

شبیه سازی کمپرسورهای رفت و برگشتی دو مرحله ای گاز طبیعی بر پایه معادله حالت AGA8

محمود فرزانه گرد*⁺، حسین خوش نظر

دانشکده مکانیک، دانشگاه صنعتی شاهرود، شاهرود، ایران

چکیده: در این مطالعه، کمپرسور رفت و برگشتی دو مرحله ای گاز طبیعی با استفاده از مدل گاز ایده آل و واقعی شبیه سازی شده است. برای این منظور، مدل سازی صفر بعدی بر حسب زاویه لنگ توسعه داده شد. برای مدل سازی، قانون اول ترمودینامیک و بقای جرم برای حجم های کنترل گوناگون شامل محفظه های سیلندر، محفظه های ورودی و محفظه های خروجی همراه با معادله های حرکت پیستون و سوپاپ، معادله شدت جریان جرمی از درون ارفیس و سوپاپ، و همچنین معادله های انتقال گرمای مبدل میانی مورد استفاده قرار گرفت. برای محاسبه ویژگی های ترمودینامیکی در مدل گاز واقعی از معادله حالت AGA8 استفاده شده است. نتیجه های به دست آمده از این مدل سازی برای یک کمپرسور هوا با استفاده از نتیجه های پژوهش های گذشته مقایسه و اعتبار بخشی شد. سپس به بررسی تأثیر استفاده از مدل گاز واقعی بر پیش بینی رفتار و پارامترهای کارایی کمپرسور دو مرحله ای گاز طبیعی پرداخته شد. فشار ورودی و خروجی این کمپرسور به ترتیب ۴٫۱۲۲ و ۹٫۷۹۵ مگاپاسکال می باشند. نتیجه ها نشان می دهد که فشار میانی در مدل سازی واقعی (۴٫۰۱۵ مگاپاسکال) کم تر از شبیه سازی ایده آل (۴٫۰۹۳ مگاپاسکال) می باشد. همچنین شدت جریان جرمی کمپرسور در مدل سازی واقعی (۷۳۰٫۶۷ kg/h) بیش تر از مدل سازی ایده آل (۷۱۰٫۳ kg/h) پیش بینی شده است. همچنین دمای گاز خروجی از کمپرسور در مدل سازی ایده آل کم تر از واقعی می باشد.

واژه های کلیدی: کمپرسور رفت و برگشتی دو مرحله ای؛ شبیه سازی ترمودینامیکی؛ گاز طبیعی؛ معادله حالت AGA8

KEYWORDS: Two-stage reciprocating compressor; Thermodynamic simulation; Natural gas; AGA8 equation of state.

مقدمه

کاربردهای کمپرسورهای چند مرحله ای، در ایستگاه های CNG برای فشرده کردن گاز به عنوان سوخت برای مصرف خودروها می باشد. برای بررسی کمپرسور رویکردهای گوناگونی شامل روش آزمایشگاهی، نیمه تجربی و عددی وجود دارد. بازده حجمی و ایزنتروپیک [۱]، انتقال گرما در سیلندر [۲]، دینامیک سوپاپ [۳]

کمپرسورهای رفت و برگشتی کاربردهای گسترده در مصرف های صنعتی و خانگی، شامل نیروگاه، پالایشگاه، صنایع برودتی و ایستگاه های CNG دارد. در نسبت فشار بالا، برای کاهش مصرف انرژی و تأمین گاز خروجی با دمای مناسب، از کمپرسورهای چند مرحله ای با خنک کن میانی استفاده می شود. یکی از مهم ترین

*عهده دار مکاتبات

•نشانی جدید: گروه مکانیک، دانشکده مهندسی، دانشگاه فردوسی مشهد، مشهد، ایران

+E-mail: mahmood.farzaneh@yahoo.co.uk

متفاوت می‌باشد [۱۶]. آگاهی کامل از ویژگی‌های ترمودینامیکی ترکیب‌های گاز برای مطالعه دقیق فرایند گاز طبیعی برای مهندسی و بهبود کارایی صنعت بسیار مهم می‌باشد. برای این هدف می‌توان از معادله حالت‌های گوناگون استفاده کرد. معادله حالت، رابطه بین دما، فشار، حجم، و ترکیب گاز می‌باشد. یکی از پارامترهای بسیار مهم در انتقال گاز ضریب تراکم پذیری می‌باشد. برای محاسبه ویژگی‌های ترمودینامیکی و ضریب تراکم پذیری از معادله‌های حالت‌های درجه ۳، به‌ویژه PR و SRK، به‌دلیل سادگی به‌طور وسیع در مهندسی شیمی به‌ویژه صنایع نفت و شیمیایی مورد استفاده قرار می‌گیرد [۱۸، ۱۷]. برای کاربردهای صنعتی با توجه به نیاز روزافزون به محاسبه‌های دقیق ویژگی‌های ترمودینامیکی ترکیب‌های گاز، این معادله‌ها دچار ضعف اساسی می‌باشند [۱۹]. برای انتقال گاز، معادله حالت GERG در سال ۱۹۸۹ میلادی توسعه داده شد [۲۰]. سپس معادله توسعه یافته آن، GERG-2004 و GERG-2008، برای بازه‌ی گسترده‌تری از دما و فشار توسعه داده شد [۲۱، ۲۲]. انجمن گاز آمریکا (AGA)، برای محاسبه ضریب تراکم پذیری گاز طبیعی مدل بسیار دقیقی برای استفاده در اندازه‌گیری مقدار شدت جریان جرمی گاز طبیعی ارائه کردند [۲۳، ۲۴]. این معادله حالت تلفیقی از یک معادله حالت ویرال، برای محاسبه چگالی در فشارهای پایین و یک تابع نمایی برای فشارهای بالا، می‌باشد معادله حالت AGA8، با در نظر گرفتن اثرهای متقابل اجزاء در مخلوط گاز طبیعی، و با استفاده از ضریب‌های برهمکنش اجزاء در داخل مخلوط گاز، مدل بسیار دقیقی برای محاسبه ضریب تراکم پذیری ارائه کرده است.

برای شبیه‌سازی کمپرسورهای رفت و برگشتی چند مرحله‌ای پژوهش‌های اندکی صورت گرفته است. کمپرسور دو مرحله‌ای هوا برای عیب‌یابی سوپاپ‌ها به‌وسیله *الحاج و همکاران* [۲۵] با استفاده از مدل صفر بعدی بررسی شد. *استوزیک و هنجلیک* [۲۶] کمپرسور هوا با خنک کن میانی را با استفاده از مدل یک بعدی شبیه‌سازی کردند.

کمپرسورهای چند مرحله‌ای به‌طور گسترده در صنعت گاز و ایستگاه‌های CNG مورد استفاده قرار می‌گیرند. همچنین این کمپرسورها انرژی زیادی را برای فشرده کردن گازها مصرف می‌کنند. افزون بر آن کارکرد بهینه کمپرسورهای چند مرحله‌ای، با فشار میانی مناسب امکان پذیر می‌باشد. بنابراین شبیه‌سازی دقیق کمپرسورهای چند مرحله‌ای گاز طبیعی برای تعیین پارامترهای کارایی، فشار میانی و کارکرد بهینه آن‌ها برای کاهش مصرف انرژی

در کمپرسورهای رفت و برگشتی توسط پژوهشگران به‌صورت آزمایشگاهی بررسی شده است. روش نیمه تجربی، بر اساس رابطه‌های ساده ترمودینامیکی می‌باشد که با نتیجه‌های تجربی منطبق می‌شود [۴]. پژوهشگران گوناگون با استفاده از این روش معادله‌های گوناگونی برای محاسبه شدت جریان جرمی، توان مصرفی، و دمای خروجی کمپرسور ارائه کردند [۵، ۶].

شبیه‌سازی کامپیوتری، به عنوان روشی قابل اتکا و اقتصادی برای طراحی کمپرسور، پیش بینی کارایی و رفتار کمپرسور توسعه داده شده است. شبیه‌سازی می‌تواند به‌صورت سه، دو، یک و صفر بعدی باشد. در مدل‌سازی سه بعدی و دو بعدی معادله‌های بقا به‌همراه مدل درهمی برای مدل‌سازی مورد استفاده قرار می‌گیرد [۸، ۷]. با توجه به پیچیدگی و زمان طولانی برای محاسبه‌ها در شبیه‌سازی سه و دو بعدی، با ساده‌سازی بیشتر، از مدل یک بعدی توسط پژوهشگران برای بررسی کمپرسورهای رفت و برگشتی مورد استفاده قرار گرفته است. از این روش می‌توان برای شبیه‌سازی همه اجزای کمپرسور استفاده کرد [۹]. در این مدل‌سازی اجزای کمپرسور به حجم و لوله تقسیم بندی می‌شود. در این روش هر حجم را با یک حجم کنترل نشان می‌دهند و لوله به حجم‌های کنترل در یک جهت گسسته‌سازی می‌شود [۱۰]. این رویکرد برای مقصدهای خاص، مانند طراحی سامانه کنترل، بهینه‌سازی و ارزیابی کمپرسور مناسب نمی‌باشد [۱۱].

در روش صفر بعدی یا ترمودینامیکی، هر حجم کنترل، برای اجزای اصلی کمپرسور، با یک دما و فشار معرفی می‌شود و از لوله‌ها صرف نظر می‌شود. در این روش، از قانون‌های بقای انرژی و جرم برای محاسبه‌های دما و فشار برای هر حجم کنترل استفاده می‌شود و از معادله اندازه حرکت صرف نظر می‌شود [۱۲]. بنابراین معادله‌های حاکم، معادله‌های دیفرانسیل معمولی (ODES) می‌باشد که توسط پژوهشگران زیادی برای شبیه‌سازی کمپرسورها مورد استفاده قرار گرفته شده است. *فرزانه گرد و همکاران* [۱۳، ۱۴] با در نظر گرفتن محفظه سیلندر به عنوان حجم کنترل، کمپرسورهای رفت و برگشتی را شبیه‌سازی و بهینه کردند. *فرزانه گرد و خوش نظر* [۱۵] کمپرسور یک مرحله‌ای را برای عیب‌یابی سوپاپ‌های آن شبیه‌سازی کردند.

گاز طبیعی دارای ترکیب‌های گوناگون، با مقادیرهای متغیر درصد مولی، از متان به عنوان ترکیب اصلی و گازهای دیگر مانند نیتروژن، دی‌اکسید کربن، اتان، پروپان، بوتان و گازهای سنگین‌تر می‌باشد. ویژگی‌ها و ترکیب گاز طبیعی با توجه به میدان گازی

ویژگی‌های ترمودینامیکی حجم کنترل معادله بقای جرم برای حجم کنترل بر حسب زاویه لنگ به صورت زیر نوشته می‌شود.

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

که $dm_e/d\theta$ و $dm_i/d\theta$ شدت جریان جرمی ورودی و خروجی از حجم کنترل می‌باشد.

قانون اول ترمودینامیک برای حجم کنترل برای گاز واقعی، با صرف نظر از انرژی پتانسیل و جنبشی، بر حسب زاویه لنگ به صورت زیر نوشته می‌شود.

$$\frac{dQ_{cv}}{d\theta} + \frac{dm_i}{d\theta} h_i = p_{cv} \frac{dV_{cv}}{d\theta} + \frac{dm_e}{d\theta} h_e + \frac{d(mu)_{cv}}{d\theta} \quad (3)$$

Q_{cv} انتقال گرما در حجم کنترل می‌باشد، که برای محفظه سیلندر از روشی که در مرجع [۱۳] توضیح داده شده است، محاسبه می‌شود. سپس با مرتب سازی و با توجه به معادله (۲)، قانون اول ترمودینامیک برای حجم کنترل برای حالت واقعی به صورت زیر نوشته می‌شود.

$$\frac{du_{cv}}{d\theta} = \frac{1}{m_{cv}} \left\{ \frac{dQ_{cv}}{d\theta} + \frac{dm_i}{d\theta} h_i - p_{cv} \frac{dV_{cv}}{d\theta} - \frac{dm_e}{d\theta} h_e - \left(\frac{dm_i}{d\theta} - \frac{dm_e}{d\theta} \right) u_{cv} \right\} \quad (4)$$

که h آنتالپی و u انرژی داخلی می‌باشند. برای گاز ایده‌آل معادله (۴) برای حجم کنترل می‌تواند به صورت زیر نوشته شود.

$$\frac{dT_{cv}}{d\theta} = \frac{1}{m_{cv} c_{v,cv}} \left\{ \frac{dQ_{cv}}{d\theta} + c_{p,i} \frac{dm_i}{d\theta} T_i - p_{cv} \frac{dV_{cv}}{d\theta} - c_{p,e} T_e \frac{dm_e}{d\theta} - \left(\frac{dm_i}{d\theta} - \frac{dm_e}{d\theta} \right) c_{v,cv} T_{cv} \right\} \quad (5)$$

که T_{cv} و p_{cv} به ترتیب دما و فشار حجم کنترل می‌باشند. $c_{p,cv}$ و $c_{v,cv}$ به ترتیب ظرفیت گرمایی ویژه در فشار و حجم ثابت هستند. برای محفظه‌های ورودی و خروجی به دلیل ثابت بودن حجم کنترل، کار صفر می‌باشد. همچنین این محفظه‌ها را آدیاباتیک فرض می‌کنیم.

معادله شدت جریان جرمی ارفیس و سوپاپ‌ها

معادله شدت جریان جرمی ورودی به محفظه ورودی و خروجی از محفظه خروجی را می‌توان بر حسب جریان جرمی گاز از ارفیس نوشته شود [۲۸].

بسیار مهم می‌باشد. همچنین با مدل سازی کمپرسورهای چند مرحله‌ای گاز طبیعی، می‌توان عامل‌های احتمالی برای کاهش کارایی این کمپرسورها را پیدا و برطرف کرد.

هدف از این کار مطالعه بررسی کمپرسور دو مرحله‌ای گاز طبیعی با استفاده از معادله حالت واقعی و ایده‌آل می‌باشد. برای این هدف از شبیه سازی ترمودینامیکی بر اساس قوانین اول ترمودینامیک و بقای جرم استفاده شد. ویژگی‌های ترمودینامیکی گاز طبیعی برای حالت واقعی به وسیله معادله حالت AGA8 محاسبه می‌شود. افزون بر محفظه سیلندر، معادله‌های بقای جرم و انرژی برای محفظه‌های ورودی و خروجی به عنوان حجم‌های کنترل توسعه داده شد. همچنین از معادله‌های حرکت پیستون، دینامیک سوپاپ‌ها و شدت جریان جرمی در ارفیس و سوپاپ‌ها برای شبیه سازی استفاده شده است. این مدل سازی قادر به پیش بینی دما و فشار داخل محفظه‌های سیلندر، ورودی و خروجی بر حسب زاویه لنگ، توان مصرفی و شدت جریان جرمی برای ترکیب‌های گوناگون گاز می‌باشد.

بخش تجربی

معادله‌های حاکم

مدل سازی سامانه کمپرسور

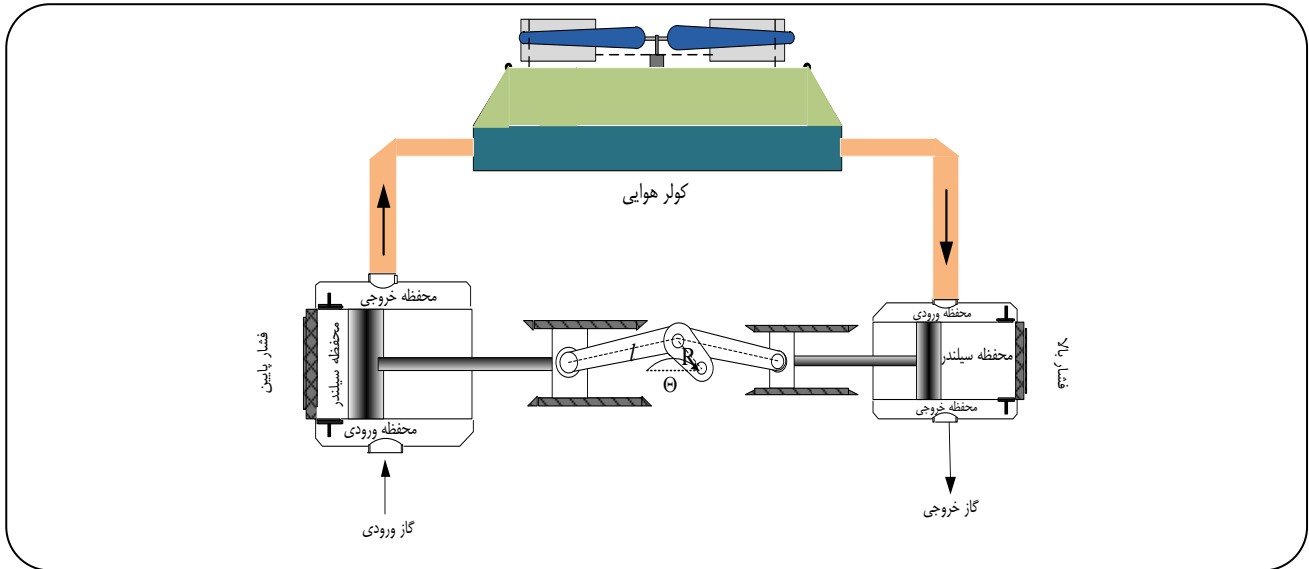
در شبیه سازی ترمودینامیکی، از معادله‌های بقای جرم و قانون اول ترمودینامیک برای محاسبه ویژگی‌های ترمودینامیکی استفاده می‌شود. با توجه به شکل ۱، کمپرسور رفت و برگشتی دو مرحله‌ای با محفظه‌های ورودی و خروجی برای شبیه سازی مورد استفاده قرار گرفته شده است. برای شبیه سازی، مدل شامل، محفظه‌های سیلندر، محفظه‌های ورود و خروج، مبدل گرمایی، مکانیسم حرکت پیستون، و سوپاپ‌های ورود و خروج و مبدل گرمایی می‌باشد.

حرکت مکانیکی

حرکت دورانی موتور توسط میل لنگ و شاتون به حرکت رفت و برگشتی تبدیل می‌شود. حجم سیلندر در هر زاویه لنگ θ ، با شعاع لنگ r و طول شاتون l به صورت زیر نوشته می‌شود [۲۷].

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

که، V_0 حجم مرده و D قطر سیلندر می‌باشد.



شکل ۱- شکل شمایی کمپرسور دو مرحله‌ای.

که زیرنویس‌های cyl, s و d به ترتیب برای محفظه‌های سیلندر، ورودی و خروجی در نظر گرفته شده است. y_s و y_d به ترتیب جابه‌جایی سوپاپ ورودی و خروجی می‌باشد.

معادله حرکت سوپاپ

برای شبیه‌سازی دینامیک سوپاپ‌ها، صفحه سوپاپ و فنرها با جرم معادل M_v را یک سامانه جرم - فنر با یک درجه آزادی در نظر می‌گیریم [۲۹]. بنابراین معادله حرکت سوپاپ با توجه به حرکت سوپاپ بین نشیمن گاه ($y = 0$) و محدود کننده ($y = y_{max}$)، به صورت زیر نوشته می‌شود [۳۰].

$$M_{vs} \omega^2 \frac{d^2 y_s}{dt^2} + k_s (y_s + y_{pl_s}) = C_{fs} A_s (p_s - p_{cyl}) \quad (9)$$

$$M_{vd} \omega^2 \frac{d^2 y_d}{dt^2} + k_d (y_d + y_{pl_d}) = C_{ds} A_d (p_{cyl} - p_d) \quad (10)$$

که $A_{s,d}$ مساحت سطح عبور جریان و C_f ضریب نیرو می‌باشند که با جابه‌جایی سوپاپ تغییر می‌کند و از روش ارائه شده در مرجع [۱۴] محاسبه می‌شود. ω سرعت زاویه‌ای بر حسب رادیان بر ثانیه می‌باشد. جرم معادل y_{pl} ، جابه‌جایی برای نیروی پیش بار فنر می‌باشد که در مدل‌سازی از آن صرف نظر می‌شود [۳۰].

خنک‌کن میانی

خنک‌کن میانی مورد استفاده در این شبیه‌سازی، مبدل گرمایی فین - لوله (کولر هوایی) می‌باشد که به وسیله هوا گاز گرم خنک می‌شود.

$$\frac{dm}{d\theta} = \frac{1}{\omega} \alpha \rho_{up} A \left(\frac{\sqrt{2(p_{up} - p_{down})}}{\rho_{up}} \right)^{\frac{1}{r}} \quad (6)$$

زیر نویس‌های up و down به ترتیب نشان دهنده جریان بالا دست و پایین دست ارفیس می‌باشند. α رابطه نیمه تجربی می‌باشد که برای چسبندگی و واگرایی بعد از جدایش در نظر گرفته می‌شود. همچنین A و ρ به ترتیب نشان دهنده سطح ارفیس و دانسیته گاز می‌باشند. وقتی سوپاپ‌ها باز باشند، معادله بالا برای سوپاپ‌ها نیز قابل استفاده می‌باشند که به صورت زیر برای سوپاپ ورودی و خروجی نوشته می‌شوند.

$$\frac{dm_s}{d\theta} = \begin{cases} \frac{1}{\omega} \rho_s \alpha_s A_{sv} \left(\frac{\sqrt{2(p_s - p_{cyl})}}{\rho_s} \right)^{\frac{1}{r}} & \text{for } (y_s > 0 \ \& \ p_s > p_{cyl}) \\ -\frac{1}{\omega} \rho_{cyl} \alpha_s A_{sv} \left(\frac{\sqrt{2(p_{cyl} - p_s)}}{\rho_{cyl}} \right)^{\frac{1}{r}} & \text{for } (y_s < 0 \ \& \ p_{cyl} > p_s) \end{cases} \quad (7)$$

$$\frac{dm_d}{d\theta} = \begin{cases} \frac{1}{\omega} \rho_d \alpha_d A_{dv} \left(\frac{\sqrt{2(p_{cyl} - p_d)}}{\rho_{cyl}} \right)^{\frac{1}{r}} & \text{for } (y_d > 0 \ \& \ p_{cyl} > p_d) \\ -\frac{1}{\omega} \rho_{cyl} \alpha_d A_{dv} \left(\frac{\sqrt{2(p_d - p_{cyl})}}{\rho_{cyl}} \right)^{\frac{1}{r}} & \text{for } (y_d < 0 \ \& \ p_d > p_{cyl}) \end{cases} \quad (8)$$

$$J_i = \frac{(f/2)(Re_g - 1000) Pr_g \left(\frac{K_g}{d_i}\right)}{1 + 1.27 \gamma (f/2)^{0.5} \left(Pr_g^{1/4} - 1\right)} \quad (16)$$

که ضریب اصطکاک (f) توسط معادله زیر محاسبه می شود [۳۰].

$$f = \begin{cases} 0.0054 + 2.3 \times 10^{-4} Re_g^{0.2} & \text{for } 2100 < Re_g < 4000 \\ 0.00128 + 0.1143 Re_g^{-0.2154} & \text{for } 4000 < Re_g < 10^7 \end{cases} \quad (17)$$

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

$$\Delta p_g = \frac{4fL G_g^2}{d_i^5 \rho_g} \quad (18)$$

که G_g شار جرمی گاز می باشد.

محاسبه ویژگی های ترمودینامیکی

یکی از پارامترهای بسیار مهم در انتقال گاز ضریب تراکم پذیری می باشد این ضریب برای محاسبه دقیق ویژگی های ترمودینامیکی گازها ضروری می باشد. برای تعیین ضریب تراکم پذیری از معادله حالت AGA8 استفاده شده است.

معادله حالت AGA8

این معادله حالت برای محاسبه ضریب تراکم و دانسیته برای کارهای دقیق مانند اندازه گیری شدت جریان ارایه شده است و در بازه دمایی ۱۴۳/۱۵ تا ۶۷۶/۱۵ درجه کلونین و تا فشار ۲۵۰ مگاپاسکال قابل استفاده می باشد. در حالت کلی معادله AGA8 به صورت زیر می باشد [۲۳].

$$P = Z \rho_m RT \quad (19)$$

که Z ، ρ_m و R به ترتیب ضریب تراکم پذیری، دانسیته مولار و ثابت گازها می باشند.

با جایگزینی Z از مرجع [۱۶] در معادله (۱۹) و با مقدارهای معلوم فشار، دما و ترکیب گاز، تنها مجهول معادله دانسیته مولار می باشد. با روش تکرار نیوتن-رافسون مقدار دانسیته مولار محاسبه می شود. سپس دانسیته گاز با معادله زیر محاسبه می شود.

$$\rho = M_w \rho_m \quad (20)$$

که M_w وزن مولکولی ترکیب گاز می باشد.

مبدل گرمایی به صورت حالت پایدار شبیه سازی شده است. برای محاسبه انتقال گرما از روش ϵ -NTU استفاده شده است. دمای گاز طبیعی خروجی از مبدل گرمایی با توجه به دمای گاز ورودی $T_{g,in}$ و دمای محیط T_a به وسیله معادله زیر محاسبه می شود [۳۱].

$$T_{g,out} = T_{g,in} - \epsilon \frac{C_{min}}{C_g} (T_{g,in} - T_a) \quad (11)$$

C_{min} کمترین ظرفیت گرمایی و C_g ظرفیت گرمایی گاز می باشد. کارایی (ϵ) برای مبدل گرمایی را می توان توسط معادله زیر تخمین زد [۳۲].

$$\epsilon = \left(\frac{1}{C_r}\right) \left(1 - \exp[-C_r [1 - \exp(-NTU)]]\right) \quad (12)$$

که C_r نسبت بیشترین ظرفیت گرمایی به کمترین ظرفیت گرمایی می باشد. NTU ، تعداد واحد انتقال گرما می باشد که به صورت زیر تعریف می شود.

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} \quad (13)$$

که U ضریب انتقال گرمایی کلی می باشد که توسط معادله زیر محاسبه می شود.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{J_i} \frac{A_o}{A_i} + \frac{A_o \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2\pi K_t L} + \frac{1}{J_o \eta_f} \quad (14)$$

d_o ، d_i و L به ترتیب قطر بیرونی، قطر داخلی و طول لوله می باشند. A_o ، A_i و η_f به ترتیب سطح انتقال گرمایی بیرونی، سطح انتقال گرمایی درونی مبدل و بازده فین می باشند که می توان از روش های ارایه شده در مرجع [۳۱] محاسبه کرد.

برای مبدل فین-لوله، معادله زیر به طور گسترده ای برای محاسبه ضریب انتقال گرمایی قسمت هوا (قسمت بیرونی مبدل گرمایی) استفاده می شود [۳۳].

$$J_o = 0.134 Re_o^{-0.681} Pr_{air}^{-0.223} \left(\frac{s}{\lambda}\right)^{0.2} \left(\frac{s}{\delta}\right)^{0.1} \left(\frac{K_{air}}{d_o}\right) \quad (15)$$

که λ ، s و δ به ترتیب ارتفاع فین، فاصله بین فین های مجاور، و ضخامت فین می باشند.

ضریب انتقال گرمایی جابه جایی در قسمت گاز طبیعی (سمت لوله)، را می توان به وسیله معادله زیر تخمین زد [۳۱].

محاسبه آنتالپی

معادله آنتالپی مولار برای گاز واقعی را می‌توان به صورت زیر نوشت.

$$h_m = h_{m,I} - RT^2 \int_0^{\rho_m} \left(\frac{\partial Z}{\partial T} \right)_{\rho_m} \frac{d\rho_m}{\rho_m} + RT(Z-1) \quad (21)$$

که $h_{m,I}$ آنتالپی مولار برای ترکیب گاز ایده‌ال می‌باشد که به وسیله معادله زیر محاسبه می‌شود.

$$h_{m,I} = \sum_{j=1}^n x_j h_{m,i}^j \quad (22)$$

که x_j جز مولی و $h_{m,i}^j$ آنتالپی مولار جز i در ترکیب گاز می‌باشد.

$$h_{m,i}^j = h_{m,i}^j + a_j T + b_j c_j \coth\left(\frac{c_j}{T}\right) - d_j e_j \tanh\left(\frac{e_j}{T}\right) \quad (23)$$

a_j , b_j , c_j , d_j و e_j مقدارهای ثابت می‌باشند که در مرجع [۲۳] آورده شده است. مقدار آنتالپی مولار گاز ایده‌ال برای جز i در دما و فشار مرجع می‌باشد. ($T = 25^\circ\text{C}$, $p = 101.325 \text{ kpa}$)

محاسبه انرژی درونی

معادله انرژی درونی برای گاز واقعی را می‌توان به صورت زیر نوشت.

$$u_m = u_{m,I} - RT^2 \int_0^{\rho_m} \left(\frac{\partial Z}{\partial T} \right)_{\rho_m} \frac{d\rho_m}{\rho_m} \quad (24)$$

که انرژی درونی مولار گاز ایده‌ال به وسیله معادله‌ی زیر محاسبه می‌شود.

$$u_{m,I} = h_{m,I} - RT \quad (25)$$

با محاسبه آنتالپی و انرژی درونی مولار، آنتالپی و انرژی درونی ترکیب گاز با توجه به وزن مولکولی گاز (M_w)، $h = h_w/M_w$ ، $u = u_m/M_w$ محاسبه می‌شود.

روش حل عددی

برای محاسبه دو خاصیت مستقل ترمودینامیکی، معادله‌های (۴) و (۵)، به روش رانج - کوتا مرتبه چهار برای هر زاویه لنگ محاسبه می‌شوند. سپس جرم حجمی به وسیله معادله زیر محاسبه می‌شود.

$$\rho_{cv}(\theta) = \frac{m_{cv}(\theta)}{V_{cv}(\theta)} \quad (26)$$

دو خاصیت ترمودینامیکی، انرژی داخلی و جرم حجمی، برای محاسبه بقیه ویژگی‌های ترمودینامیکی برای گاز واقعی کافی می‌باشند. برای محاسبه ویژگی‌های ترمودینامیکی در هر لحظه، جدول ترمودینامیکی که بر حسب معادله حالت AGA8 تنظیم شده است، مورد استفاده قرار می‌گیرد. در این جدول، دما و فشار به وسیله روابطی بر حسب دانسیته و انرژی داخلی برای ترکیب‌های گوناگون گاز تهیه شده است (شکل ۲). برای این کار، دو خاصیت ترمودینامیکی، انرژی داخلی و جرم حجمی، برای ترکیب گاز مشخص به جدول داده می‌شوند و بقیه ویژگی‌های ترمودینامیکی از جمله دما و فشار، محاسبه می‌شوند.

نتیجه‌ها و بحث

ویژگی‌های سیستم کمپرسور مورد استفاده در این شبیه سازی در جدول ۱ و جدول ۲ آورده شده است. سیستم کمپرسور دارای دو مرحله با اختلاف فاز ۱۸۰ درجه می‌باشد. ویژگی‌های مرحله اول و دوم کمپرسور در جدول ۱ نشان داده شده است. هر مرحله از این کمپرسور به صورت یک طرفه گاز طبیعی را فشرده می‌سازد و دارای محفظه‌های ورودی و خروجی نیز می‌باشد. فشار و دمای گاز ورودی به مرحله اول به ترتیب ۱۷۰۱ مگاپاسکل و ۵۰ درجه سلسیوس می‌باشد. فشار خروجی از مرحله دوم ۱۰۳۷۴ مگاپاسکل در نظر گرفته شده است. دمای محیط در این مدل سازی ۴۵ درجه سلسیوس فرض شده است. مبدل میانی مورد استفاده در این شبیه‌سازی مبدل گرمایی فین - لوله (مبدل هوایی) می‌باشد که با هوای محیط تبادل گرما انجام می‌دهد و ویژگی‌های آن در جدول ۲ نشان داده شده است. همچنین گاز طبیعی مورد استفاده در این شبیه سازی متان می‌باشد.

اعتبار بخشی مدل سازی

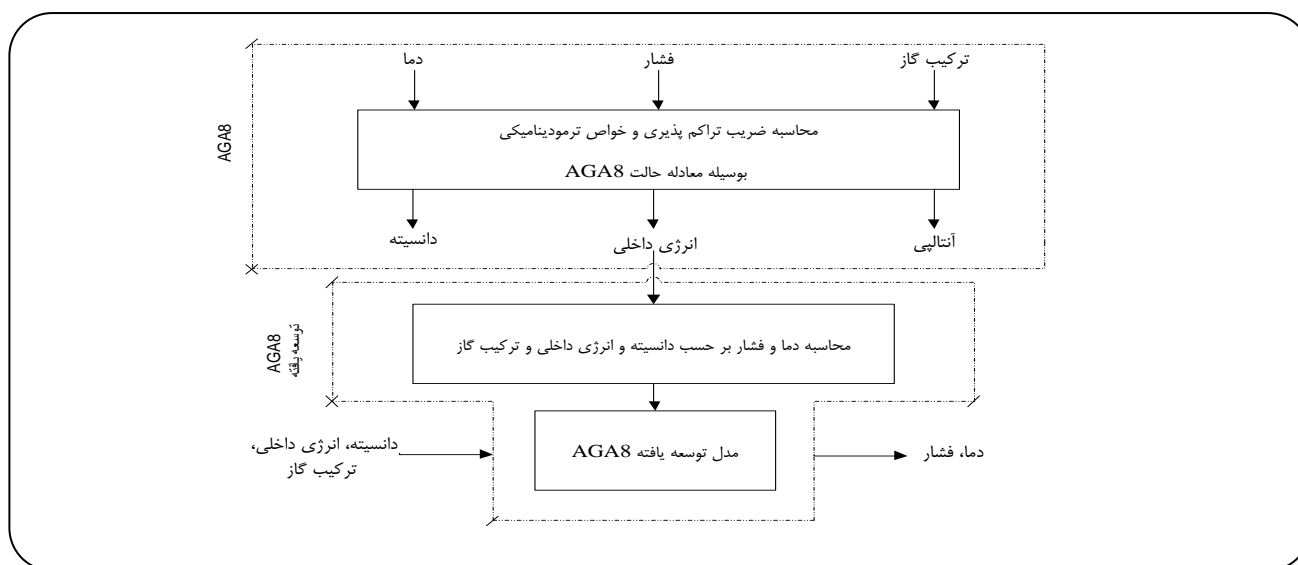
هر کمپرسور رفت و برگشتی دارای چهار فرایند انبساط، مکش، تراکم، و دهش یا تخلیه می‌باشد. در مرحله انبساط، پیستون از نقطه مرگ بالا به سمت نقطه مرگ پایین حرکت می‌کند و فشار محفظه سیلندر کاهش می‌یابد. با ادامه حرکت پیستون به سمت نقطه مرگ پایین و با کمتر شدن فشار محفظه سیلندر نسبت به فشار محفظه ورودی، سوپاپ ورودی باز می‌شود و مرحله مکش آغاز می‌شود. با آغاز حرکت از نقطه مرگ پایین

جدول ۱- ویژگی های کمپرسور.

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 سوپاپ ها (mm ^۲)	۷۳۲٫۳۷	۳۰۷٫۹۳
بیشترین جابجایی سوپاپ (mm)	۲٫۵	۲٫۵
حجم محفظه ورودی (mm)	۳۷۹۰	۱۵۹۰
حجم محفظه خروجی (cm ^۳)	۳۷۹۰	۱۵۹۰

جدول ۲- ویژگی های مبدل میانی.

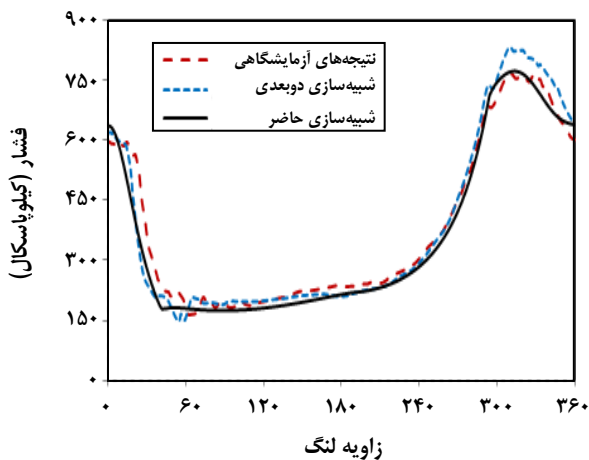
متغیر	مقدار
طول لوله (mm)	۱۶۵۰
قطر خارجی لوله (mm)	۲۰
تعداد لوله	۴۰
تعداد ردیف لوله	۴
تعداد گذر	۲
دانسیته فین (تعداد فین در یک متر)	۳۹۴
ضخامت فین (mm)	۰٫۶



شکل ۲- فلوجارت روش توسعه یافته AGA8.

جدول ۳- ویژگی‌های کمپرسور برای اعتبار بخشی.

متغیر	مرجع ۳۴	مرجع ۳۵
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

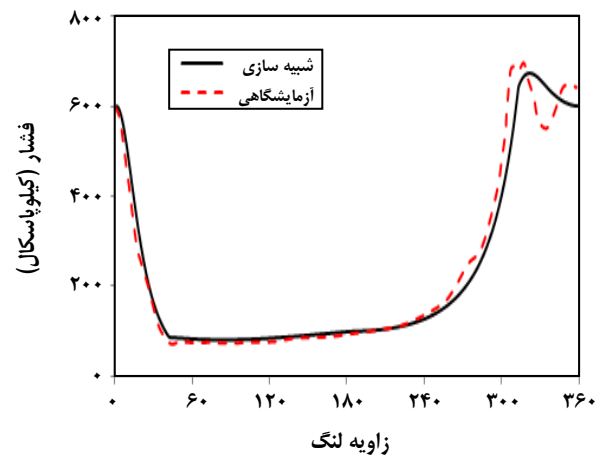


شکل ۴- مقایسه مدل‌سازی حاضر با نتیجه‌های آزمایشگاهی و مدل‌سازی دو بعدی [۳۵].

شبیه‌سازی دو بعدی [۳۵] مقایسه شد. ویژگی‌های کمپرسور مورد استفاده برای این مقایسه در جدول ۱ نشان داده شده است. همان‌گونه که در شکل ۴ دیده می‌شود، شبیه‌سازی دو بعدی و مدل‌سازی حاضر (صفر بعدی) با دقت خوبی نتیجه‌های تجربی را پیش‌بینی می‌کنند. هر چند شبیه‌سازی دو بعدی نوسان‌های فشار را به خوبی پیش‌بینی می‌کند، ولی در پیش‌بینی فشار محفظه سیلندر دو مدل اختلاف چندانی ندارند. بنابراین شبیه‌سازی صفر بعدی (ترمودینامیکی) به دلیل سرعت بالاتر و پیچیدگی کمتر برای مدل‌سازی پارامترهای کارایی مناسب می‌باشند.

بررسی کمپرسور یک مرحله‌ای

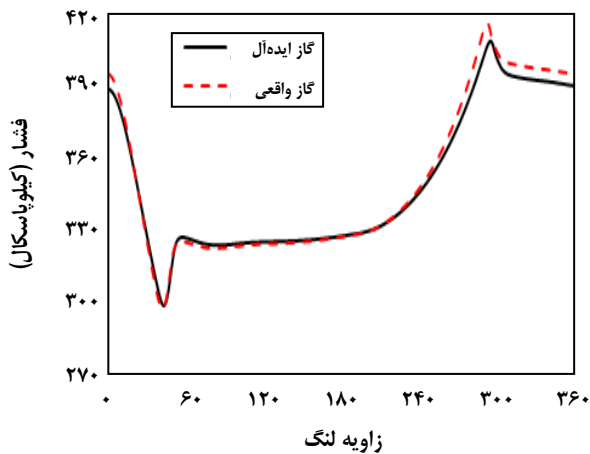
در ابتدا به بررسی تأثیر مدل واقعی و ایده‌آل بر شبیه‌سازی یک کمپرسور یک مرحله‌ای پرداخته می‌شود در این کمپرسور دمای ورودی



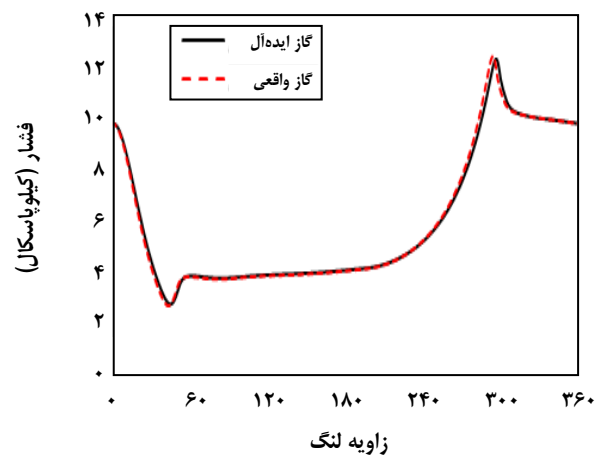
شکل ۳- مقایسه مدل‌سازی حاضر با نتیجه‌های تجربی [۳۴].

به نقطه مرگ بالا (زاویه ۱۸۰ درجه در شکل ۳)، با بسته بودن سوپاپ ورودی فشار محفظه سیلندر افزایش می‌یابد که به آن مرحله تراکم 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 خروجی می‌شود که به آن مرحله تخلیه می‌گویند. برای اعتبار بخشی به روش عددی استفاده شده در این مقاله مدل توسعه داده شده برای شبیه‌سازی کمپرسور یک مرحله‌ای هوا در حالت ایده‌آل استفاده شده و نتیجه‌های آن با مقدارهای تجربی [۳۴] در مقایسه شد. ویژگی‌های کمپرسور هوای مورد استفاده در جدول ۳ ارائه شده است.

برای مقایسه دقت مدل‌سازی حاضر نسبت به رویکردهای دیگر شبیه‌سازی، روش توسعه داده در این مطالعه برای یک کمپرسور نیتروژن شبیه‌سازی شد و با نتیجه‌های آزمایشگاهی و

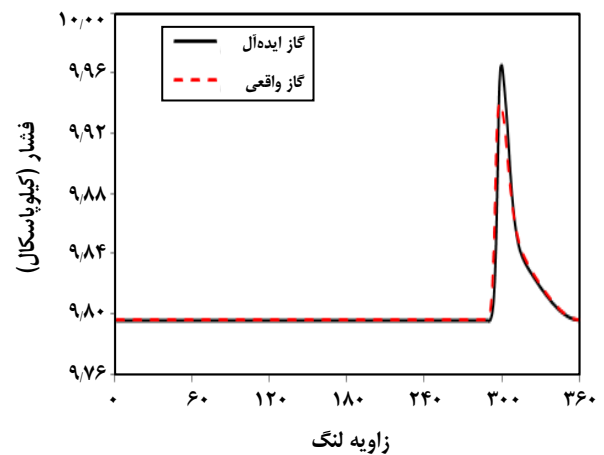


شکل ۵ - تغییرهای فشار و دما داخل محفظه سیلندر بر حسب زاویه لنگ.



همچنین شکل ۵ (ب) نشان می‌دهد که مدل سازی واقعی دمای گاز خروجی از کمپرسور را بالاتر از مدل ایده‌آل پیش بینی می‌کند. در شکل ۶ تغییر فشار درون محفظه خروجی بر حسب 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 و دیرتر بسته می‌شود. همچنین افزایش فشار در محفظه خروجی در مدلسازی گاز واقعی کمتر از گاز ایده‌آل پیش بینی شده است.

تغییر فشار در محفظه ورودی کمپرسور در شکل ۷ نشان داده شده است. فشار محفظه ورودی در مرحله انبساط ثابت می‌باشد و با فشار لوله ورودی یکسان است. با باز شدن سوپاپ ورودی، گاز از محفظه ورودی خارج می‌شود و فشار آن کاهش می‌یابد. سپس به دلیل وارد شدن بیشتر جریان از لوله ورودی نسبت به خارج شدن آن از محفظه ورودی توسط سوپاپ ورودی در مرحله مکش، فشار محفظه ورودی افزایش می‌یابد. با بسته شدن سوپاپ ورودی و در مرحله تراکم، فشار محفظه ورودی به فشار خط ورودی می‌رسد. در این نمودار نیز سریع‌تر باز شدن سوپاپ ورودی در مدل گاز واقعی دیده می‌شود. همچنین فشار محفظه سیلندر در حالت واقعی کمتر از حالت ایده‌آل پیش بینی شده است.



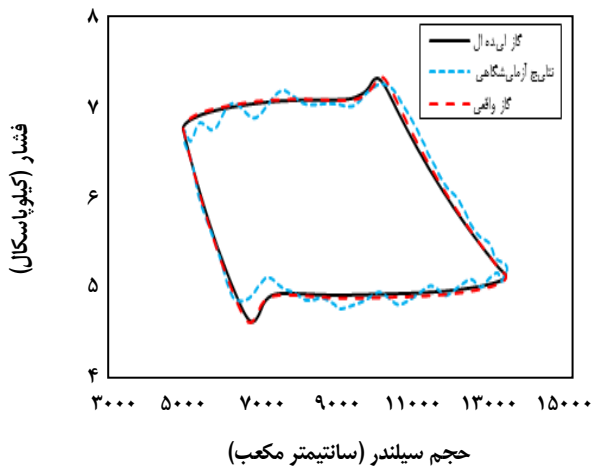
شکل ۶ - تغییرهای فشار محفظه خروجی بر حسب زاویه لنگ.

۵۰ درجه سلسیوس و فشار ورودی ۴/۱۲۲ مگاپاسکال می‌باشند. فشار خروجی این کمپرسور ۹/۷۹۵ مگاپاسکال در نظر گرفته شده است. ویژگی‌های این کمپرسور، ویژگی‌های مرحله دوم کمپرسور در جدول ۱ می‌باشد.

شکل ۵ تغییرهای فشار و دمای داخل محفظه سیلندر بر حسب زاویه لنگ برای یک کمپرسور یک مرحله‌ای در مدل گاز واقعی و ایده‌آل را نشان می‌دهد. همان‌گونه که در شکل ۵ (الف) دیده می‌شود، تفاوت فشار برای دو مدل سازی گاز واقعی و ایده‌آل در فرایند انبساط و تراکم به طور کامل دیده می‌باشد. همچنین شکل ۵ (الف) نشان می‌دهد که سوپاپ ورودی در حالت گاز واقعی نسبت به حالت گاز ایده‌آل زودتر باز می‌شود. همچنین سوپاپ خروجی نیز در حالت گاز واقعی نیز نسبت به حالت گاز ایده‌آل زودتر باز می‌شود.

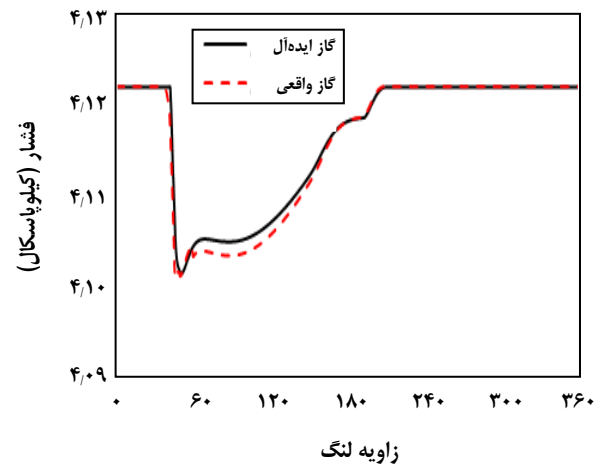
جدول ۴- مقدارهای پیش بینی شده به وسیله‌ی مدل سازی برای کمپرسور یک مرحله‌ای.

پارامتر	گاز ایده‌ال	گاز واقعی
شدت جریان جرمی (kg/h)	۷۱۷,۱۲	۷۵۶,۳۶
توان (kw)	۳۸,۸۲	۳۹,۶۴
نسبت توان به شدت جریان جرمی (kJ/kg)	۱۹۴,۸۸	۱۸۸,۶۷



حجم سیلندر (سانتیمتر مکعب)

شکل ۸- مقایسه تغییرهای فشار محفظه سیلندر بر حسب حجم سیلندر با نتیجه‌های تجربی [۳۶].



شکل ۷- تغییرهای فشار محفظه ورودی بر حسب زاویه لنگ.

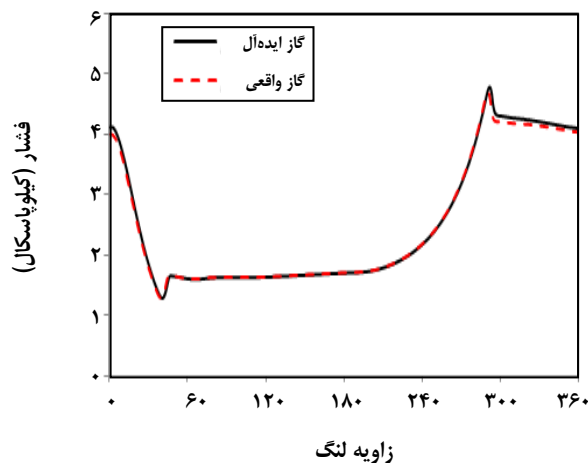
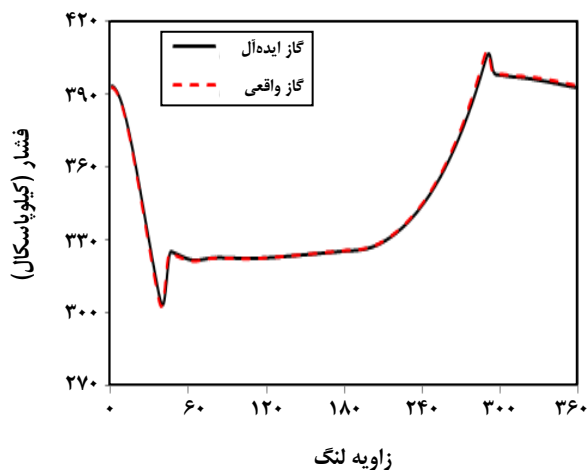
بیشتر از گاز ایده‌ال می‌باشد. همچنین مدل گاز واقعی کار مورد نیاز برای کمپرسور را نسبت به گاز ایده‌ال بهتر پیش بینی می‌کند، شکل ۸.

بررسی کمپرسور دو مرحله‌ای

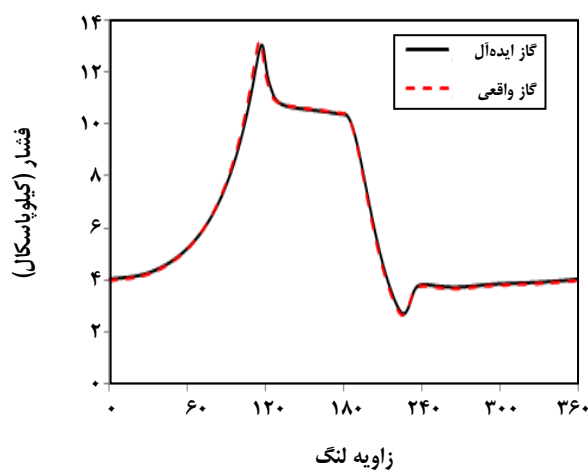
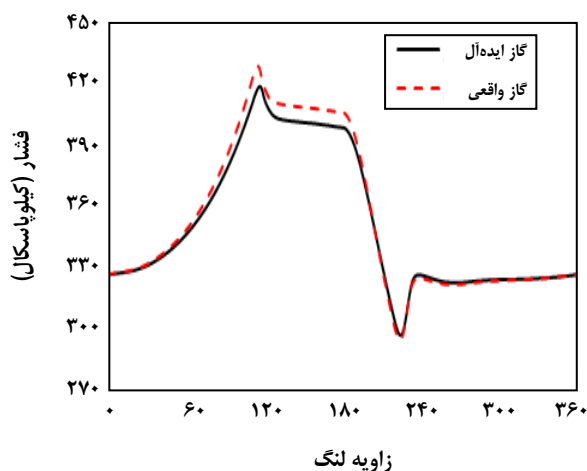
در ادامه به بررسی رفتار کمپرسور دو مرحله‌ای پرداخته شده است. ویژگی‌های کمپرسور دو مرحله‌ای و مبدل میانی استفاده شده در این شبیه سازی در جدول ۱ و جدول ۲ آورده شده است. تغییرهای فشار و دما در محفظه سیلندر برای مرحله اول کمپرسور در شکل ۹ نشان داده شده است. همان‌گونه که در شکل ۹ (الف) دیده می‌شود، فشار فرایند تخلیه در مرحله اول کمپرسور در مدلسازی گاز واقعی کمتر از گاز ایده‌ال پیش بینی شده است. در نتیجه فشار میانی کمپرسور، که همان فشار خروجی مرحله اول می‌باشد، در مدل سازی 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

پارامترهای کارایی کمپرسور شامل شدت جریان جرمی و توان در جدول ۴ نشان داده شده است. شدت جریان جرمی پیش بینی شده برای کمپرسور یک مرحله‌ای در حالت گاز واقعی بیشتر از حالت ایده‌ال می‌باشد. همچنین توان مورد نیاز برای کمپرسور در مدل سازی واقعی بیشتر از ایده‌ال می‌باشد. به علاوه، مقدار کار مصرفی برای فشرده سازی یک کیلوگرم گاز در مدل واقعی کمتر از مدل ایده‌ال پیش بینی شده است.

برای اعتبار بخشی به نتیجه‌های ارائه شده در این بخش، یک کمپرسور گاز طبیعی یک مرحله‌ای با ویژگی‌های ارائه شده در مرجع [۳۶] با روش توسعه داده شده برای مدلسازی در این پژوهش شبیه سازی شد و با نتیجه‌های تجربی [۳۶] مقایسه شد. برای این منظور نمودار P-V به دست آمده از مدلسازی برای کمپرسور در حالت گاز طبیعی و ایده‌ال رسم شد و با نتیجه‌های آزمایشگاهی [۳۶] مقایسه شد (شکل ۸). همان‌گونه که در شکل ۸ دیده می‌شود، سطح محصور در نمودار، که همان کار مورد نیاز برای یک سیکل در کمپرسور می‌باشد، در حالت گاز واقعی



شکل ۹ - تغییرهای فشار و دمای محفظه سیلندر در مرحله اول کمپرسور.



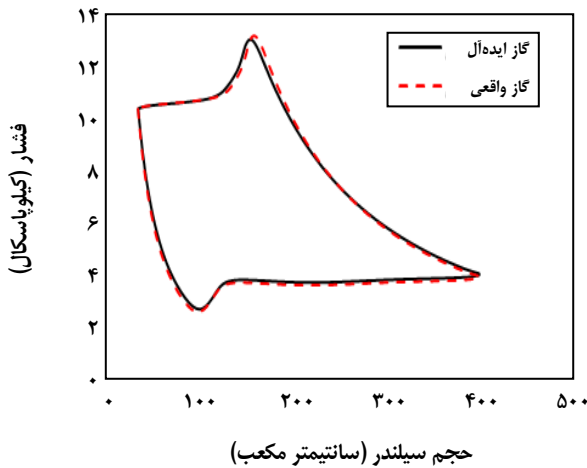
شکل ۱۰ - تغییرهای دما و فشار محفظه سیلندر در مرحله دوم کمپرسور.

گاز واقعی کمتر از گاز ایده آل می باشد که ناشی از کم تر بودن فشار میانی کمپرسور در حالت واقعی نسبت به ایده آل می باشد. در نتیجه نسبت تراکم در مرحله دوم کمپرسور در حالت گاز طبیعی بیش تر از حالت گاز ایده آل می باشد. همچنین دمای خروجی مرحله دوم، با توجه به توضیح های شکل ۵ (ب) و همچنین بالاتر بودن نسبت تراکم در حالت گاز واقعی بیشتر از ایده آل می باشد، (شکل ۱۰ (ب)).

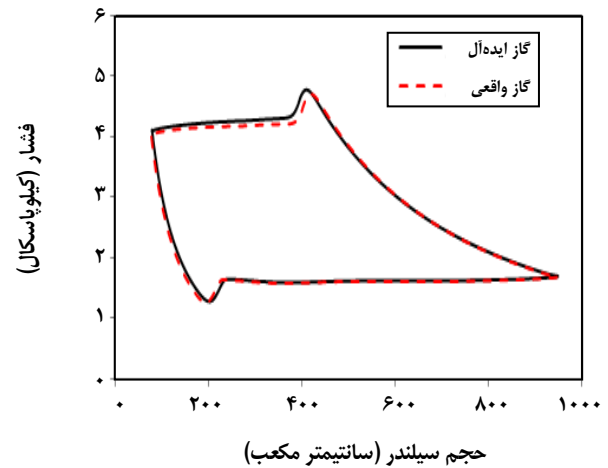
نمودار P-V برای مرحله اول کمپرسور در شکل ۱۱ نشان داده شده است. همان گونه که در شکل ۸ توضیح داده شده، انتظار می رود که سطح محصور در نمودار P-V افزایش یابد. ولی به دلیل کم تر بودن فشار میانی در حالت گاز واقعی نسبت به حالت گاز ایده آل، قسمت بالای نمودار (فرایند دهم مرحله اول کمپرسور)،

بیش تر از حالت گاز واقعی پیش بینی شده است. همچنین شکل ۹ (ب)، نشان می دهد که دمای گاز خروجی در حالت واقعی و ایده آل به تقریب یکسان است. با توجه به شکل ۵ (ب)، انتظار می رود که دمای گاز خروجی مرحله اول در حالت گاز واقعی بیش تر از گاز ایده آل باشد. ولی به دلیل کم تر بودن نسبت تراکم در حالت گاز واقعی نسبت به گاز ایده آل، این افزایش دما را تعدیل کرده و دمای خروجی از مرحله اول برای هر دو مدل به تقریب یکسان می باشد، شکل ۹ (ب).

در شکل ۱۰، تغییرهای دما و فشار درون محفظه سیلندر بر حسب زاویه لنگ برای مرحله دوم کمپرسور نشان داده شده است. همان گونه که در شکل ۱۰ (الف) دیده می شود، فشار محفظه سیلندر در فرایند مکش (بین زاویه ۲۳۰ تا ۳۶۰ درجه) در حالت



شکل ۱۲ - تغییرهای فشار محفظه سیلندر بر حسب حجم سیلندر (مرحله دوم).



شکل ۱۱ - تغییرهای فشار محفظه سیلندر بر حسب حجم سیلندر (مرحله اول).

بررسی و مدل‌سازی دقیق این کمپرسورها به دلیل مصرف انرژی بالای این ماشین‌ها بسیار مهم می‌باشد. برای این منظور از معادله حالت AGA8 که برای اندازه‌گیری دقیق شدت جریان جرمی گاز طبیعی ارایه شده، استفاده شده است. برای انجام مدل‌سازی، شبیه‌سازی عددی صفر بعدی توسعه داده شد. برای این منظور، افزون بر محفظه‌های سیلندر، محفظه‌های ورودی و خروجی به عنوان حجم کنترل وارد شبیه‌سازی شد. از معادله حالت AGA8 برای محاسبه ویژگی‌های ترمودینامیکی مورد استفاده قرار گرفت. برای اعتبار بخشی روش شبیه‌سازی توسعه داده شده، یک کمپرسور یک مرحله‌ای هوا شبیه‌سازی شد و با نتیجه‌های آزمایشگاهی مقایسه شد. سپس از روش توسعه داده شده برای شبیه‌سازی کمپرسور رفت و برگشتی دو مرحله‌ای گاز طبیعی برای پیش‌بینی فشار و دمای محفظه‌های سیلندر و پارامترهای کارایی کمپرسور در حالت ایده‌آل و واقعی مورد استفاده قرار گرفت. نتیجه‌ها نشان می‌دهد که فشار میانی پیش‌بینی شده برای کمپرسور دو مرحله‌ای با استفاده از گاز واقعی کمتر از گاز ایده‌آل می‌باشد. همچنین شدت جریان جرمی شبیه‌سازی شده با استفاده از مدل حقیقی بیشتر از مدل ایده‌آل می‌باشد. همچنین، مدل واقعی توان مورد نیاز برای کمپرسور را بیشتر از گاز ایده‌آل پیش‌بینی کرده است. دمای گاز خروجی از سامانه کمپرسور توسط مدل‌سازی واقعی بیشتر از مدل ایده‌آل می‌باشد. مقدار توان مصرفی بر واحد جرم، برای مدل ایده‌آل بیشتر از مدل واقعی محاسبه شده است.

سطح محصور در نمودار P-V و در نتیجه کار مورد نیاز برای مرحله اول در حالت گاز واقعی کمتر از گاز ایده‌آل پیش‌بینی شده است. در شکل ۱۲، نمودار P-V برای مرحله دوم کمپرسور رسم شده است. با توجه به شکل ۷، کار مورد نیاز برای کمپرسور در حالت گاز واقعی بیشتر از گاز ایده‌آل می‌باشد. همچنین با توجه به کم‌تر بودن فشار میانی در حالت گاز واقعی نسبت به گاز ایده‌آل، که در قسمت پایین شکل ۱۲ قابل دیدن می‌باشد (فرایند مکش کمپرسور)، سطح محصور نمودار P-V برای گاز واقعی نسبت به گاز ایده‌آل افزایش بیشتری می‌یابد و در نتیجه کار مورد نیاز برای مرحله دوم برای گاز واقعی نسبت به ایده‌آل بیشتر می‌باشد.

پارامترهای کارایی و همچنین فشار میانی پیش‌بینی شده برای کمپرسور دو مرحله‌ای در حالت گاز واقعی و ایده‌آل در جدول ۵ نشان داده شده است. فشار میانی کمپرسور در مدل گاز واقعی ۴۷۰۱۵ مگاپاسکال و در مدل ایده‌آل ۴۷۰۹۳ مگاپاسکال محاسبه شده است. همچنین شدت جریان جرمی برای کمپرسور در حالت واقعی بیشتر از حالت ایده‌آل پیش‌بینی شده است. همچنین، جدول ۵ نشان می‌دهد که نسبت توان به شدت جریان جرمی، مقدار کار مورد نیاز برای فشرده کردن جرم واحد گاز، برای گاز واقعی نسبت به ایده‌آل کمتر می‌باشد.

نتیجه‌گیری و جمع‌بندی

کمپرسورهای رفت و برگشتی چند مرحله‌ای به دلیل دست یافتن به نسبت فشار بالا در صنایع گوناگون کاربرد زیادی دارد.

جدول ۵ - مقادیرهای پیش بینی شده توسط مدل سازی برای کمپرسور دو مرحله‌ای.

متغیر	ایده ال	واقعی
فشار میانی (MPa)	۴,۰۹۳	۴,۰۱۵
شدت جریان جرمی (kg/h)	۷۱,۴۰	۷۳,۶۷
توان (kW)	۷۷,۳۶	۷۷,۷۴
نسبت توان به شدت جریان جرمی (kJ/kg)	۳۹۲,۰۳	۳۸۳,۰۲

فهرست نمادها

\dot{Q}	نرخ انتقال گرما، J/s		
R	ثابت گازها، J/kg.K	A	سطح سوپاپ، m^2
Re	عدد رینولدز	A_{vs}, A_{vd}	سطح جریان سوپ، m^2
r	شعاع لنگ، m	C_f	ضریب نیرو
s	فاصله بین دو فین، m	C_g	ظرفیت گرمایی گاز، J/K
T	دما، K	C_r	نسبت بیشترین ظرفیت گرمایی به کمترین ظرفیت گرمایی
U	ضریب انتقال گرمای کل، W/m^2K	c_p	ظرفیت گرمایی ویژه در فشار ثابت، J/kg.K
u	انرژی درونی، J/kg	c_v	ظرفیت گرمایی ویژه در حجم ثابت، J/kg.K
V_{cyl}	حجم محفظه سیلندر، m^3	D	قطر سیلندر، m
V_0	حجم مرده، m^3	d_i	قطر داخلی لوله مبدل، m
W	کار، J	d_o	قطر خارجی لوله مبدل، m
\dot{W}	توان، J/s	f	ضریب اصطکاک
x	درصد مولی	G_g	شار جرمی، kg/m^2g
y_s, y_d	جابه‌جایی سوپاپ‌های خروجی و ورودی، m	g	شتاب گرانش زمین، m/s^2
y_{max}	بیشترین جابه‌جایی سوپاپ، m	h	آنتالپی، J/kg
Z	ضریب تراکم پذیری گازها	J	ضریب انتقال گرمای جابه‌جایی، W/m^2K
		K_{air}	ضریب انتقال گرمای هدایت هوا، W/mK
		K_g	ضریب انتقال گرمای هدایت گاز، W/mK
α	ضریب برای در نظر گرفتن غیر ایده‌آل بودن	K_t	ضریب انتقال گرمای هدایت لوله مبدل، W/mK
δ	ضخامت فین، m	k	ثابت فنر، Nm/m
ϵ	کارایی مبدل	L	طول لوله مبدل، m
λ	ارتفاع فین، m	l	طول شاتون، m
θ	زاویه لنگ، (درجه)	M_{vs}, M_{vd}	جرم معادل سوپاپ و فنر، kg
ρ	دانسیته سیال، kg/m^3	M_w	وزن مولکولی، kg/kmol
ω	سرعت زاویه‌ای، rad/s	m	جرم، kg
		NTU	تعداد واحد انتقال
		p	فشار، Pa
cyl	محفظه سیلندر	pr	عدد پرانتل
cv	حجم کنترل	Q	انتقال گرما، J

زیر نویس ها

m	مولار	d	دهش
s	مکش	down	جریان پایین دست جریان
up	بالادست جریان	e	جریان خروجی
		g	گاز
		i	جریان ورودی

تاریخ دریافت ۱۳۹۵/۱۱/۸ ؛ تاریخ پذیرش ۱۳۹۶/۸/۱۰

مراجع

- [1] Scalabrin G., Bianco G., [Experimental Thermodynamic Analysis of a Variable Speed Open Reciprocating Refrigeration Compressors](#), *International Journal of Refrigeration*, **17**(1): 68-75 (1994).
- [2] Hsieh W.H., Wu T.T., [Experimental Investigation of Heat Transfer in a High-Pressure Reciprocating Gas Compressor](#), *Experimental Thermal and Fluid Science*, **13**: 44-54 (1996).
- [3] Ma Y., He Z., Peng X., Xing Z., [Experimental Investigation of the Discharge Valve Dynamics in a Reciprocating Compressor for Trans-Critical CO₂ Refrigeration Cycle](#), *Applied Thermal Engineering*, **32**: 13-21 (2012).
- [4] Popovic P., Shapiro H.N., [A semi-Emperical Method for Modeling a Reciprocating Compressor in Refrigeration Systems](#), *ASHRAE Transactions*, **101**(2): 367-382 (1995).
- [5] Negrao S.O., Erthal R.H., Andrade D. H., Silva L.W., [A Semi-Emprical Model for the Unsteady-State Simulation of Reciprocating Compressors for Household Refrigeration Application](#), *Applied Thermal Engineering*, **31**: 1114-1124 (2011).
- [6] Li W., [Simplified Steady-State modelling for Hermetic Compressors with Focus on Extrapolation](#), *International Journal of Refrigeration*, **35**: 1722-1733 (2012).
- [7] Disconzi P., Pereira E. L.L., Deschamps C.J., ["Development of an in-Cylinder Heat Transfer Correlation for Reciprocating Compressors"](#), *International Compressor Engineering Conference at Purdue*, West Lafayette, USA, (2012).
- [8] Yasar O., Kocas M., [Computational Modeling of Hermetic Reciprocating Compressors](#), *International Journal of High Performance Computing Applications*, **21**(1): 30-41 (2007).
- [9] Escanese F., Perez-Segarra C.D., Rigola J., Serra J.M., Pons J., ["Numerical Simulation of Hermetic Reciprocating Compressors"](#), *International Compressor Engineering Conference*, Purdue, 193-198 (1996).
- [10] Bassi F., Pelagalli L., Rebay S., Betto A., Orefice M., ["Numerical Simulation of a Reciprocating Compressor for Household Refrigerators"](#), *International Compressor Engineering Conference*, Purdue, 97-104 (2000).
- [11] Castaing-Lasvignottes J., Gibout S., [Dynamic Simulation of Reciprocating Refrigeration Compressors and Experimental Validation](#), *International Journal of Refrigeration*, **21**: 381-389 (2010).

- [12] Gasparella G. A., Longo A., [Unsteady State Analysis of the Compression Cycle of a Hermetic Reciprocating Compressor](#), *International Journal of Refrigeration*, **26**: 681-689 (2003).
- [13] Farzaneh-Gord M., Niazmand A., Deymi-Dashtebayaz M., Rahbari H. R., [Thermodynamic Analysis of Natural Gas Reciprocating Compressors Based on Real and Ideal Gas Models](#), *International Journal of Refrigeration*, **56**: 186-197 (2014).
- [14] Farzaneh-Gord M., Niazman A., Deymi M., [Optimizing Reciprocating Air Compressors Design Parameters Based on First Law Analysis](#), *U.P.B.Scientific Bulletin, Seriese D: Mechanical Engineering*, 13-26 (2013).
- [15] Farzaneh-Gord M., Khoshnazar H., [Valve Fault Detection for Single-Stage Reciprocating Compressors](#), *Journal of Natural Gas and Engineering*, **35**: 1239-1248 (2016).
- [16] Farzaneh-Gord M., Niazmand A., Deymi-Dashtebayaz M., Rahbari, H. R., [Effects of Natural Gas Compositions on CNG \(Compressed Natural Gas\) Reciprocating Compressors Performance](#), *Energy*, **90**: 1152-1162 (2015).
- [17] Feyzi F., Riazi M. R., Shaban H.I., Ghotbi, H., [Improving Qubic Equations of State for Heavy Reservoir Fluid and Critical Region](#), *Chemical Engineering Communication*, **167**: 147-166 (1998).
- [۱۸] قنبری، محمد جواد؛ مرادی، غلامرضا؛ مدلسازی ترمودینامیکی تعادل فازي هیدرات گازهای تبریدی با استفاده از معادله حالت PRSV2، نشریه شیمی و مهندسی شیمی ایران، (۱) ۳۵: ۱۲۵ تا ۱۳۲ (۱۳۹۵).
- [19] Soave G.S., [A Noncubic Equation of State for the Treatment of Hydrocarbon Fluids at Reservoir](#), *Industrial & Engineering Chemistry Research*, **34**: 3981-3994 (1995).
- [20] Jaeschke M., Audibert S., Van Caneghem P., Humphreys A.E., Janssen R., Pellei Q., [High Accuracy Compressibility Factor for Natural Gases and Similar Mixtures by Use of a Truncated Virial Equation](#), *GERG Technical Monograph*, **TM2** (1989).
- [21] Kunz O., Klimeck R., Wagner W., Jaeschke M., [The GERG-2004 Wide-Range Equation of State for Natural Gases and Other Mixtures](#), *GERG*, **TM 15** (2007).
- [22] Kunz O., Wagner W., [The GERG-2008 Wide-Range Equation of State for Natural Gases and other Mixtures: An Expansion of GERG-2004](#), *Journal of Chemical & Engineering Data*, **57**: 3032-3091 (2012).
- [23] AGA8-DC92, "Compressibility and Super Compressibility for Natural Gas and other Hydrocarbon Gases", Transmission Measurement Committee, pp. Arlington,VA. Report No. 8, AGAcatalog No. XQ 1285,(1992).
- [24] ISO-12213-2. "Natural Gas- Calculation of Compression Factor-Part 2: Calculation Using Molar-Composition Analysis", ISO, Ref. No. *ISO- 12213-2:1997(E)*.
- [25] Elhaj M., Gu F., Ball A.D., Albarbar A., Al-Qattan M., Naid A., [Numerical Simulation and Experimental Study of a Two-Stage Reciprocating Compressor for Condition Monitoring](#), *Mechanical Systems and Signal Processing*, **22**: 374-389 (2008).

- [26] Stosic N., Hanjalic K., [Contribution Towards Modelling of Two-Stage Reciprocating Compressors](#), *International Journal of Mechanical Science*, **19**(8): 439-445 (1977).
- [27] Reinholtz H.H., Mabie C.F., "Mechanic and Dynamic of Machinery", John Wiley and Sons Inc. (1987).
- [28] Habing R.A., "Flow and Plate Motion in Compressor Valves", Ph.D Thesis, University of Twente (2005).
- [29] Soedel W., "Sound and Vibration of Positive Displacement Compressors", CRC Press (2006).
- [30] Srinivas M.N., Padmanabhan, C., [Computationally Efficient Model for Refrigeration Compressor Gas Dynamics](#), *International Journal of Refrigeration*, **25**: 1083-1092 (2002).
- [31] Shah R.k., Sekulic, D.P., "Fundamentals of Heat Exchanger Design", John Wiley & Sons Inc. (2003).
- [32] Rao R.V., Patel V.K., [Thermodynamic Optimization of Cross Flow Plate-Fin Heat Exchanger Using a Particle Swarm Optimization Algorithm](#), *International Journal of Thermal Science*, **49**: 1712-1721 (2010).
- [33] Serth R.W., "Process heat transfer", Elsevier Science and Technology Books (2007).
- [34] Sun S.Y., Ren T.R., [New Method of Thermodynamic Computation for a Reciprocating Compressor: Computer Simulation of Working Process](#), *International Journal of Mechanical Sciences*, **37**: 343-353 (1994).