics: an engineering approach*. 9th Edition, McGraw Hill Book Company, New York.
- [31] Norton RL (2007) *Design of machinery*, MC Graw-Hill. Third edition.
- [32] Liu CM, Wang YW, Sung CK, Huang CY (2017) The Feasibility Study of Regenerative Braking Applications in Air Hybrid Engine. *Appl. Energy*, *Energy Proce.* 105:4242 – 4247.
- [33] He W and Wang J (2018) Optimal selection of air expansion machine in Compressed Air Energy Storage. *Renewable and Sust. Energy Rev.* 87:77–95.
- power regulation uncertainty. *International J. Electric. Power and Energy Sys.* 105: 179–190.
- [9] Akinyele DO and Rayudu RK (2014) Review of energy storage technologies for sustainable power networks. *Sust. Energy Tech. and Assess.* 8: 74–91.
- [10] Malekan M, Khosravi A, Zhao X (2019) The influence of magnetic field on heat transfer of magnetic nanofluid in a double pipe heat exchanger proposed in a small-scale caes system. *Appl. Therm. Eng.* 146:146–159.
- [11] Mishra KR and Sugandh G (2016) Study about engine operated by compressed air (C.A.E): a pneumatic power source. *IOSR J. Mech. and Civil Eng.* 11: 99-103.
- [12] Lee CY and Zhao M (2011) Pneumatic regenerative engine braking technology for buses and commercial vehicles. *SAE Int. J. Engines* 4(3):2687-2698.
- [13] Cai ML, Kawashima K, Kagawa T (2006) Power assessment of flowing compressed air. *J. Fluids Eng.* 128:402-405.
- [14] He W and Wang J (2018) Optimal selection of air expansion machine in compressed air energy storage. *Renewable and Sust. Energy Rev.* 87:77–95.
- [15] Fang Y, Lu Y, Yu X, Roskilly AP (2018) Experimental study of a pneumatic engine with heat supply to improve the overall performance. *Appl. Therm. Eng.* 134:78-85.
- [16] Verma SS (2013) Latest developments of a compressed air vehicle: a status report. *Global J. Res. in Eng.* 13(1):1-10.
- [17] Wasbari F, Bakar RA, Gan LM, Tahir MM, Yusoff AA (2017) A review of compressed-air hybrid technology in vehicle system. *Renewable and Sust. Energy Rev.* 67:935-953.
- [18] Tammam B, Rafic Y, Adrian I, Jean P (2012) A new hybrid pneumatic combustion engine to improve fuel consumption of wind–diesel power system for non-interconnected areas. *Appl. Energy* 96:459–476.
- [19] Chi-Min L, Chin-Lun H, Cheng-Kuo S, Chih-Yung H (2016) Performance analysis of a two-stage expansion air engine. *Energy* 115:140-148.
- [20] Yidong F, Yiji L, Xiaoli Y, Roskilly AP (2018) Experimental study of a pneumatic engine with heat supply to improve the overall performance. *Appl. Therm. Eng.* 134:78-85.
- [21] Bravo R, De Negri VJ, Oliveir AA (2018) Design and analysis of a parallel hydraulic–pneumatic regenerative braking system for heavy-duty hybrid vehicles. *Appl. Energy* 225:60–77.
- [22] Massimo C and Bonaventura G (2017) Experimental analysis and thermo-fluid-dynamic