

شبیه سازی ترمودینامیکی کمپرسورهای رفت و برگشتی گاز طبیعی دو طرفه

محمود فرزانه گرد^۱، حسین خوش نظر^۲

^۱ شاهرود، دانشگاه صنعتی شاهرود، mahmood.farzaneh@yahoo.co.uk

^۲ شاهرود، دانشگاه صنعتی شاهرود، h_khoshnazar@yahoo.com

چکیده

ظرفیت از پیش تعیین شده در چند مرحله کنترل می شود و دبی جرمی آن مشخص می باشد. در این روش، از کنترل ظرفیت بوسیله بی بار کننده های سوپاپ و حجم مرده استفاده می شود. در روش کنترل ظرفیت پیوسته، ظرفیت کمپرسور بطور پیوسته کنترل می شود. جریان برگشتی، جریان کنارگذر و تنظیم سرعت از روشهای متداول در این روش کنترل ظرفیت می باشد. در روش ترکیبی، از ترکیب روش های پله ای و پیوسته استفاده می شود.

بررسی آزمایشگاهی در تحقیقات معمولاً زمانبر و هزینه بر می باشند به همین دلیل در دهه های اخیر از شبیه سازی کامپیوتری به عنوان روشی سریع و اقتصادی برای طراحی کمپرسور، پیش بینی کارایی و رفتار کمپرسور استفاده می شود. شبیه سازی های توسعه داده بصورت سه (۳)، دو (۴)، یک (۵) و صفر بعدی می باشد.

در شبیه سازی های سه، دو و یک بعدی از معادلات بقای جرم، انرژی و اندازه حرکت برای شبیه سازی مورد استفاده قرار می گیرد (۶). این مدلسازی بدلیل پیچیده بودن، بخصوص در سه و دو بعدی بدلیل استفاده از معادلات توربولانس (۳-۴)، کمتر برای بهینه سازی و ارزیابی کمپرسور مورد استفاده قرار می گیرد (۷). به همین دلیل از معادله اندازه حرکت در شبیه سازی صرف نظر می شود و فقط اجزا با حجم بزرگ کمپرسور مثل، محفظه ورودی، خروجی و سیلندر در شبیه سازی وارد می شود و از لوله ها صرف نظر می شود. با حذف معادله اندازه حرکت، هر حجم را می توان با یک دما و فشار مجزا نشان داد (۶). بنابراین معادلات از حالت معادلات دیفرانسیل جزئی (PED) به معادلات دیفرانسیل معمولی (ODE) تبدیل می شود. در این روش از معادلات قانون اول ترمودینامیک و بقای جرم برای شبیه سازی مورد استفاده قرار می گیرد. به همین دلیل به آن شبیه سازی صفر بعدی یا ترمودینامیکی می گویند که توسط محققان زیادی مورد استفاده قرار گرفته است.

فرزانه گرد و همکاران (۸) با در نظر گرفتن محفظه سیلندر به عنوان حجم کنترل، پارامترهای طراحی کمپرسورهای رفت و برگشتی گاز طبیعی را بهینه کردند. الحاح و همکاران (۹) نیز با در نظر گرفتن محفظه سیلندر، کمپرسور دو مرحله ای با سوپاپ های شکسته را شبیه سازی کردند. جیانگ و ویرانگ (۱۰) کمپرسور با کنترل ظرفیت پیوسته را شبیه سازی و با نتایج آزمایشگاهی مقایسه کردند.

در این مقاله شبیه سازی ترمودینامیکی کمپرسورهای رفت و برگشتی گاز طبیعی دو طرفه توسعه داده شد. برای این مدلسازی، از معادله حرکت پیستون، معادله دینامیکی سوپاپ، و معادله دبی جرمی از درون ارفیس و سوپاپ ها استفاده شده است. برای این کار، حجم های کنترل، شامل محفظه ورودی، محفظه خروجی، و محفظه های سیلندر با معادلات بقای جرم و انرژی مورد بررسی قرار گرفته است. نتایج مدل با نتایج تجربی محققان گذشته مقایسه و اعتبار بخشی گردید. در ادامه کمپرسور رفت و برگشتی گاز طبیعی دو طرفه با سیستم کنترل ظرفیت پله ای مدلسازی شد. همچنین تحلیل انرژی برای این کمپرسور نیز انجام شد. نتایج نشان می دهد که تخریب انرژی در محفظه ورودی در حالت یک طرفه بیشتر از حالت دو طرفه می باشد. همچنین تخریب انرژی به واحد جرم در حالت یک طرفه بیشتر از دو طرفه می باشد.

واژه های کلیدی

کمپرسورهای رفت و برگشتی، شبیه سازی ترمودینامیکی

۱- مقدمه

کمپرسورهای رفت و برگشتی از مهمترین و قدیمی ترین ماشین ها می باشد که طی سالیان طولانی برای مقاصد صنعتی و خانگی مورد استفاده قرار گرفته است. این کمپرسورها، گازهای مختلف را در بازه عملیاتی گسترده فشرده می سازد. در فرایندهای صنعتی هزینه انرژی مهمترین قسمت هزینه عملیاتی می باشد. بنابراین بررسی کمپرسورهای رفت و برگشتی برای کاهش توان مصرفی و انرژی مهم می باشد.

در فرایندهای صنعتی، دبی جرمی واقعی با توجه به تغییرات جریان، دما، فشار و ترکیبات گاز تغییر می کند. بنابراین کمپرسورها باید انعطاف پذیری لازم برای تامین دبی جرمی مورد نیاز با توجه به تغییرات شرایط فرایندی را داشته باشد. همچنین ظرفیت کمپرسورها بزرگتر از ظرفیت محاسبه شده کمپرسور می باشد، تا بتواند دبی جرمی بیشینه احتمالی را فشرده سازد. معمولاً ۶۰٪ تا ۸۵٪ درصد ظرفیت طراحی در حالت نرمال عملیاتی مورد استفاده قرار می گیرد (۱). سیستم های کنترل ظرفیت به سیستم پله ای، پیوسته و ترکیبی وجود دارد (۲). در روش پله ای، ظرفیت کمپرسور توسط

$$V_{cv}(\theta) = V_0 \dots + \frac{\pi D^2}{4} \left(r(1 - \cos \theta) + l \left[1 - \sqrt{1 - (r/l)^2 \sin^2 \theta} \right] \right) \quad (1)$$

۲-۲- خواص ترمودینامیکی حجم کنترل

معادله بقای جرم برای حجم کنترل بر حسب زاویه لنگ بصورت زیر نوشته می شود.

$$\frac{dm_{cv}}{d\theta} = \frac{dm_i}{d\theta} - \frac{dm_e}{d\theta} \quad (2)$$

که $dm_i/d\theta$ و $dm_e/d\theta$ دبی جرمی ورودی و خروجی از حجم کنترل بر حسب زاویه لنگ می باشد.

قانون اول ترمودینامیک برای حجم کنترل با در نظر گرفتن گاز بصورت ایده آل بر حسب زاویه لنگ بصورت زیر نوشته می شود.

$$\frac{dT_{cv}}{d\theta} = \frac{1}{m_{cv} C_{v,cv}} \left\{ \frac{dQ_{cv}}{d\theta} + C_{p_i} T_i \frac{dm_i}{d\theta} \dots - p_{cv} \frac{dV_{cv}}{d\theta} + C_{p_{cv}} T_{cv} \frac{dm_e}{d\theta} - C_{v_{cv}} T_{cv} \frac{dm_{cv}}{d\theta} \right\} \quad (3)$$

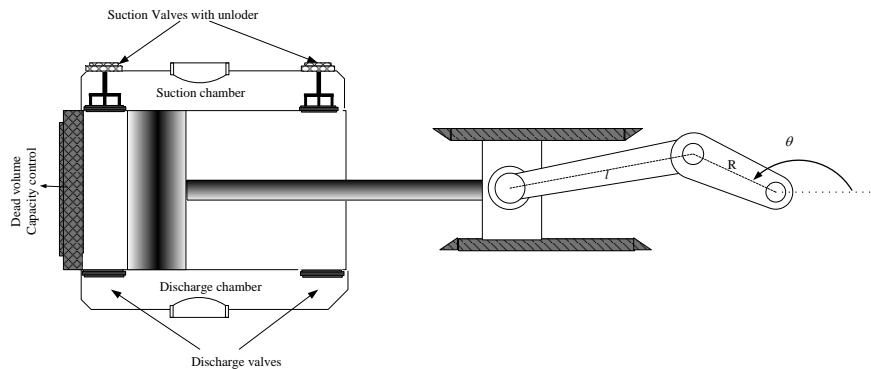
Q_{cv} انتقال حرارت در حجم کنترل می باشد، که برای محفظه سیلندر از روشی که در مرجع (۸) توضیح داد شده است، محاسبه می شود. برای محفظه ورودی و خروجی، بدلیل ثابت بودن حجم کنترل، کار صفر می باشد. همچنین این محفظه ها را آدیاباتیک فرض می کنیم.

۳-۲- معادله دبی جرمی سوپاپ

معادله دبی جرمی ورودی به محفظه ورودی و دبی جرمی خروجی از محفظه خروجی را می توان بر حسب جریان جرمی گاز برای جریان تراکم ناپذیر از ارفیس نوشته شود (۱۵).

$$\frac{dm}{d\theta} = \frac{1}{\omega} \alpha \rho_{up} A \left(\frac{2(p_{up} - p_{down})}{\rho_{up}} \right)^{1/2} \quad (4)$$

که α رابطه نیمه تجربی می باشد که برای چسبندگی و واگرایی بعد از جدایش در نظر گرفته می شود. وقتی سوپاپ ها باز باشند، معادله فوق برای سوپاپ ها نیز قابل استفاده می باشد.



شکل ۱: شکل شماتیک کمپرسور رفت برگشتی دو طرف

علاوه بر قانون اول ترمودینامیک، از قانون دوم ترمودینامیک در مطالعه کمپرسور برای تعیین منابع برگشت ناپذیری سیستم مورد استفاده قرار گرفته است. تحلیل انرژی برای کمپرسورهای رفت و برگشتی یک طرفه سیستم سرمایه برای تعیین بازده قانون دوم توسط مک گورن و هرت (۱۲ و ۱۱) انجام شد. پرز-سگارا و همکاران (۱۳)، اتلاف انرژی بدلیل انتقال حرارت در لوله ورودی و خروجی و محفظه سیلندر برای کمپرسور هرمتیک سیستم سرمایه را محاسبه کردند.

با توجه به بررسی مطالعات گذشته، کمپرسور گاز طبیعی دو طرفه با کنترل ظرفیت پله ای مورد بررسی قرار نگرفته است. برای این منظور، از شبیه سازی ترمودینامیکی برای مطالعه کمپرسور رفت و برگشتی باسیال گاز طبیعی، با استفاده از معادلات بقای جرم، انرژی برای حجم های کنترل شامل محفظه های ورود/خروج و سیلندر مورد استفاده قرار گرفته است. بعلاوه از معادلات حرکت پیستون، دینامیک سوپاپ ها و دبی جرمی در ارفیس و سوپاپ ها برای شبیه سازی استفاده شده است. همچنین تحلیل انرژی سیستم نیز در ادامه انجام شد.

۲- معادلات حاکم

از معادلات بقای جرم و قانون اول ترمودینامیک در شبیه سازی ترمودینامیکی (صفر بعدی)، برای محاسبه خواص ترمودینامیکی مورد استفاده قرار گرفته شده است. در این رویکرد، بدلیل حذف معادله اندازه حرکت، از توزیع دما و فشار در حجم های کنترل صرف نظر شده است و سیستم شبه-پایا می باشد (۶).

با توجه به شکل ۱، کمپرسور یک مرحله ای دو طرفه با محفظه ورود/خروج برای شبیه سازی مورد استفاده قرار گرفته شده است. برای شبیه سازی، مدل شامل، محفظه های سیلندر، محفظه ای ورود/خروج، مکانیزم حرکت پیستون، و سوپاپ های ورود/خروج می باشد.

۲-۱- حرکت مکانیکی

حرکت دورانی موتور توسط میل لنگ و شاتون به حرکت رفت و برگشتی تبدیل می گردد (۱۴)

۲-۴- معادله دینامیکی سوپاپ

برای شبیه سازی دینامیک سوپاپ ها، صفحه سوپاپ و فنر ها با جرم معادل، را یک سیستم جرم-فنر با یک درجه آزادی در نظر می گیریم (۱۶). صفحه سوپاپ بین نشیمن گاه ($x=0$) و محدود کننده ($x=x_{max}$) حرکت می کند. بنابراین معادله حرکت سوپاپ بصورت زیر نوشته می شود (۱۶).

$$M\omega^2 \frac{d^2x}{d\theta^2} + kx = C_f A_f (p_{up} - p_{down}) \quad (5)$$

که A_f مساحت سطح عبور جریان و C_f ضریب نیرو می باشد که با جابجایی سوپاپ تغییر می کند و از روش ارائه شده در مرجع (۸) محاسبه می شود.

۲-۵- تحلیل انرژی

برای محفظه سیلندر که با محیط تبادل جرم و انرژی دارد، معادله انرژی سیستم بر حسب زاویه لنگ بصورت زیر نوشته می شود (۱۷).

$$\frac{d\Xi}{d\theta} = \left(1 - \frac{T_0}{T_{cv}}\right) \frac{dQ}{d\theta} - (p_{cv} - p_0) \frac{dV_{cv}}{d\theta} \dots + \frac{dm_i}{d\theta} b_i - \frac{dm_e}{dt} b_e - \frac{d\Xi_d}{d\theta} \quad (6)$$

که

$$b = h - h_0 - T_0(s - s_0) \quad (7)$$

با انتگرالگیری از معادله بالا در یک سیکل و با توجه به این واقعیت که انتگرال عبارت سمت چپ معادله در یک سیکل صفر می باشد (۱۸)،

$$\Xi_d = \int_0^{2\pi} \left(1 - \frac{T_0}{T_{cv}}\right) \frac{dQ}{d\theta} d\theta - \int_0^{2\pi} (p_{cv} - p_0) \frac{dV_{cv}}{d\theta} d\theta \dots + \int_0^{2\pi} \frac{dm_i}{d\theta} b_i d\theta - \int_0^{2\pi} \frac{dm_e}{d\theta} b_e d\theta \quad (8)$$

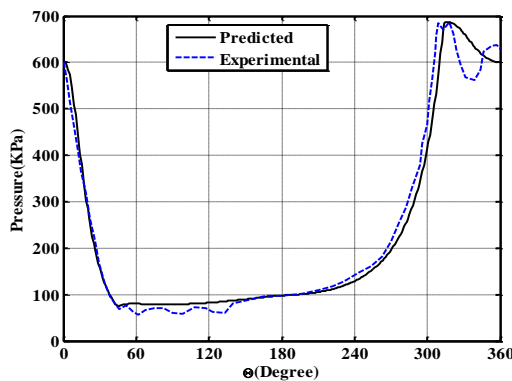
برای محاسبه نرخ انرژی تخریب شده، معادله بالا را بر زمان یک سیکل تقسیم می کنیم. برای محفظه مکش و دهش از معادله بالا، با حذف عبارت های انتقال حرارت و کار استفاده می شود.

۳- نتایج

برای حل معادلات دیفرانسیل حاصل از مدل سازی، از روش رانج-کوتا مرتبه ۴ استفاده شد. در شکل ۲، مدل سازی توسعه داده شده در این مقاله برای کمپرسور هوای یک مرحله ای یک طرفه اعمال شده و نتایج آن با نتایج سان و رن (۱۸) مقایسه شده است.

مشخصات کمپرسور استفاده شده در این مطالعه در جدول ۱ آورده شده است. این کمپرسور دوطرفه و سیال آن نیز گاز طبیعی، با ترکیب درصد مولی، متان ۲۸/۷٪، اتان ۱۹/۳۲٪، پروپان ۴۴/۱٪ و بوتان ۷/۸۸٪ می باشد. این کمپرسور دارای کنترل ظرفیت چهار پله

ای، ۰٪، ۵۰٪، ۷۵٪ و ۱۰۰٪ می باشد. در ظرفیت صفر، بی بارکننده ها هر دو سوپاپ مکش را غیر فعال می کند و سوپاپ های ورودی بصورت باز می ماند و دبی کمپرسور صفر می باشد. در حالت ۵۰٪ محفظه سیلندر سمت میله گاز را کمپرس می کند. در ۷۵٪ سمت دیگر سیلندر وارد مدار می باشد و سیستم کنترل حجم مرده آن غیر فعال بوده و مقدار حجم مرده آن ۲۵٪ می باشد. با فعال شدن کنترل حجم مرده، مقدار حجم مرده به ۹٪ می رسد و ظرفیت کمپرسور به ۱۰۰٪ می رسد. در شکل ۳، فشار سیلندر بر حسب زاویه لنگ در ظرفیت ۱۰۰ درصد را نشان می دهد. در این مدل سازی، پیستون از نقطه مرگ پایین (BDE) به سمت نقطه مرگ بالا (TDE) شروع به حرکت می کند. وقتی پیستون به سمت TDE حرکت می کند، حجم در محفظه سیلندر پشتی (BSC) افزایش می یابد و با توجه به بسته بودن سوپاپ ورودی فشار و دما کاهش می یابد. وقتی اختلاف فشار در محفظه ورودی و BSC برای غلبه



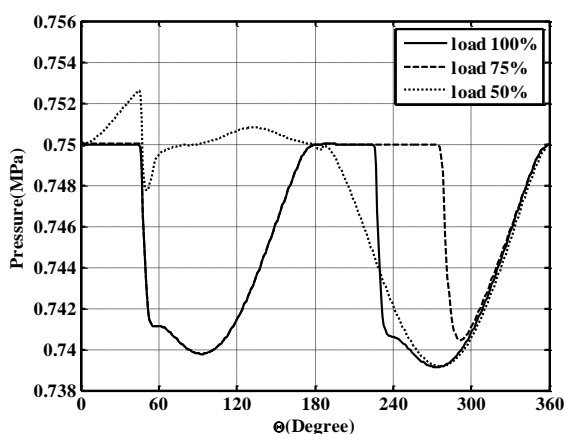
شکل ۲: مقایسه مدل سازی با نتایج آزمایشگاهی (۱۸)

بر نیروی فنر سوپاپ کافی باشد، سوپاپ ورودی باز می شود و فرایند مکش آغاز می گردد. در همین زمان، حجم محفظه سیلندر جلویی (FSC) کاهش می یابد، گاز فشرده می شود و دما و فشار آن افزایش می یابد. وقتی فشار FSC به اندازه کافی باشد، سوپاپ خروجی باز می شود و گاز وارد محفظه خروجی می شود. وقتی پیستون از TDE به سمت BDE برگشت می کند، فرایند برعکس می گردد.

جدول ۱: مشخصات کمپرسور

۳۶۰	سرعت دورانی، rpm
۰/۵۳۸	قطر پیستون، m
۰/۱۷۶	شعاع لنگ، m
۰/۹	طول شاتون، m
۰/۰۵۰۶	سطح لوله ورودی و خروجی، m ²
۰/۰۶۹	حجم محفظه ورودی و خروجی، m ³
۰/۰۱۶۵	سطح سوپاپ ورودی/خروجی، m ²
۲	بیشترین جابجایی سوپاپ خروجی، mm
۷/۵	فشار ورودی، bar
۴۰	دمای ورودی، °C
۲۶/۵	فشار خروجی، bar

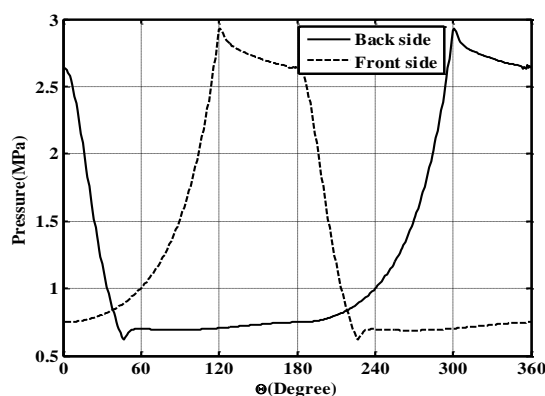
تغییرات فشار در محفظه ورودی بر حسب زاویه لنگ برای کمپرسور با ظرفیت های مختلف در شکل ۵ نشان می دهد. تغییرات فشار برای محفظه ورودی برای فرایند مکش در BSC (برای زاویه لنگ بین ۵۰ تا ۱۸۰ درجه) برای کمپرسور با ظرفیت ۱۰۰٪ و ۷۵٪، بدلیل فعال بودن BSC در هر دو ظرفیت، یکسان می باشد. ولی تغییرات فشار در محفظه ورودی برای ظرفیت ۱۰۰٪ و ۷۵٪ در زاویه بین ۱۸۰ تا ۳۶۰، که برای فرایند مکش در FSC می باشد، متفاوت است. در ظرفیت ۷۵٪، همانطور که در بالا توضیح داده شد، سوپاپ ورودی در FSC دیرتر باز می شود. در نتیجه فرایند مکش در FSC با تاخیر شروع شده و بر تغییرات فشار در محفظه سیلندر اثر می گذارد. در ظرفیت ۵۰٪، تغییرات فشار محفظه ورودی در مقایسه با ظرفیت ۱۰۰٪ و ۷۵٪ کاملاً متفاوت می باشد. در طی فرایند مکش در BSC (زاویه بین ۰ تا ۵۰ درجه)، وقتی پیستون از BDE به سمت TDE حرکت می کند، بدلیل غیر فعال بودن سوپاپ ورودی در FSC، گاز از FSC به سمت محفظه ورودی جریان می یابد و فشار محفظه ورودی را افزایش می دهد. در طی فرایند مکش در BSC فشار در محفظه ورودی، به مقدار کمی بطور ناگهانی کاهش می یابد و سپس افزایش می یابد. علت این رفتار، این است که گاز از FSC به محفظه ورودی وارد شده و از آنجا وارد BSC می شود و گاز کمی از لوله ورودی وارد محفظه ورودی می شود. وقتی پیستون از TDE به سمت BDE حرکت می کند، بدلیل باز بودن سوپاپ مکش در FSC، گاز از همان ابتدای حرکت از محفظه ورودی وارد FSC می شود و فشار محفظه ورودی کم می شود و سپس افزایش می یابد و به فشار لوله ورودی می رسد. به عبارت دیگر قسمت عمده گازی که در BSC فشرده می شود، از FSC تامین می شود.



شکل ۵: فشار محفظه ورودی بر حسب زاویه لنگ:

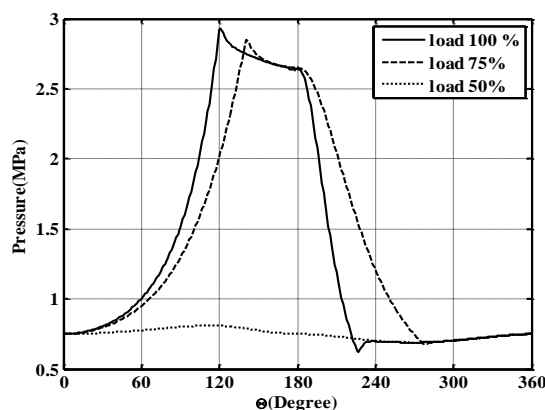
در شکل ۶، تغییرات فشار بر حسب زاویه لنگ برای محفظه خروجی در ظرفیت های مختلف را نشان می دهد. همانطور که در شکل نشان داده شده است تغییرات فشار محفظه خروجی برای حالت فرایند مکش در BSC (بین زاویه ۳۰۰ و ۳۶۰)، بدلیل فعال بودن BSC در ظرفیت غیر صفر، یکسان می باشد. در ظرفیت ۷۵٪، بدلیل افزایش حجم فضای مرده، سوپاپ خروجی در FSC دیرتر باز شده و

فشار و دمای BSC افزایش می یابد، سوپاپ ورودی بسته می شود و زمانیکه فشار به اندازه کافی شد، سوپاپ خروجی باز می گردد و گاز از BSC وارد محفظه خروجی می شود. وقتی پیستون به سمت BDE حرکت می کند، فشار و دما در FSC بدلیل افزایش حجم، کاهش می یابد. در نتیجه سوپاپ ورودی در قسمت FSC باز می شود و فرایند مکش در FSC شروع می گردد. همانطور که در شکل ۳ ملاحظه می گردد، فشارها در FSC و BSC ۱۸۰ درجه اختلاف فاز دارند.



شکل ۳: فشار سیلندر بر حسب زاویه لنگ

در شکل ۴، اثر ظرفیت های مختلف کمپرسور بر فشار درون سیلندر در FSC را نشان می دهد. در ظرفیت ۷۵٪، کنترل ظرفیت بوسیله حجم مرده، از مدار خارج شده و حجم فضای مرده را افزایش می دهد. در نتیجه بدلیل افزایش جرم گاز ذخیره شده در فضای مرده، باز و بسته شدن سوپاپ ورودی در FSC با تاخیر انجام می پذیرد. همچنین باز و بسته شدن سوپاپ خروجی نیز با تاخیر انجام می پذیرد. در ظرفیت ۵۰٪، سوپاپ ورودی در FSC، توسط بی بارکننده، از سرویس خارج می شود و فرایند کمپرس کردن گاز در BSC انجام می گیرد. در این حالت گاز بطور آزادانه بین محفظه ورودی و FSC، بدلیل باز بودن سوپاپ ورودی در تمامی مراحل انبساط، مکش، تراکم و دهش، رفت و برگشت می کند. در نتیجه تغییرات فشار در FSC بسیار کم می باشد (شکل ۴). در این حالت گاز وارد FSC می شود و دمای آن، بدلیل تبادل حرارت با بدنه سیلندر و افزایش فشار درون سیلندر وقتی پیستون به سمت TDE حرکت می کند، افزایش می یابد.



شکل ۴: فشار در FSC بر حسب زاویه لنگ

جدول ۲: نرخ تخریب اگزوزی در کمپرسور

ظرفیت کمپرسور (%)	ورودی (kW)	محفظة خروجی (kW)	محفظة سيلندر (kW)
۱۰۰	۵/۷۷	۲۷/۵۹	۴۹/۴۰
۷۵	۳/۵۴	۱۸/۳۲	۴۳/۴۶
۵۰	۱۷/۶۹	۱۴/۵۸	۲۹/۵۱

تخریب اگزوزی در محفظه سيلندر ناشی از انتقال حرارت، اختناق و ترکیب شدن می باشد. با کاهش ظرفیت از ۱۰۰٪ به ۷۵٪ تخریب اگزوزی در محفظه سيلندر کاهش یافته است که ناشی از کاهش دبی جرمی گاز می باشد. با کاهش ظرفیت از ۷۵٪ به ۵۰٪ تخریب اگزوزی دوباره با کاهش مواجه شده است.

با کاهش ظرفیت از ۱۰۰٪ به ۷۵٪، تخریب اگزوزی در محفظه ورودی کاهش یافته است. با کاهش ظرفیت از ۷۵٪ به ۵۰٪، با وجود کاهش دبی جرمی، تخریب اگزوزی در محفظه ورودی بطور ناگهانی افزایش می یابد.

در محفظه خروجی، با کاهش ظرفیت از ۱۰۰٪ به ۷۵٪، تخریب اگزوزی کاهش یافته است که ناشی از کاهش دبی جرمی و کمتر شدن بیشینه فشار در مرحله دهش FSC می باشد. با کاهش بیشتر فشار به ۵۰٪ تخریب اگزوزی نیز کاهش می یابد.

با توجه به جدول ۲، کاهش تخریب اگزوزی با توجه به کاهش ظرفیت از ۱۰۰٪ به ۵۰٪ (تبدیل کمپرسور دو طرفه به یک طرفه)، کمتر از ۵۰ درصد می باشد. به عبارت دیگر، تخریب اگزوزی به واحد جرم در کمپرسور یک طرفه بیشتر از کمپرسور دو طرفه می باشد.

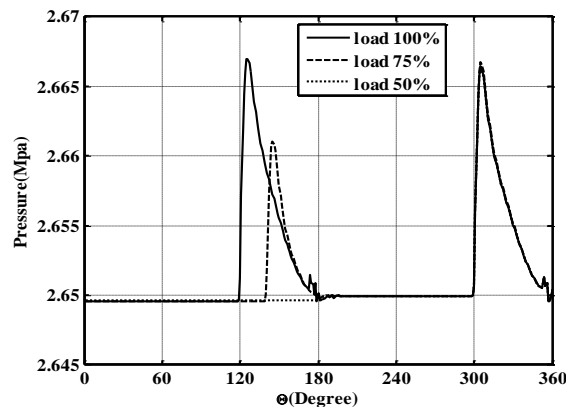
۴- نتیجه گیری و جمع بندی

کمپرسورهای رفت و برگشتی دو طرفه بطور وسیعی مورد استفاده قرار می گیرند. شبیه سازی ترمودینامیکی و تحلیل اگزوزی برای تحلیل کمپرسور دو طرفه گاز طبیعی با کنترل ظرفیت پله ای مورد استفاده قرار گرفت. علاوه بر محفظه سيلندر، محفظه ورودی و خروجی در شبیه سازی وارد گردید. نتایج، چگونگی اثر تغییر ظرفیت بر فشار درون سيلندر و محفظه ورودی و خروجی را نشان می دهد. شبیه سازی نشان می دهد که تخریب اگزوزی در محفظه ورودی در کمپرسور یک طرفه بیشتر از دو طرفه می باشد. همچنین تخریب اگزوزی در واحد جرم در کمپرسور یک طرفه بیشتر از دو طرفه می باشد.

۵- فهرست علائم

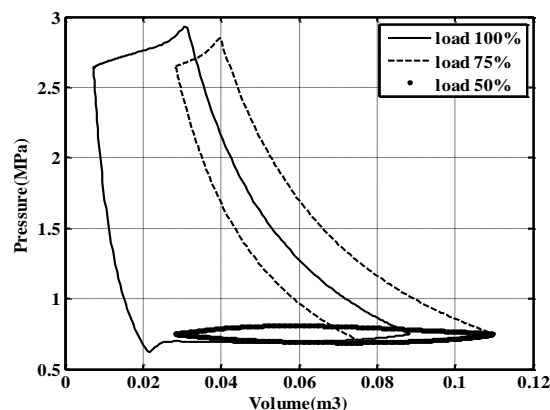
A	سطح، m^2
A_f	سطح سوپاپ، m^2
C_f	ضریب نیرو
$C_{p,v}$	ظرفیت گرمایی در فشار و حجم ثابت، J/kg K
D	قطر پیستون، m
h	آنتالپی، J/kg

گاز کمتری وارد محفظه خروجی می شود (زاویه بین ۱۲۰ تا ۱۸۰) و در نتیجه فشار محفظه خروجی در مقایسه با ظرفیت ۱۰۰٪ کمتر افزایش می یابد. در ظرفیت ۵۰٪، گازی از FSC وارد محفظه ورودی نمی شود و فشار محفظه خروجی در زاویه بین ۰ تا ۱۸۰ درجه تغییر نمی کند.



شکل ۶: فشار محفظه خروجی بر حسب زاویه لنگ

اثرات ظرفیت های مختلف کمپرسور بر نمودار p-v برای FSC در شکل ۷ نشان داده شده است. در ظرفیت ۷۵٪، حجم فضای مرده افزایش می یابد و در نتیجه بیشترین و کمترین حجم سيلندر نیز افزایش می یابد. مساحت بین نمودار در ظرفیت ۷۵٪ نسبت به بار ۱۰۰٪ کمتر می باشد، که نشان دهنده کمتر بودن کار مورد نیاز برای ظرفیت ۷۵٪ در مقایسه با ظرفیت ۱۰۰٪ می باشد که علت آن کاهش دبی جرمی کمپرسور می باشد. در ظرفیت ۵۰٪، نمودار p-v متقارن و مقدار مساحت بین نمودار بسیار کم می باشد. این مقدار کار برای انتقال گاز بین محفظه ورودی و FSC مورد استفاده قرار می گیرد.



شکل ۷: نمودار p-v برای ظرفیت های مختلف

تحلیل قانون دوم برای محاسبه تخریب اگزوزی برای سیستم کمپرسور با ظرفیت های مختلف مورد استفاده قرار گرفت. همانطور که در بالا توضیح داده شده بود، سیستم کمپرسور دارای محفظه های ورودی، خروجی و سيلندر می باشد. همانطور که در جدول ۲ نشان داده شده است، منبع اصلی تخریب اگزوزی محفظه سيلندر می باشد.

International Compressor Engineering Conference at Purdue, West Lafayette, USA.

- [5] Escanese, F., Perez-Segarra, C. D., Rigola, J., Serra, M., and Pons, j., 1996. "Numerical simulation of hermetic reciprocating compressors". in *International Compressor Engineering conference*, Purdu, pp. 193-198.
- [6] Follen, K, M., 2010. "A system dynamics modeling methodology for compressible fluid system with application to internal combustion engines". *Ph.D thesis, the Ohio State University*.
- [7] Castaing-Lasvignottes, J., and Gibout, S., 2010. "Dynamic simulation of reciprocating refrigeration compressors and experimental validation". *International journal of Refrigeration*. 33, pp. 381-389.
- [8] 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.
- [9] Elhaj, M., Gu, F., Ball, A. D., Albarbar, A., Al-Qattam, M., Naid, A., 2008. "Numerical simulation and experimental study of a two-stage reciprocating compressor for condition monitoring," *Mechanical System and Signal Processing*, 63, pp. 374-389.
- [10] Jiangming J., 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.
- [11] McGorven, J.A., Harte, S., 1992 "Computer simulation of exergy destruction within a reciprocating compressor," in *International Compressor Engineering Conference*, pp. 309-315.
- [12] McGovern J.A., Harte, S., 1995. "An exergy method for compressor performance analysis". *International journal of Refrigeration*, 18, pp. 421-433.
- [13] Perez-Segarra, C. D., Rigola J., Soria, M., and Oliva, m., 2005. "Detailed thermodynamic characterization of hermetic reciprocating compressors". *International Journal of refrigeration*, 28, pp. 579-593.
- [14] Reinholtz, H. H., Mabie, C. F., 1987. "*Mechanic and dynamic of machinery*". John Wiley and sons.
- [15] Habing, R. A., 2005. "Flow and plate motion in compressor valves". *ph.D thesis, University of Twente*.
- [16] Soedel, W., 2006. "*Sound and vibration of positive displacement compressor*". CRC Press.
- [17] Ahmed, Z., and Mahanta, D. K., 2012. "Exergy analysis of a compression ignition engine". *International Journal of Engineering and Technology*, 3(2), pp. 1083-1092.
- [18] Sun, S. Y., and Ren, T. R., 1994. "New method of thrmodynamic computation for a reciprocating compressor:computer simulation of working process". *Int.J. Mech. Sci*, 37, pp. 343-353.

N/mm	ضریب ثابت فنر،	k
m	طول شاتون،	l
kg	جرم معادل سوپاپ،	M
kg	جرم گاز،	m
pa	فشار،	p
J	انتقال حرارت،	Q
m	شعاع لنگ،	r
J/kg K	آنتروپی،	s
K	دما،	T
m^3	حجم محفظه سیلندر،	V_{cyl}
m^3	حجم مرده،	V_0
J	کار،	W
m	جابجایی سوپاپ،	x
m	بیشترین جابجایی سوپاپ،	x_{max}

علائم یونانی

ضریب غیر ایده آل	α
زاویه لنگ	θ
دانسیته گاز، kg/m^3	ρ
سرعت زاویه ای، rad/s	ω
انگزرژی، J	E
تخریب انگزرژی، J	E_d

زیرنویس

سیلندر	cyl
حجم کنترل	cv
پایین دست جریان	$down$
جریان خروجی	e
جریان ورودی،	i
بالا دست جریان	up

۶- مراجع

- [1] ZhaoLin, G., XiongPo, H., Zanshe, W., ShiYu, F., and Yun, L., 2001. "Methods for large reciprocating compressor capacity control:A review based on pulse signal concept". *Chinese Science Bulletin*, 56, pp. 1967-1974.
- [2] Verma, J. C., 1986. "Optimum utilization of capacity control devices in reciprocating compressors". in *International Compressor Engineering Conference*.
- [3] Yasar, O., and Kocas, M., 2004. "Computational modeling of hermetic reciprocating compressors". *International Journal of High Performance Computing Applications*, 21(1), pp. 30-41.
- [4] Disconzi, P., Pereira, E. L., and Deschamps, C. j., 2012. "Development of an in-cylinder heat transfer correlation for reciprocating compressors". in