

## مدل سازی فرآیند پر شدن سریع با رویکرد مقایسه مدل های مختلف جایگاه های سوخت رسانی گاز طبیعی

مرتضی سعادت طرقي<sup>1</sup>، جواد خادم<sup>2\*</sup>، محمود فرزانه گرد<sup>3</sup>، مصطفی نخعی<sup>4</sup>  
<sup>1</sup> دانشجوی دکتری مهندسی مکانیک دانشگاه بیرجند، بیرجند، ایران  
<sup>2</sup> استادیار دانشکده مهندسی دانشگاه بیرجند، بیرجند، ایران  
<sup>3</sup> استاد دانشکده مهندسی مکانیک دانشگاه شاهرود، شاهرود، ایران  
<sup>4</sup> مشاور صنعتی شورای پژوهش و فناوری شرکت ملی پخش فرآورده های نفتی ایران  
 دریافت: 94/10/20 پذیرش: 95/8/25

### چکیده

دو نوع سیستم ذخیره آبشاری و بافر جهت ذخیره سازی گاز طبیعی وجود دارد. هدف اصلی از انجام این تحقیق، مدل سازی دقیق تر فرآیند پر شدن سریع با رویکرد مقایسه این دو نوع سیستم ذخیره می باشد. مهم ترین هزینه بهره برداری در جایگاه های سوخت گاز طبیعی، مربوط به کار مصرفی کمپرسور است. بر خلاف اکثر تحقیقات قبلی، تغییرات فشار مخازن ذخیره جایگاه در نظر گرفته شده است چرا که جهت مدل سازی کمپرسور، ضروری می باشد. نتایج مربوط به تحقیق حاضر با نتایج تجربی و نتایج کارهای قبلی، مقایسه شده است. نتایج نشان می دهد که انرژی مصرف شده توسط کمپرسور در یک سیکل به ترتیب 61/86 و 24/50 کیلو وات ساعت برای سیستم ذخیره آبشاری و بافر، می باشد. همچنین میانگین انرژی مصرف شده برای پر شدن یک خودرو به ترتیب 2/38 و 2/72 کیلو وات ساعت برای سیستم ذخیره آبشاری و بافر، می باشد.

**کلمات کلیدی:** گاز طبیعی، مخازن آبشاری، مخازن بافر، کمپرسور رفت و برگشتی

### مقدمه

گاز طبیعی فشرده (سی ان جی<sup>1</sup>) همواره به عنوان یک سوخت پاک برای استفاده در خودروها مطرح بوده است. مشکلات ناشی از استفاده از سوخت های مایع مانند آلودگی محیط زیست و هزینه بالای تولید، باعث شده است که استفاده از این سوخت ارزان در جهان و ایران، بیشتر از گذشته مورد توجه قرار گیرد. با توجه

<sup>1</sup> CNG (Compressed Natural gas)

به برخورداری ایران از دومین منابع گاز طبیعی در جهان و وجود شبکه خط لوله گاز طبیعی گسترده در سراسر کشور، مدیران بخش انرژی را به استفاده از این منبع انرژی تشویق می‌کنند. درست است که هزینه اولیه جایگاه‌ها ممکن است زیاد باشد اما وجود مزایای مطرح شده و همچنین کاهش مصرف بنزین در کشور با استفاده از سوخت جایگزین، همه و همه از دلایلی هستند که روز به روز میل به استفاده از این سوخت پاک، افزایش یابد. گاز طبیعی به طور عمده شامل گازمتان می‌باشد و البته سایر ترکیباتی مانند بوتان، پروپان و اتان را نیز دارا می‌باشد. با توجه به اینکه زمان پر شدن در سیستم‌های پر شدن کند بسیار زیاد می‌باشد (حدود 8 ساعت برای یک خودرو)، لذا این سیستم‌ها برای نصب در جایگاه‌ها با مصرف عمومی مناسب نمی‌باشند. به منظور کاهش زمان سوخت‌گیری، گاز طبیعی فشرده معمولاً توسط کمپرسور در مخازن ذخیره جایگاه‌ها (200 تا 250 بار)، فشرده و از طریق لوله‌های ارتباطی و اجزای مختلف دیگری که در ادامه تشریح می‌گردند در مخزن خودرو ذخیره می‌شود. این فرآیند را فرآیند پر شدن سریع گویند. زمان سوخت‌گیری بنزین و دیزل حدود 3 تا 4 دقیقه می‌باشد و همواره تلاش می‌شود زمان سوخت‌گیری در جایگاه‌های سوخت‌رسانی گاز طبیعی نیز حدود همین مقدار باشد. در بررسی جایگاه‌های سوخت‌رسانی گاز طبیعی، دو هدف کاهش زمان سوخت‌گیری و کاهش هزینه‌های بهره‌برداری، همواره مطرح بوده است، لذا مدل‌سازی و شبیه‌سازی فرآیند پر شدن سریع همواره مورد اهمیت می‌باشد. در جایگاه‌های سوخت‌رسانی گاز طبیعی از دو نوع سیستم ذخیره استفاده می‌شود، سیستم ذخیره آبشاری<sup>1</sup> (چند خطی) و بافر<sup>2</sup> (تک خطی). در سیستم ذخیره آبشاری معمولاً 3 سبب فشار وجود دارد، کم، متوسط و پرفشار در حالی که در سیستم ذخیره بافر تنها یک سبب فشار وجود دارد. در یک جایگاه سوخت‌رسانی گاز طبیعی با سیستم ذخیره آبشاری، گاز فشرده خروجی از کمپرسور پس از عبور از یک پنل اولویت‌بندی<sup>3</sup>، وارد مخازن ذخیره جایگاه می‌شود. وظیفه این پنل، تعیین اولویت پر شدن یکی از سبب فشارها می‌باشد. همچنین یک الگوریتم در توزیع‌کننده<sup>4</sup> وجود دارد که وظیفه آن تعیین اولویت خالی شدن مخازن جایگاه و پر شدن مخزن خودرو می‌باشد. بر طبق این الگوریتم زمانی که دبی جرمی خروجی از توزیع‌کننده به مقدار معینی رسید (معمولاً 0/02 کیلو گرم بر ثانیه) مخزن خودرو از مخزن فشار پایین تر به مخزن فشار بالاتر متصل می‌گردد تا زمانی که عمل سوخت‌گیری، پایان می‌یابد.

اولین مدل‌سازی صورت گرفته برای فرآیند پر شدن سریع توسط کونتز [1] صورت گرفته است. مدل‌سازی صورت گرفته بسیار ساده و تنها شامل مخزن خودرو بوده است. کونتز و همکاران [2-5] با استفاده از همان مدل اولیه، الگوریتم‌هایی برای توزیع‌کننده ارائه نمودند. فرزانه گرد و همکاران [6, 7] یک جایگاه سوخت‌رسانی با مخازن ذخیره بافر را مورد بررسی قرار دادند. نتایج مربوط به تاثیر پارامترهای مختلف مانند دمای محیط، فشار اولیه مخزن خودرو و مخازن ذخیره جایگاه بر فشار نهایی مخزن خودرو و زمان سوخت‌گیری، ارائه گردیده است. مدل‌سازی آنها تنها شامل مدل‌سازی مخازن جایگاه و مخزن خودرو بوده

<sup>1</sup>Cascade

<sup>2</sup>Buffer

<sup>3</sup>Priority Panel

<sup>4</sup>Dispenser

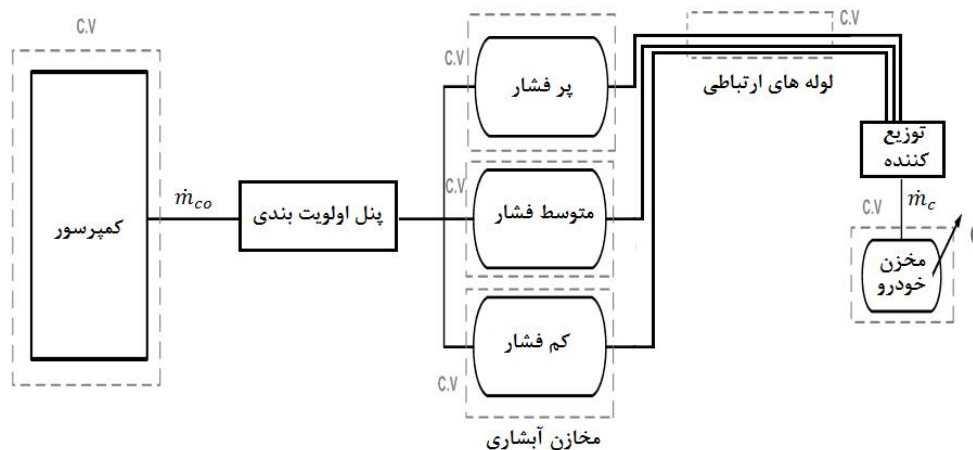
است و از مدل‌سازی لوله‌های ارتباطی و سایر اجزا، صرف‌نظر شده است. همچنین در این تحقیقات فشار مخازن ذخیره جایگاه همواره مقدار ثابت در نظر گرفته شده است و از تغییرات آن با زمان صرف‌نظر گردیده است. فرزانه گرد و همکاران [8] یک تحلیل ترمودینامیکی جهت یک جایگاه سوخت رسانی با مخازن ذخیره آبشاری نیز ارائه نمودند. تحلیل آنها مشابه تحقیقات قبلی آنها بود. تحقیقات آنها نشان می‌دهد که دمای محیط و شرایط اولیه مخازن تاثیر بسیاری بر شرایط نهایی مخزن خودرو دارد. نتایج آنها نشان می‌دهد که افزایش دمایی معادل با 40 کلوین در طی پر شدن مخزن خودرو، صورت می‌گیرد. فرزانه گرد و همکاران [9,10] همچنین به مقایسه دو نوع سیستم ذخیره تشریح شده در فوق، بر مبنای مدل گاز واقعی، پرداختند. نتایج آنها نشان می‌دهد که هر نوع سیستم ذخیره نسبت به دیگری مزایایی دارد. نتایج نشان می‌دهد که مقدار آنتروپی تولیدی در سیستم ذخیره آبشاری حدود 55% کمتر از سیستم ذخیره بافر می‌باشد. آنها اشاره کرده‌اند که مقدار آنتروپی تولیدی می‌تواند معیاری برای کار مصرفی کمپرسور باشد هرچند که مقدار کار مصرفی کمپرسور را ارائه نکرده‌اند. برای محاسبه این مقدار باید کمپرسور نیز در شرایط ناپایا مدل‌سازی گردد. همچنین نتایج آنها نشان می‌دهد که زمان سوخت‌گیری در سیستم ذخیره بافر حدود 66% کمتر از سیستم ذخیره آبشاری می‌باشد. مدل‌سازی آنها مشابه تحقیقات قبلی تنها شامل مدل‌سازی دو مخزن ذخیره، می‌باشد. فرزانه گرد و همکاران [11] تحقیقات مشابهی نیز برای گاز هیدروژن انجام دادند و نشان دادند که آنتروپی تولیدی برای سیستم ذخیره بافر بیشتر از سیستم ذخیره آبشاری است. فرزانه گرد و همکاران [12, 13] همچنین با استفاده از مدل ارائه شده در قبل، به بهینه‌سازی فرآیند پر شدن سریع بر مبنای گاز ایده‌آل پرداختند. آنالیز آنها بر مبنای قانون اول و دوم ترمودینامیک می‌باشد. آنها نشان دادند که نسبت بی بعد فشار بهینه برای مخزن کم فشار و متوسط فشار به ترتیب،  $0/24$  و  $0/58$  می‌باشد. یک مدل ریاضی جدید توسط خادم و همکاران [14] جهت مدل‌سازی فرآیند پر شدن سریع با در نظر گرفتن لوله‌های ارتباطی ارائه گردیده است. این تحقیق تنها تحقیق انجام شده در این موضوع با در نظر گرفتن لوله‌های ارتباطی است. جریان گاز به صورت جریان گاز ایده‌آل و همراه با در نظر گرفتن اصطکاک مورد بررسی قرار گرفته است. در تحقیق آنها فشار مخازن جایگاه در طی فرآیند پر شدن سریع، مقداری ثابت در نظر گرفته شده است که همین موضوع مانع از محاسبات مربوط به کار کمپرسور می‌گردد.

مروری بر تحقیقات گذشته نشان می‌دهد که در تمامی تحقیقات مرتبط با بررسی جایگاه‌های سوخت‌رسانی گاز طبیعی، تنها فرآیند پر شدن سریع که تنها بخشی از عملکرد یک جایگاه می‌باشد، مورد بررسی قرار گرفته است. از طرفی در اکثر تحقیقات [1-13]، فرآیند پر شدن سریع نیز بدون در نظر گرفتن بخش‌هایی همچون توزیع کننده و لوله‌های ارتباطی مدل‌سازی گردیده است و همچنین نتایج هیچ‌گاه با نتایج تجربی مقایسه نشده است (به جز تحقیق [14]). لازم به ذکر است که تاکنون نتایجی جهت شبیه‌سازی یک جایگاه سوخت‌رسانی گاز طبیعی، ارائه نگردیده است. تمامی تحقیقات قبلی، نتایج مربوط به تغییرات فشار مخزن خودرو را ارائه کرده‌اند، در حالی که در کار حاضر برای اولین بار نتایج مربوط به تغییرات فشار مخازن ذخیره جایگاه در طی چندین فرآیند پر شدن سریع، ارائه گردیده است.

هدف تحقیق حاضر ابتدا مدل سازی کامل فرآیند پر شدن سریع شامل مخازن ذخیره جایگاه، مخزن خودرو، توزیع کننده و لوله های ارتباطی و مقایسه نتایج این مدل سازی با نتایج تجربی می باشد. همچنین در مدل سازی فرآیند پر شدن سریع، جهت مدل سازی کمپرسور در مراحل بعدی، فشار مخازن ذخیره جایگاه ثابت فرض نشده است و با زمان تغییر می کند. همانطور که ذکر گردید جهت مشاهده تاثیر مدل سازی لوله های ارتباطی، نتایج تحقیق حاضر با نتایج تجربی ارائه شده در تحقیق [15] مقایسه گردیده است. سپس با استفاده از مدل سازی فرآیند پر شدن سریع، شبیه سازی یک جایگاه سوخت رسانی گاز طبیعی با رویکرد مقایسه دو نوع سیستم ذخیره، صورت گرفته است.

### مدل سازی تئوری

مطابق شکل 1، یک جایگاه سوخت رسانی گاز طبیعی از شش جزء تشکیل شده است که شامل کمپرسور، پنل اولویت بندی، مخازن ذخیره، لوله های ارتباطی، توزیع کننده و مخزن ذخیره خودرو می باشد. شبیه سازی یک جایگاه سوخت با مدل سازی این قسمت ها محقق می گردد. زمانی که سطح فشار مخازن ذخیره جایگاه به مقدار مشخصی کاهش یافت، کمپرسور روشن و مخازن جایگاه را پر می کند. در سیستم ذخیره آبشاری تعیین اولویت پر کردن مخازن توسط کمپرسور، در پنل اولویت بندی که دارای یک الگوریتم می باشد، صورت می گیرد. بر اساس یک الگوریتم دیگر که در توزیع کننده وجود دارد، مخزن خودرو به یکی از مخازن ذخیره جایگاه متصل و فرآیند انتقال گاز توسط لوله های ارتباطی صورت می گیرد. همانطور که در شکل 1 مشهود است، مخازن ذخیره به سه سبد فشار تقسیم شده اند (سیستم ذخیره آبشاری)، کم فشار، متوسط فشار و پر فشار. همانطور که ذکر گردید در سیستم ذخیره بافر تنها یک سبد فشار وجود دارد. در این بخش، چهار بخش اصلی یک جایگاه سوخت رسانی گاز طبیعی مدل سازی گردیده است.



شکل 1. نمایی شماتیک از یک جایگاه سوخت رسانی گاز طبیعی با مخازن ذخیره آبشاری

جهت مدل سازی مخزن ذخیره خودرو، حجم کنترلی داخل مخزن ذخیره خودرو مطابق شکل 1، در نظر گرفته و فشار و دما داخل آن به صورت یکنواخت فرض شده است. معادله بقای جرم برای حجم کنترل مذکور به شکل زیر است:

$$\frac{dm_c}{dt} = \dot{m}_i \quad (1)$$

که در آن  $\dot{m}_i$  دبی جرمی ورودی به مخزن خودرو می باشد که در ادامه تعیین می گردد. شکل کلی قانون اول ترمودینامیک برای حجم کنترل مذکور به شکل زیر است:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{cv} + \sum \dot{m}_i (h_i + V_i^2/2 + gz_i) \\ = \sum \dot{m}_e (h_e + V_e^2/2 + gz_e) + d/dt [m(u + V^2/2 + gz)]_{cv} + \dot{W}_{cv} \end{aligned} \quad (2)$$

از تغییرات انرژی جنبش و پتانسیل صرف نظر شده و همچنین برای تنها یک ورودی داریم:

$$\frac{dU_c}{dt} = \dot{Q}_{cv} + \dot{m}_i (h_i + \frac{V_i^2}{2}) \quad (3)$$

جهت ساده سازی از انتقال حرارت بین مخزن خودرو و محیط اطراف صرف نظر شده و پس از ساده سازی داریم:

$$m_c \frac{du_c}{dt} + u_c \frac{dm_c}{dt} = \dot{m}_i h_r \quad (4)$$

با فرض گاز ایده آل می توان مقادیر آنتالپی و انرژی داخلی را با استفاده از روابط  $u = c_v T$  و  $h = c_p T$  محاسبه نمود.

با در نظر گرفتن مخازن ذخیره جایگاه به عنوان حجم کنترل جدید، معادله بقای جرم به شکل زیر خواهد بود:

$$\frac{dm_r}{dt} = -\dot{m}_e \quad (5)$$

که در آن  $\dot{m}_e$  دبی جرمی خروجی از مخازن جایگاه که برابر دبی جرمی ورودی به مخزن خودرو است، می باشد. پس از ساده سازی معادله 2 برای حجم کنترل جدید داریم:

$$\frac{dU_r}{dt} = \dot{Q}_{cv} - \dot{m}_e (h_r) \quad (6)$$

مشابه قبل جهت ساده سازی از انتقال حرارت صرف نظر شده و شکل نهایی قانون اول ترمودینامیک برای حجم کنترل مخازن ذخیره جایگاه به شکل زیر خواهد شد:

$$m_r \frac{du_r}{dt} + u_r \frac{dm_r}{dt} = -\dot{m}_e h_r \quad (7)$$

جریان گاز طبیعی بین مخازن جایگاه با مخزن خودرو را می توان به عنوان یک جریان یک بعدی در نظر گرفت. فرآیند را شبه پایا فرض نموده و از روابط پایا می توان در بازه های زمانی مختلف استفاده نمود. جهت محاسبه دبی جرمی داخل لوله های ارتباطی در یک بازه زمانی، معادلات بقای جرم، مومنتم و معادله حالت به شکل زیر می باشند:

$$\frac{d(\rho V)}{dx} = 0 \quad (8)$$



$$\frac{d(\rho VV)}{dx} + \frac{dP}{dx} + \frac{f}{2D} \rho V^2 = 0 \quad (9)$$

$$P = z\rho \frac{R}{M} T \quad (10)$$

که در آنها  $z, \rho, V, P, f, D, R, M, T$  به ترتیب دما، وزن مولکولی، ثابت گاز، قطر لوله، ضریب اصطکاک، فشار، سرعت، چگالی و ضریب تراکم پذیری هستند. بر طبق معادله بقاء جرم داریم:

$$\rho V = \frac{\dot{m}}{A} \quad (11)$$

با ترکیب معادلات 9 و 11 داریم:

$$\underbrace{\rho^2 V dV}_I + \underbrace{\rho dP}_{II} + \underbrace{\frac{f dx \dot{m}^2}{2A^2 D}}_{III} = 0 \quad (12)$$

از مقدار عبارت انرژی جنبشی (I) در مقایسه با سایر عبارات (II و III) صرفنظر می‌شود [16]. با انتگرال گیری از عبارت II و با استفاده از معادله 10 داریم:

$$\int_{P_1}^{P_2} \rho dP = \int_{P_1}^{P_2} \frac{MP}{ZRT} dP = \frac{M}{Z_{avg} RT_{avg}} \int_{P_1}^{P_2} P dP = \frac{M(P_2^2 - P_1^2)}{2Z_{avg} RT_{avg}} \quad (13)$$

که در آن [16]:

$$T_{avg} = \frac{T_1 + T_2}{2} \quad \text{and} \quad P_{avg} = \frac{2}{3} \left[ P_1 + P_2 - \frac{P_1 P_2}{P_1 + P_2} \right] \quad (14)$$

برای محاسبه ضریب تراکم پذیری در دما و فشار فوق، از معادله حالت زیر استفاده شده است [17]:

$$Z^3 - Z^2 + [A^* - B^*(1 + B^*)]Z - A^*B^* = 0 \quad (15)$$

که در آن  $A^*$  و  $B^*$  با معلوم بودن فشار و دما محاسبه می‌گردند [17].

با انتگرال گیری از عبارت III معادله 12 داریم:

$$\int_{x_1}^{x_2} \frac{f \dot{m}^2}{2A^2 D} dx = \frac{f \dot{m}^2}{2A^2 D} (x_2 - x_1) = \frac{f \dot{m}^2}{2A^2 D} (L) \quad (16)$$

که در آن  $L$  طول لوله ارتباطی بین مخازن جایگاه و مخزن خودرو می‌باشد. اکنون با جایگذاری معادله 13 و 16 در معادله 12 داریم:

$$\dot{m} = A \frac{1}{\sqrt{f}} \left[ \frac{MD(P_1^2 - P_2^2)}{LRT_{avg}Z_{avg}} \right]^{0.5} \quad (17)$$

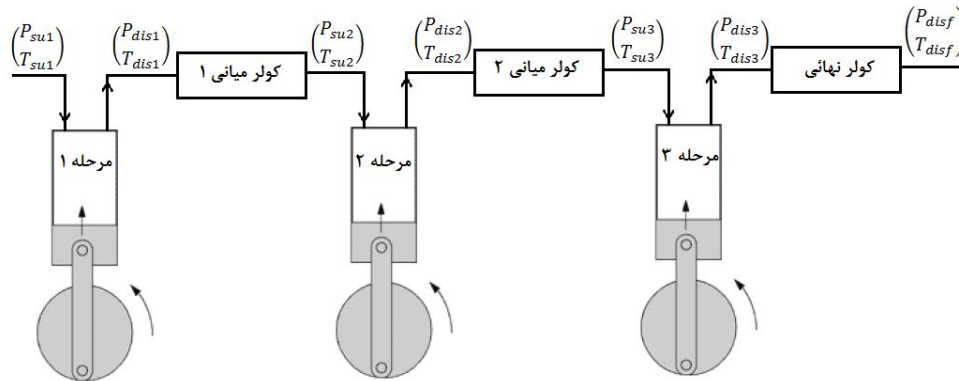
ویموتس [16]، پیشنهاد داد:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 10.3196 D^{\frac{1}{6}} \quad (18)$$

لذا مقدار دبی جرمی در طی یک بازه زمانی را می‌توان با استفاده از معادلات 14 و 15 و 17 و 18 محاسبه و از آن در معادلات 4 و 7 استفاده نمود.

کمپرسور مورد استفاده قرار گرفته در جایگاه‌های سوخت رسانی گاز طبیعی از نوع رفت و برگشتی چند مرحله‌ای (معمولاً 3 مرحله‌ای) می‌باشد. در این نوع کمپرسورها با بالا رفتن پیستون درون سیلندر، فشار افزایش می‌یابد. نمایی شماتیک از این نوع کمپرسورها به همراه دو کولر میانی و یک کولر نهایی، در شکل 2

نشان داده شده است. دو پارامتر مهم در بررسی کمپرسورهای جایگاه‌ها، دبی جرمی و کار مصرفی (توان) خروجی می‌باشند.



شکل 2. نمایی شماتیک از یک کمپرسور رفت و برگشتی سه مرحله‌ای

در یک تحقیق موازی که توسط نویسندگان تحقیق حاضر و به صورت تجربی انجام گردیده، مشخص شده است که تغییرات فشار خروجی کمپرسور (مخازن ذخیره جایگاه) بر مقدار فشارهای میانی کمپرسور تأثیری ندارد و فشارهای میانی در طی عملکرد کمپرسور در شرایط ناپایا، مقادیر ثابتی هستند. همچنین تغییر فشار خروجی کمپرسور بر دبی جرمی خروجی از کمپرسور تأثیری ندارد و این مقدار نیز در طی عملکرد ناپایای کمپرسور، مقدار ثابتی می‌باشد. دبی جرمی خروجی از کمپرسور را می‌توان از رابطه زیر محاسبه نمود:

$$\dot{m}_{co} = \rho_{std} \times Q_{std} = \left( \frac{MW_{gas}}{MW_{air}} \right) \times \rho_{air, std} \times Q_{std} \quad (19)$$

که در آن  $Q_{std}$ ,  $\rho_{air, std}$ ,  $MW_{air}$ ,  $MW_{gas}$  به ترتیب، ظرفیت کمپرسور در شرایط استاندارد، چگالی هوا در شرایط استاندارد، وزن مولکولی هوا و وزن مولکولی گاز (متان) می‌باشند. کار آدیاباتیک کمپرسور از رابطه زیر تعیین می‌گردد [18]:

$$W_{adi} = \frac{k}{k-1} (Z_{su} T_{su} R) \left[ \left( \frac{P_{dis}}{P_{su}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (20)$$

کار آدیاباتیک برای کمپرسور سه مرحله‌ای نشان داده شده در شکل 2 از رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$W_{adi} = \frac{k_1}{k_1-1} (Z_{su1} T_{su1} R) \left[ \left( \frac{P_{dis1}}{P_{su1}} \right)^{\frac{k_1-1}{k_1}} - 1 \right] + \frac{k_2}{k_2-1} (Z_{su2} T_{su2} R) \left[ \left( \frac{P_{dis2}}{P_{su2}} \right)^{\frac{k_2-1}{k_2}} - 1 \right] + \frac{k_3}{k_3-1} (Z_{su3} T_{su3} R) \left[ \left( \frac{P_{dis3}}{P_{su3}} \right)^{\frac{k_3-1}{k_3}} - 1 \right] \quad (21)$$

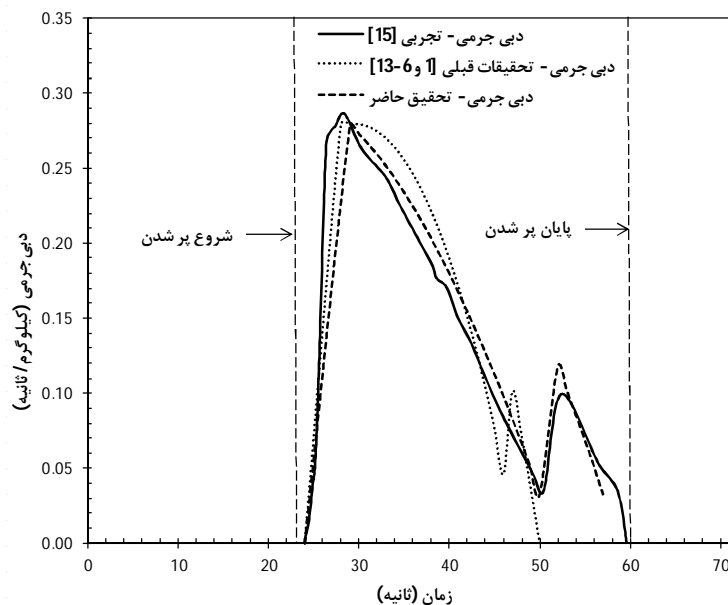
برای محاسبه کار واقعی کمپرسور از رابطه زیر استفاده می‌شود:

$$W_a = \frac{W_{adi}}{\eta_c \times \eta_m} \quad (22)$$

که در آن  $\eta_c$  و  $\eta_m$  به ترتیب راندمان تراکم و راندمان مکانیکی هستند که معمولاً توسط شرکت‌های سازنده کمپرسور، ارائه می‌گردد.

### نتایج اعتبارسنجی

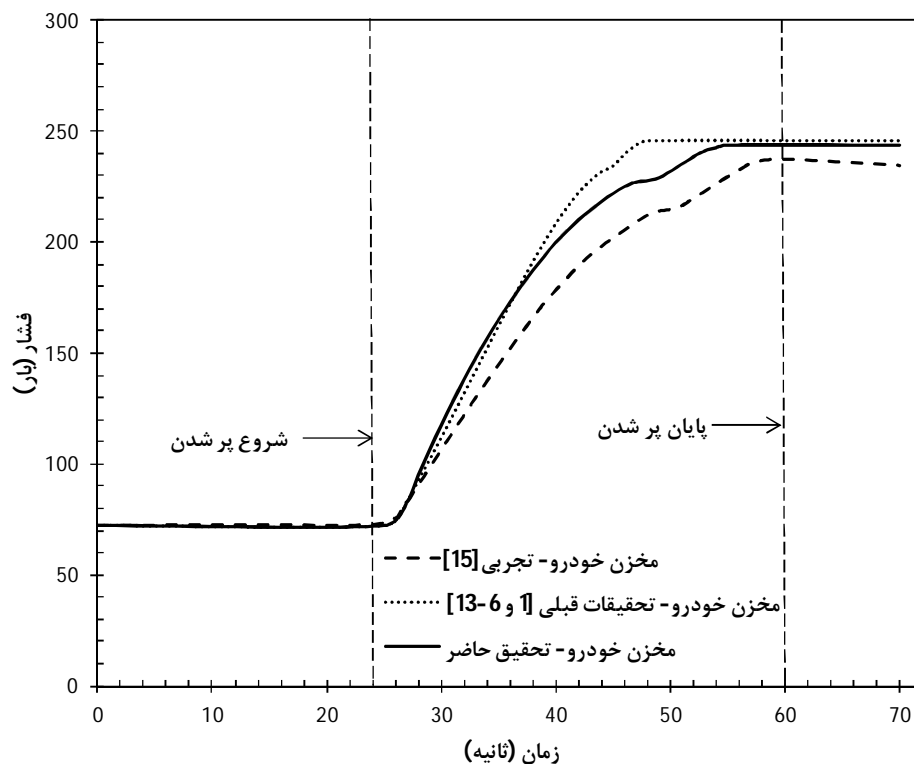
در این بخش، نتایج مربوط به مدلسازی فرآیند پر شدن سریع در کار حاضر با نتایج تجربی اندازه‌گیری شده [15]، مقایسه گردیده است. همچنین جهت مشاهده تاثیر وجود لوله‌های ارتباطی، نتایج کار حاضر با نتایج تحقیقات قبلی [1 و 6-13]، مقایسه گردیده است. لذا نتایج مربوط به مقایسه دبی جرمی کار حاضر با نتایج تجربی و نتایج کارهای قبلی [1 و 6-13]، در شکل 3 نشان داده شده است. همان‌طور که از نتایج مشاهده می‌گردد، اندازه‌گیری تجربی در یک جایگاه با سیستم ذخیره آبشاری با دو سبد فشار صورت گرفته است. فشار اولیه هر دو مخزن ذخیره، 251 بار است. دبی جرمی بین 0/29 و 0/0 تغییر می‌کند و زمانی که به مقدار 0/04 رسید، مخزن خودرو به دیگر مخزن ذخیره جایگاه متصل می‌گردد (توسط الگوریتم موجود در توزیع کننده). فرآیند پر شدن سریع در ثانیه 24 آغاز و پس از 36 ثانیه از آغاز، پایان می‌یابد. شروع فرآیند در ثانیه 24 و همراه با خروج گاز از مخزن ذخیره اول جایگاه می‌باشد. پس از 26 ثانیه، دبی جرمی به مقدار 0/04 رسیده و توزیع کننده مخزن دوم را برای پر کردن مخزن خودرو انتخاب می‌کند. همان‌طور که در شکل 3 مشهود است، نتایج تحقیق حاضر دقت نسبتاً مناسبی در مقایسه با نتایج تجربی دارد. دلایل تفاوت را می‌توان در فرض‌های ساده کننده که در بخش تئوری ذکر گردید، دانست. نتایج مدل‌سازی کار حاضر نشان می‌دهد که در مقایسه با نتایج تجربی، پیش‌بینی زمان سوخت‌گیری 2 ثانیه تفاوت وجود دارد. این در حالی است که در نتایج تحقیقات قبلی [1 و 6-13]، 10 ثانیه تفاوت وجود دارد که این نشان از بهبود نتایج می‌باشد.



شکل 3. نتایج مربوط به مقایسه دبی جرمی مدل‌سازی‌های قبلی، کار حاضر و نتایج تجربی



نتایج مربوط به مقایسه تغییرات فشار مخزن خودرو در طی زمان برای کار حاضر، اندازه‌گیری تجربی و تحقیقات قبلی در شکل 4 ارائه گردیده است. همانطور که در نتایج مشاهده می‌گردد، فشار مخزن خودرو در نتایج تجربی کمتر از نتایج کار حاضر و تحقیقات قبلی است. دلیل این امر را می‌توان فرض گاز ایده‌آل و همچنین صرف‌نظر کردن از انتقال حرارت دانست. همان‌طور که مشهود است نتایج تحقیق حاضر مطابقت بیشتری نسبت به کارهای قبلی با نتایج تجربی دارد. دلیل این امر، در نظر گرفتن لوله‌های ارتباطی می‌باشد.



شکل 4. نتایج مربوط به مقایسه فشار مخزن خودرو مدل سازی‌های قبلی، کار حاضر و نتایج تجربی

### نتایج مدل سازی

در این بخش با استفاده از مدل سازی صورت گرفته در بخش‌های قبلی، به ارائه نتایج شبیه‌سازی جایگاه با رویکرد مقایسه دو نوع سیستم ذخیره بافر و آبشاری، پرداخته می‌شود. مشخصات مربوط به جایگاه سوخت‌رسانی و مخزن خودرو شبیه‌سازی شده در جدول 1 ارائه گردیده است. این مشخصات بر مبنای یک جایگاه واقعی (جایگاه باغدارو شماره 1043 واقع در مشهد) می‌باشد. همچنین مشخصات کمپرسور جایگاه نیز در جدول 2 ارائه گردیده است.

### جدول 1. اطلاعات مربوط به جایگاه سوخت رسانی گاز طبیعی و مخزن خودرو شبیه‌سازی شده

|                          |           |
|--------------------------|-----------|
| قطر داخلی لوله ارتباطی   | 0/007 متر |
| طول لوله ارتباطی         | 50 متر    |
| حجم مخزن ذخیره خودرو     | 101 لیتر  |
| حجم مخازن ذخیره جایگاه   | 5760 لیتر |
| پنل اولویت بندی          | 3 خط      |
| تعداد مخازن ذخیره جایگاه | 48        |

### جدول 2. مشخصات کمپرسور مدل سازی شده

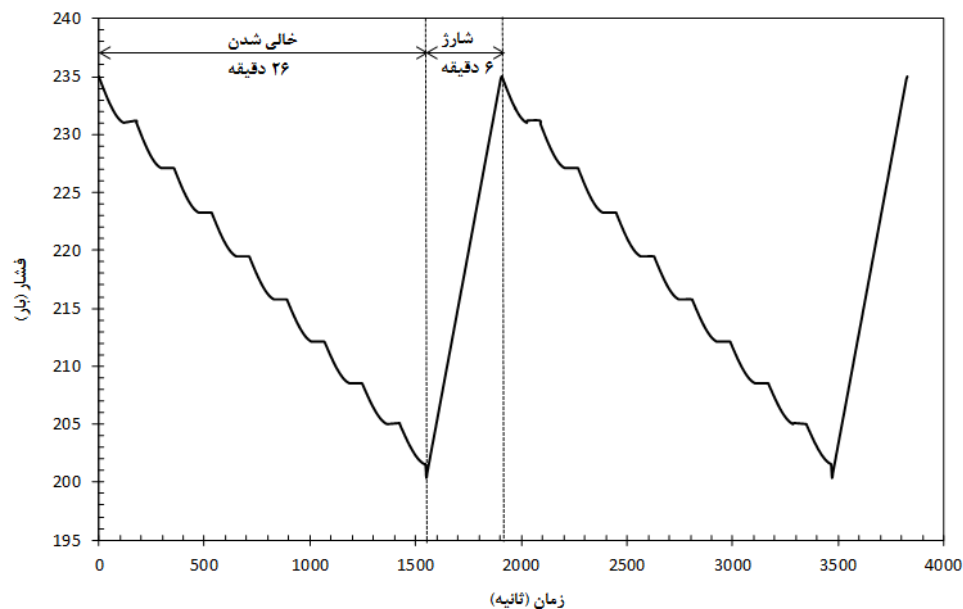
|                                 |                                   |
|---------------------------------|-----------------------------------|
| تعداد مراحل                     | 3                                 |
| سیلندر دو طرفه / سیلندر یک طرفه | سیلندر یک طرفه                    |
| قطر سیلندر مرحله اول            | 110 میلیمتر                       |
| قطر سیلندر مرحله دوم            | 66 میلیمتر                        |
| قطر سیلندر مرحله سوم            | 42 میلیمتر                        |
| طول کورس مرحله اول              | 127 میلیمتر                       |
| طول کورس مرحله دوم              | 127 میلیمتر                       |
| طول کورس مرحله سوم              | 127 میلیمتر                       |
| ظرفیت                           | 1500 متر مکعب بر ساعت شرایط نرمال |
| سرعت محور کمپرسور               | 800 دور بر دقیقه                  |
| گاز                             | متان                              |
| راندمان تراکم                   | 0/85                              |
| راندمان مکانیکی                 | 0/95                              |

همان‌طور که در قبل نیز اشاره گردید، سیستم ذخیره آبخاری از سه سبد فشار تشکیل یافته است. هر یک از این سبد فشارها 1920 لیتر و در مجموع 5760 لیتر حجم دارند. جهت مقایسه دو نوع سیستم ذخیره، سیستم ذخیره بافر نیز با 5760 لیتر حجم، در نظر گرفته و شرایط اولیه برای هر دو نوع سیستم ذخیره یکسان در نظر گرفته می‌شوند. جهت ارائه نتایج فرضیات زیر در نظر گرفته شده است:

- فشار اولیه تمام مخازن خودروها، 1 بار می‌باشد.
- دمای محیط مقداری ثابت و برابر 293 کلوین در نظر گرفته می‌شود.
- حداقل فشار پایانی مخزن خودرو، 200 بار است.
- زمان لازم برای جابجایی خودروها پس از پر شدن مخزن، 1 دقیقه فرض شده است.
- تنها یک توزیع کننده در جایگاه وجود دارد.
- در طی فرآیند پر شدن مخازن خودرو، کمپرسور خاموش می‌باشد.

• فشار و دمای اولیه مخازن ذخیره آبخاری و بافر برابر 235 بار و 293 کلوین در نظر گرفته شده است.

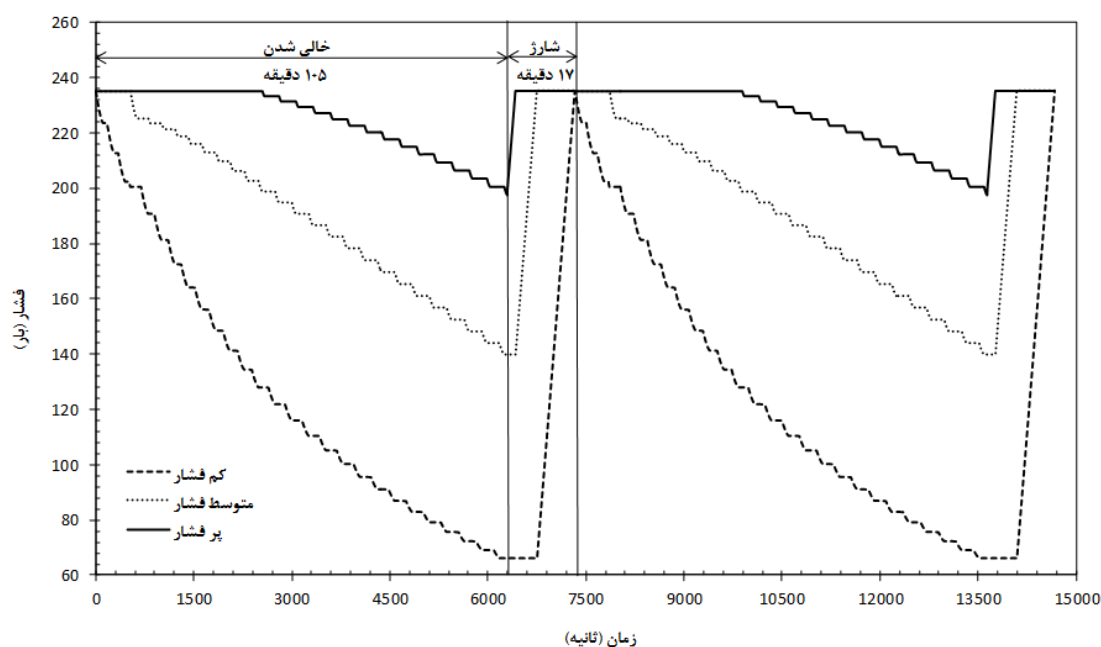
نتایج مربوط به تغییرات فشار مخازن جایگاه با زمان برای سیستم ذخیره بافر در طی چندین فرآیند پر شدن سریع، در شکل 5 نشان داده شده است. کاهش فشار در شکل مشهود می‌باشد و همچنین مشاهده می‌شود که در تمامی زمان‌ها تنها یک سطح فشار وجود دارد. از نتایج مشاهده می‌گردد که تعداد 9 خودرو می‌توانند سوخت‌گیری نمایند بدون اینکه نیاز به روشن شدن کمپرسور و شارژ مجدد مخازن ذخیره جایگاه باشد. پس از 26 دقیقه (زمان تخلیه) فشار مخازن ذخیره به زیر 200 بار می‌رسد و دیگر توانایی پر کردن مخزن خودرو تا 200 را ندارد و باید کمپرسور روشن شود. پس از روشن شدن کمپرسور حدود 6 دقیقه زمان می‌برد (زمان شارژ) تا فشار مخازن جایگاه به 235 بار برسد و کمپرسور مجدداً خاموش گردد. لذا یک سیکل کامل خالی شدن و پر شدن مخازن ذخیره جایگاه حدود 32 دقیقه زمان خواهد برد. از دیگر نتایج قابل استخراج می‌توان به این مورد اشاره نمود که زمان سوخت‌گیری برای هر 9 خودرو یکسان نمی‌باشد و برای خودرو اول کمترین و برای خودرو آخر بیشترین مقدار خواهد بود. زمان پر شدن میانگین برای این نوع سیستم ذخیره حدود 177 ثانیه می‌باشد.



شکل 5. تغییرات فشار مخازن ذخیره جایگاه با زمان برای سیستم ذخیره بافر

نتایج مربوط به تغییرات فشار مخازن جایگاه با زمان برای سیستم ذخیره آبخاری در طی چندین فرآیند سوخت‌گیری خودرو، در شکل 6 نشان داده شده است. مشاهده می‌شود که تعداد 26 خودرو می‌توانند بدون اینکه نیاز به روشن شدن کمپرسور و شارژ مجدد مخازن ذخیره جایگاه باشد، سوخت‌گیری نمایند. پس از 105 دقیقه (زمان تخلیه) فشار مخازن ذخیره به زیر 200 بار می‌رسد و نیاز به روشن شدن کمپرسور

می‌باشد. پس از روشن شدن کمپرسور حدود 17 دقیقه زمان می‌برد (زمان شارژ) تا فشار هر سه سبب فشار به 235 بار برسد و کمپرسور مجدداً خاموش گردد. لذا یک سیکل کامل خالی شدن و پر شدن مخازن ذخیره جایگاه از نوع آبشاری، حدود 122 دقیقه زمان خواهد برد. 3 خودرو اول تنها با استفاده از مخزن کم فشار، سوخت‌گیری نموده و نیازی به استفاده از مخازن متوسط فشار و پر فشار نمی‌باشد. با توجه به اینکه فشار مخزن کم فشار پس از سه بار سوخت‌گیری به زیر 200 بار افت کرده است، خودرو چهارم نمی‌تواند تا 200 بار پر شود، لذا توزیع‌کننده با انتخاب مخزن متوسط فشار، فرآیند سوخت‌گیری را تکمیل می‌نماید. این فرآیند تا زمانی که فشار مخزن پر فشار به زیر 200 بار افت نماید، ادامه می‌یابد و بعد از آن باید کمپرسور روشن و هر سه سبب فشار تا 235 بار، شارژ گردند. همانطور که در قبل بیان گردید، یک الگوریتم دیگر در پنل اولویت بندی وجود دارد که اولویت پر شدن مخازن ذخیره جایگاه را مشخص می‌نماید. این اولویت در نتایج به این شکل است که کمپرسور ابتدا مخازن پر فشار، سپس متوسط فشار و نهایتاً کم فشار را تا 235 بار شارژ می‌نماید.



شکل 6. تغییرات فشار مخازن ذخیره جایگاه با زمان برای سیستم ذخیره آبشاری

نتایج مربوط به مقایسه دو نوع سیستم ذخیره بافر و آبشاری در جدول 3 ارائه گردیده است. همان‌طور که ذکر گردید تعداد 26 خودرو می‌توانند در سیستم ذخیره آبشاری، سوخت‌گیری نمایند در حالی که این تعداد برای سیستم ذخیره بافر، 9 خودرو می‌باشد. این نتیجه که تعداد خودرو سوخت‌گیری شده در سیستم ذخیره آبشاری حدود 3 برابر سیستم ذخیره بافر است، اهمیت دارد چرا که در تعداد خاموش و روشن شدن کمپرسور موثر است. زیاد بودن تعداد خاموش و روشن شدن کمپرسور منتج به افزایش هزینه‌های نگهداری

و بهره‌برداری کمپرسور می‌گردد. انرژی مصرف شده برای یک سیکل کامل در سیستم ذخیره آبشاری 61/86 کیلو وات ساعت و بافر 24/50 کیلو وات ساعت می‌باشد. البته جهت مقایسه بهتر دو نوع سیستم باید مقدار میانگین کار مصرفی کمپرسور برای یک خودرو را مقایسه نمود، این مقدار برای سیستم ذخیره آبشاری حدود 2/38 کیلو وات ساعت و برای بافر حدود 2/72 کیلو وات ساعت برای یک خودرو می‌باشد. لذا در شرایط مشابه، مقدار کار مصرفی کمپرسور برای سیستم ذخیره آبشاری حدود 12% کمتر از سیستم ذخیره بافر است. این در حالی است که میانگین زمان سوخت‌گیری در سیستم ذخیره آبشاری حدود 27% بیشتر از سیستم ذخیره بافر است.

**جدول 3. مقایسه بین دو نوع سیستم ذخیره آبشاری و بافر**

| نوع سیستم ذخیره                      | آبشاری              | بافر                |
|--------------------------------------|---------------------|---------------------|
| زمان مورد نیاز برای یک سیکل          | 122 دقیقه           | 32 دقیقه            |
| تعداد خودروهای پر شده در یک سیکل     | 26                  | 9                   |
| تعداد سیکل در یک روز                 | 12                  | 45                  |
| تعداد خودروهای پر شده در یک روز      | 307                 | 405                 |
| انرژی مصرف شده برای یک سیکل          | 61/86 کیلو وات ساعت | 24/50 کیلو وات ساعت |
| میانگین زمان سوخت‌گیری برای یک خودرو | 242 ثانیه           | 177 ثانیه           |
| میانگین انرژی مصرف شده برای یک خودرو | 2/38 کیلو وات ساعت  | 2/72 کیلو وات ساعت  |

با توجه به توضیحات قبلی و نتایج حاصل شده، مدل سازی لوله‌های ارتباطی، در نظر گرفتن تغییر شرایط مخازن جایگاه و مدل سازی کمپرسور از مهم‌ترین نوآوری‌های تحقیق حاضر هستند. انتخاب بهترین شرایط عملکردی مستلزم در نظر گرفتن دو پارامتر زمان سوخت‌گیری و کار مصرفی کمپرسور است که می‌تواند به عنوان موضوعی جهت کارهای بعدی مد نظر قرار گیرد.

### نتیجه‌گیری

هدف تحقیق حاضر ابتدا مدل سازی کامل فرآیند پر شدن سریع شامل مخازن ذخیره جایگاه، مخزن خودرو، توزیع‌کننده و لوله‌های ارتباطی و مقایسه نتایج این مدل سازی با نتایج تجربی می‌باشد. همچنین در مدل سازی فرآیند پر شدن سریع، جهت مدل سازی کمپرسور در مراحل بعدی، فشار مخازن ذخیره جایگاه ثابت فرض نشده است و با زمان تغییر می‌کند. سپس با استفاده از مدل سازی فرآیند پر شدن سریع، شبیه‌سازی یک جایگاه سوخت‌رسانی گاز طبیعی با رویکرد مقایسه دو نوع سیستم ذخیره، صورت گرفته است. در بخش تئوری بخش‌های اصلی یک جایگاه سوخت‌رسانی گاز طبیعی، مدل سازی و از روابط آن در شبیه‌سازی یک جایگاه، استفاده شده است. کمپرسور مورد استفاده قرار گرفته در جایگاه‌های سوخت‌رسانی گاز طبیعی از نوع رفت و برگشتی چند مرحله‌ای (معمولاً 3 مرحله‌ای) می‌باشد. دو پارامتر مهم در بررسی



کمپرسورهای جایگاه‌ها، دبی جرمی و کار مصرفی (توان) خروجی می‌باشند. نتایج مدل‌سازی فرآیند پر شدن سریع کار حاضر در مقایسه با نتایج تجربی، نشان از بهبود نتایج نسبت به کارهای قبلی دارد. نتایج مقایسه دو نوع سیستم ذخیره نشان می‌دهد که برای یک سیکل کامل، تعداد خودرو سوخت‌گیری شده در سیستم ذخیره آبشاری حدود 3 برابر سیستم ذخیره بافر است. همچنین در شرایط مشابه، مقدار کار مصرفی کمپرسور برای سیستم ذخیره آبشاری حدود 12% کمتر از سیستم ذخیره بافر است. این در حالی است که میانگین زمان سوخت‌گیری در سیستم ذخیره آبشاری حدود 27% بیشتر از سیستم ذخیره بافر است.

### تشکر و قدردانی

با تشکر از شرکت ملی پخش فرآورده‌های نفتی ایران به عنوان حامی و پشتیبان تحقیق.

### فهرست علائم و نشانه‌ها

|           |  |                  |                        |
|-----------|--|------------------|------------------------|
| $A$       | area, ( $m^2$ )                            | $T$              | time, (s)              |
| $c_p$     | Constant pressure specific heats (kJ/kg K) | $V$              | Velocity (m/s)         |
| $c_v$     | Constant volume specific heats (kJ/kg K)   | $V$              | Volume, ( $m^3$ )      |
| $D$       | Diameter (mm)                              | $W$              | Actual work, (kJ/kg)   |
| $F$       | Fanning friction factor                    | $\dot{W}$        | Actual work rate, (kW) |
| $G$       | Gravitational acceleration, ( $m/s^2$ )    | $Z$              | Height, (m)            |
| $H$       | enthalpy, (kJ/kg)                          | $\rho$           | Density, ( $kg/m^3$ )  |
| $K$       | Isentropic expansion factor                | <i>Subscript</i> |                        |
| $kWh$     | kilowatt hour                              | a                | actual                 |
| $L$       | Liter                                      | avg              | average                |
| $L$       | Length (m)                                 | c                | on-board NGV cylinder  |
| $\dot{m}$ | Mass flow rate, (kg/s)                     | co               | compressor             |
| $M$       | Molecular weight, (kg/kmol)                | cv               | control volume         |
| $P$       | Pressure, (bar or kPa)                     | i                | inlet condition        |
| $\dot{Q}$ | Heat transfer rate, (kW)                   | dis              | discharge              |
| $R$       | Gas constant (J/mol K)                     | r                | reservoir tank         |
| $T$       | Temperature, (K or $^{\circ}C$ )           | su               | suction                |
| $U$       | Internal energy, (kJ/kg)                   | std              | standard               |

## منابع

1. Kountz, K., Modeling The Fast Fill Process in Natural Gas Vehicle Storage Cylinders. American Chemical Society Paper at 207th National ACS Meeting, 1994.
2. Kountz, et al., NGV Fuelling Station and Dispenser Control Systems. report GRI-97/0398, Gas Research Institute, Chicago, Illinois, 1997.
3. Kountz, K., W. Liss, and C. Blazek, Method and Apparatus For Dispensing Compressed Natural Gas. U.S. Patent 5,752,552, 1998.
4. Kountz, K., W. Liss, and C. Blazek, Automated Process and System For Dispensing Compressed Natural Gas. U.S. Patent 5,810,058, 1998.
5. Kountz, K., W. Liss, and C. Blazek, A New Natural Gas Dispenser Control System. International Gas, Research Conference, San Diego, 1998.
6. Farzaneh-Gord, M., Compressed natural gas Single reservoir filling process. Gas international Engineering and Management, 2008. 48(6): p. 16-18.
7. Farzaneh-Gord, M., et al., The effect of initial conditions on filling process of CNG cylinders. The second International conference on Modeling, Simulation, And Applied optimization, Abu Dhabi, UAE, 2007: p. 24-27.
8. Farzaneh-Gord, M., S. Hashemi, and A. Farzaneh-Kord, Thermodynamics Analysis of Cascade Reservoirs Filling Process of Natural Gas Vehicle Cylinders. World Applied Sciences Journal, 2008. 5(2): p. 143-149.
9. Deymi-Dashtebayaz, M., M.F. Gord, and H.R. Rahbari, Studying transmission of fuel storage bank to NGV cylinder in CNG fast filling station. Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering, 2012. 34: p. 429-435.
10. Farzaneh-Gord, M., M. Deymi-Dashtebayaz, and H.R. Rahbari, Studying effects of storage types on performance of CNG filling stations. Journal of Natural Gas Science and Engineering, 2011. 3(1): p. 334-340.
11. Farzaneh-Gord, M., et al., Effects of storage types and conditions on compressed hydrogen fuelling stations performance. International Journal of Hydrogen Energy, 2012. 37(4): p. 3500-3509.
12. Farzaneh-Gord, M. and M. Deymi-Dashtebayaz, Optimizing natural gas fueling station reservoirs pressure based on ideal gas model. Polish Journal of Chemical Technology, 2013. 15(1): p. 88-96.
13. Farzaneh-Gord, M., M. Deymi-Dashtebayaz, and H.R. Rahbari, Optimising Compressed Natural Gas filling stations reservoir pressure based on thermodynamic analysis. International Journal of Exergy, 2012. 10(3): p. 299-320.
14. Khadem, J., M. Saadat-Targhi, and M. Farzaneh-Gord, Mathematical modeling of fast filling process at CNG refueling stations considering connecting pipes. Journal of Natural Gas Science and Engineering, 2015. 2 : (•) p. 176-184.
15. George, D., CNG Sampling, in Natural gas sampling technology conference, K. Mayeaux, Editor 2014: New Orleans, Louisiana. p. 72-80.
16. Weymouth, T.R., Problems in natural gas engineering. ASME, 1912. 34: p. 185-189.
17. Vidal, J., Thermodynamics: Editions OPHRYS.
18. Hanlon, P.C., Compressor Handbook, P.C. Hanlon, Editor 2001, McGraw-Hill Publications: New York.