

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ



دانشگاه صنعتی شاهرود
دانشکده مهندسی مکانیک

رساله دکتری:

**بهبود شرایط عملکرد جایگاههای سوخت گیری CNG با استفاده از شبیه سازی ترمودینامیکی
و حرارتی**

مهدی دیمی دشت بیاض

استاد راهنما:

دکتر محمود فرزانه گرد

استاد مشاور:

دکتر حمید نیازمند

رساله دکتری جهت اخذ درجه دکتری

زمستان 1392

دانشگاه صنعتی شاهرود

دانشکده: مهندسی مکانیک

گروه: مکانیک حرارت و سیالات

رساله دکتری آقای مهدی دیمی دشت بیاض

تحت عنوان:

بهبود شرایط عملکرد جایگاههای سوخت گیری CNG با استفاده از شبیه سازی ترمودینامیکی و حرارتی

در تاریخ توسط کمیته تخصصی زیر جهت اخذ مدرک رساله دکتری مورد ارزیابی و با

درجه مورد پذیرش قرار گرفت.

امضاء	اساتید مشاور	امضاء	اساتید راهنما
	دکتر حمید نیازمند		دکتر محمود فرزانه گرد

امضاء	نماینده تحصیلات تکمیلی	امضاء	اساتید داور
	دکتر علی عباس نژاد		دکتر سیف الله سعد الدین
			دکتر فرهاد طالبی
			دکتر محمد حسن کیهانی
			دکتر محمود چهار طاقی

منت خدای را عزوجل که طاعتش موجب قربت است و به شکر اندرش مزید نعمت

تقدیم به:

پدر و مادرم عزیزم، که زندگی ام میوه ایثار
آنهاست. آنان که به من رسم خوب زندگی کردن
آموختند و دست مهربانشان همواره مددکار من
بوده و هست.

تقدیم به:

همسر عزیزم، که همواره مرا مورد محبت بی
دریغ خود قرار داده و در تمام لحظات تلخ و
شیرین در کنارم بوده.

تقدیم به:

دکتر محمود فرزانه گرد، که عشق به کردار
ایشان مرا شیفته تحقیق و پژوهش نمود و
راهنمایی هایشان راه گشای کارهای من بوده
است.

منت خدای را عزوجل که طاعتش موجب قربت است و به شکر اندرش مزید نعمت

با تشکر و قدردانی فراوان از:

دکتر محمود فرزانه گرد، بدلیل زحمات بی شائبه
ایشان و راهنمایی های بسیار مفید و مؤثر شان

دکتر حمید نیازمند که از راهنمایی ها و مشاوره
های ایشان در طول انجام پروژه بهره فراوان بردم.

مهندس حمید رضا رهبری، بخاطر کمک های
بی دریغی که در طول پروژه نمودند.

و شرکت پخش فراورده های نفتی ایران ، بدلیل
حمایت مالی از این پایان نامه

تعهد نامه

اینجانب مهدی دیمی دشت بیاض دانشجوی دوره دکتری رشته مهندسی مکانیک – گرایش تبدیل انرژی دانشکده مهندسی مکانیک دانشگاه صنعتی شاهرود نویسنده پایان نامه بهبود شرایط عملکرد جایگاههای سوخت گیری CNG با استفاده از شبیه سازی ترمودینامیکی و حرارتی تحت راهنمایی دکتر محمود فرزانه گرد و دکتر حمید نیازمند متعهد می شوم:

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

تاریخ : 1392/11/8

امضای دانشجو

مالکیت نتایج و حق نشر

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

چکیده

در این رساله با مدل سازی دقیق یک ایستگاه CNG و اجزاء مختلف آن، فرآیند دریافت گاز از مخازن ذخیره تا پرشدن سیلندر خودرو شبیه سازی و مورد تجزیه و تحلیل ترمودینامیکی و حرارتی قرار گرفته است. با استفاده از این تحلیل سعی شده است پیشنهادات عملی برای کاهش انتروپی تولیدی (کاهش تخریب قابلیت کاردهی)، کاهش زمان سوخت گیری و افزایش میزان جرم محبوس شده در مخزن CNG خودرو بعد از سوخت گیری ارائه شود. برای تعیین خواص ترمودینامیکی گاز طبیعی مورد استفاده در رساله از معادله حالت معتبر AGA8 استفاده شده است و محقق ناگزیر به توسعه برنامه ای بر مبنای این استاندارد برای تعیین خواص ترمودینامیکی گاز طبیعی با توجه به شرایط مختلف شده است. با توجه به عدم وجود مقادیر برای گاز CNG، نتایج شبیه سازی ترمودینامیکی و حرارتی بدست آمده در این رساله با مقادیر تجربی و عددی سوخت گیری هیدروژن مورد اعتبارسنجی قرار گرفته است.

سوخت CNG میتواند به 2 روش بافری و آبشاری در مخازن ذخیره ایستگاه نگهداری شود. با مقایسه 2 سیستم ذخیره بافری و آبشاری 3 پارامتر مهم فرآیند پر شدن در ایستگاههای CNG یعنی زمان سوخت گیری، جرم نهایی سوخت در مخزن و میزان انتروپی تولیدی (تخریب قابلیت کاردهی)، بررسی شده است. همچنین در نتایج رساله مشخص گردید که دمای محیط تاثیر بسزایی در شرایط نهایی سوخت گیری دارد بنحویکه اختلاف جرم نهایی سوخت درون سیلندر در صورت سوخت گیری در دمای 260K و یا 330K میتواند بین 2.5kg تا 3.3kg بر حسب ترکیب گاز مختلف باشد.

از دیگر نتایج این رساله میتوان به تعیین حداقل حجم مورد نیاز مخازن ذخیره برای کامل شدن فرآیند سوخت گیری اشاره نمود، بنحویکه اگر فشار این مخازن 25MPa باشد حداقل حجم مخازن ذخیره مورد نیاز سیستم بافری باید 4 برابر حجم سیلندر خودرو باشد، در حالیکه اگر این فشار 20.5MPa باشد این

حجم به 22 برابر افزایش می یابد. در سیستم ذخیره آبشاری با فرض فشار مخازن ذخیره بالای 20.5MPa نسبت حداقل حجم مخازن ذخیره فشار پایین، متوسط و بالا به ترتیب 14، 4 و 2 برابر حجم سیلندر خودرو بدست آمد. در نهایت بر حسب کمینه کردن تولید انتروپی (کمینه کردن تخریب قابلیت کاردهی) فشار مخازن پایینی و میانی به ترتیب $NP_{LPR}=1.7$ تا $NP_{LPR}=0.22$ و $NP_{MPR}=0.6$ بدست می آید. بر این مبنا با توجه به فشار 20.5MPa برای مخازن ذخیره فشار بالا فشار مخازن پایینی و میانی به ترتیب 3.4MPa تا 4.4MPa و 12.5MPa محاسبه گردید.

کلمات کلیدی: گاز طبیعی، ایستگاه CNG، فرآیند سوخت گیری، مخازن ذخیره، تولید انتروپی

لیست مقالات ارائه شده

مقالات پذیرفته شده:

- [1] Mahmood Farzaneh Gord, **Mahdi Deymi-DashteBayaz**, Hamid Reza Rahbari, Hamid Niazmand, Effects of Storage Types and Conditions on Compressed Hydrogen Fuelling Stations Performance, International Journal of Hydrogen Energy, (2012), Vol. 37, pp. 3500-3509. (ISI)
- [2] Mahmood Farzaneh Gord, **Mahdi Deymi-DashteBayaz**, Hamid Reza Rahbari, Effects of Gas Types and Models on Optimized Gas Fuelling Station Reservoir's Pressure, Journal of the Brazilian Society of Chemical Sciences and Engineering, (2013), Vol. 30, No. 02, pp. 399-411, (ISI)
- [3] Mahmood Farzaneh Gord, **Mahdi Deymi-DashteBayaz**, Optimizing Natural Gas Fuelling Station Reservoirs Pressure Based on Ideal Gas Model, Polish Journal of Chemical Technology, (2013), Vol. 15, No.1, pp. 88-96. (ISI)
- [4] Mahmood Farzaneh Gord, **Mahdi Deymi-DashteBayaz**, Hamid Reza Rahbari, Optimizing Compressed Natural Gas Filling Stations Reservoir Pressure Based on Thermodynamic Analysis, Int. J. Exergy, (2012), Vol. 10, No. 3, pp. 229-320. (ISI)
- [5] Mahmood Farzaneh Gord, Hamid Reza Rahbari, **Mahdi Deymi-DashteBayaz**, Effects of Natural Gas Compositions on CNG Fast Filling Process for Buffer Storage System, Oil, Gas science and technology, (2012), pp. 1-12. (ISI)
- [6] **Mahdi Deymi-DashteBayaz**, Mahmood Farzaneh Gord, Hamid Reza Rahbari, Studying Transmission of Fuel from storage Bank to NGV Cylinder in CNG Fast Filling Station, Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering, (2013), Vol. XXXIV pp. 429-435. (ISI)
- [7] Mahmood Farzaneh Gord, **Mahdi Deymi-DashteBayaz**, Hamid Reza Rahbari, Studying effects of storage types on performance of CNG filling stations, Journal of Natural Gas Science and Engineering, Vol. 3, 334-240, 2011.
- [8] **Mahdi Deymi-DashteBayaz**, Mahmood Farzaneh Gord, Simultaneous Thermodynamic Simulation of CNG Filling Process, To be Published Polish Journal of Chemical Technology. (ISI)

[9] محمود فرزانه، مهدی دیمی دشت بیاض، بررسی تاثیر ترکیب گاز طبیعی مناطق مختلف ایران بر میزان جرم ذخیره شده در مخازن CNG، مجله علمی ترویجی انجمن مهندسان مکانیک ایران، شماره 71، سال نوزدهم، 1389.

مقالات ارسال شده:

- [10] Mahmood Farzaneh Gord, **Mahdi Deymi-Dashtebayaz**, Navid Nooralipoor, Hamid Niazmand, The Complete Modelling of Filling Process of Hydrogen Onboard Vehicle Cylinder, Submitted to International Journal of Hydrogen Energy. (ISI)
- [11] **Mahdi Deymi-Dashtebayaz**, Mahmood Farzaneh Gord, Studying Effects Natural Gas Compositions on Transmission Fuel from storage Bank to NGV Cylinder in CNG Fast Filling Station, Submitted to Journal of Mechanical Science and Technology. (ISI)
- [12] **Mahdi Deymi-Dashtebayaz**, Mahmood Farzaneh Gord, The full Simulation of Rapid Refuelling of a Natural Gas Vehicle On-board Cylinder, Submitted to Heat Transfer Engineering. (ISI)
- [13] Mahmood Farzaneh Gord, Navid Nooralipoor, **Mahdi Deymi-Dashtebayaz**, Determining Heat Transfer Coefficient during Refuelling Process of a CNG Onboard Vehicle Cylinder based on a CFD analysis, Submitted to Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics. (ISI)

فهرست مطالب

1	1- فصل اول: مقدمه
2	1-1 مقدمه
6	2- فصل دوم: آشنایی با ایستگاه سوخت رسانی CNG
7	1-2 مقدمه
9	2-2 انواع ایستگاه‌های سوخت‌رسانی CNG
9	1-2-2 ایستگاه سوخت‌رسانی کند
10	2-2-2 ایستگاه سوخت‌رسانی سریع
12	3-2 تجهیزات ایستگاه‌های سوخت‌رسانی CNG
12	1-3-2 کمپرسور
14	2-3-2 مخازن
15	3-3-2 مخازن ترتیبی (آبشاری)
17	4-3-2 مخازن بافر
18	5-3-2 معرفی اجزا دیگر ایستگاه CNG
19	4-2 شرایط کارکرد ایستگاه و محدودیتها [4]
20	3- فصل سوم: مروری بر کارهای انجام شده
21	1-3 مقدمه
22	2-3 مطالعات پیشین شبیه سازی عددی فرآیند پر شدن
26	3-3 مطالعات پیشین بررسی تجربی فرآیند پر شدن
28	4-3 جمع بندی مطالعات پیشین و جنبه‌های نوآوری رساله
30	5-3 ارتباط موضوع تحقیق با مطالعات قبلی

- 31 معرفی مطالعات Shiply [24] 1-5-3
- 34 معرفی تحقیقات Dicken and Merida [11] 2-5-3
- 37 فصل چهارم: روابط حاکم و روش حل 4-
- 38 1-4 مقدمه
- 39 2-4 معادلات حاکم بر فرآیند پر و خالی شدن مخازن
- 40 1-2-4 قانون بقای جرم در فرآیند پر و خالی شدن
- 41 2-2-4 قانون اول ترمودینامیک برای فرآیند پر و خالی شدن
- 43 3-2-4 قانون دوم ترمودینامیک برای فرآیند پر و خالی شدن
- 44 4-2-4 دبی جرمی ورودی و خروجی (قانون دینامیک گازها)
- 46 5-2-4 مدل سازی انتقال حرارت از مخازن CNG
- 53 3-4 معادلات حاکم بر پر شدن سیلندر خودرو
- 55 1-3-4 پر شدن سیلندر خودرو در شرایط عایق
- 55 2-3-4 معادلات حاکم بر پر شدن سیلندر خودرو بر مبنای گاز ایده آل
- 57 4-4 معادلات حاکم بر خالی شدن مخازن ذخیره
- 58 1-4-4 بررسی قوانین ترمودینامیک برای مخازن ذخیره در شرایط عایق
- 58 5-4 محاسبه انرژی تولیدی کل سیستم
- 58 6-4 الگوریتم های مورد استفاده در حل عددی
- 65 7-4 لزوم تعیین خواص ترمودینامیکی گاز طبیعی
- 66 فصل پنجم: تعیین خواص ترمودینامیکی گاز طبیعی 5-
- 67 1-5 مقدمه
- 68 2-5 شرح و بسط روش AGA8
- 69 1-2-5 عدم قطعیت روش AGA8

70	3-5 محاسبه ضریب تراکم پذیری با استفاده از روش AGA8
74	4-5 بدست آوردن خواص ترمودینامیکی گاز طبیعی
75	5-5 محاسبه خواص ترمودینامیکی
75	1-5-5 محاسبه ظرفیت گرمایی مولار در حجم ثابت
79	2-5-5 محاسبه ظرفیت گرمایی مولار در فشار ثابت
82	3-5-5 محاسبه توان آیزنتروپیک
83	4-5-5 محاسبه ضریب ژول-تامسون
85	5-5-5 محاسبه انتالپی
88	6-5-5 محاسبه انرژی داخلی
90	7-5-5 محاسبه انتروپی
92	6-6 طراحی الگوریتمی با هدف تعیین خواص ترمودینامیکی گاز طبیعی با داشتن 2 خاصیت مستقل
92	
96	6- فصل ششم: نتایج
97	1-6 مقدمه
98	2-6 معرفی نسبت های بی بعد مورد استفاده در بخش نتایج
101	3-6 اعتبارسنجی نتایج
101	1-3-6 اعتبار سنجی نتایج با نتایج تحقیق [11] Dicken and Merida
107	4-6 معتبر سازی نتایج محاسبه خواص ترمودینامیکی گاز طبیعی با نتایج آزمایشگاهی
108	1-4-6 معتبر سازی محاسبه چگالی گاز طبیعی با استفاده از روش AGA8 با نتایج آزمایشگاهی
108	
114	2-4-6 معتبر سازی محاسبه انرژی داخلی گاز طبیعی با استفاده از روش AGA8
118	3-4-6 معتبر سازی محاسبه انتالپی گاز طبیعی با استفاده از روش AGA8

121	4-4-6	معتبر سازی محاسبه انتروپی گاز طبیعی با استفاده از روش AGA8
124	5-4-6	معتبر سازی نتایج محاسبه خواص ترمودینامیکی گاز طبیعی با استفاده از 2 خاصیت دانسیته و انرژی داخلی
130	5-6	نتایج شبیه سازی تخلیه مخازن ذخیره ایستگاه و پر شدن سیلندر خودرو بصورت همزمان
130	1-5-6	نتایج شبیه سازی همزمان تخلیه مخازن بافری و پر شدن سیلندر خودرو
137	2-5-6	تخلیه مخازن و پر شدن سیلندر در سیستم ذخیره آبشاری
145	6-6	تحلیل حرارتی فرآیند پر شدن سیلندر خودرو CNG
151	6-6-1	تاثیر ترکیب گاز مناطق مختلف ایران بر فرآیند سوخت گیری
152	2-6-6	تاثیر ترکیب گاز طبیعی بر شبیه سازی همزمان در سیستم ذخیره بافری
155	3-6-6	تاثیر ترکیب گاز بر فرآیند سوخت گیری در سیستم ذخیره بافری
163	4-6-6	تاثیر ترکیب گاز بر فرآیند سوخت گیری در سیستم ذخیره آبشاری
169	7-6	تحقیقات انجام شده بر مبنای نوع سیستم ذخیره در ایستگاه CNG
175	8-6	بررسی تاثیرات نوع سوخت بر فرآیند پر شدن سیلندر خودرو
175	1-8-6	مقایسه استفاده از 2 نوع گاز ایده آل و واقعی برای پر کردن سیلندر CNG و هیدروژن (CHG)
182	2-8-6	فرآیند پر شدن سیلندر خودرو CNG بر مبنای گاز ایده آل
187	9-6	تعیین فشار بهینه مخازن پایینی و میانی سیستم ذخیره آبشاری
194	-7	فصل هفتم: نتیجه گیری نهایی و پیشنهاد برای کارهای آینده
195	1-7	نتیجه گیری نهایی
197	2-7	پیشنهادات برای کارهای آینده
199		مراجع

فهرست اشکال

- شکل 1-2 نمایی ساده از عملکرد ایستگاه CNG.....7
- شکل 2-2 اجزا مختلف ایستگاه CNG.....8
- شکل 3-2 اجزا مختلف ایستگاه CNG کند [4].....10
- شکل 4-2 اجزا مختلف ایستگاه CNG سریع.....11
- شکل 5-2 نمونه ای از مخازن ذخیره آبشاری [6].....17
- شکل 6-2 شماتیکی از یک ایستگاه با مخازن بافوری.....17
- شکل 1-3 محدوده کاری دما و فشار سیلندر خودروی هیدروژنی [22].....26
- شکل 2-3 نحوه آزمایشات Shiply [24].....27
- شکل 3-3 نحوه انجام آزمایشات تجربی Dicken and Merida [11].....28
- شکل 5-3 ابعاد و مشخصات سیلندر، مطابق با مطالعات Shiply [24].....31
- شکل 6-3 دمای گاز در ورودی به مخزن طی فرآیند پر شدن در حالت سوخت‌گیری از مخازن Cascade و در دمای هوای 80°F (26°C) [24] Shiply.....32
- شکل 7-3 فشار درون مخزن در حین فرآیند پر شدن در حالت سوخت‌گیری از مخازن Cascade و در دمای هوای 80°F [24] Shiply.....33
- شکل 8-3 دبی گاز ورودی به درون مخزن در حین فرآیند پر شدن در حالت سوخت‌گیری از مخازن Cascade و در دمای هوای 80°F [24] Shiply.....33
- شکل 9-3 مقایسه دمای سوخت درون مخزن تجربی و مدل [11].....34
- شکل 10-3 مشخصات سیلندر هیدروژن مورد استفاده [11].....35
- شکل 11-3 دما و فشار سوخت هیدروژن ورودی اندازه‌گیری شده توسط [11] Dicken and Merida.....36
- شکل 12-3 دبی جرمی ورودی سوخت هیدروژن اندازه‌گیری شده توسط [11] Dicken and Merida.....36
- شکل 1-4 بخشهای مختلف مورد بررسی در ایستگاه CNG.....38
- شکل 2-4 مخزن در حال پر و خالی شدن.....40
- شکل 3-4 نحوه انتقال حرارت از مخزن.....46
- شکل 4-4 مشخصات دمایی بخش های مختلف جدار مخزن.....47

- شکل 4-5 تحلیل حرارتی بین گاز ورودی و محیط در مخزن نوع سوم 48
- شکل 4-6 گره های موجود در مقطع برش خورده سیلندر 52
- شکل 4-7 الگوریتم حل عددی تخلیه مخازن ذخیره و پر شدن سیلندر به همراه مدل سازی انتقال حرارت سیلندر 60
- شکل 4-8 الگوریتم حل عددی سیستم سوخت گیری با مخازن ذخیره آبخاری 61
- شکل 4-9 الگوریتم حل عددی تخلیه مخازن ذخیره و پر شدن سیلندر در شرایط عایق 62
- شکل 4-10 الگوریتم حل عددی پر شدن سیلندر عایق در حالت عدم تغییر شرایط مخازن ذخیره 63
- شکل 4-11 الگوریتم حل عددی پر شدن سیلندر عایق با فرض گاز ایده آل 64
- شکل 5-1 محدوده خطا برای محاسبه ضریب تراکم پذیری با استفاده از روش AGA8 [27] 70
- شکل 5-2 نحوه محاسبه ضریب تراکم پذیری در استاندارد AGA8 93
- شکل 5-3 روش طراحی شده با هدف تعیین هر خاصیت ترمودینامیکی در شرایط ورود 2 خاصیت دلخواه 94
- شکل 5-4 فلوجارت محاسبه خواص ترمودینامیکی گاز طبیعی 95
- شکل 6-1 میزان تغییرات ضریب انتقال حرارت جابجایی اجباری بین گاز و جدار داخلی سیلندر گزارش شده توسط [11] Dicken and Merida 102
- شکل 6-2 مقایسه تغییرات انتقال حرارت بین گاز و جدار داخلی سیلندر بر حسب ضریب انتقال حرارت جابجایی اجباری گزارش شده توسط [11] Dicken and Merida 103
- شکل 6-3 مقایسه تغییرات دمایی در حین سوخت گیری هیدروژن با تحقیق تجربی قبلی بر حسب ضریب انتقال حرارت جابجایی اجباری گزارش شده توسط [11] Dicken and Merida 104
- شکل 6-4 مقایسه تغییرات فشار در حین سوخت گیری هیدروژن با تحقیق تجربی قبلی بر حسب ضریب انتقال حرارت جابجایی اجباری گزارش شده توسط [11] Dicken and Merida 105
- شکل 6-5 مقایسه تغییرات دمایی جدار سیلندر در طول آن 106
- شکل 6-6 تغییرات دمای جدار خارجی سیلندر در طول سوخت گیری 106
- شکل 6-10 مقایسه چگالی گاز طبیعی NG3 محاسبه شده به صورت آزمایشگاهی و معادله حالت AGA8 (داده های آزمایشگاهی مرجع [38]) 109

- شکل 6-11 درصد خطا برای محاسبه چگالی گاز طبیعی NG3 (داده های آزمایشگاهی مرجع [38]).
110.....
- شکل 6-12 درصد خطا برای محاسبه چگالی گاز طبیعی NG1 (داده های آزمایشگاهی مرجع [39]).
111.....
- شکل 6-13 درصد خطا برای محاسبه چگالی گاز طبیعی NG2 (داده های آزمایشگاهی مرجع [39]).
111.....
- شکل 6-14 درصد خطا برای محاسبه چگالی گاز طبیعی NG4 (داده های آزمایشگاهی مرجع [39]).
112.....
- شکل 6-15 درصد خطا برای محاسبه چگالی گاز طبیعی NG5 (داده های آزمایشگاهی مرجع [40]).
113.....
- شکل 6-16 درصد خطا برای محاسبه چگالی گاز طبیعی NG6 (داده های آزمایشگاهی مرجع [40]).
114.....
- شکل 6-17 انرژی داخلی برای متان خالص بر حسب فشار و برای حالت‌های دما ثابت
115.....
- شکل 6-18 درصد خطا در محاسبات انرژی داخلی برای متان خالص با داده های آزمایشگاهی مرجع [41].
116.....
- شکل 6-19 مقایسه انرژی داخلی متان خالص با داده های آزمایشگاهی مرجع [41].
116.....
- شکل 6-20 درصد خطا در محاسبات انرژی داخلی برای متان خالص با داده های آزمایشگاهی مرجع [41].
117.....
- شکل 6-21 درصد خطا در محاسبه افزایش آنتالپی در فرآیند فشار ثابت برای متان خالص بر حسب دمای ورودی (داده های آزمایشگاهی مرجع [42]).
118.....
- شکل 6-22 درصد خطا در محاسبه افزایش آنتالپی در فرآیند فشار ثابت برای مخلوط‌های متان – اتان بر حسب دمای ورودی (داده های آزمایشگاهی مرجع [42]).
119.....
- شکل 6-23 درصد خطا در محاسبه افزایش آنتالپی در فرآیند فشار ثابت برای مخلوط بر حسب فشار (داده های آزمایشگاهی مرجع [43]).
120.....
- شکل 6-24 انتروپی متان خالص بر حسب فشار و دماهای مختلف (داده های آزمایشگاهی مرجع [41]).
122.....
- شکل 6-25 درصد خطا در محاسبات انتروپی برای متان خالص (داده های آزمایشگاهی مرجع [41]).
122.....
- شکل 6-26 انتروپی متان خالص بر حسب فشار و دماهای مختلف (داده های آزمایشگاهی مرجع [41]).
123.....
- شکل 6-27 درصد خطا در محاسبات انتروپی برای متان خالص (داده های آزمایشگاهی مرجع [41]).
124.....

- شکل 6-28 میزان خطای موجود در محاسبه فشار در طی فرآیند سوخت گیری 129
- شکل 6-29 میزان خطای موجود در محاسبه دما در طی فرآیند سوخت گیری 129
- شکل 6-30 حداقل حجم مخازن ذخیره مورد نیاز با فرض فشارهای متفاوت سیستم ذخیره بافری برای پر شدن سیلندر خودرو..... 131
- شکل 6-31 تغییرات فشار درون مخازن ذخیره بافری و سیلندر خودرو در حین سوخت گیری..... 132
- شکل 6-32 تغییرات دما درون مخازن ذخیره بافری و سیلندر خودرو در حین سوخت گیری 133
- شکل 6-33 تغییرات دبی جرمی ورودی از مخازن ذخیره بافری به سیلندر خودرو در حین سوخت گیری 133
- شکل 6-34 تغییرات جرم درون مخازن ذخیره بافری و سیلندر خودرو در حین سوخت گیری 134
- شکل 6-35 تاثیر دمای محیط بر جرم و دمای نهایی سوخت درون مخازن ذخیره بافری و سیلندر خودرو 135
- شکل 6-36 انرژی تولیدی در مخازن ذخیره و سیلندر خودرو و مجموع آنها در سیستم بافری 136
- شکل 6-37 حداقل حجم مخازن ذخیره مورد نیاز با فرض فشارهای متفاوت مخازن ذخیره فشار پایین، میانی و بالا در سیستم ذخیره آبشاری برای پر شدن سیلندر خودرو 138
- شکل 6-38 زمان مورد نیاز پر شدن سیلندر خودرو با فرض فشارهای متفاوت..... 139
- شکل 6-39 تغییرات دبی جرمی ورودی از مخازن ذخیره به سیلندر خودرو در حین سوخت گیری در سیستم ذخیره آبشاری 140
- شکل 6-40 تغییرات فشار سوخت مخازن ذخیره و سیلندر خودرو در حین سوخت گیری در سیستم ذخیره آبشاری 141
- شکل 6-41 تغییرات دمای سوخت مخازن ذخیره و سیلندر خودرو در حین سوخت گیری در سیستم ذخیره آبشاری 142
- شکل 6-42 تغییرات جرم سوخت مخازن ذخیره و سیلندر خودرو در حین سوخت گیری در سیستم ذخیره آبشاری 143
- شکل 6-43 تاثیر دمای محیط بر دمای نهایی سوخت مخازن ذخیره آبشاری و سیلندر خودرو 144
- شکل 6-44 تاثیر دمای محیط بر جرم نهایی سوخت مخازن ذخیره آبشاری و سیلندر خودرو 144
- شکل 6-45 انرژی تولیدی مخازن ذخیره آبشاری، سیلندر خودرو و مجموع آنها 145

شکل 46-6 مقایسه تغییرات دمای سوخت درون سیلندر خودرو CNG در شرایط عایق و با انتقال حرارت	147
شکل 47-6 مقایسه تغییرات فشار سوخت درون سیلندر خودرو CNG در شرایط عایق و با انتقال حرارت	148
شکل 48-6 مقایسه تغییرات جرم سوخت درون سیلندر خودرو CNG در شرایط عایق و با انتقال حرارت	149
شکل 49-6 تغییرات دمای جدار خارجی سیلندره‌های نوع اول و سوم در حین سوخت‌گیری CNG ...	150
شکل 50-6 تاثیر دمای محیط بر جرم و دمای نهایی سیلندر با انتقال حرارت در حین سوخت‌گیری CNG	150
شکل 51-6 تاثیر ترکیب گاز بر حداقل حجم مخازن ذخیره مورد نیاز با فرض فشارهای متفاوت سیستم ذخیره باف‌ری برای پر شدن سیلندر خودرو	153
شکل 52-6 تاثیر ترکیب گاز بر دبی جرمی ورودی از مخازن ذخیره باف‌ری به سیلندر خودرو در حین سوخت‌گیری	154
شکل 53-6 انتروپی تولیدی مخازن ذخیره و سیلندر خودرو و مجموع آنها برای ترکیب گازهای مختلف در سیستم باف‌ری	155
شکل 54-6 تاثیر ترکیب گاز مناطق مختلف بر ضریب ژول تامسون در حین فرآیند سوخت‌گیری با مخازن ذخیره باف‌ری	156
شکل 55-6 تاثیر ترکیب گاز مناطق مختلف بر دمای سوخت در حین فرآیند سوخت‌گیری با مخازن ذخیره باف‌ری	158
شکل 56-6 تاثیر ترکیب گاز مناطق مختلف بر دبی جرمی ورودی سوخت با مخازن ذخیره باف‌ری	159
شکل 57-6 تاثیر ترکیب گاز مناطق مختلف بر جرم سوخت در حین فرآیند سوخت‌گیری با مخازن ذخیره باف‌ری	159
شکل 58-6 تاثیر ترکیب گاز مناطق مختلف بر زمان سوخت‌گیری با مخازن ذخیره باف‌ری	160
شکل 59-6 تاثیر ترکیب گاز مناطق مختلف و دمای محیط بر دمای نهایی سوخت با مخازن ذخیره باف‌ری	161

- شکل 6-60 تاثیر ترکیب گاز مناطق مختلف و دمای محیط بر جرم نهایی سوخت با مخازن ذخیره بافری
162.....
- شکل 6-61 تاثیر ترکیب گاز مناطق مختلف بر انتروپی تولیدی فرآیند سوخت گیری با مخازن ذخیره
بافری..... 162.....
- شکل 6-62 تاثیر ترکیب گاز مناطق مختلف بر ضریب ژول تامسون در حین فرآیند سوخت گیری با
مخازن ذخیره آبشاری..... 164.....
- شکل 6-63 تاثیر ترکیب گاز مناطق مختلف بر دمای سوخت در حین فرآیند سوخت گیری با مخازن
ذخیره آبشاری..... 165.....
- شکل 6-64 تاثیر ترکیب گاز مناطق مختلف بر فشار سوخت در حین فرآیند سوخت گیری با مخازن
ذخیره آبشاری..... 166.....
- شکل 6-65 تاثیر ترکیب گاز مناطق مختلف و دمای محیط بر دمای نهایی سوخت با مخازن ذخیره
آبشاری..... 167.....
- شکل 6-66 تاثیر ترکیب گاز مناطق مختلف و دمای محیط بر جرم نهایی سوخت با مخازن ذخیره آبشاری
..... 167.....
- شکل 6-67 تاثیر ترکیب گاز مناطق مختلف و فشار مخازن ذخیره پایینی بر زمان سوخت گیری با مخازن
ذخیره آبشاری..... 168.....
- شکل 6-68 تاثیر ترکیب گاز مناطق مختلف و فشار مخازن ذخیره میانی بر زمان سوخت گیری با مخازن
ذخیره آبشاری..... 169.....
- شکل 6-69 تغییرات فشار سیلندر خودرو در 2 سیستم بافری و آبشاری..... 170.....
- شکل 6-70 دمای درون سیلندر خودرو برای 2 سیستم ذخیره بافری و آبشاری..... 171.....
- شکل 6-71 دبی جرمی ورودی به سیلندر در 2 سیستم بافری و آبشاری..... 172.....
- شکل 6-72 جرم ورودی به سیلندر در 2 سیستم بافری و آبشاری..... 173.....
- شکل 6-73 میزان تولید انتروپی برای 2 سیستم ذخیره بافری و آبشاری..... 174.....
- شکل 6-74 مقایسه بی بعد پارامترهای مهم در فرآیند سوخت گیری CNG برای 2 سیستم ذخیره بافری
و آبشاری..... 175.....

شکل 6-75 تغییرات فشار سوخت درون سیلندر خودرو برای 2 سوخت CNG و CHG با فرض گاز واقعی و ایده آل	176
شکل 6-76 تغییرات جرم سوخت درون سیلندر خودرو برای 2 سوخت CNG و CHG با فرض گاز واقعی و ایده آل	177
شکل 6-77 تغییرات دمای سوخت درون سیلندر خودرو برای 2 سوخت CNG و CHG با فرض گاز واقعی و ایده آل	178
شکل 6-78 تاثیر دمای محیط بر ضریب FR برای 2 سوخت CNG و CHG با فرض گاز واقعی و ایده آل	179
شکل 6-79 تاثیر دمای محیط بر زمان سوخت گیری برای 2 سوخت CNG و CHG با فرض گاز واقعی و ایده آل	180
شکل 6-80 تاثیر فشار مخزن پایینی بر زمان سوخت گیری برای 2 سوخت CNG و CHG با فرض گاز واقعی و ایده آل	181
شکل 6-81 تاثیر فشار مخزن میانی بر زمان سوخت گیری برای 2 سوخت CNG و CHG با فرض گاز واقعی و ایده آل	182
شکل 6-82 تاثیر فشار اولیه بر دمای نهایی سوخت با فرض گاز ایده آل	183
شکل 6-83 تاثیر دمای اولیه بر جرم نهایی سوخت و ضریب FR با فرض گاز ایده آل	183
شکل 6-84 تاثیر دمای اولیه بر تغییرات دمایی سوخت با فرض گاز ایده آل	184
شکل 6-85 تاثیر فشار اولیه و فشار مخزن پایین بر زمان سوخت گیری با فرض گاز ایده آل	185
شکل 6-86 تاثیر فشار اولیه و فشار مخزن میانی بر زمان سوخت گیری با فرض گاز ایده آل	185
شکل 6-87 تاثیر دمای محیط و فشار مخزن پایین بر زمان سوخت گیری با فرض گاز ایده آل	186
شکل 6-88 تاثیر فشار مخازن پایین و میانی بر زمان سوخت گیری با فرض گاز ایده آل	187
شکل 6-89 تاثیر فشار اولیه و فشار مخزن ذخیره پایینی بر تولید انترویی با فرض گاز ایده آل	188
شکل 6-90 تاثیر فشار اولیه و فشار مخزن ذخیره میانی بر تولید انترویی با فرض گاز ایده آل	189
شکل 6-91 تاثیر فشار مخازن پایینی و میانی بر تولید انترویی با فرض گاز ایده آل	190
شکل 6-92 تاثیر فشار مخازن پایینی بر تولید انترویی با فرض گاز ایده آل و واقعی برای CNG و CHG	191

شکل 6-93 تاثیر فشار مخازن میانی بر تولید انتروپی با فرض گاز ایده آل و واقعی برای CNG و CHG

192

شکل 6-94 تاثیر ترکیب گاز و فشار مخازن پایینی بر تولید انتروپی

شکل 6-95 تاثیر ترکیب گاز و فشار مخازن میانی بر تولید انتروپی

فهرست جداول

- جدول 1-3 انواع سیلندرهای مورد استفاده بعنوان مخزن سوخت [7] 21
- جدول 2-3 مقایسه مدل های عددی انجام شده (بخش اول) 22
- جدول 3-3 مقایسه مدل های عددی انجام شده (بخش دوم) 23
- جدول 4-3 مقایسه مدل های عددی انجام شده (بخش سوم) 24
- جدول 5-3 مشخصات سیلندرهای CNG نوع چهارم مورد استفاده [24] 31
- جدول 6-3 شرایط اولیه فرآیند سوخت گیری CNG [24] 32
- جدول 7-3 مشخصات سیلندر هیدروژن مورد بررسی [11] 35
- جدول 1-5 محدوده مجاز استفاده از روش AGA [28] 68
- جدول 1-6 درصد مولی ترکیبات مورد استفاده در محاسبات چگالی گاز طبیعی 108
- جدول 2-6 درصد انحراف مطلق میانگین (AAPD) در محاسبات چگالی 114
- جدول 3-6 درصد انحراف مطلق میانگین (AAPD) ا برای محاسبات انرژی داخلی برای متان خالص . 117
- جدول 4-6 درصد انحراف مطلق میانگین (AAPD) برای محاسبات افزایش انتالپی در فرآیند فشار ثابت 121
- جدول 5-6 درصد انحراف مطلق میانگین (AAPD) ا برای محاسبات انتروپی برای متان خالص 124
- جدول 6-6 مقایسه دما و فشار متان خالص بدست آمده از طریق روش توسعه داده شده در طول سوخت گیری با نتایج داده های [42] NIST 125
- جدول 7-6 مشخصات سیلندرهای CNG نوع اول و سوم مورد استفاده [24] 146
- جدول 8-6 ترکیب گاز مناطق مختلف ایران [45] 151

فهرست علائم و نشانه ها

A	area	(m ²)
C _d	orifice discharge coefficient	
c_p, c_v	Constant pressure & volume specific heats	(kJ/kg K)
d	Inlet tube diameter	(m)
D	Inlet cylinder diameter	(m)
g	Gravitational acceleration	(m/s ²)
h	Specific enthalpy	(kJ/kg)
Nu	Nusselt number	
K	Thermal conductivity	(W/mK)
Re	Reynolds number	
Ve	Velocity	(m/s)
x	thickness	(m)
α	Heat transfer convection coefficient	(W/m ² K)
\dot{m}	Mass flow rate	(kg/s)
M	Molecular weight	(kg/kmol)
P	Pressure	(bar or Pa)
\dot{Q}	Heat transfer rate	(kW)
T	Temperature	(K or °C)
u	Internal energy	(kJ/kg)
h	Enthalpy	(kJ/kg)
s	Entropy	(kJ/ K)
t	time	(s)
v	Specific volume	(m ³ /kg)
V	Volume	(m ³)
W	Actual work	(kJ/kg)
\dot{W}	Actual work rate	(kW or MW)
z	Height	(m)
ρ	Density	(kg/m ³)

NP	Pressure Ratio
$NV1$	Ratio the volume of Low Storage Bank to NGV cylinder
$NV2$	Ratio the volume of Medium Storage Bank to NGV cylinder
$NV3$	Ratio the volume of High Storage Bank to NGV cylinder
NS	Entropy Ratio

علائم یونانی

ρ_m	Molar density
ρ_r	Reduce density
γ	Gas gravity
v_m	Molar specific volume
μ_{JT}	Joule-Thomson coefficient
γ	Isentropic Exponent

زیر نویس ها

C	NGV on-board cylinder
CV	Control Volume
dis	discharge
e	exit condition
i	initial or inlet condition
in	internal
w1	inside wall
w2	interface wall
w3	outside wall
max	maximum
ow	outside wall
OHT	Overall Heat Transfer Coefficient
LPR	Low Storage Bank
MPR	Medium Storage Bank
HPR	High Storage Bank

Opt	Optimum
p	present condition
s	start of filling process
su	suction
T	Target Pressure
R	reservoir tank
a, ∞	ambient
av	average
gen	generation
tot	total

فصل اول : مقدمه

1-1 مقدمه

استفاده از گاز طبیعی بعنوان سوخت وسایل نقلیه در سالهای اخیر مورد توجه قرار گرفته است. این تمایل دلایل زیادی دارد که مهمترین آنها محدود بودن منابع سوخت فسیلی مایع، اعم از بنزین و گازوئیل و همچنین تولید آلاینده‌گی کمتر سوخت CNG نسبت به سوختهای مایع می باشد. [1]

استفاده از وسایل نقلیه گازسوز اول بار در دهه 1930 میلادی در ایتالیا آغاز شد. این سوخت در سالهای بعد چندان مورد استقبال قرار نگرفت تا اینکه بعد از بحران نفتی دهه هفتاد میلادی، تفکر استفاده از گاز طبیعی برای سوخت وسایل نقلیه مورد توجه دوباره قرار گرفت. یکی از مهم ترین روشهای استفاده از این سوخت، بعنوان سوخت وسایل نقلیه، گاز طبیعی فشرده¹ است که به اختصار CNG نامیده می شود. رشد استفاده از سوخت CNG در سالهای اخیر به حدی افزایش یافته که بر اساس آمار تا پایان سال 2012 تعداد خودروهای CNG سوز و ایستگاههای سوخت گیری بترتیب به 16 میلیون خودرو و 12000 ایستگاه رسیده است. [2]

استفاده از سوخت CNG برای وسایل نقلیه مختلف اعم از اتوبوس های شهری و بین شهری، ماشین آلات کشاورزی، کامیون های باری، وانت بارها و ... بکار گرفته شده است هر چند که مهمترین کاربرد آن برای وسایل نقلیه شهری و خودروهای شخصی می باشد. این کاربرد از آن جهت اهمیت پیدا می کند که مشکل آلودگی هوا در شهرهای بزرگ به چالش غیر قابل حل تبدیل شده است و میتوان از این سوخت بعنوان جایگزین مناسب سوختهای فسیلی مایع اعم از بنزین و گازوئیل که دارای آلاینده‌گی بیشتری نسبت به CNG هستند، سود برد. [2]

¹ Compressed Natural Gas

استفاده از سوخت CNG در ایران، اولین بار در سال 1350 با گازسوز کردن 1200 تاکسی آغاز شد. در آن سالها سوخت CNG چندان مورد اقبال قرار نگرفت، تا اینکه در ابتدای دهه 80 شمسی با هدف کاهش مصرف فرآورده های نفتی و همچنین کاهش آلودگی محیط زیست، استفاده از این نوع سوخت در اولویت قرار گرفت. تمایل به این سوخت بحدی در سالهای اخیر افزایش یافته که تعداد خودروهای CNG سوز و ایستگاههای سوخت گیری در ایران هم اکنون به ارقام شگفت انگیز 3/5 میلیون خودرو و 2000 ایستگاه [3] افزایش یافته است. بر مبنای مطالب بیان شده، صنعت CNG در ایران به یک بخش مهم و تاثیرگذار در سطح کشور تبدیل شده است.

یکی از بخشهای مهم صنعت CNG را میتوان ایستگاههای سوخت گیری CNG نامید. این ایستگاهها وظیفه متراکم کردن گاز طبیعی، ذخیره و انتقال آن به خودرو را بر عهده دارند. ایستگاههای CNG شامل بخشهای متعددی می باشند که از آن جمله میتوان به کمپرسورها، مخازن ذخیره سازی جایگاهها، سیلندر خودروها، توزیع کننده ها، لوله های ارتباط دهنده، خشک کننده ها، جریان سنج ها و... اشاره نمود. شناخت، بررسی و همچنین کاهش مشکلات این ایستگاهها میتواند کمک شایانی به توسعه استفاده از سوخت CNG نماید. بر اساس مطالعات اولیه مهمترین مشکلات موجود در ایستگاههای CNG مصرف برق کمپرسورها و میزان جرم محبوس شده در سیلندر خودروها می باشد، هر چند زمان سوخت گیری نیز میتواند در درجه دوم اهمیت باشد. در ادامه به بررسی دقیق تر دغدغه های مهم در یک ایستگاه CNG پرداخته می شود.

یکی از مهمترین مشکلات ایستگاههای CNG میزان برق مصرفی کمپرسورها (قابلیت کاردهی) و بطبع هزینه بالای تامین آن می باشد. به عبارت دیگر هر چقدر بتوان نسبت میزان توان مصرفی در قبال تولید یک کیلوگرم گاز CNG را کاهش داد هزینه بهره برداری از ایستگاه کاهش خواهد یافت. مولفه مهم بعدی میزان جرم ذخیره شده در سیلندر خودرو بعد از هر بار سوخت گیری می باشد. این پارامتر از آن جهت

که خودروهای CNG سوز بعد از هر بار سوخت گیری پیمایش کمتری نسبت به خودروهای بنزینی دارند، اهمیت بیشتری پیدا می کند. با توجه به این مهم که پارامتر تاثیر گذار در تعیین جرم سوخت در یک حجم مخزن ثابت، چگالی (دانسیته) سوخت می باشد و شرایط متفاوت اعم از شرایط محیطی، خواص ترمودینامیکی، ترکیب گاز و... میتواند بر چگالی سوخت تاثیر گذار باشد، تعیین بهترین شرایط و همچنین نزدیک شدن و یا دستیابی به آن شرایط از اهداف این رساله می باشد.

سومین عامل مهم زمان سوخت گیری هر خودرو می باشد. این پارامتر از آن جهت که خودروها برای سوخت گیری مدت زمان زیادی باید در نوبت باشند اهمیت پیدا می کند. هر چند این پارامتر دارای اهمیت است، اما راهکارهایی، مثلا افزایش قطر اریفیس نازل، میتواند موجب کاهش زمان سوخت گیری گردد.

در این رساله با شبیه سازی ترمودینامیکی و حرارتی ایستگاه CNG به بررسی راهکارهایی با هدف بهبود عملکرد این ایستگاهها پرداخته می شود. این شبیه سازی کمک خواهد کرد مولفه های مهم و مشکلات موجود در ایستگاههای CNG بدرستی و بر مبنای شرایط واقعی بررسی گردد.

این رساله شامل 7 فصل می باشد که در هر فصل هدف خاصی دنبال می شود. در فصل اول که مقدمه نامیده شده است به بررسی اجمالی تاریخچه CNG، تعریف مساله این رساله، اهداف انجام آن و همچنین ساختار رساله پرداخته شده است. فصل دوم به معرفی ایستگاه CNG، قسمت های مختلف آن و شرایط کارکرد هر بخش می پردازد. در فصل سوم به مرور کارهای قبلی مرتبط با رساله و دسته بندی موضوعات این بخش اختصاص یافته است. فصل چهارم به معرفی معادلات مورد استفاده و نحوه شبیه سازی می پردازد. در فصل پنجم به معرفی معادله AGA8 که معتبرترین روش تعیین خواص ترمودینامیکی گاز طبیعی است پرداخته شده است. همچنین در این فصل روشهای ترمودینامیکی تعیین خواص همچون چگالی، انتالپی، ضریب ژول تامسون، انتروپی، انرژی داخلی و ... که برای تحلیل ایستگاه CNG لازم است

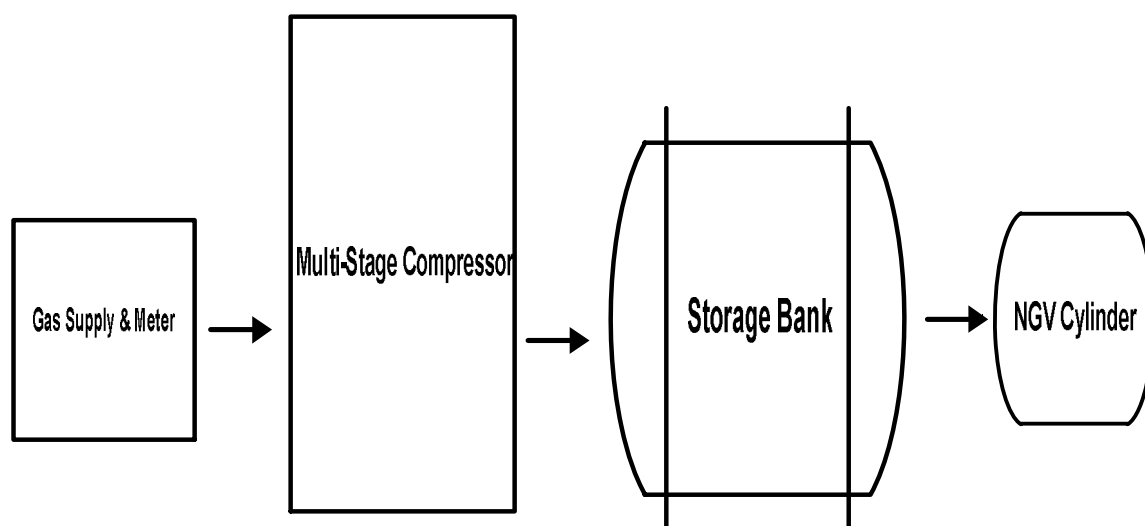
معرفی می گردد. در فصل ششم به ارائه نتایج حاصل از شبیه سازی و بحث و بررسی این نتایج پرداخته می شود. در نهایت فصل هفتم به جمع بندی نهایی و ارائه پیشنهادات برای کارهای آینده اختصاص می یابد.

فصل دوم: آشنایی با ایستگاه

سوخت رسانی CNG

1-2 مقدمه

در سالهای اخیر استفاده از گاز طبیعی بعنوان سوخت وسایل نقلیه به اولویت اول کشور در بخش سوخت و حمل و نقل تبدیل شده است. در این میان متداول ترین روش استفاده از گاز طبیعی برای وسایل نقلیه، استفاده از گاز طبیعی فشرده (CNG) می باشد. فرآیند سوخت گیری خودروهای CNG سوز در ایستگاههای CNG انجام می پذیرد. در شکل 1-2 نمایی ساده از عملکرد ایستگاه CNG بصورت شماتیک نمایش داده شده است. گاز ابتدا توسط کمپرسور فشرده و به مخازن فرستاده می شود. توزیع کننده²، سوخت را از مخزن ایستگاه به سیلندر خودرو انتقال می دهد.



شکل 1-2 نمایی ساده از عملکرد ایستگاه CNG

ایستگاههای CNG شامل بخشها و تجهیزات مختلفی می باشند که از آن جمله میتوان به موارد زیر اشاره

نمود. [4]

1- کمپرسور

² - Dispenser

2-مخازن ذخیره

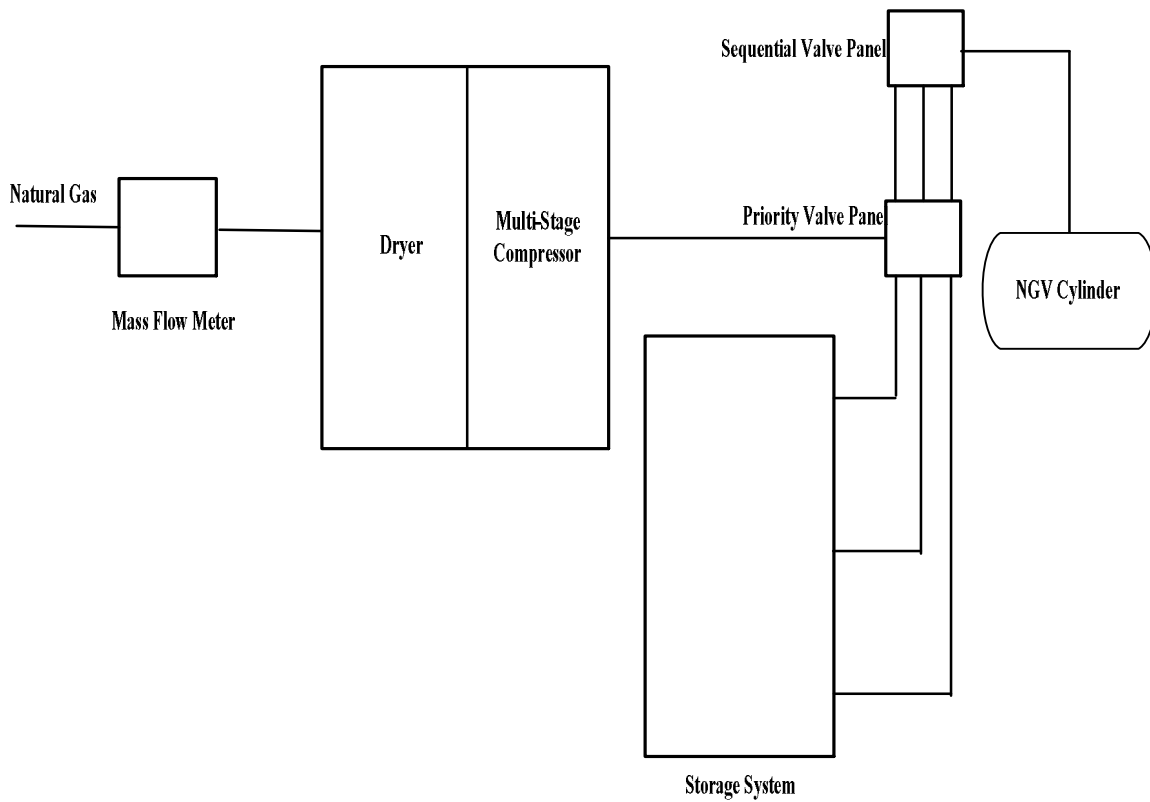
3-دستگاه خشک کن³

4-توزیع کننده

5- اندازه گیری

6- جعبه فرمان⁴

در شکل 2-2 اجزا مختلف ایستگاه CNG نمایش داده شده است.



شکل 2-2 اجزا مختلف ایستگاه CNG

در ایستگاه‌های CNG بطور معمول سوخت پس از اندازه‌گیری و فیلتراسیون به سمت ورودی کمپرسور هدایت می‌شود. جریان سوخت درون کمپرسور متراکم شده و در ادامه گاز متراکم در مخازن ذخیره نگهداری می‌شود. در نهایت سوخت از طریق نازلها به سیلندر خودرو انتقال می‌یابد.

3 Dryer

4 Priority & Shout down Panel

از منظر زمان سوخت‌گیری ایستگاه‌ها را میتوان به دو دسته⁵ کند و سریع⁶ تقسیم نمود. تعریف ویژه‌ای که بتواند این دو نوع را از هم متمایز کند وجود ندارد، ولی در یک برآورد کلی می‌توان گفت در سیستم سوخت‌رسانی سریع، اتومبیل‌های معمولی در زمانی کمتر از 5 دقیقه و کامیون‌ها و اتوبوس‌ها در زمانی بین 4 تا 8 دقیقه سوخت‌گیری خواهند کرد. علاوه بر این، سیستم سوخت‌رسانی کند در مواقعی کاربرد دارد که اتومبیل برای مدتی خاص، بعنوان مثال برای چند ساعت در روز یا در طول ساعات شب، استفاده نشود.

خودروهای معمولی در هر بار سوخت‌گیری معمولاً بین $7-18 \text{ m}^3$ سوخت و کامیون‌ها و اتوبوس‌ها بین 3 m^3 100-300 نیاز دارند. از طرفی بطور معمول فشار نهایی سوخت درون سیلندر خودرو در حدود 20MPa می‌باشد. همچنین در مخازن ذخیره ایستگاه‌ها نیز فشاری بین 20.5MPa تا 25MPa فراهم میشود. [4]

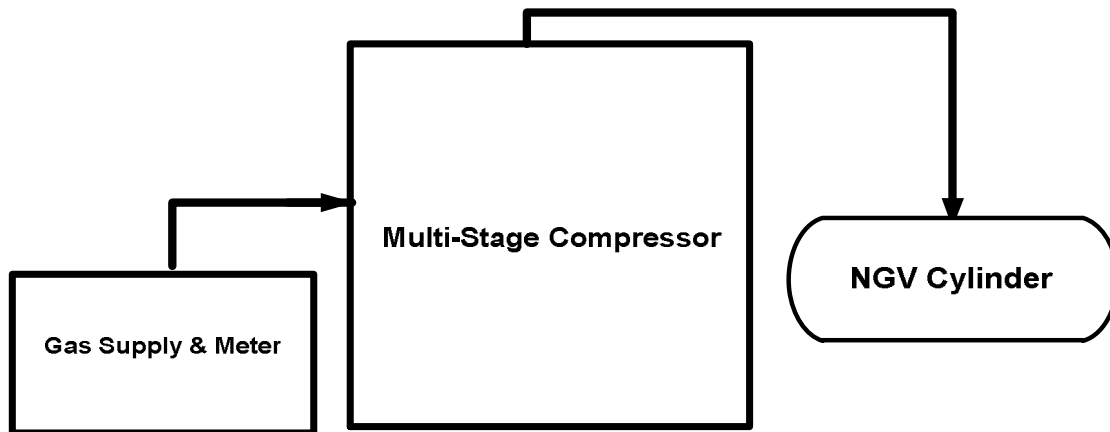
2-2 انواع ایستگاه‌های سوخت‌رسانی CNG

1-2-2 ایستگاه سوخت‌رسانی کند

هنگامی که خودروها بتوانند برای چندین ساعت بدون استفاده باشند، در این حالت می‌توان عملیات سوخت‌رسانی را با استفاده از ایستگاه سوخت‌رسانی کند انجام داد. دلیل عمده کند بودن عملیات سوخت‌رسانی در نتیجه عدم استفاده از مخازن فشار بالا در ایستگاه می‌باشد. همان‌طور که بیان شد مخازن ذخیره ایستگاه، با ایجاد فشار بسیار بالا اختلاف فشار نسبتاً زیادی را نسبت به سیلندر خودرو ایجاد می‌نماید و در نتیجه سبب افزایش سرعت سوخت‌رسانی می‌گردند. در این ایستگاه‌ها در هنگام سوخت‌گیری، کمپرسور مستقیماً به سیلندر خودرو متصل می‌شود و این بدان معناست که مخازن ذخیره حذف شده است. طبیعتاً هر چند که زمان سوخت‌رسانی بسیار زیاد خواهد شد ولی از این لحاظ که مخازن فشار

5 Slow Fill
6 Fast Fill

بالای ایستگاه حذف شده است، ایستگاه با هزینه اولیه کمتری بنا خواهد شد. شکل 2-3 اجزا مختلف ایستگاه CNG کند را نشان می دهد. همان طور که مشاهده می شود کمپرسور بصورت مستقیم به توزیع کننده متصل می شود.



شکل 2-3 اجزا مختلف ایستگاه CNG کند [4]

2-2-2 ایستگاه سوخت رسانی سریع

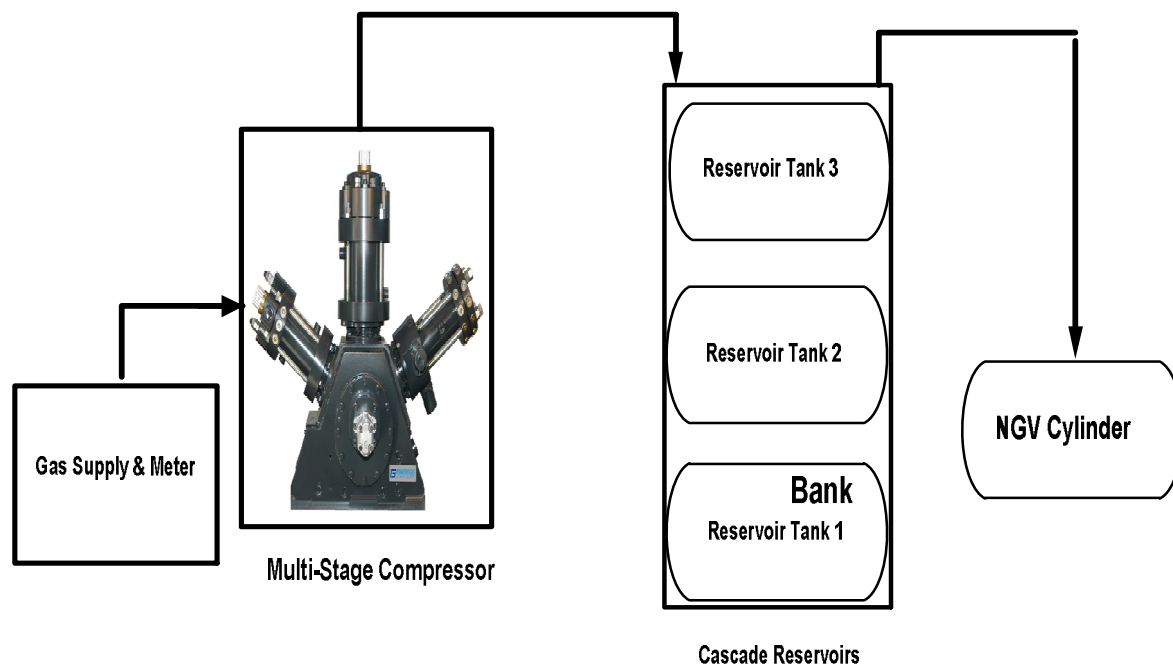
به منظور سوخت رسانی به تعداد بالای خودرو CNG سوز ناگزیر باید زمان سوخت گیری کاهش یابد. در حالت معمول که برای پر نمودن مخزن ایستگاه از یک کمپرسور استفاده میشود، مدت زمان زیادی طول خواهد کشید تا فشار مخزن به حد مورد نظر برسد. مسلماً هر چه ظرفیت مخزن و فشار مورد نظر بیشتر باشد، زمان انجام فرآیند نیز بیشتر خواهد بود. حال اگر کمپرسور مستقیماً به سیلندر خودرو متصل شود دقیقاً مانند مورد مذکور، برای سوخت گیری زمان زیادی لازم خواهد بود.

مناسب ترین روش کاهش زمان سوخت گیری استفاده از مخازن فشار بالا در ایستگاه می باشد، بخصوص در مواردی که بار ایستگاه از یک روز به روز دیگر متفاوت باشد. [4]

در این ایستگاهها، ابتدا کمپرسور فشار سوخت درون مخازن ذخیره ایستگاه را به حد مطلوب می‌رساند و بعد سوخت‌گیری از مخزن ایستگاه به سیلندر خودرو انجام می‌گیرد. زمان سوخت‌گیری رابطه مستقیم با اختلاف فشار بین سیلندر خودرو و مخزن ذخیره ایستگاه دارد. هرچه این اختلاف فشار بیشتر باشد، سرعت سوخت‌گیری افزایش یافته و در نتیجه موجب کاهش زمان سوخت‌گیری می‌گردد. 2 نکته اساسی در طراحی اولیه ایستگاه سوخت‌رسانی سریع، متناسب بودن ظرفیت کمپرسور و حجم مخازن ذخیره می‌باشد.

هرچه ظرفیت کمپرسور بیشتر تعیین گردد، فشار گاز موجود در مخازن بالا رفته و در نتیجه باعث اختلاف فشار بیشتر بین مخزن ایستگاه و سیلندر خودرو خواهد شد که منجر به کاهش زمان سوخت‌گیری می‌گردد.

همان‌طور که در شکل 2-4 دیده می‌شود در این نوع ایستگاهها توزیع‌کننده از طریق همه ردیف‌های مخازن فشار بالا فرآیند انتقال سوخت به درون سیلندر خودرو را انجام می‌دهد.



شکل 2-4 اجزا مختلف ایستگاه CNG سریع

2-3 تجهیزات ایستگاه‌های سوخت‌رسانی CNG

ایستگاه‌های سوخت‌رسانی CNG دارای تجهیزات مختلفی می‌باشند که با توجه به اهمیت کمپرسور و مخازن ذخیره در ادامه به ارائه توضیحات بیشتری در مورد این 2 بخش پرداخته می‌شود.

2-3-1 کمپرسور

در ایستگاه‌های CNG کمپرسورها نقش اصلی را دارند، بطوریکه وظیفه آنها فشرده سازی گاز می‌باشد. این کمپرسورها معمولاً از نوع رفت و برگشتی بوده و به کمپرسورهای سیلندر پیستونی معروفند. کمپرسورهای رفت و برگشتی از نظر شکل ظاهری و برخی از اجزاء مکانیکی تا حدودی همانند موتورهای احتراق داخلی می‌باشند، هرچند تفاوت‌های بسیاری بین یک موتور احتراق داخلی و کمپرسور رفت و برگشتی وجود دارد. بطور کلی کمپرسورها با استفاده از کار تولید شده توسط موتورهای الکتریکی یا موتورهای گازسوز، گاز طبیعی موجود در خطوط لوله یا منبع گاز را فشرده کرده و جهت سوخت‌گیری در ایستگاه‌های CNG در مخازن پرفشار ذخیره می‌نمایند و در برخی موارد بدون ذخیره‌سازی، مستقیماً عمل سوخت‌دهی را به خودرو انجام می‌دهند.

از مهمترین مزایای کمپرسورهای رفت و برگشتی می‌توان به موارد زیر اشاره نمود:

1. امکان ساخت به صورت یک یا چند مرحله‌ای در یک پوسته واحد
2. امکان ساخت یکپارچه کمپرسور به همراه یک موتور احتراق داخلی در یک پوسته واحد
3. قابلیت کنترل توان و همچنین راندمان بالا
4. کارایی کمپرسورها در هد بالا و دبی‌های نسبتاً پایین
5. متداول بودن استفاده از این نوع کمپرسورهای رفت و برگشتی در صنایع دیگر
6. امکان استفاده از موتورهای الکتریکی بعنوان محرک

از معایب این کمپرسورها نیز می‌توان به بزرگ بودن و ارتعاشات زیاد آنها اشاره نمود. در صورتی که فشار بالایی نیاز باشد معمولاً بدلائل فنی و اقتصادی از کمپرسورهای 2 تا 5 مرحله‌ای با فشار خروجی نسبی 20.5MPa تا 25MPa استفاده می‌شود. کمپرسورهای چند مرحله‌ای به دلایل زیر مناسب تر از کمپرسورهای تک مرحله‌ای هستند:

1. امکان سردکردن گاز در مراحل میانی
2. به ازای یک نسبت فشار معین، کار مورد نیاز در یک کمپرسور چند مرحله‌ای کمتر از یک کمپرسور تک مرحله‌ای است
3. کمپرسورهای چند مرحله‌ای از تعادل دینامیکی بهتری برخوردارند
4. نشستی کمتر گاز در کمپرسورهای چند مرحله‌ای
5. بعلت کاهش دما، روغنکاری بهبود یافته و مشکلات ناشی از آن نیز کاهش می‌یابد
6. بازده حجمی کمپرسورهای چند مرحله‌ای بیشتر است
7. بعلت فشار کارکرد مختلف در سیلندرها، در مراحل اولیه نیازی به ساخت سیلندرهایی پر فشار نخواهد بود

مهمترین مشکل کمپرسورهای چند مرحله‌ای هزینه‌گذاری بالا به علت وجود تجهیزات بیشتر همانند کولرهای میانی می‌باشد.

پیشنهاد می‌گردد برای سوخت‌گیری خودروها تا فشار 20.5MPa فشار خروجی کمپرسور 25MPa باشد و به همین ترتیب در خودروهایی تا فشار 25MPa بهتر است فشار خروجی کمپرسور 32MPa انتخاب گردد. حتی برخی از کارشناسان برای سوخت‌گیری تا فشار 21MPa نیز فشار 35MPa را پیشنهاد می‌نمایند تا از سوخت‌گیری کامل اطمینان حاصل گردد. این در حالی است که هزینه‌گذاری کمپرسورهای 35MPa تنها 5 تا 10 درصد بیشتر از همان کمپرسورها با فشار 25MPa می‌باشد. البته بایستی در نظر

داشت که فشار خروجی بیشتر باعث نسبت فشار بالاتری می‌گردد و در نتیجه دمای گاز خروجی سیلندرها افزایش یافته و بار روی میل پیستون نیز بیشتر می‌گردد. [4]

2-3-2 مخازن

همانطور که در بخش‌های قبلی نیز اشاره شد، نصب مخازن ذخیره فشار بالا در ایستگاه بطرز چشم‌گیری زمان سوخت‌گیری را کاهش می‌دهد. از طرف دیگر با جایگذاری این مخازن در ایستگاه از روشن و خاموش شدن زیاد کمپرسور جلوگیری خواهد شد، بنابراین عمر کمپرسور افزایش یافته و از هزینه‌های کلان کاسته می‌شود. امتیاز دیگری که می‌توان برای نصب مخازن برشمرد انجام سوخت‌رسانی در یک اختلاف فشار تقریباً ثابت می‌باشد. بنابراین سرعت سوخت‌دهی در مدت سوخت‌گیری خودرو مقدار ثابتی خواهد ماند و در نتیجه از افزایش دما در سیلندر خودرو جلوگیری می‌شود.

مهمترین عامل تعیین‌کننده زمان سوخت‌گیری اختلاف فشار بین دو مخزن ایستگاه و خودرو می‌باشد. هر چه این اختلاف بیشتر باشد، طبیعتاً زمان سوخت‌گیری کوتاه‌تر خواهد بود. از طرفی اگر یک مخزن با فشار اولیه مفروض در نظر گرفته شود، این فشار بعد از سوخت‌دهی افت خواهد نمود و بنابراین اختلاف فشار مورد نظر بین مخزن ایستگاه و خودرو مرتباً بعد از هر سوخت‌گیری کمتر خواهد شد. این میزان افت فشار بستگی به ظرفیت مخزن فشار بالای ایستگاه دارد. هر چه ظرفیت مخزن ایستگاه بیشتر باشد، افت فشار کمتری بعد از هر بار سوخت‌گیری اتفاق خواهد افتاد. بنابراین باید مخازن با حجم بالا انتخاب شوند تا افت فشار زیادی بوجود نیاید. از طرف دیگر واضح است که سیلندر خودرو در ابتدا تقریباً خالی است، بنابراین در ابتدای سوخت‌گیری اختلاف فشار بالاست و سرعت سوخت‌دهی بسیار زیاد می‌باشد. این سرعت زیاد باعث خواهد شد بخش اعظمی از انرژی جنبشی گاز به گرما تبدیل شود و در نتیجه دمای گاز بالا خواهد رفت. در ادامه که فشار سیلندر خودرو بالا می‌رود، اختلاف فشار بین دو مخزن مرتباً کاهش می‌یابد، در نتیجه سرعت سوخت‌رسانی در طول سوخت‌گیری نیز کم می‌شود. برای رفع این مشکل از

چند سری مخزن با ظرفیت‌های مختلف استفاده می‌شود که بطور معمول این مخازن دارای سه مخزن با فشار پایین، متوسط و فشار بالا می‌باشند.

در ادامه به بررسی 2 نوع سیستم ذخیره معمول در ایستگاههای CNG پرداخته می‌شود.

3-3-2 مخازن ترتیبی (آبشاری)

در سیستم ذخیره ترتیبی⁷، مخازن به سه قسمت فشار بالا، متوسط و پایین دسته بندی می‌شوند. هر قسمت ممکن است از یک یا چندین مخزن هم فشار تشکیل شده باشد. در ابتدای سوخت گیری مخزن فشار پایین مورد استفاده قرار می‌گیرد و تا وقتی که اختلاف فشار سیلندر خودرو و مخزن ایستگاه در حد معقولی باشد، سوخت گیری از طریق مخزن فشار پایین انجام خواهد شد. در حین سوخت گیری فشار مخازن ذخیره ایستگاه افت می‌کند و در عین حال فشار سیلندر خودرو افزایش می‌یابد. بنابراین اختلاف فشار دو مخزن بتدریج کم شده تا این که از حد مجاز کمتر خواهد شد. در این حالت سوخت گیری از مخزن با فشار متوسط انجام خواهد شد. به این ترتیب اختلاف فشار لازم تامین شده و در نهایت بعد از مدتی سوخت گیری از طریق مخازن فشار بالا انجام خواهد شد. در صورت استفاده از یک مخزن، باید فشار تک مخزن ایستگاه تا حد مجاز آن بالا برود. در این صورت در ابتدای سوخت گیری، اختلاف فشار به اندازه ای زیاد است که سرعت بالای گاز ورودی به سیلندر خودرو موجب افزایش شدید دمای گاز موجود در سیلندر خودرو خواهد شد، در نتیجه در فشار بیشینه جرم کمتری از گاز فضای سیلندر خودرو را اشغال خواهد نمود، بطوری که بعد از چند ساعت تبادل حرارتی با محیط اطراف و رسیدن به دمای محیط، فشار مخزن افت می‌کند و این نقصان ممکن است در سیستم سوخت رسانی خودرو اشکال ایجاد کند.

⁷ - Cascade Storage

به طور کلی می‌توان گفت که سیستم ترتیبی سه عامل کنترل دمای گاز سیلندر خودرو، زمان کوتاه سوخت رسانی و بهره برداری بهتر از حجم مخزن ایستگاه را در یک حالت تعادل با یکدیگر نگر خواهد داشت. در طول سوخت‌گیری همه سوخت از مخزن ایستگاه تأمین خواهد شد و وظیفه کمپرسور فقط پر نمودن دوباره مخازن می‌باشد. اندازه و ظرفیت مخزن را باید به گونه‌ای تعیین نمود که با بیشینه نرخ سوخت‌دهی در یک زمان مشخص بتوان سوخت‌دهی را به تنهایی و بدون کمک کمپرسور انجام داد. بزرگی مخزن باید به اندازه‌ای باشد که کمپرسور بعد از چندین بار سوخت‌گیری توسط خودروها روشن گردد.

برای این که سیستم ترتیبی مؤثر واقع گردد، باید به کمپرسور فرصت دوباره پرکردن مخازن را داد. اگر این اتفاق نیفتد مخازن به اندازه‌ای خالی خواهند شد که دیگر قادر به سوخت‌رسانی نخواهند بود و سوخت‌رسانی اصلی از طریق کمپرسور انجام خواهد گرفت.

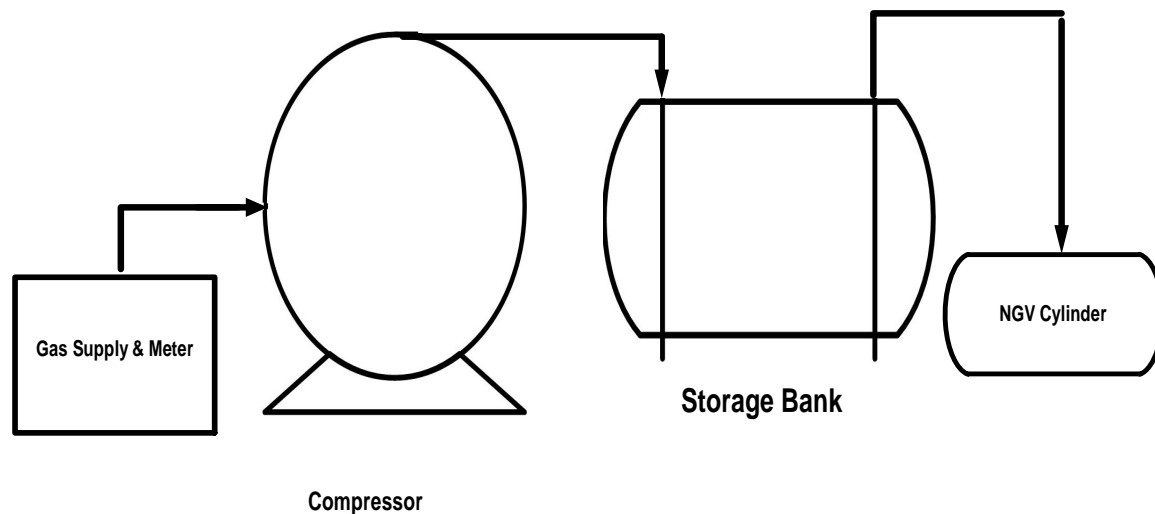
این مخازن به قسمت‌هایی با فشارهای متفاوت و با حجم یکسان یا غیریکسان تقسیم خواهند شد. در عمل ممکن است که از مخازنی با اندازه‌های متفاوت یا این که از یک تعداد مخازن با اندازه‌های یکسان استفاده شود. [5] یکی از مباحث مهم که در این رساله می‌تواند مورد توجه قرارگیرد بررسی نحوه چیدمان سیستم آبشاری و نسبت حجم هر ردیف از مخازن نسبت به دیگری می‌تواند باشد. شکل 2-5 شماتیکی از مخازن ذخیره آبشاری را نشان می‌دهد.



شکل 2-5 نمونه ای از مخازن ذخیره آبشاری [6]

4-3-2 مخازن بافر

در ایستگاهها با مخازن ذخیره بافری مهم ترین اصل انجام فرآیند سوخت گیری با استفاده از مخازن ذخیره با یک ردیف فشار می باشد. در این ایستگاهها برخلاف ایستگاههای آبشاری که در آنها سوخت درون مخازن ذخیره شامل چندین ردیف فشار می باشد، تمام سوخت با یک ردیف فشار در مخازن، ذخیره می گردد. شکل 2-6 شماتیکی از یک ایستگاه با مخازن بافری را نشان می دهد.



شکل 2-6 شماتیکی از یک ایستگاه با مخازن بافری

5-3-2 معرفی اجزا دیگر ایستگاه CNG

در این بخش به اختصار بخشهای دیگر ایستگاههای CNG معرفی می گردد. این اجزا شامل خشک کن، توزیع کننده و جعبه فرمان می شود. در ابتدا به معرفی خشک کن پرداخته می شود. هدف از به کارگیری خشک کن در ایستگاه سوخت رسانی، کاهش بخار آب موجود در گاز ایستگاه و رساندن آن به سطح قابل قبول می باشد. میزان بخار موجود باید در حدی باشد که نه تنها در عملکرد خودرو ایجاد مشکل ننماید بلکه در سیلندر خودرو، مخازن ایستگاه، لوله کشی ها و دیگر تجهیزات موجود در ایستگاه نیز از لحاظ خوردگی مشکلی ایجاد نکند.

در ادامه به معرفی توزیع کننده های مورد استفاده در ایستگاههای CNG پرداخته می شود. توزیع کننده وسیله انتقال سوخت از ایستگاه به خودرو می باشد. توزیع کننده ها دارای سیستم کنترلی می باشند و با استفاده از آنها می توان میزان سوخت تزریقی را اندازه گیری نمود. همچنین دارای امکاناتی می باشند که در هنگام پر شدن سیلندر خودرو و رسیدن به فشار مورد نظر، تزریق سوخت قطع خواهد شد و از سرریز سوخت جلوگیری می کنند. تجهیزات و تکنیک بکار رفته در توزیع کننده بسته به نوع سوخت گیری گند یا تند، با یکدیگر متفاوت است. یک ایستگاه ممکن است از چندین نوع توزیع کننده با توجه به نوع خودروهای سوخت گیری کننده، تشکیل شده باشد.

یکی از مهمترین بخشهای یک ایستگاه CNG جعبه فرمان آن می باشد. جعبه فرمان وظیفه قطع جریان را در شرایط بحرانی که ممکن است برای ایستگاه بوجود بیاید بر عهده دارد. وظیفه این جعبه فرمان در مخازن آبشاری سنگین تر است بطوریکه وظیفه هدایت سوخت از کمپرسور به بخشهای مختلف اعم از نازل، مخزن ردیف اول، دوم و یا سوم را بر عهده دارد. هدایت سوخت بوسیله این جعبه فرمان به این ترتیب است که جعبه فرمان بر حسب شرایط بالا دست یعنی مخازن ذخیره، شرایط ایستگاه و اقدام به باز و بسته کردن شیرهایی می کند که مسیر سوخت را تعیین می کند.

2-4 شرایط کارکرد ایستگاه و محدودیتها [4]

سیلندرهای خودروهای گازسوز اولیه احتیاج به فشار 16.5MPa در دمای 39°C داشتند. در همان زمان ایستگاهها و دستگاههای توزیع کننده بر اساس فشار 16.5MPa طراحی می شدند. بعدها بیشتر تجهیزات مانند مخازن و تجهیزات سوخت رسانی خودرو و ایستگاهها و توزیع کنندهها بر اساس فشار طراحی 20.5MPa و در نهایت 25.5MPa بنا شدند. برای فشار سوخت گیری 25.5MPa کمپرسوری با فشار خروجی در حدود 31-35MPa پیشنهاد می گردد. بالابردن فشار سوخت دهی تا حد 35MPa به علت محدودیت های موجود در کمپرسور، لوله کشی، شیرها و غیره بسیار مشکل و گران خواهد بود. معمولاً ظرفیت مخزن نصب شده در خودرو را بر اساس فشار و دمای مشخص تعیین می کنند. معمول ترین ظرفیت مخازن خودروها، 16.5MPa در دمای 39°C یا 20.5MPa در 39°C و 25MPa در دمای 39°C می باشد.

فصل سوم: مروری بر کارهای

انجام شده

3-1 مقدمه

در این بخش به بررسی تحقیقات قبلی انجام شده در خصوص فرآیند پر شدن سوخت های گاز با فشار بالا پرداخته می شود. با توجه به این مهم که فرآیند سوخت گیری 2 گاز فشار بالای CNG و هیدروژن فشرده⁸ (CHG) شبیه بهم می باشد، کارهای انجام شده قبلی برای هر دو نوع سوخت ارائه می گردد. در زمینه سوخت گیری CNG تحقیقات زیادی صورت پذیرفته است، این در حالی است که فرآیند سوخت گیری CHG بعنوان فرآیند سوخت گیری سریع مورد تحقیق بسیاری واقع شده است.

بطور کلی مطالعات صورت پذیرفته در زمینه سوخت گیری سریع را میتوان به 2 بخش کلی عددی و تجربی تقسیم بندی نمود. هرچند در بعضی از موارد هر دو نوع تحقیقات تجربی و عددی بصورت همزمان ارائه شده است.

با توجه به این مهم که سیلندرهای ذخیره سوخت دارای انواع مختلفی می باشند، قبل از بررسی مطالعات قبلی صورت گرفته به معرفی انواع سیلندرها پرداخته می شود. ویژگیهای سیلندرهای مورد استفاده را میتوان در جدول زیر مشاهده نمود.

جدول 1-3 انواع سیلندرهای مورد استفاده بعنوان مخزن سوخت [7]

ویژگیها	سبکی	هزینه	انواع سیلندرها
-سنگین -خوردگی داخلی	100	پایین	نوع اول (Type I)، تمام فلزی
-سنگین -خوردگی داخلی	80	متوسط	نوع دوم (Type II)، آستر فلزی با تسمه های پوششی فایبرگلاس
-سبک	60-40	بالا	نوع سوم (Type III)، آستر فلزی

همراه با تمام پوشش فایبر گلاس			فشار انفجار بالا، بدون نشتی، پوشش گالوانیک بین آستر و فایبر گلاس
-نوع چهارم (Type IV) آستر پلاستیکی با پوشش فایبر گلاس تمام	بالا	60-40	-دوام بالا در مقابل سوخت گیری متعدد -مانع نفوذ -فشار انفجار به نسبت پایین

در بخشهای بعدی به بررسی مطالعات پیشین صورت گرفته پرداخته می شود.

3-2 مطالعات پیشین شبیه سازی عددی فرآیند پر شدن

در این بخش به بررسی مطالعات عددی فرآیند پر شدن مخازن با فشار بالا پرداخته می شود. در ابتدا به بررسی کارهای عددی صورت پذیرفته و مقایسه مدل های مختلف مورد استفاده پرداخته می شود. در جداول زیر خلاصه ای از تحقیقات قبلی را میتوان مشاهده نمود.

جدول 2-3 مقایسه مدل های عددی انجام شده (بخش اول)

	Dicken and Merida [11]	Kountz et al. [10]	NoorAliPour and Farzaneh-Gord [9]	Zheng et al. [8]	Kim et al. [7]
Modeling Method	CFD	Thermodynamic Modeling	CFD	Thermodynamic Modeling	CFD
Mass Flow Rate	Set from mesurment	Fixed Orifice Calc	Set from mesurment	Fixed Orifice Calc	Set from mesurment
Heat Transfer Modeling	Non-Adiabatic	Adiabatic	Non-Adiabatic	Adiabatic	Non-Adiabatic
External Convection	Const.(10 W/m ² K)	Adiabatic	Const.(10 W/m ² K)	Adiabatic	Const.(10 W/m ² K)

Equation of State	Redlich-Kwong	STRAPP NG	Ideal gas and Redlich-Kwong	NIST database	Redlich-Kwong
Working Fluid	Hydrogen	Natural Gas	Natural Gas, Hydrogen	Hydrogen	Hydrogen
Reservoir System Considered	Set from mesurment	Set from mesurment	Set from mesurment	Calculated	Set from mesurment
Entropy Generation Calculation	No	No	No	No	No
Cylinder Type	Type III	Adiabatic	Type III	Adiabatic	Type IV

جدول 3-3 مقایسه مدل های عددی انجام شده (بخش دوم)

	Reynolds [17] et al.	Li et al. [16]	Suryan et al. [15]	Heitsch et al. [14]	Dong Kim et al. [13]	Yang [12]
Modeling Method	Analytical	CFD	CFD	CFD	CFD	Thermodynamic Modeling
Mass Flow Rate	Const.	Set from mesurment	Set from mesurment	Set from mesurment	Set from mesurment	Const.
Heat Transfer Modeling	Non-Adiabatic	Non-Adiabatic	Non-Adiabatic	Non-Adiabatic	Non-Adiabatic	Adiabatic
External Convection	Adiabatic	Const. (10 W/m ² K)	Const. (10 W/m ² K)	Const. (10 W/m ² K)	Const. (10 W/m ² K)	Adiabatic
Equation of State	Ideal gas	NIST database	Redlich-Kwong	Redlich-Kwong	Redlich-Kwong	Ideal gas and Leachman et al.

Working Fluid	General	Hydrogen	Hydrogen	Hydrogen	Hydrogen	Hydrogen
Reservoir System Considered	Set from mesurment	Set from mesurment	Set from mesurment	Set from mesurment	Set from mesurment	Set from mesurment
Entropy Generation Calculation	No	No	No	No	No	No
Cylinder Type	Adiabatic	Type IV	Types III and IV	Types III and IV	Type III	Adiabatic

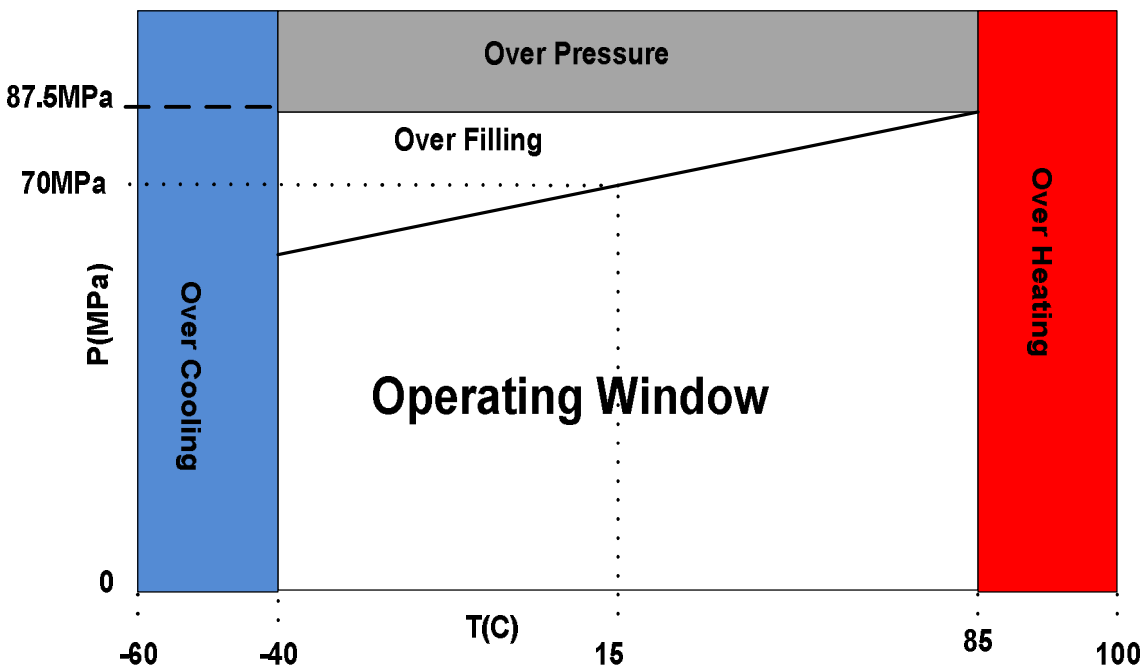
جدول 3-4 مقایسه مدل های عددی انجام شده (بخش سوم)

	Dincer et al. [21]	Monde et al. [20]	Zhao et al. [19]	Farzaneh et al. [18]	This Work
Modeling Method	Thermodynamic Modeling	Thermodynamic Modeling	CFD	Thermodynamic Modeling	Thermodynamic Modeling
Mass Flow Rate	Liner equation	Set from mesurment	Set from mesurment	Variable (cascade filling)	Set from mesurment, Variable (Buffer and cascade filling)
Heat Transfer Modeling	Adiabatic	Non-Adiabatic	Non-Adiabatic	Adiabatic	Adiabatic, Non-Adiabatic
External Convection	Adiabatic	Const.	Const. (6 W/m ² K)	Adiabatic	Adiabatic, Const. (10 W/m ² K)
Equation of State	Leachman et al	Lee-Kesler	Benedict-Webb-Rubin	Ideal gas	Ideal gas, NIST database, AGA8 Equation

Working Fluid	Hydrogen	Hydrogen	Hydrogen	Natural Gas	Natural Gas, Hydrogen
Reservoir System Considered	Set from mesurment	Cascade	Set from mesurment	Cascade	Buffer, Cascade, Changes have been modeling
Entropy Generation Calculation	Yes	No	No	No	Yes
Cylinder Type	Adiabatic	Types III and IV	Type III	Adiabatic	Adiabatic, Types I and III

در جمع بندی تحقیقات پیشین، میتوان اینگونه نتیجه گرفت که تحقیقات زیادی بر روی فرآیند پر شدن مخازن CNG انجام نشده است. در اندک تحقیقات صورت گرفته نیز ساده سازی های زیادی صورت پذیرفته است، که بعنوان نمونه میتوان استفاده از قوانین گاز ایده آل و یا خواص ترمودینامیکی متان برای ترکیبات متفاوت گاز طبیعی را نام برد. همچنین در هیچ کدام از تحقیقات قبلی شرایط مخازن ذخیره متغیر در نظر گرفته نشده و تغییرات آن در حین سوخت گیری ارائه نشده است.

بر اساس جداول فوق تحقیقات زیادی بر فرآیند پر شدن مخازن هیدروژن صورت گرفته است که تقریباً در همه این تحقیقات بر این مهم تاکید شده است که در حین فرآیند سوخت گیری هیدروژن دمای سوخت درون سیلندر خودرو در حال افزایش می باشد. در فرآیند سوخت گیری هیدروژن با توجه به استاندارد های تعریف شده دمای نهایی سیلندر نباید از 85°C و فشار آن نیز از 125٪ فشار طراحی بیشتر شود. [22] بنابراین فرآیند سوخت گیری باید بنحوی صورت پذیرد که در آن دما و فشار در نهایت به این مقادیر نرسد. در شکل 3-1 محدوده کاری دما و فشار سیلندر خودروی هیدروژنی مشاهده می شود.



شکل 3-1 محدوده کاری دما و فشار سیلندر خودروی هیدروژنی [22]

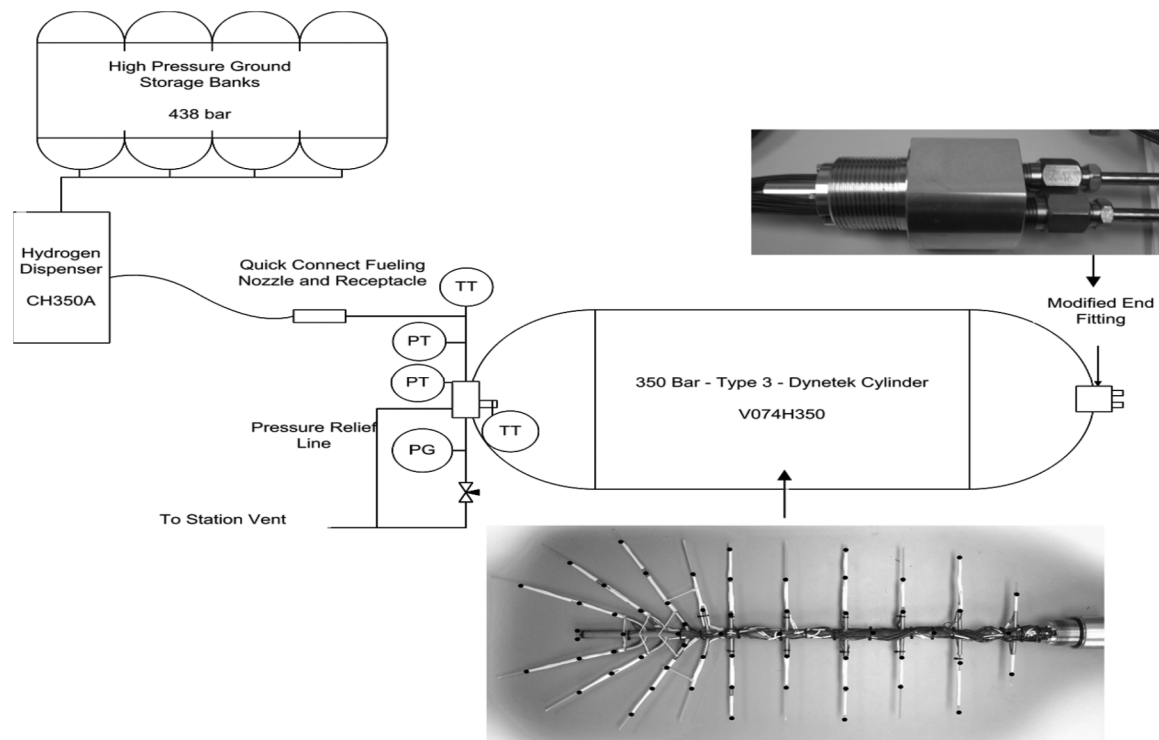
3-3 مطالعات پیشین بررسی تجربی فرآیند پر شدن

از لحاظ تجربی تحقیقات کمی توسط [23] Goulding و [24] Shiply بر روی فرآیند پر شدن سوخت CNG صورت پذیرفته است. در یکی از این آزمایشات [24] Shiply نتیجه گرفت که تغییر دمای محیط تاثیر بسزایی بر فرآیند سوخت گیری خواهد داشت. ایشان در تحقیق خود به بررسی تجربی تغییرات دما، فشار و دبی جرمی CNG در طی فرآیند سوخت گیری برای دمای محیط متفاوت از جمله 15°C , 23.5°C , 26°C , 37°C و 42°C پرداخته است. در شکل 3-2 میتوان نحوه آزمایش وی را مشاهده نمود.



شکل 2-3 نحوه آزمایشات [24] Shiply

تحقیقات تجربی زیادی بر روی فرآیند پر شدن سیلندر خودرو هیدروژنی در سالهای اخیر انجام شده است. یکی از مهمترین تحقیقات تجربی صورت گرفته مربوط به [11] Dicken and Merida می باشد که با نصب سنسورهای دمایی متعدد در بخش های مختلف سیلندر، دمای هر بخش را در طی فرآیند پر شدن گزارش می دهد. مطالعات [11] Dicken and Merida در بسیاری از موارد مورد استفاده تحقیقات قبلی قرار گرفته است، بنحویکه در بسیاری از مطالعات، از نتایج تجربی بدست آمده برای اعتبار سنجی استفاده شده است. در شکل 3-3 نحوه انجام تحقیق تجربی توسط ایشان ارائه شده است.



شکل 3-3 نحوه انجام آزمایشات تجربی [11] Dicken and Merida

3-4 جمع بندی مطالعات پیشین و جنبه‌های نوآوری رساله

با وجود توسعه استفاده از سوخت CNG تحقیقات زیادی در مورد فرآیند سوخت گیری و همچنین بهینه سازی ایستگاههای CNG صورت پذیرفته است. هر چند بر اساس جداول معرفی تحقیقات عددی، مطالعات فراوانی در سال های اخیر بر روی فرآیند سوخت گیری گاز هیدروژن انجام شده است.

تقریباً در تمامی کارهای انجام شده قبلی تنها فرآیند پر شدن سوخت گاز (CNG و هیدروژن) مورد بررسی قرار گرفته است و تغییرات ترمودینامیکی مخازن ذخیره ایستگاه در حین سوخت گیری مورد بررسی قرار نگرفته است. آگاهی از این تغییرات در مخازن ذخیره از آن جهت مهم است که با اطلاع از آنها میتوان در جهت بهینه سازی شرایط مخازن ذخیره اقدام نمود. گام اول این بهینه سازی تعیین حجم بهینه مخازن ذخیره ایستگاه می باشد که در این رساله مورد توجه قرار گرفته است. همچنین در گام دوم،

با استفاده از قانون دوم ترمودینامیک، میزان تولید انترپی در حین سوخت گیری محاسبه می شود. محاسبه تولید انترپی کمک خواهد نمود تا شرایط ترمودینامیکی بهینه مخازن ذخیره ایستگاه بدست آید. نوآوری بعدی این رساله را میتوان بررسی تاثیر ترکیب گاز طبیعی مناطق مختلف ایران بر فرآیند سوخت گیری برشمرد. بررسی ترکیب گاز در حل مشکلات بین جایگاه داران، مصرف کنندگان سوخت و شرکت های گاز استانی بعنوان تامین کننده گاز طبیعی، بسیار مثمر ثمر می باشد.

نوآوری سوم در نحوه مدل سازی انتقال حرارت بین سوخت ورودی به سیلندر و جدار داخلی آن اعمال شده است. تقریباً در تمامی تحقیقات قبلی از روش حجم محدود⁹ برای محاسبه انتقال حرارت استفاده شده است. در این رساله با استفاده از روش تفاضل محدود¹⁰ میزان انتقال حرارت محاسبه شده است. ویژگی مهم این روش استفاده از روابط توسعه یافته برای محاسبه انتقال حرارت می باشد که منجر به کوتاه شده زمان حل به چند دقیقه می گردد.

در نهایت تحقیقات انجام شده در این رساله که جنبه نوآوری دارد، بطور خلاصه بشرح زیر اعلام می گردد.

- ✓ مقایسه 2 نوع سیستم ذخیره بافری و آبشاری برای 2 سوخت CNG و هیدروژن
- ✓ محاسبه تغییرات ترمودینامیکی مخازن ذخیره ایستگاه در حین سوخت گیری
- ✓ تحلیل قانون دوم ترمودینامیک برای فرآیند سوخت گیری و محاسبه میزان انترپی تولیدی
- ✓ بررسی تاثیر ترکیب گاز طبیعی بر فرآیند سوخت گیری
- ✓ تعیین حجم بهینه مخازن ذخیره در سیستم بافری و آبشاری
- ✓ تعیین شرایط ترمودینامیکی بهینه مخازن ذخیره بر اساس تولید انترپی کمینه

3-5 ارتباط موضوع تحقیق با مطالعات قبلی

از آنجایی که در این رساله تنها حل عددی انجام شده است و تحقیقات تجربی و آزمایشگاهی صورت نپذیرفته است، استفاده از مطالعات پیشین از دو جهت میتواند حائز اهمیت باشد:

(1) شرایط گاز در ورودی به مخزن همچون دما، فشار و دبی گاز به عنوان شرایط مرزی

(2) معتبر سازی حل بر اساس مقایسه با نتایج معتبر قبلی

در جهت تحقق دو موضوع ذکر شده در ادامه به معرفی تفصیلی³ تحقیق قبلی و ارائه نتایج مورد استفاده آنها در این رساله پرداخته می شود.

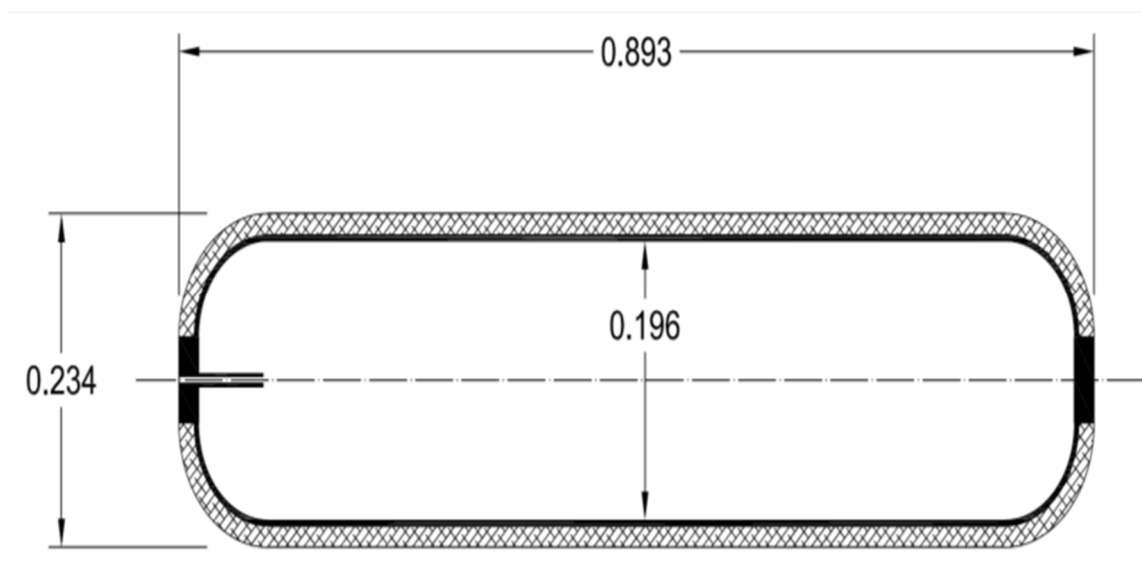
برای اعتبار سنجی نحوه شبیه سازی، نتایج بدست آمده برای هیدروژن و CNG با تحقیقات قبلی مقایسه می گردد. مقایسه نتایج بدست آمده با استفاده از تحقیق [11] Dicken and Merida برای گاز هیدروژن می باشد.

در مورد اطلاعات مورد نیاز بعنوان شرایط مرزی تحلیل عددی فرآیند پر شدن، دبی گاز ورودی را میتوان بعنوان اولین پارامتر برشمرد. از آنجا که تغییرات دبی گاز در حین فرآیند سوخت گیری معرف رفتار نازل توزیع کننده می باشد اطلاع از تغییرات آن در حین سوخت گیری از اهمیت خاصی برخوردار می باشد. همچنین اطلاع از شرایط دما و فشار سوخت ورودی به سیلندر خودرو نیز برای تحلیل دقیق شرایط پر شدن سیلندر از اهمیت ویژه ای برخوردار می باشد. با توجه به مطالب ارائه شده، جهت اخذ اطلاعات مورد نیاز، از نتایج ارائه شده توسط [24] Shiply، شامل دبی جرمی و دمای گاز ورودی به سیلندر به عنوان شرایط مرزی استفاده شده است.

با توجه به مطالب بیان شده در ادامه به معرفی تحقیقات قبلی مورد استفاده در این رساله پرداخته می شود.

1-5-3 معرفی مطالعات Shiply [24]

چنانچه در بخش 3-3 اشاره شد، مطالعات Shiply مربوط به پر شدن یک مخزن نوع چهارم از گاز طبیعی می باشد که به صورت تجربی انجام شده است. در این آزمایشات از دو دماسنج، یکی در دریچه ورودی و دیگری در 15 اینچی از انتهای مخزن بر روی خط ورودی، استفاده شده است. علاوه بر دما، فشار و دبی گاز ورودی نیز در حین فرآیند پر شدن گزارش شده است. در شکل 4-3 ابعاد و مشخصات سیلندر، مطابق با مطالعات Shiply نمایش داده شده است.



شکل 4-3 ابعاد و مشخصات سیلندر، مطابق با مطالعات Shiply [24]

حجم سیلندر خودرو در تحقیق Shiply برابر 31/4 لیتر است و قطر اریفیس نازل سوخت گیری نیز 5 میلی متر در نظر گرفته شده است. مشخصات سیلندر نوع چهارم مورد استفاده در جدول 5-3 آمده است.

جدول 5-3 مشخصات سیلندره‌های CNG نوع چهارم مورد استفاده [24]

Thermal conductivity (K) (W/mK)	Specific heat (Cp) (J/kgK)	Density (ρ) (kg/m ³)	Thickness (x) (m)		
167	2730	900	0.004	Liner	Type IV
1	1494	938	0.015	The carbon fiber epoxy	

همچنین شرایط اولیه فرآیند سوخت گیری منطبق بر تحقیق Shibly در جدول 3-6 آمده است.

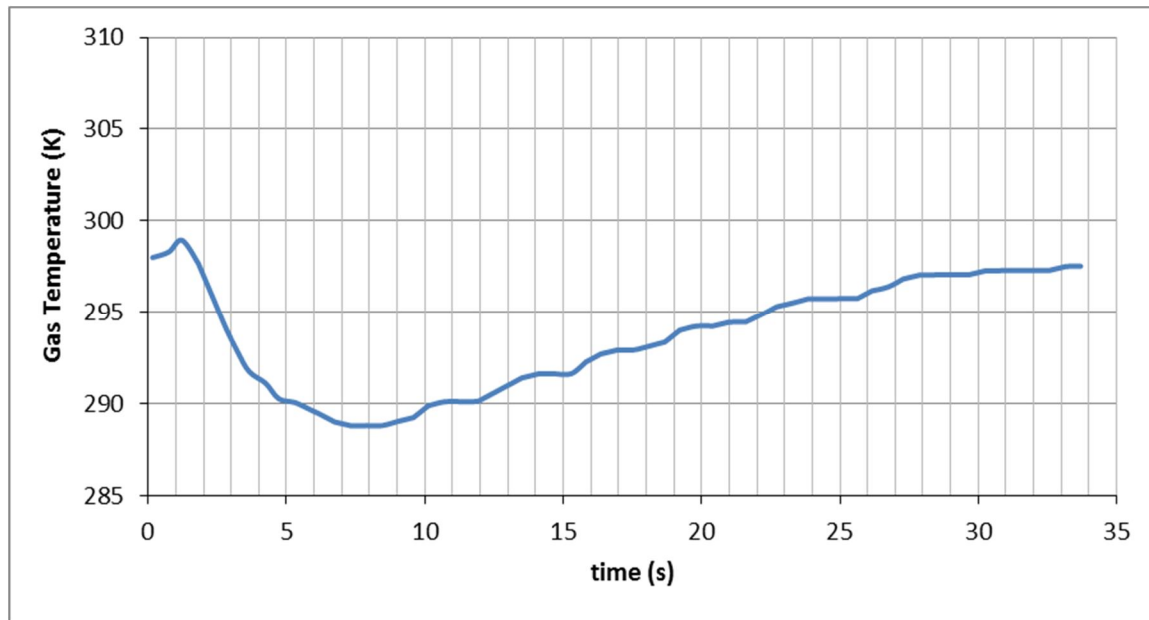
جدول 3-6 شرایط اولیه فرآیند سوخت گیری CNG [24]

In-Reservoir Pressure (MPa)	Velocity (m/s)	In-Cylinder Pressure (MPa)	In-Cylinder Temperature (K)	Parameter
20	stationary	2	299.8	Value

در ادامه به معرفی شرایط ترمودینامیکی ورودی سوخت به سیلندر در تحقیق Shibly پرداخته می شود.

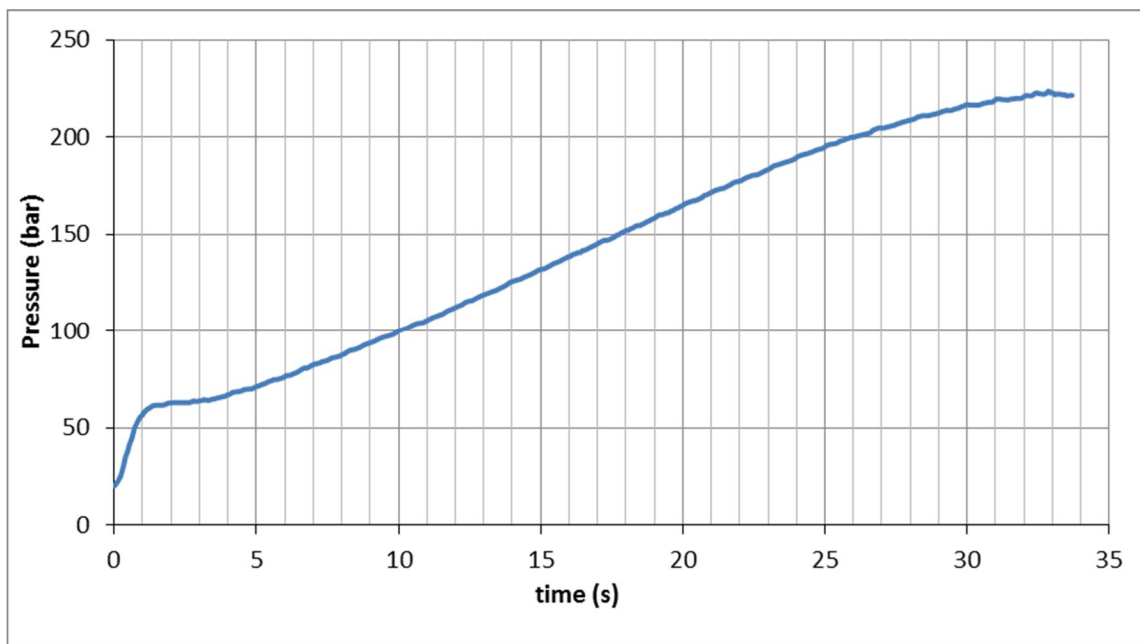
در شکل 3-5 و شکل 3-6 به ترتیب دما و فشار گاز در حین ورود به مخزن طی فرآیند پر شدن در حالت

سوخت گیری از مخازن Cascade و در دمای هوای 80°F (26°C) ارائه شده است.



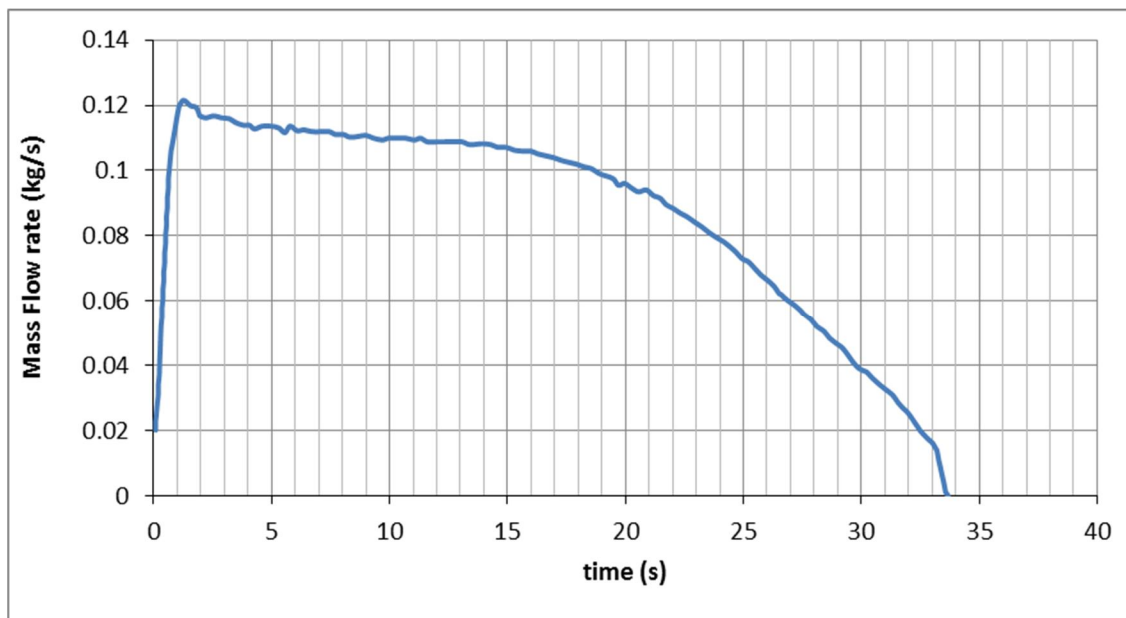
شکل 3-5 دمای گاز در ورودی به مخزن طی فرآیند پر شدن در حالت سوخت گیری از مخازن Cascade و در دمای

هوای 80°F (26°C) [24] Shibly



شکل 3-6 فشار درون مخزن در حین فرآیند پر شدن در حالت سوخت‌گیری از مخازن Cascade و در دمای هوای 80°F Shiply [24]

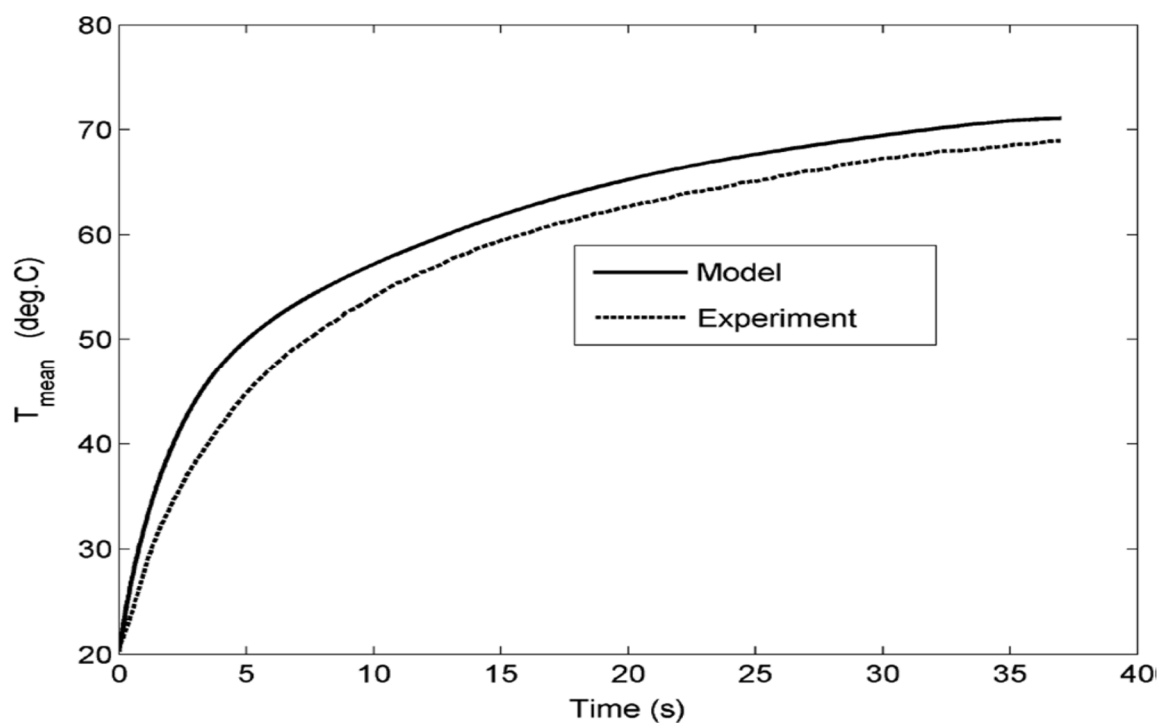
در نهایت شکل 3-7 دبی گاز ورودی به درون مخزن در حین فرآیند پر شدن در حالت سوخت‌گیری از مخازن Cascade و در دمای هوای 80°F را نمایش می‌دهد.



شکل 3-7 دبی گاز ورودی به درون مخزن در حین فرآیند پر شدن در حالت سوخت‌گیری از مخازن Cascade و در دمای هوای 80°F Shiply [24]

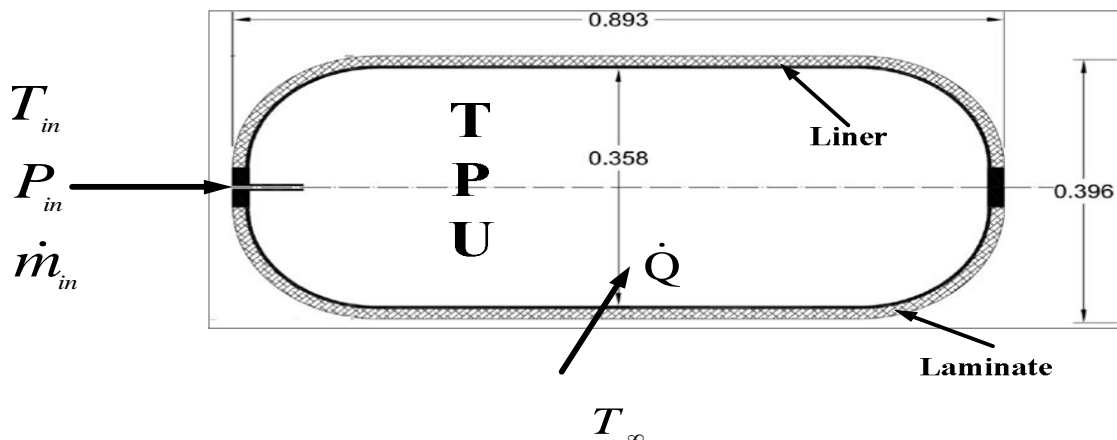
2-5-3 معرفی تحقیقات [11] Dicken and Merida

همانطور که در بخش های قبل اشاره شد یکی از مهمترین تحقیقات صورت گرفته مربوط به [11] Dicken and Merida می باشد که به تحلیل همزمان عددی و تجربی فرآیند پر شدن مخزن هیدروژن پرداخته است. نتایج بدست آمده در تحقیقات ایشان در بسیاری از مطالعات بعدی برای اعتبار سنجی استفاده شده است. بعنوان نمونه در شکل 8-3 به مقایسه تغییرات دمایی سوخت در حین فرآیند سوخت گیری برای 2 شرایط تجربی و عددی پرداخته شده است.



شکل 8-3 مقایسه دمای سوخت درون مخزن تجربی و مدل [11]

مشخصات سیلندر مورد استفاده در این بخش را میتوان در شکل 9-3 مشاهده نمود. حجم این سیلندر 74/1 لیتر است و از نوع سوم می باشد.



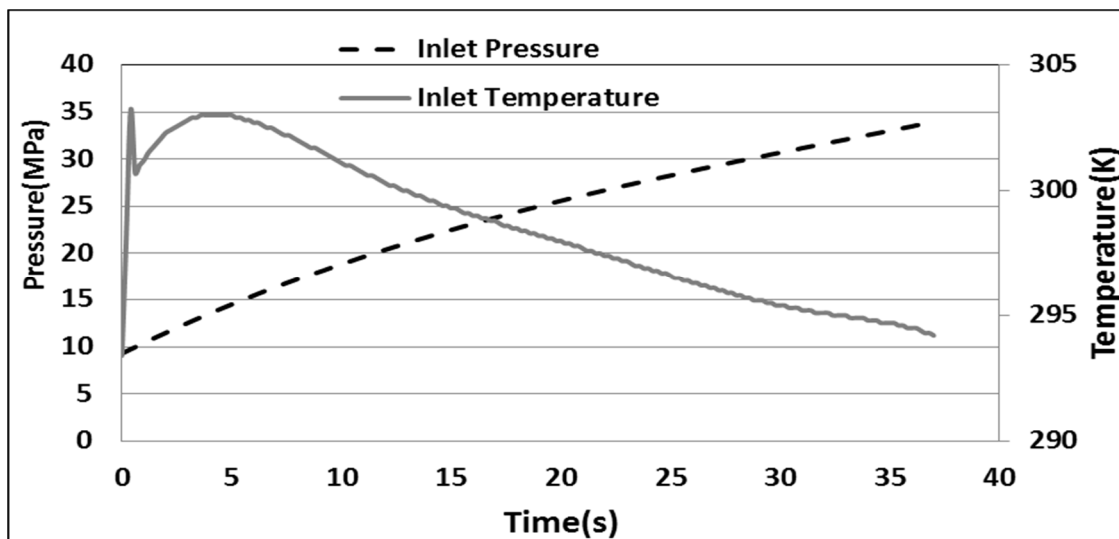
شکل 9-3 مشخصات سیلندر هیدروژن مورد استفاده [11]

همانطور که بیان شد سیلندر مورد بررسی از نوع سوم می باشد که دارای 2 لایه مختلف در جدار خود می باشد. مشخصات جنس و ضخامت این 2 لایه را میتوان در جدول 7-3 مشاهده نمود. همانطور که در جدول مشخص است 2 لایه با ضرایب هدایتی کاملاً متفاوت تشکیل دهنده جدار سیلندر می باشد. در این جدول علاوه بر ضرایب هدایتی هر قسمت، ضخامت، دانسیته و گرمای مخصوص هر بخش ارائه شده است.

جدول 7-3 مشخصات سیلندر هیدروژن مورد بررسی [11]

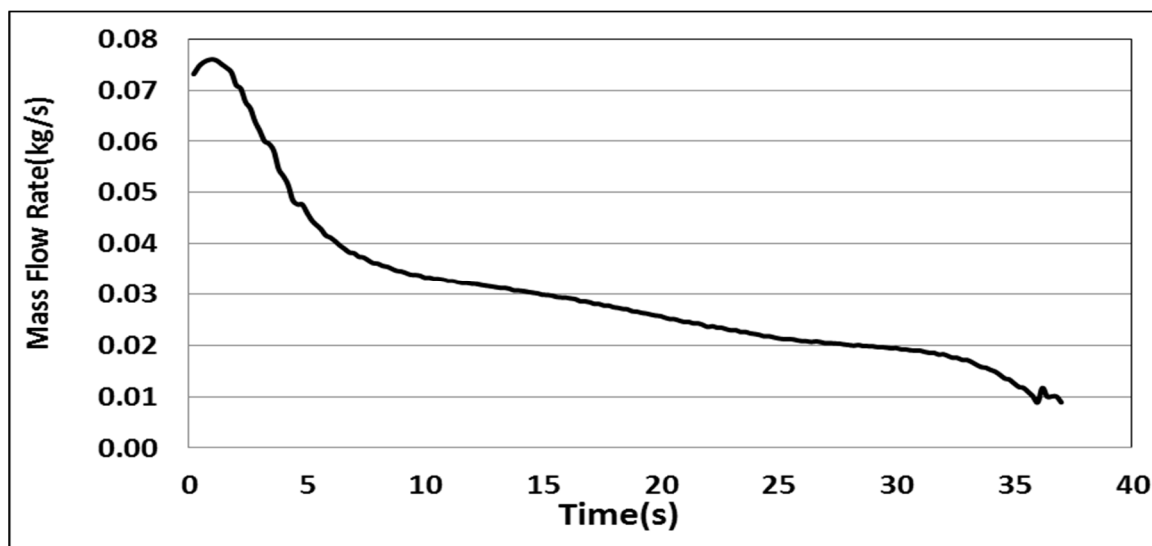
Thermal conductivity (K) (W/mK)	Specific heat (Cp) (J/kgK)	Density (ρ) (kg/m ³)	Thickness (x) (m)	
167	2730	900	0.004	Liner
1	1494	938	0.015	The carbon fiber epoxy

بعد از بررسی سیلندر مورد بررسی به معرفی شرایط اولیه و شرایط مرزی پرداخته می شود. دمای محیط در طول فرآیند سوخت گیری در 293.4K ثابت باقی می ماند. همچنین قطر اریفیس نازل سوخت گیری نیز 5 میلی متر در نظر گرفته می شود. برای دما، فشار و دبی جرمی ورودی به سیلندر هیدروژن از اندازه گیری که در تحقیق [11] Dicken and Merida ثبت شده است استفاده می شود.



شکل 10-3 دما و فشار سوخت هیدروژن ورودی اندازه گیری شده توسط [11] Dicken and Merida

با استفاده از دما، فشار و دبی جرمی ورودی که بعنوان شرایط مرزی در نظر گرفته می شود فرآیند پر شدن سیلندر هیدروژن شبیه سازی می شود. همچنین برای معتبر سازی، نتایج شبیه سازی با نتایج اندازه گیری شده در این تحقیق مقایسه می گردد.



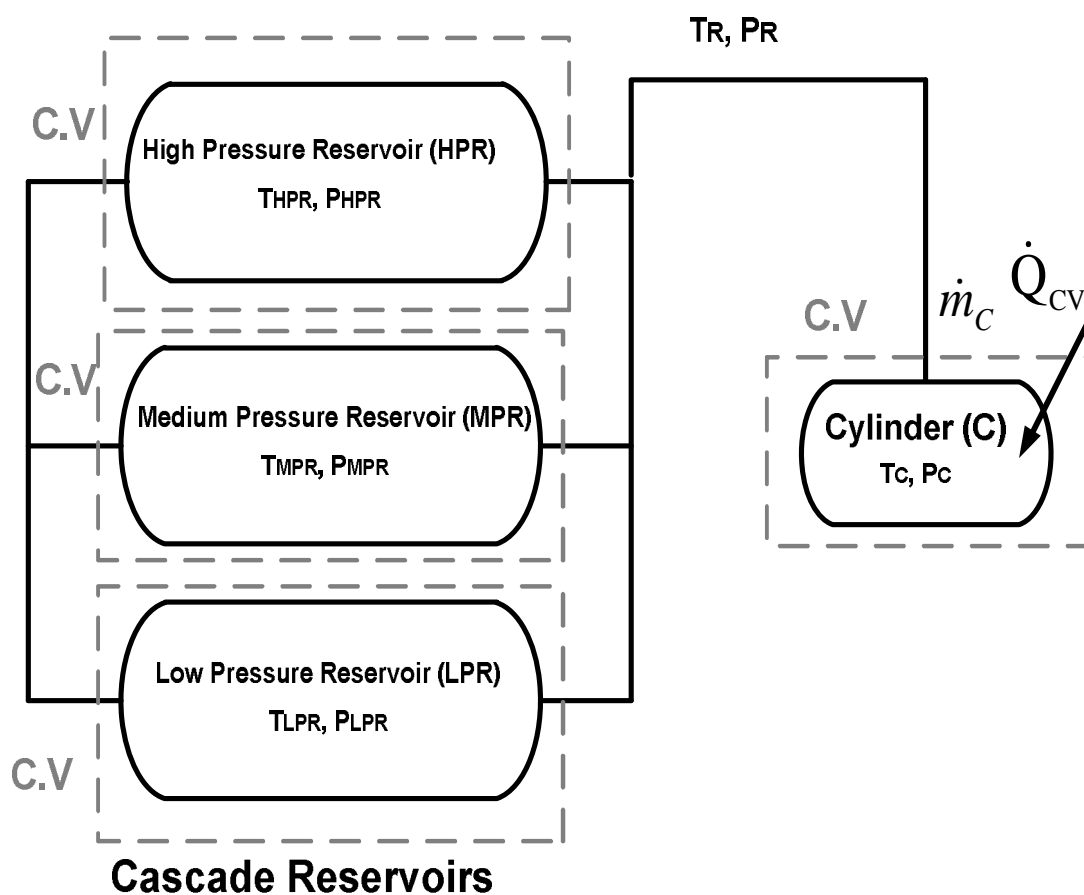
شکل 11-3 دبی جرمی ورودی سوخت هیدروژن اندازه گیری شده توسط [11] Dicken and Merida

فصل چہارم: روابط حاکم و

روش حل

1-4 مقدمه

در این فصل به بررسی مدل انتخاب شده و نحوه شبیه سازی ایستگاه CNG پرداخته می شود. همانطور که در بخشهای قبل نیز بیان شد در این تحقیق هدف شبیه سازی حرارتی و ترمودینامیکی ایستگاه CNG می باشد. بر اساس مطالب بیان شده در طول سوخت گیری خودرو CNG بخشهای مختلفی در ایستگاه درگیر می باشند، هر چند شاید بتوان مخازن ذخیره تا سیلندر خودرو را از مهمترین بخشها بر شمرد. بر این اساس در رساله با توجه به اهمیت بخشهای ذکر شده هر یک از آنها به عنوان حجم کنترل مشخصی در نظر گرفته شده است که در شکل 1-4 مشاهده می شود.



شکل 1-4 بخشهای مختلف مورد بررسی در ایستگاه CNG

در ایستگاه های CNG با شروع سوخت گیری دبی جرمی (\dot{m}_C) از مخازن ذخیره خارج شده و وارد سیلندر خودرو می شود. همزمان با شروع فرآیند سوخت گیری دما (T_C) و فشار (P_C) سوخت درون سیلندر تغییر می کنند و این در حالی است که فرآیند سوخت گیری تا زمان رسیدن فشار سوخت سیلندر به فشار هدف (که معمولا 20MPa در نظر گرفته می شود [4]) ادامه می یابد.

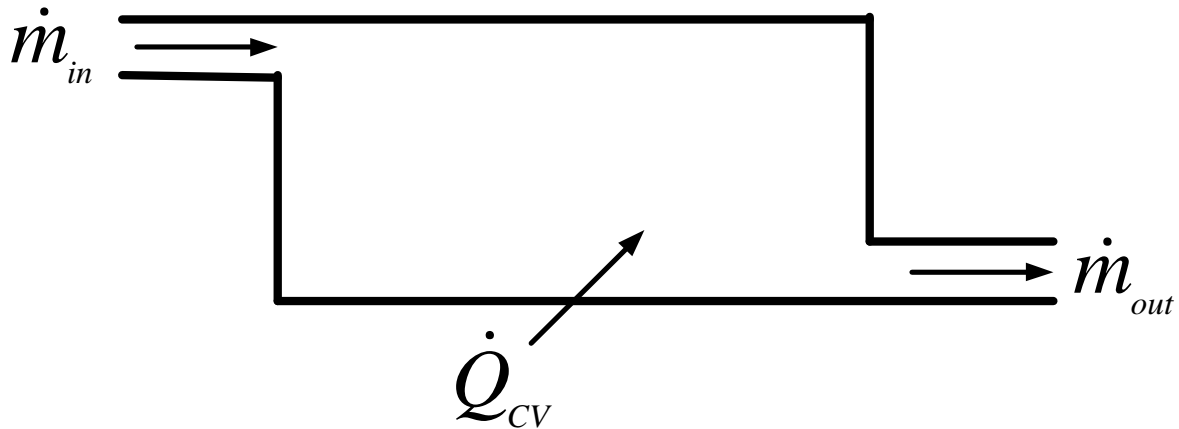
با وجود 3 ردیف مخزن ذخیره در ایستگاههای ذخیره آبشاری 3 حجم کنترل مختلف برای بررسی سیستم ذخیره ایستگاه در نظر گرفته شده است که هر یک دارای شرایط ترمودینامیکی متفاوتی می باشند. برای حجم کنترل مخزن ذخیره فشار پایین که به اختصار LPR^{11} نامیده می شود دما و فشار مخزن به ترتیب بصورت (T_{LPR}) و (P_{LPR}) تعریف شده است. همچنین برای حجم کنترل مخزن ذخیره فشار متوسط (MPR^{12}) دما و فشار مخزن به ترتیب بصورت (T_{MPR}) و (P_{MPR}) و برای حجم کنترل مخزن ذخیره فشار بالا (HPR^{13}) دما و فشار مخزن به ترتیب بصورت (T_{HPR}) و (P_{HPR}) تعریف شده است.

در نهایت میزان دبی جرمی خروجی از مخازن ذخیره برابر میزان دبی جرمی ورودی به سیلندر خودرو (\dot{m}_C) می باشد و بر این اساس شرایط مخازن ذخیره نیز تغییر می کند.

4-2 معادلات حاکم بر فرآیند پر و خالی شدن مخازن

در این بخش به معرفی معادلات حاکم بر فرآیند پر و خالی شدن مخازن پرداخته می شود. معرفی این معادلات کمک می کند که بخشهای مختلف فرآیند سوخت گیری همچون مخازن ذخیره و سیلندر خودرو را مدل سازی نمود. در شکل زیر یک نمونه از این مخازن که در حال تخلیه و پر شدن بطور همزمان می باشند نمایش داده شده است.

11 Low Pressure Reservoir
12 Medium Pressure Reservoir
13 Medium Pressure Reservoir



شکل 2-4 مخزن در حال پر و خالی شدن

1-2-4 قانون بقای جرم در فرآیند پر و خالی شدن

اولین رابطه معرفی شده معادله پیوستگی است که در یک حجم کنترل و برای یک فرآیند حالت یکنواخت، جریان یکنواخت بصورت زیر تعریف می شود:

$$\frac{dm_{CV}}{dt} = \dot{m}_{in} - \dot{m}_{out} \quad 1-4$$

که در رابطه فوق $\frac{dm_{CV}}{dt}$ تغییرات جرم درون حجم کنترل می باشد و \dot{m}_{in} , \dot{m}_{out} به ترتیب نشان دهنده دبی جرمی خارج شده و وارد شده به حجم کنترل می باشند. لازم به ذکر است که از رابطه 1-4 میتوان برای تعیین نرخ جریان یک مخزن (همانند سیلندر خودرو و مخازن ذخیره) سود برد.

با استفاده از روش تفاضل محدود پیشرو معادله پیوستگی بصورت زیر تغییر می کند:

$$\frac{m_{CV}^{(j+1)} - m_{CV}^{(j)}}{\Delta t} = \dot{m}_{in} - \dot{m}_{out} \quad 2-4$$

که در معادله فوق Δt بازه زمانی می باشد. با بازنویسی رابطه 2-4 جرم درون حجم کنترل در هر لحظه بصورت زیر تعیین می گردد:

$$m_{CV}^{(j+1)} = m_{CV}^{(j)} + \dot{m}_{in} \Delta t - \dot{m}_{out} \Delta t \quad 3-4$$

در نهایت میزان دانسیته جریان درون حجم کنترل را میتوان از رابطه زیر بدست آورد:

$$\rho_{CV}^{(j+1)} = \frac{m_{CV}^{(j+1)}}{V_{CV}} \quad 4-4$$

4-2-2 قانون اول ترمودینامیک برای فرآیند پر و خالی شدن

رابطه مهم بعدی که در شبیه سازی های ترمودینامیکی مورد استفاده قرار می گیرد، قانون اول ترمودینامیک می باشد. این قانون برای فرآیند حالت یکنواخت، جریان یکنواخت بصورت زیر می باشد.

[25]

$$\dot{Q}_{CV} + \dot{m}_{in} \left(h_{in} + \frac{Ve_{in}^2}{2} + gZ_{in} \right) = \dot{m}_{out} \left(h_{out} + \frac{Ve_{out}^2}{2} + gZ_{out} \right) + \frac{d}{dt} (m(u + \frac{Ve^2}{2} + gZ))_{CV} + \dot{W}_{CV} \quad 5-4$$

که در معادله 5-4 \dot{Q}_{CV} و \dot{W}_{CV} بترتیب میزان کار و گرمای وارد شده (و یا خارج شده از) به حجم کنترل می باشد. همچنین \dot{m} ، m ، u ، h ، Ve ، g ، Z به ترتیب دبی جرمی، جرم، انرژی داخلی، انتالپی، سرعت، شتاب جاذبه زمین و ارتفاع می باشد. همانطور که در ابتدا نیز اشاره شد، اندیس های in و out به ترتیب معرف شرایط ورودی و خروجی از حجم کنترل می باشند.

برای یک مخزن که همزمان در حال پر و خالی شدن است میزان کار انجام شده و انرژی پتانسیل ناشی از تغییر ارتفاع را میتوان صفر در نظر گرفت ($\dot{W}_{CV} = 0$, $gZ = 0$). همچنین با فرض عدم تغییرات سرعت

جریان درون سیلندر در بازه زمانی، ($\frac{d}{dt}(Ve)_{CV} = 0$) رابطه 5-4 را میتوان بصورت زیر بازنویسی نمود:

$$\dot{Q}_{CV} + \dot{m}_{in} \left(h_{in} + \frac{Ve_{in}^2}{2} \right) = \dot{m}_{out} \left(h_{out} + \frac{Ve_{out}^2}{2} \right) + \frac{d}{dt} (m(u))_{CV} \quad 6-4$$

مقدار سرعت ورودی (و یا خروجی) سوخت به درون سیلندر (خروج از سیلندر) از رابطه زیر محاسبه می

گردد:

7-4

$$Ve_{in(or\ out)} = \frac{\dot{m}_{in(or\ out)}}{A_{in(or\ out)} \rho_{in(or\ out)}}$$

همچنین در رابطه 6-4، \dot{Q}_{CV} میزان انتقال حرارت منتقل شده از مخزن به محیط می باشد و بصورت زیر تعریف می شود:

$$\dot{Q}_{CV} = -\alpha_{OHT} A_{CV} (T_{CV} - T_{\infty}) \quad 8-4$$

در رابطه 8-4 α_{OHT} ¹⁴، A_{CV} ، T_{CV} و T_{∞} بترتیب ضریب کلی انتقال حرارت، سطح مخزن، دمای سیال درون مخزن و دمای محیط می باشد. لازم به ذکر است که علامت منفی در رابطه فوق به این دلیل است که مسیر انتقال حرارت از درون حجم کنترل به سمت بیرون می باشد.

با جایگذاری رابطه 8-4 در رابطه 6-4، قانون اول بترتیب زیر حاصل می گردد:

$$-\alpha_{OHT} A_{CV} (T_{CV} - T_{\infty}) + \dot{m}_{in} \left(h_{in} + \frac{Ve_{in}^2}{2} \right) = \dot{m}_{out} \left(h_{out} + \frac{Ve_{out}^2}{2} \right) + \frac{d}{dt} (mu)_{CV} \quad 9-4$$

با بازنویسی معادله فوق، قانون اول بصورت زیر بازنویسی می گردد:

$$\frac{d(mu)_{CV}}{dt} = -\alpha_{OHT} A_{CV} (T_{CV} - T_{\infty}) + \dot{m}_{in} \left(h_{in} + \frac{Ve_{in}^2}{2} \right) - \dot{m}_{out} \left(h_{out} + \frac{Ve_{out}^2}{2} \right) \quad 10-4$$

با استفاده از روش تفاضل عددی پیشرو، معادله دیفرانسیل رابطه 10-4 بصورت زیر حاصل می گردد:

$$\frac{m_{CV}^{(j+1)} u_{CV}^{(j+1)} - m_{CV}^{(j)} u_{CV}^{(j)}}{\Delta t} = -\alpha_{OHT}^{(j)} A_{CV} (T_{CV}^{(j)} - T_{\infty}) + \dot{m}_{in}^{(j)} \left(h_{in}^{(j)} + \frac{Ve_{in}^{(j)2}}{2} \right) - \dot{m}_{out}^{(j)} \left(h_{out}^{(j)} + \frac{Ve_{out}^{(j)2}}{2} \right) \quad 11-4$$

با مرتب سازی معادله فوق داریم:

$$m_{CV}^{(j+1)} u_{CV}^{(j+1)} = m_{CV}^{(j)} u_{CV}^{(j)} - \alpha_{OHT}^{(j)} A_{CV} (T_{CV}^{(j)} - T_{\infty}) \Delta t + \dot{m}_{in}^{(j)} (h_{in}^{(j)} + \frac{Ve_{in}^{(j)2}}{2}) \Delta t - \dot{m}_{out}^{(j)} (h_{out}^{(j)} + \frac{Ve_{out}^{(j)2}}{2}) \Delta t \quad 12-4$$

در نهایت انرژی داخلی حجم کنترل در هر لحظه بصورت زیر حاصل می گردد:

$$u_{CV}^{(j+1)} = \frac{m_{CV}^{(j)}}{m_{CV}^{(j+1)}} u_{CV}^{(j)} - \frac{\alpha_{OHT}^{(j)} A_{CV} (T_{CV}^{(j)} - T_{\infty}) \Delta t}{m_{CV}^{(j+1)}} + \frac{\dot{m}_{in}^{(j)} (h_{in}^{(j)} + \frac{Ve_{in}^{(j)2}}{2}) \Delta t}{m_{CV}^{(j+1)}} - \frac{\dot{m}_{out}^{(j)} (h_{out}^{(j)} + \frac{Ve_{out}^{(j)2}}{2}) \Delta t}{m_{CV}^{(j+1)}} \quad 13-4$$

3-2-4 قانون دوم ترمودینامیک برای فرآیند پر و خالی شدن

رابطه مهم بعدی که در شبیه سازی های ترمودینامیکی مورد استفاده قرار میگیرد، قانون دوم ترمودینامیک می باشد. این قانون در حالت کلی بصورت زیر تعریف می شود:

$$\dot{S}_{gen} = \frac{dS_{CV}}{dt} - \frac{\delta \dot{Q}_{CV}}{T_{\infty}} - (\dot{m}_{in} s_{in}) + (\dot{m}_{out} s_{out}) \quad 14-4$$

که در رابطه 14-4، \dot{S}_{gen} ، $\frac{dS_{CV}}{dt}$ ، T_{∞} ، s_{in} و s_{out} بترتیب انترپی تولیدی، تغییرات انترپی حجم کنترل

در واحد زمان، دمای محیط، انترپی ورودی و خروجی می باشد. با جایگذاری رابطه 8-4 در معادله 14-4 قانون دوم بصورت زیر تغییر می کند.

$$\dot{S}_{gen} = \frac{dS_{CV}}{dt} - \frac{-\alpha_{OHT} A_{CV} (T_{CV} - T_{\infty})}{T_{\infty}} - (\dot{m}_{in} s_{in}) + (\dot{m}_{out} s_{out}) \quad 15-4$$

با بازنویسی قانون دوم داریم:

$$\dot{S}_{gen} = \frac{d(ms)_{CV}}{dt} - \frac{-\alpha_{OHT} A_{CV} (T_{CV} - T_{\infty})}{T_{\infty}} - (\dot{m}_{in} s_{in}) + (\dot{m}_{out} s_{out}) \quad 16-4$$

با استفاده روش تفاضل محدود پیشرو قانون دوم بصورت زیر تغییر می کند:

$$\dot{S}_{gen}^{(j+1)} = \frac{m_{CV}^{(j+1)} s_{CV}^{(j+1)} - m_{CV}^{(j)} s_{CV}^{(j)}}{\Delta t} - \frac{-\alpha_{OHT}^{(j)} A_{CV} (T_{CV}^{(j)} - T_{\infty})}{T_{\infty}} \quad 17-4$$

$$(\dot{m}_{in}^{(j)} s_{in}^{(j)}) + (\dot{m}_{out}^{(j)} s_{out}^{(j)})$$

با مرتب سازی رابطه فوق میزان انتروپی تولیدی لحظه ای بصورت زیر محاسبه می گردد:

$$\dot{S}_{gen}^{(j+1)} \Delta t = S_{gen}^{(j+1)} = m_{CV}^{(j+1)} s_{CV}^{(j+1)} - m_{CV}^{(j)} s_{CV}^{(j)} - \frac{-\alpha_{OHT}^{(j)} A_{CV} (T_{CV}^{(j)} - T_{\infty})}{T_{\infty}} \Delta t \quad 18-4$$

$$-(\dot{m}_{in}^{(j)} s_{in}^{(j)}) \Delta t + (\dot{m}_{out}^{(j)} s_{out}^{(j)}) \Delta t$$

در نهایت میزان انتروپی تولیدی کل را میتوان از رابطه زیر محاسبه نمود.

$$S_{gen}^{(total)} = S_{gen}^{(0)} + S_{gen}^{(1)} + S_{gen}^{(2)} + \dots + S_{gen}^{(j)} + S_{gen}^{(j+1)} \quad 19-4$$

4-2-4 دبی جرمی ورودی و خروجی (قانون دینامیک گازها)

نکته مهم و تعیین کننده در شبیه سازی مخازن، تعیین میزان دبی جرمی ورودی و خروجی می باشد.

برای تعیین میزان دبی جرمی از 2 روش زیر در این رساله استفاده شده است.

✓ روش اول استفاده از نتایج تحقیقات قبلی است، بدین ترتیب که دبی جرمی اندازه گیری شده در

تحقیقات قبلی توسط [24] Shiply و [11] Dicken and Merida که در بخش مروری بر کارهای

قبلی معرفی شدند، بعنوان دبی جرمی ورودی به مخزن در نظر گرفته شده است.

✓ . در روش دوم میزان دبی جرمی ورودی به سیلندر با توجه به روابط دینامیک گازها و عبور

جریان گاز از یک اریفیس محاسبه می گردد.

با توجه به اختلاف فشار زیاد بین مخزن در زمان پر شدن و تخلیه، یک نسبت فشار بحرانی خفگی بر

اساس قوانین دینامیک گازها به شکل زیر تعریف می شود که بر حسب این نسبت فشار بحرانی می توان

مقدار ایده آل دبی جرمی عبوری از اریفیس را در هر لحظه بدست آورد. [26]

$$\dot{m}_{in(or\ out)Ideal} = \rho_R A_{in(or\ out)} \left(\frac{P_C}{P_R}\right)^{\frac{1}{\gamma}} \left\{ \left(\frac{2\gamma}{\gamma-1}\right) \left(\frac{P_R}{\rho_R}\right) \left[1 - \left(\frac{P_C}{P_R}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] \right\}^{\frac{1}{2}} \quad \text{if } \frac{P_C}{P_R} \leq \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad 20-4$$

$$\dot{m}_{in(or\ out)Ideal} = \sqrt{\gamma P_R \rho_R} A_{in(or\ out)} \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \quad \text{if } \frac{P_C}{P_R} > \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad 21-4$$

که در روابط بالا P_C فشار سوخت درون سیلندر خودرو، P_R فشار سوخت درون مخزن ایستگاه، $A_{in(or\ out)}$ مساحت دهانه ورودی و یا خروجی، ρ_R چگالی گاز مخزن ایستگاه و γ توان آیزنتروپیک گاز است.

بدین ترتیب در مواقعی که نسبت فشار سیلندر و مخزن ذخیره کوچکتر و یا مساوی نسبت فشار بحرانی¹⁵

$\left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$ باشد میزان دبی جرمی خروجی از مخازن ذخیره و ورودی به سیلندر رابطه 20-4 محاسبه

می گردد. رابطه 21-4 زمانی استفاده می شود که نسبت فشار مخزن تغذیه به سیلندر خودرو بزرگتر از نسبت فشار بحرانی باشد. در این حالت است که پدیده خفگی رخ داده و میزان دبی جرمی به فشار خروجی وابسته نمی باشد. [26]

برای تعیین میزان دبی جرمی واقعی عبوری باید دبی جرمی ایده آل را در یک ضریب تخلیه، C_d ، ضرب نمود. این ضریب را میتوان با انجام آزمایشات تجربی بدست آورد.

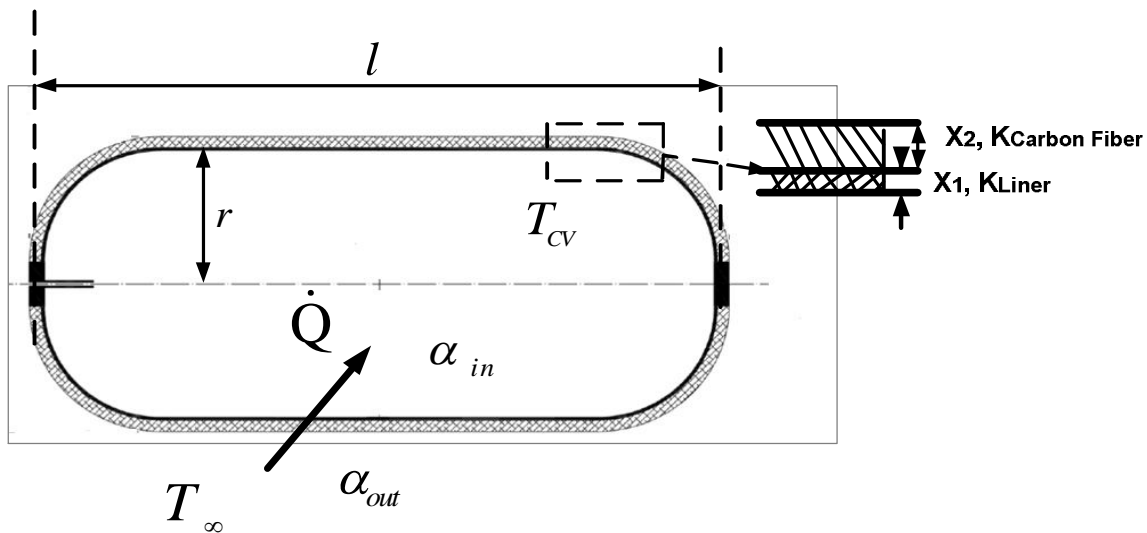
$$\dot{m}_{in(or\ out)Real} = C_d \dot{m}_{in(or\ out)Ideal} \quad 22-4$$

¹⁵ Critical Pressure Ratio

5-2-4 مدل سازی انتقال حرارت از مخازن CNG

در این بخش به ارائه مدلیهایی جهت محاسبه انتقال حرارت از جریان سوخت CNG به جدار داخلی سیلندر و در نهایت به محیط پیرامون پرداخته می شود.

در توضیح ضریب کلی انتقال حرارت برای مخزن میتوان اینگونه بیان نمود که همانطور که در شکل 3-4 نیز مشهود است این ضریب از 4 بخش تشکیل شده است.



شکل 3-4 نحوه انتقال حرارت از مخزن

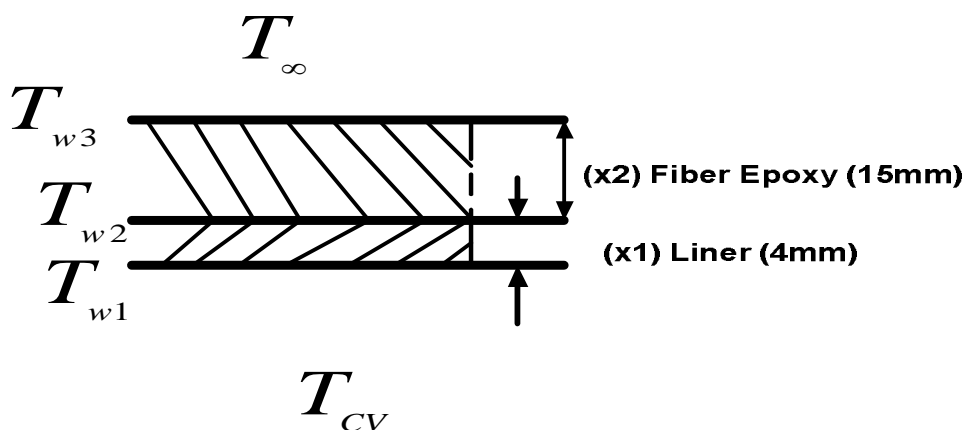
بخش اول انتقال بین جریان و جدار داخلی سیلندر می باشد. در این بخش ضریب انتقال حرارت بصورت جابجایی اجباری است و با α_{in} تعریف می شود. با توجه به این مهم که مخزن مورد بررسی از نوع سوم می باشد در بخش دوم انتقال حرارت بین 2 بخش در جدار مخزن صورت می پذیرد. با توجه به این که جدار سیلندر از 2 بخش آستر¹⁶ و ورقه¹⁷ تشکیل شده است ضریب هدایت آن نیز به 2 بخش K_{Liner} و

¹⁶ Liner
¹⁷ Carbon Fiber

$K_{Carbon\ Fiber}$ تقسیم می گردد. در نهایت در بخش سوم انتقال حرارت بین جدار خارجی و محیط اتفاق می افتد و که این انتقال از نوع جابجایی آزاد است و ضریب آن بصورت α_{out} تعریف می شود. با توجه به توضیحات ارائه شده ضریب کلی انتقال حرارت، α_{OHT} ، بصورت زیر تعریف می شود:

$$23-4 \quad \frac{1}{\alpha_{OHT}} = \frac{1}{2\pi l r \alpha_{in}} + \frac{\ln\left(\frac{r+x_1}{r}\right)}{2\pi l K_{Liner}} + \frac{\ln\left(\frac{r+x_1+x_2}{r+x_1}\right)}{2\pi l K_{Carbon\ Fiber}} + \frac{1}{2\pi l (r+x_1+x_2) \alpha_{out}}$$

لازم به ذکر است که در رابطه 23-4 x_1 و x_2 به ترتیب ضخامت جدار سیلندر در بخش های آستر و ورقه می باشد. همچنین دمای بخش های مختلف نیز بصورت شکل زیر معرفی می گردد.



شکل 4-4 مشخصات دمایی بخش های مختلف جدار مخزن

در شکل 4-4 T_{w1} ، T_{w2} ، T_{w3} و T_{CV} بترتیب دماهای سطح داخلی، مرز بین دو جنس، سطح خارجی و گاز درون مخزن می باشد.

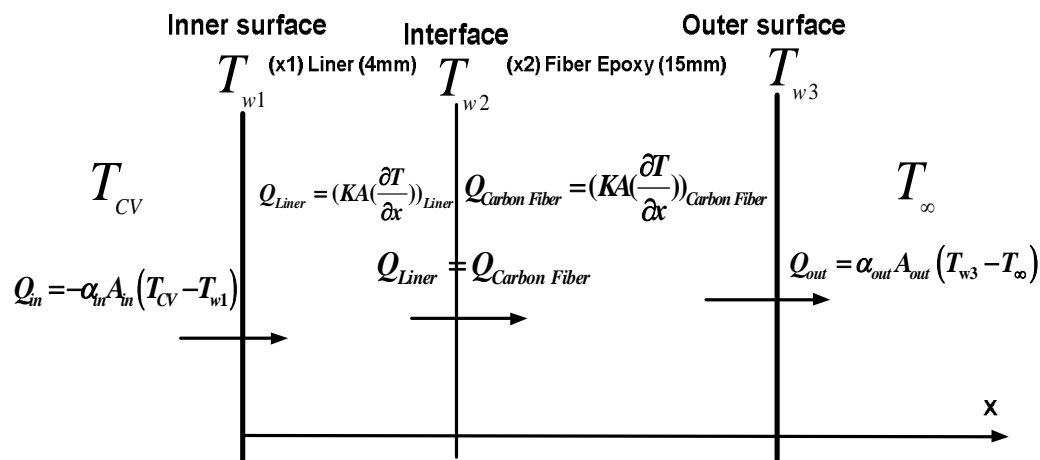
برای مخازن که در حال پر و خالی شدن هستند ضریب انتقال حرارت جابجایی آزاد که بین سطح خارجی و محیط برقرار است، بعنوان مقدار ثابت در نظر گرفته می شود. این عدد در این رساله برابر و $\alpha_{out} = 10W/(m^2K)$ [11] در نظر گرفته شده است. محاسبه ضریب انتقال حرارت اجباری بین جریان و

جدار داخلی مخزن α_{in} ، مساله پیچیده ای است که باید بر در زمانهای مختلف محاسبه گردد. این ضریب بطور مستقیم به شرایط سیال درون مخزن وابسته می باشد. در این رساله از رابطه توسعه داده شده توسط [9] Nooralipoor and Farzaneh-Gord برای محاسبه α_{in} در طول فرآیند استفاده شده است.

4-2-5-1 حل یک بعدی انتقال حرارت گذرا در جدار سیلندر با استفاده از روش تفاضل

محدود¹⁸

برای تحلیل حرارتی فرآیند تخلیه (و یا پر شدن) در یک مخزن نوع سوم میتوان از شکل 5-4 استفاده نمود. بر اساس شکل زیر میتوان روابط انتقال حرارت را در بخش های مختلف جدار مخزن مشاهده نمود.



شکل 5-4 تحلیل حرارتی بین گاز ورودی و محیط در مخزن نوع سوم

بر اساس شکل فوق معادلات انتقال حرارت برای 2 حجم کنترل آلومینیوم و فایبر و همچنین مرز این 2 حجم کنترل، بصورت زیر تعریف می گردد:

¹⁸ Finite difference

$$\text{For Liner Control Volume} \Rightarrow (mC_p \left(\frac{\partial T}{\partial t}\right))_{Liner} = \alpha_{in} A_{w1} (T_{CV} - T_{w1}) - (KA_{w1} \left(\frac{\partial T}{\partial x}\right))_{Liner} \quad 24-4$$

$$\text{For Interface} \Rightarrow (KA_{w2} \left(\frac{\partial T}{\partial x}\right))_{Liner} = (KA_{w2} \left(\frac{\partial T}{\partial x}\right))_{Carbon Fiber} \quad 25-4$$

$$\text{For Liner Control Volume} \Rightarrow (mC_p \left(\frac{\partial T}{\partial t}\right))_{Carbon Fiber} = (KA_{w3} \left(\frac{\partial T}{\partial x}\right))_{Carbon Fiber} - \alpha_{out} A_{w3} (T_{w3} - T_{\infty}) \quad 26-4$$

که در معادلات فوق C_p و ρ بترتیب ظرفیت حرارتی و دانسیته برای 2 بخش آستر و ورقه می باشد.

بر اساس شکل 3-4 برای سطوح جانبی استوانه در داخل A_{w1} ، مرز دو جنس A_{w2} و بیرون آن A_{w3} میتوان از روابط زیر استفاده نمود.

$$\text{For Inner Surface} \Rightarrow A_{w1} = 2\pi rl \quad 27-4$$

$$\text{For Interface} \Rightarrow A_{w2} = 2\pi(r + x_1)l \quad 28-4$$

$$\text{For Outer Surface} \Rightarrow A_{w3} = 2\pi(r + x_1 + x_2)l \quad 29-4$$

برای جرم دو بخش ورقه و آستر میتوان از روابط زیر استفاده نمود.

$$m_{Liner} = \rho_{Liner} V = \rho_{Liner} A_{w1} x_1 \quad 30-4$$

$$m_{Carbon Fiber} = \rho_{Carbon Fiber} V = \rho_{Carbon Fiber} A_{w2} x_2 \quad 31-4$$

با جایگزینی معادلات 30-4 و 31-4 در روابط **Error! Reference source not found.** و 26-4 داریم:

$$\text{For Liner Control Volume} \Rightarrow (\rho A_{w1} x_1 C_p \left(\frac{\partial T}{\partial t}\right))_{Liner} = \alpha_{in} A_{w1} (T_{CV} - T_{w1}) - (KA_{w1} \left(\frac{\partial T}{\partial x}\right))_{Liner} \quad 32-4$$

$$\text{For Interface} \Rightarrow (KA_{w2} \left(\frac{\partial T}{\partial x}\right))_{Liner} = (KA_{w2} \left(\frac{\partial T}{\partial x}\right))_{Carbon Fiber} \quad 33-4$$

$$\text{For Fiber Control Volume} \Rightarrow (\rho A_{w2} x_2 C_p \left(\frac{\partial T}{\partial t}\right))_{Carbon Fiber} = (KA_{w3} \left(\frac{\partial T}{\partial x}\right))_{Carbon Fiber} - \alpha_{out} A_{w3} (T_{w3} - T_{\infty}) \quad 34-4$$

با تقسیم رابطه 32-4 بر A_{w1} و 33-4 بر A_{w2} و 34-4 بر A_{w3} داریم:

$$\text{For Liner Control Volume} \Rightarrow \left(\rho \frac{A_{w1}}{A_{w1}} x_1 C_p \left(\frac{\partial T}{\partial t}\right)\right)_{Liner} = \alpha_{in} \frac{A_{w1}}{A_{w1}} (T_{CV} - T_{w1}) - \left(K \frac{A_{w1}}{A_{w1}} \left(\frac{\partial T}{\partial x}\right)\right)_{Liner} \quad 35-4$$

$$\text{For Interface} \Rightarrow \left(K \frac{A_{w2}}{A_{w2}} \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right) \right)_{Liner} = \left(K \frac{A_{w2}}{A_{w2}} \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right) \right)_{Carbon Fiber} \quad 36-4$$

$$\text{For Fiber Control Volume} \Rightarrow \left(\rho \frac{A_{w2}}{A_{w3}} x_2 C_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} \right) \right)_{Carbon Fiber} = \left(K \frac{A_{w3}}{A_{w3}} \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right) \right)_{Carbon Fiber} - \alpha_{out} \frac{A_{w3}}{A_{w3}} \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right) \quad 37-4$$

که در رابطه 37-4 نسبت $\frac{A_{w2}}{A_{w3}}$ بصورت زیر تعریف می گردد:

$$\frac{A_{w2}}{A_{w3}} = \frac{2\pi(r+x_1)l}{2\pi(r+x_1+x_2)l} \approx 1 \quad 38-4$$

بر اساس توضیحات ارائه شده روابط 35-4 تا 37-4 در نهایت بصورت زیر خلاصه می گردد:

$$\text{For Liner Control Volume} \Rightarrow \left(\rho x_1 C_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} \right) \right)_{Liner} = \alpha_{in} (T_{CV} - T_{w1}) - \left(K \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right) \right)_{Liner} \quad 39-4$$

$$\text{For Interface} \Rightarrow \left(K \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right) \right)_{Liner} = \left(K \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right) \right)_{Carbon Fiber} \quad 40-4$$

$$\text{For Fiber Control Volume} \Rightarrow \left(\rho x_2 C_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} \right) \right)_{Carbon Fiber} = \left(K \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right) \right)_{Carbon Fiber} - \alpha_{out} (T_{w3} - T_{\infty}) \quad 41-4$$

برای حل عددی این 3 رابطه با استفاده از روش تفاضل محدود پیشرو داریم:

$$\rho_{Liner} C_{pLiner} x_1 \left(\frac{T_{w2}^{(j+1)} + T_{w1}^{(j+1)}}{2} - \frac{T_{w2}^{(j)} + T_{w1}^{(j)}}{2} \right) = \alpha_{in}^{(j+1)} (T_{CV}^{(j+1)} - T_{w1}^{(j+1)}) \quad 42-4$$

$$- K_{Liner} \left(\frac{T_{w1}^{(j+1)} - T_{w2}^{(j+1)}}{x_1} \right)$$

$$\left(\rho_{Carbon Fiber} C_{pCarbon Fiber} x_2 \left(\frac{T_{w3}^{(j+1)} + T_{w2}^{(j+1)}}{2} - \frac{T_{w3}^{(j)} + T_{w2}^{(j)}}{2} \right) \right) = K_{Carbon Fiber} \left(\frac{T_{w2}^{(j+1)} - T_{w3}^{(j+1)}}{x_2} \right) \quad 43-4$$

$$- \alpha_{out} (T_{w3}^{(j+1)} - T_{\infty})$$

$$K_{Liner} \left(\frac{T_{w1}^{(j+1)} - T_{w2}^{(j+1)}}{x_1} \right) = K_{Carbon Fiber} \left(\frac{T_{w2}^{(j+1)} - T_{w3}^{(j+1)}}{x_2} \right) \quad 44-4$$

با حل همزمان 3 معادله بالا میتوان دماهای جدار داخلی، T_{wi} ، مرز ورق و آستری، T_{w2} و سطح بیرونی، T_{w3} ، مخزن را در طی فرآیند پر و یا خالی شدن بدست آورد.

2-5-2-4 حل یک بعدی انتقال حرارت گذرا در جدار سیلندر با استفاده از روش حجم محدود¹⁹

در این بخش هدف حل معادله یک بعدی انتقال حرارت درون جدار سیلندر با استفاده از روش حجم محدود می باشد. لازم به ذکر است که انتقال حرارت در جداره سیلندر یک بعدی و تنها در جهت شعاعی فرض شده است. با توجه به فرضیات موجود معادله انرژی برای یک المان در جدار سیلندر بصورت زیر تعریف می گردد

$$(\rho C_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} \right)) = \text{div}(K \times \text{grad}(T)) \quad 45-4$$

با استفاده از روش حجم محدود و با انتگرال گیری در گام زمانی و در حجم المانها داریم:

$$\int_t^{t+\Delta t} \int_{cv} (\rho C_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} \right)) = \int_t^{t+\Delta t} \int_{cv} \text{div}(K \times \text{grad}(T)) \quad 46-4$$

با استفاده از قضیه دیورژانس انتگرال حجم به انتگرال سطح تبدیل می شود:

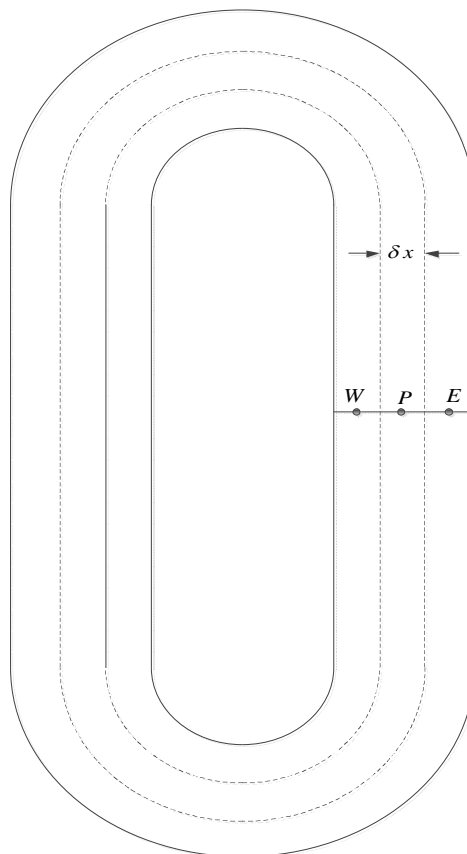
$$\int_t^{t+\Delta t} \int_{cv} (\rho C_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} \right)) = \int_t^{t+\Delta t} \int_{cs} (K \times \text{grad}(T)) \quad 47-4$$

در ادامه با انتگرال گیری نسبت به زمان معادله زیر حاصل می گردد:

$$\int_t^{t+\Delta t} \int_{cv} (\rho C_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} \right)) = \int_{cs} (K \times \text{grad}(T)) \times \Delta t \quad 48-4$$

¹⁹ Finite Volume

گره های محاسباتی مورد کاربرد برای تحلیل دما در جدار سیلندر به 3 بخش تقسیم بندی می شوند. دسته اول گره ها شامل گره های اصلی (گره های نوع P) می شود که در جدار سیلندر موجود می باشد. دسته دوم گره های موجود در شرق گره اصلی می باشند که با E مشخص می شوند. لازم به ذکر است این دسته از گره ها در شرقی ترین بخش با گاز درون سیلندر تبادل حرارت دارند. در نهایت دسته سوم گره های مربوط به غرب گره های اصلی می باشند که با W مشخص گردیده اند. غربی ترین دسته از این گره ها با محیط بیرون تبادل حرارتی دارند. در شکل 4-6 نحوه گره های موجود نمایش داده شده است.



شکل 4-6 گره های موجود در مقطع برش خورده سیلندر

معادله حاکم بر گره های میانی بصورت زیر تعریف می گردد:

$$\rho C_p \left(\frac{\Delta V}{\Delta t} + \frac{KA_E}{\delta x} + \frac{KA_W}{\delta x} \right) T_P^{j+1} - \frac{KA_E}{\delta x} T_E^{j+1} - \frac{KA_W}{\delta x} T_W^{j+1} = \rho C_p \left(\frac{\Delta V}{\Delta t} \right) T_P^j \quad 49-4$$

برای گره هایی که در مجاورت گاز درون سیلندر قرار دارند معادله بصورت زیر تغییر می کند:

$$\rho C_p \left(\frac{\Delta V}{\Delta t} + \frac{KA_E}{\delta x} + \alpha_m^{j+1} A_W \right) T_P^{j+1} - \frac{KA_E}{\delta x} T_E^{j+1} - \alpha_m^{j+1} A_W T_{CV}^{j+1} = \rho C_p \left(\frac{\Delta V}{\Delta t} \right) T_P^j \quad 50-4$$

برای گره هایی که در سطح خارجی سیلندر قرار دارند معادله بصورت زیر تغییر می کند:

$$\rho C_p \left(\frac{\Delta V}{\Delta t} + \frac{KA_W}{\delta x} - \alpha_{out} A_E \right) T_P^{j+1} - \frac{KA_W}{\delta x} T_W^{j+1} + \alpha_{out} A_E T_\infty = \rho C_p \left(\frac{\Delta V}{\Delta t} \right) T_P^j \quad 51-4$$

با حل همزمان معادلات فوق میتوان توزیع دما در جداره سیلندر را بدست آورد. لازم به ذکر است که در

حل مذکور تعداد گره ها 100 انتخاب شده است.

3-4 معادلات حاکم بر پر شدن سیلندر خودرو

در این بخش هدف ارائه معادلات حاکم بر فرآیند پر شدن سیلندر خودرو می باشد. معادله پیوستگی که

در رابطه 3-4 معرفی شد در فرآیند پر شدن سیلندر خودرو بصورت زیر تعریف می گردد.

$$m_C^{(j+1)} = m_C^{(j)} + \dot{m}_m^{(j)} \Delta t \quad 52-4$$

در رابطه فوق اندیس C نشان دهنده سیلندر می باشد.

همچنین چگالی گاز درون سیلندر نیز بصورت زیر در هر لحظه تعیین می گردد:

$$\rho_C^{(j+1)} = \frac{m_C^{(j+1)}}{V_C} \quad 53-4$$

در ادامه به تحلیل قانون اول ترمودینامیک برای پر شدن سیلندر خودرو پرداخته می شود. با توجه به

اینکه دبی خروجی از سیلندر صفر است، قانون اول ترمودینامیک که در رابطه 4-9 برای مخازن معرفی

شده، بصورت زیر خلاصه می شود:

$$u_C^{(j+1)} = \frac{m_C^{(j)}}{m_C^{(j+1)}} u_{CV}^{(j)} - \frac{\alpha_{OHT}^{(j)} A_C (T_C^{(j)} - T_\infty) \Delta t}{m_C^{(j+1)}} + \frac{\dot{m}_m^{(j)} (h_m^{(j)} + \frac{V e_{in}^{(j)2}}{2}) \Delta t}{m_C^{(j+1)}} \quad 54-4$$

با توجه به اینکه میتوان مجموع انتالپی ورودی به سیلندر و انرژی جنبشی ورودی را برابر انتالپی مخزن ذخیره در نظر گرفت، رابطه 54-4 بصورت زیر تغییر می کند:

$$u_C^{(j+1)} = \frac{m_C^{(j)}}{m_C^{(j+1)}} u_C^{(j)} - \frac{\alpha_{OHT}^{(j)} A_C (T_C^{(j)} - T_\infty) \Delta t}{m_C^{(j+1)}} + \frac{\dot{m}_m^{(j)} (h_R^{(j)}) \Delta t}{m_C^{(j+1)}} \quad 55-4$$

در بخش های قبلی قانون دوم ترمودینامیک بصورت کلی برای یک مخزن در رابطه 4-15 ارائه گردید. با توجه به عدم وجود دبی جرمی خروجی از سیلندر در طول فرآیند سوخت گیری، قانون دوم ترمودینامیک بصورت زیر خلاصه می شود:

$$S_{gen}^{(j+1)} C = m_C^{(j+1)} s_C^{(j+1)} - m_C^{(j)} s_C^{(j)} - \frac{-\alpha_{OHT}^{(j)} A_C (T_C^{(j)} - T_\infty)}{T_\infty} \Delta t - (\dot{m}_m^{(j)} s_m^{(j)}) \Delta t \quad 56-4$$

در شرایط آیزنتروپیک میتوان میزان انتروپی ورودی به سیلندر را با انتروپی مخازن ذخیره برابر فرض نمود:

$$s_{in} = s_R \quad 57-4$$

اکنون با جایگذاری معادله 57-4 در معادله 56-4 رابطه زیر بدست می آید:

$$S_{gen}^{(j+1)} C = m_C^{(j+1)} s_C^{(j+1)} - m_C^{(j)} s_C^{(j)} - \frac{-\alpha_{OHT}^{(j)} A_C (T_C^{(j)} - T_\infty)}{T_\infty} \Delta t - (\dot{m}_m s_R) \Delta t \quad 58-4$$

در نهایت میزان انتروپی تولیدی کل را میتوان از رابطه زیر محاسبه نمود.

$$S_{gen} C (total) = S_{gen} C^{(1)} + S_{gen} C^{(2)} + \dots + S_{gen} C^{(j)} + S_{gen} C^{(j+1)} \quad 59-4$$

1-3-4 پر شدن سیلندر خودرو در شرایط عایق

با در نظر گرفتن سیلندر خودرو در شرایط عایق عملاً میزان انتقال حرارت که از رابطه 4-8 بدست می آید برابر صفر ($\delta Q_{CV} = 0$) می شود. در این صورت رابطه 4-55 بصورت زیر خلاصه می شود:

$$u_C^{(j+1)} = \frac{m_C^{(j)}}{m_C^{(j+1)}} u_C^{(j)} + \frac{\dot{m}_{in}^{(j)} (h_R^{(j)}) \Delta t}{m_C^{(j+1)}} \quad 60-4$$

همچنین قانون دوم ترمودینامیک که در رابطه 4-56 بدست آمده بود در شرایط عایق بصورت زیر ساده می شود:

$$S_{gen}^{(j+1)} = m_C^{(j+1)} s_C^{(j+1)} - m_C^{(j)} s_C^{(j)} - (\dot{m}_{in} s_R) \Delta t \quad 61-4$$

2-3-4 معادلات حاکم بر پر شدن سیلندر خودرو بر مبنای گاز ایده آل

در این بخش به ارائه معادلات حاکم بر مبنای گاز ایده آل پرداخته می شود. همانطور که در مراجع آمده است معادلات گاز ایده آل را میتوان بصورت زیر برشمرد: [25]

$$u = c_v \times T, h = c_p \times T, m = \frac{PV}{RT} \quad 62-4$$

با توجه به معادلات فوق، قانون اول ترمودینامیک بصورت زیر بازنویسی می شود.

$$\frac{d(mu)_{CV}}{dt} = \dot{m}_i h_R \rightarrow \frac{d\left(\frac{PV}{RT} \times c_v T\right)_{CV}}{dt} = \dot{m}_i c_p T_R \rightarrow \frac{V_{CV} c_v}{R} \times \frac{d(P_{CV})}{dt} = \dot{m}_i c_p T_R \quad 63-4$$

با جایگزینی معادلات 4-20 و 4-21 در معادله فوق خواهیم داشت:

64-4

$$\frac{d(P_C)}{dt} = \dot{m}_i \left(\frac{\gamma R}{V_C} \right) T_R = \begin{cases} \left(\frac{\gamma R}{V_C} \right) T_R C_d \rho_R A_{orifice} \left(\frac{P_C}{P_R} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \left\{ \left(\frac{2\gamma}{\gamma-1} \right) \left(\frac{P_R}{\rho_R} \right) \left[1 - \left(\frac{P_C}{P_R} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] \right\}^{\frac{1}{2}} \\ \text{if } \frac{P_C}{P_R} \leq \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \\ \left(\frac{\gamma R}{V_C} \right) T_R C_d \sqrt{\gamma P_R \rho_R} A_{orifice} \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \\ \text{if } \frac{P_C}{P_R} > \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \end{cases}$$

با استفاده از روش حل تفاضلی پیشرو رابطه فوق را میتوان بصورت زیر بازنویسی نمود:

65-4

$$\frac{P_C^{(j+1)} - P_C^{(j)}}{\Delta t} = \dot{m}_{in}^{(j)} \left(\frac{\gamma R}{V_C} \right) T_R^{(j)} = \begin{cases} \left(\frac{\gamma R}{V_C} \right) T_R^{(j)} C_d \rho_R^{(j)} A_{orifice} \left(\frac{P_C^{(j)}}{P_R^{(j)}} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \left\{ \left(\frac{2\gamma}{\gamma-1} \right) \left(\frac{P_R^{(j)}}{\rho_R^{(j)}} \right) \left[1 - \left(\frac{P_C^{(j)}}{P_R^{(j)}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] \right\}^{\frac{1}{2}} \\ \text{if } \frac{P_C^{(j)}}{P_R^{(j)}} \leq \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \\ \left(\frac{\gamma R}{V_C} \right) T_R^{(j)} C_d \sqrt{\gamma P_R^{(j)} \rho_R^{(j)}} A_{orifice} \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \\ \text{if } \frac{P_C^{(j)}}{P_R^{(j)}} > \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \end{cases}$$

با مرتب سازی رابطه فوق داریم:

66-4

$$P_C^{(j+1)} = P_C^{(j)} + \dot{m}_{in}^{(j)} \left(\frac{\gamma R}{V_C} \right) T_R^{(j)} \Delta t = \begin{cases} P_C^{(j)} + \left(\frac{\gamma R}{V_C} \right) T_R^{(j)} C_d \rho_R^{(j)} A_{orifice} \left(\frac{P_C^{(j)}}{P_R^{(j)}} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \left\{ \left(\frac{2\gamma}{\gamma-1} \right) \left(\frac{P_R^{(j)}}{\rho_R^{(j)}} \right) \left[1 - \left(\frac{P_C^{(j)}}{P_R^{(j)}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] \right\}^{\frac{1}{2}} \Delta t \\ \text{if } \frac{P_C^{(j)}}{P_R^{(j)}} \leq \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \\ P_C^{(j)} + \left(\frac{\gamma R}{V_C} \right) T_R^{(j)} C_d \sqrt{\gamma P_R^{(j)} \rho_R^{(j)}} A_{orifice} \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \Delta t \\ \text{if } \frac{P_C^{(j)}}{P_R^{(j)}} > \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \end{cases}$$

برای محاسبه دما نیز میتوان از قانون گازها بصورت زیر سود برد:

$$T_C^{(j+1)} = \frac{P_C^{(j+1)} V}{m_C^{(j+1)} R} \quad 67-4$$

در ادامه به ارائه رابطه قانون دوم ترمودینامیک برای فرآیند پر شدن سیلندر خودرو CNG در صورت استفاده از فرض گاز ایده آل پرداخته می شود. قوانین گاز ایده آل را میتوان در ادامه مشاهده نمود: [25]

$$s_C - s_R = cp \ln \frac{T_C}{T_R} - R \ln \frac{P_C}{P_R}, \quad m_C = \frac{P_C V_C}{RT_C} \quad 68-4$$

اکنون با جایگذاری روابط 68-4 در معادله 61-4، قانون دوم ترمودینامیک برای پر شدن سیلندر خودرو بصورت زیر ساده سازی می شود:

$$S_{gen}^{(j+1)} = m_C^{(j)} \left(cp \ln \frac{T_C^{(j)}}{T_R^{(j)}} - R \ln \frac{P_C^{(j)}}{P_R^{(j)}} \right) - m_C^{(0)} \left(cp \ln \frac{T_C^{(0)}}{T_R^{(0)}} - R \ln \frac{P_C^{(0)}}{P_R^{(0)}} \right) \quad 69-4$$

4-4 معادلات حاکم بر خالی شدن مخازن ذخیره

در این بخش به ارائه معادلات حاکم بر تخلیه مخازن ذخیره می شود. هدف اصلی در این بخش تعیین خصوصیات ترمودینامیکی مخازن ذخیره در حین سوخت گیری می باشد. در ابتدا رابطه بقای جرم بر اساس معادله 3-4 برای مخازن ذخیره بصورت زیر ارائه می گردد.

$$m_R^{(j+1)} = m_R^{(j)} - \dot{m}_{out} \Delta t \quad 70-4$$

همچنین چگالی گاز درون سیلندر نیز بصورت زیر در هر لحظه تعیین می گردد:

$$\rho_R^{(j+1)} = \frac{m_R^{(j+1)}}{V_R} \quad 71-4$$

با توجه به رابطه 4-13 قانون اول ترمودینامیک برای مخازن ذخیره را میتوان بصورت زیر بازنویسی نمود:

$$u_R^{(j+1)} = \frac{m_R^{(j)}}{m_R^{(j+1)}} u_R^{(j)} - \frac{\alpha_{OHT}^{(j)} A_R (T_R^{(j)} - T_\infty) \Delta t}{m_R^{(j+1)}} - \frac{\dot{m}_{out}^{(j)} \left(h_{out}^{(j)} + \frac{V e_{out}^{(j)2}}{2} \right) \Delta t}{m_R^{(j+1)}} \quad 72-4$$

همچنین بر اساس رابطه 4-58 قانون دوم ترمودینامیک برای مخزن ذخیره بصورت زیر تغییر می کند:

$$S_{gen R}^{(j+1)} = m_R^{(j+1)} S_R^{(j+1)} - m_R^{(j)} S_R^{(j)} - \frac{-\alpha_{OHT}^{(j)} A_R (T_R^{(j)} - T_\infty)}{T_\infty} \Delta t - (\dot{m}_{out} S_R) \Delta t \quad 73-4$$

در نهایت میزان انتروپی تولیدی کل را میتوان از رابطه زیر محاسبه نمود.

$$S_{gen R (total)} = S_{gen R}^{(1)} + S_{gen R}^{(2)} + \dots + S_{gen R}^{(j)} + S_{gen R}^{(j+1)} \quad 74-4$$

1-4-4 بررسی قوانین ترمودینامیک برای مخازن ذخیره در شرایط عایق

در صورتی که مخزن بصورت عایق در نظر گرفته می شود، در این صورت رابطه 4-72 بصورت زیر ساده می

شود:

$$u_R^{(j+1)} = \frac{m_R^{(j)}}{m_R^{(j+1)}} u_R^{(j)} - \frac{\dot{m}_{out}^{(j)} (h_{out}^{(j)} + \frac{V e_{out}^{(j)2}}{2}) \Delta t}{m_R^{(j+1)}} \quad 75-4$$

همچنین قانون دوم ترمودینامیک برای مخزن ذخیره در شرایط عایق بصورت زیر تغییر می کند:

$$S_{gen R}^{(j+1)} = m_R^{(j+1)} S_R^{(j+1)} - m_R^{(j)} S_R^{(j)} - (\dot{m}_{out} S_R) \Delta t \quad 76-4$$

4-5 محاسبه انتروپی تولیدی کل سیستم

برای محاسبه انتروپی کلی، باید مجموع انتروپی تولیدی در سیلندر و مخازن ذخیره را با هم جمع نمود. بر

این اساس میزان انتروپی تولیدی کل سیستم بصورت زیر محاسبه می گردد:

$$S_{gen (total)} = S_{gen C (total)} + S_{gen R (total)} \quad 77-4$$

4-6 الگوریتم های مورد استفاده در حل عددی

در این بخش الگوریتم های مورد استفاده در حل عددی برای شرایط متفاوت معرفی می گردد. در ابتدای

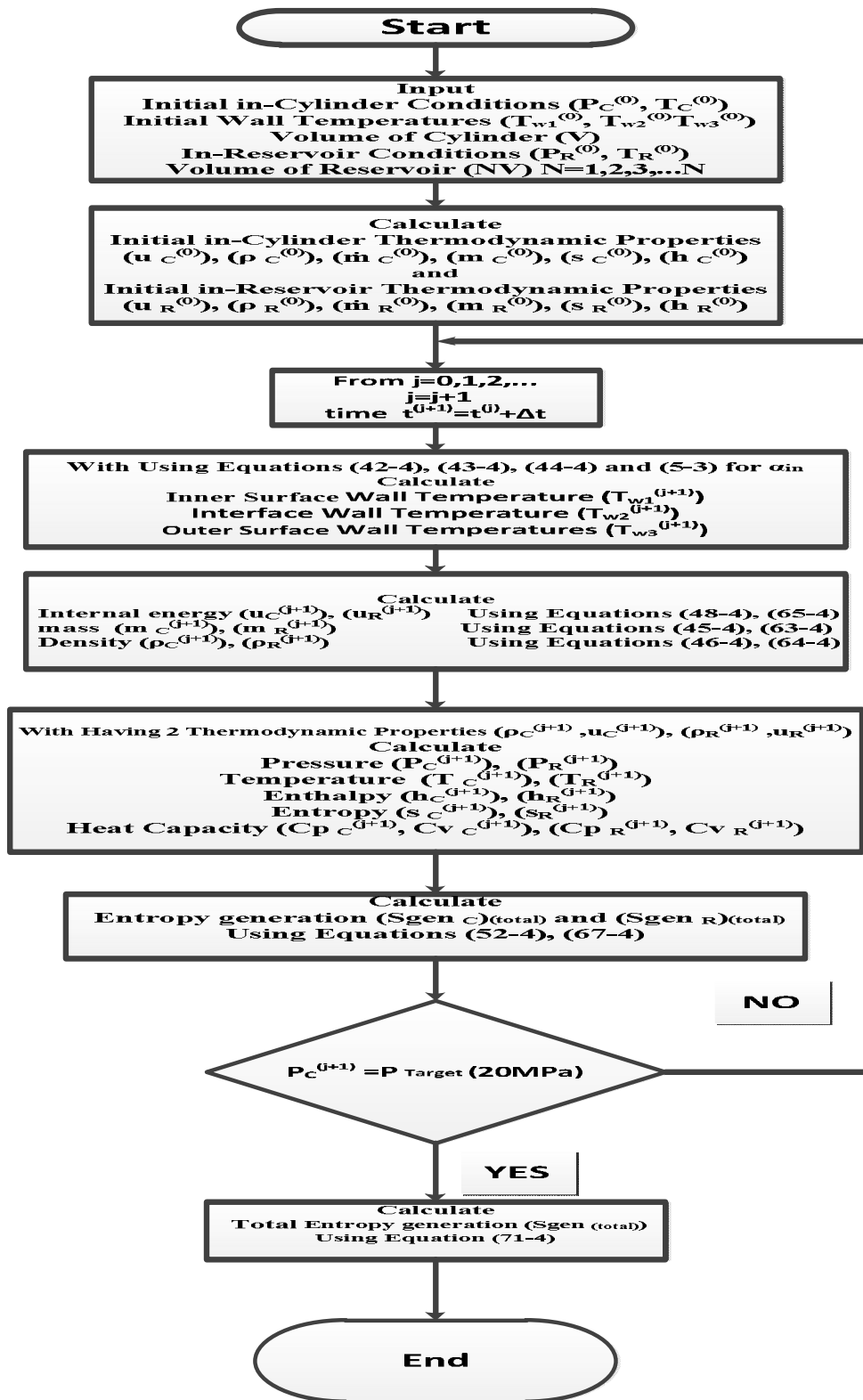
این بخش به ارائه الگوریتم کلی حل عددی در شکل 4-7 پرداخته می شود. در این الگوریتم فرض می

شود که فرآیند تخلیه مخازن ذخیره ایستگاه به همراه پر شدن سیلندر همزمان مدل می شود. همچنین انتقال حرارت از جدار سیلندر به محیط نیز در این الگوریتم در نظر گرفته شده است.

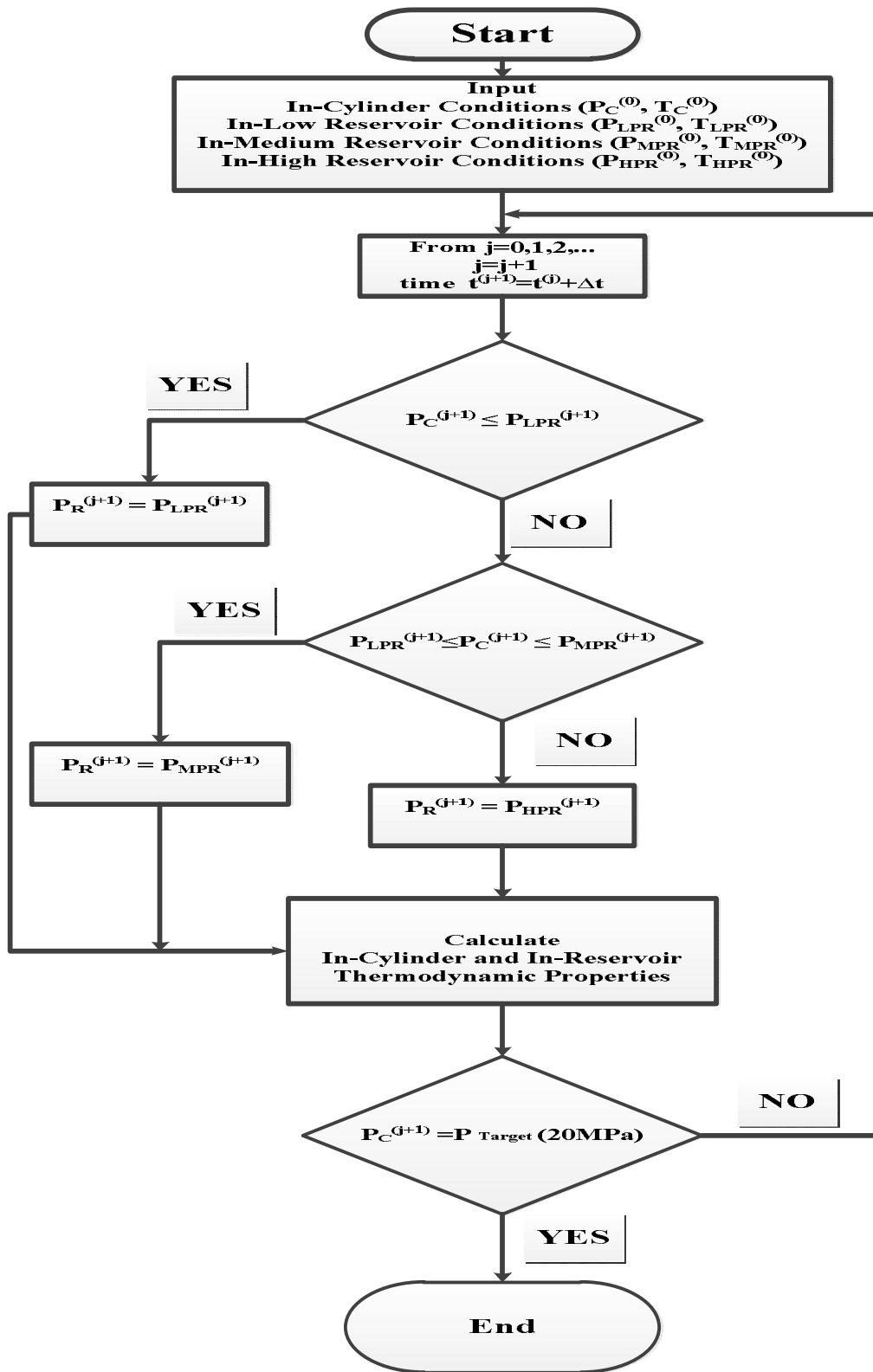
در شکل 8-4 الگوریتم حل عددی سیستم سوخت گیری با مخازن ذخیره آبشاری نمایش داده شده است. در این الگوریتم نحوه سوخت گیری از هریک از ردیف های مخازن ذخیره آبشاری در طول فرآیند سوخت گیری سیلندر خودرو مورد بررسی قرار گرفته است. بر اساس این الگوریتم نحوه برداشت سوخت از هر ردیف مخازن ذخیره به فشار سوخت درون سیلندر خودرو وابسته می باشد.

در شکل 9-4 الگوریتم حل عددی تخلیه مخازن ذخیره و پر شدن سیلندر در شرایط عایق نمایش داده شده است. بر اساس این الگوریتم شرایط ترمودینامیکی مخازن ذخیره و سیلندر خودرو در طی سوخت گیری و در شرایط عایق محاسبه شده است. همچنین در شکل 10-4 الگوریتم حل عددی پر شدن سیلندر عایق در حالت عدم تغییر شرایط مخازن ذخیره بررسی شده است.

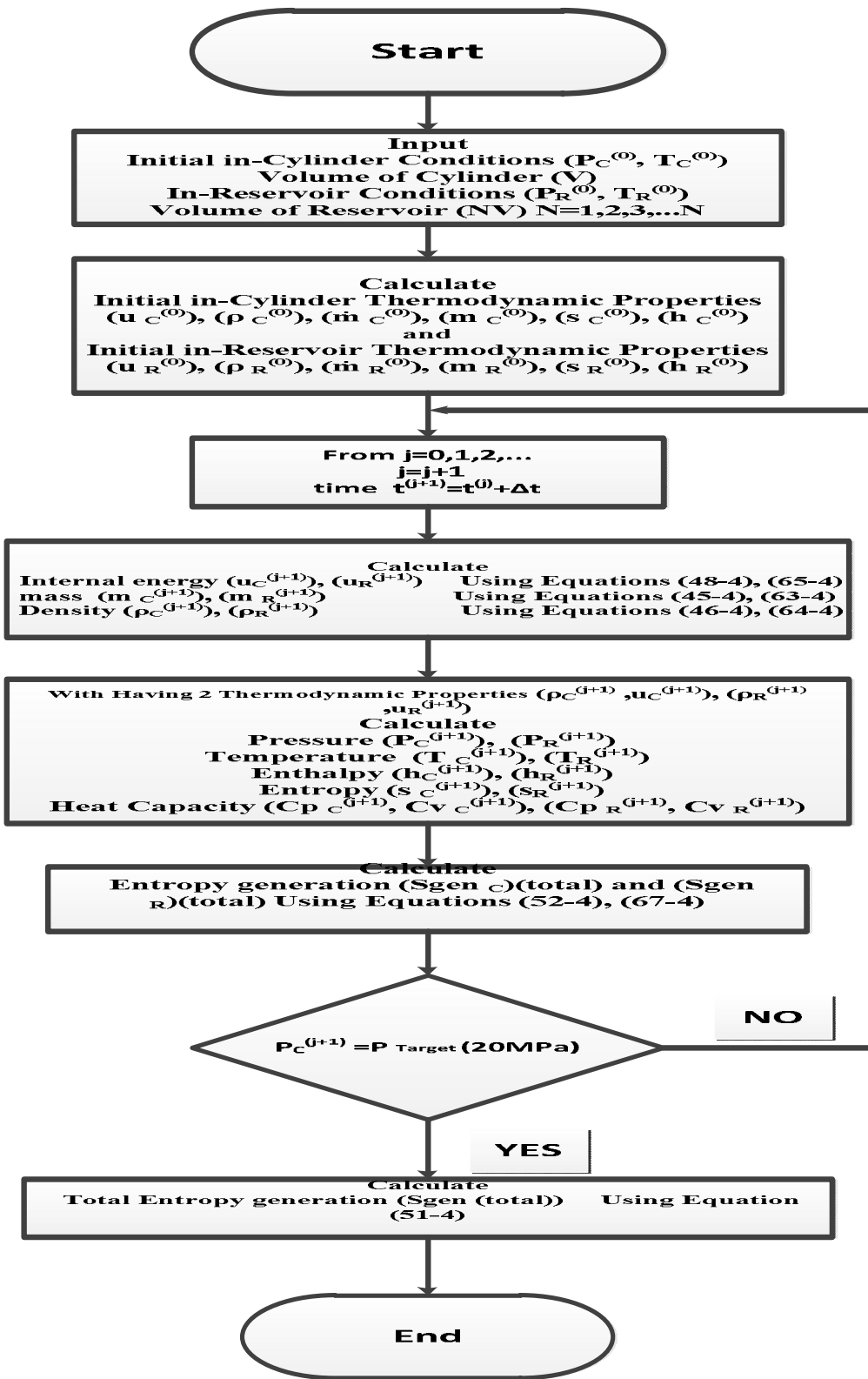
در نهایت در شکل 11-4 الگوریتم حل عددی پر شدن سیلندر عایق با فرض گاز ایده آل ارائه شده است.



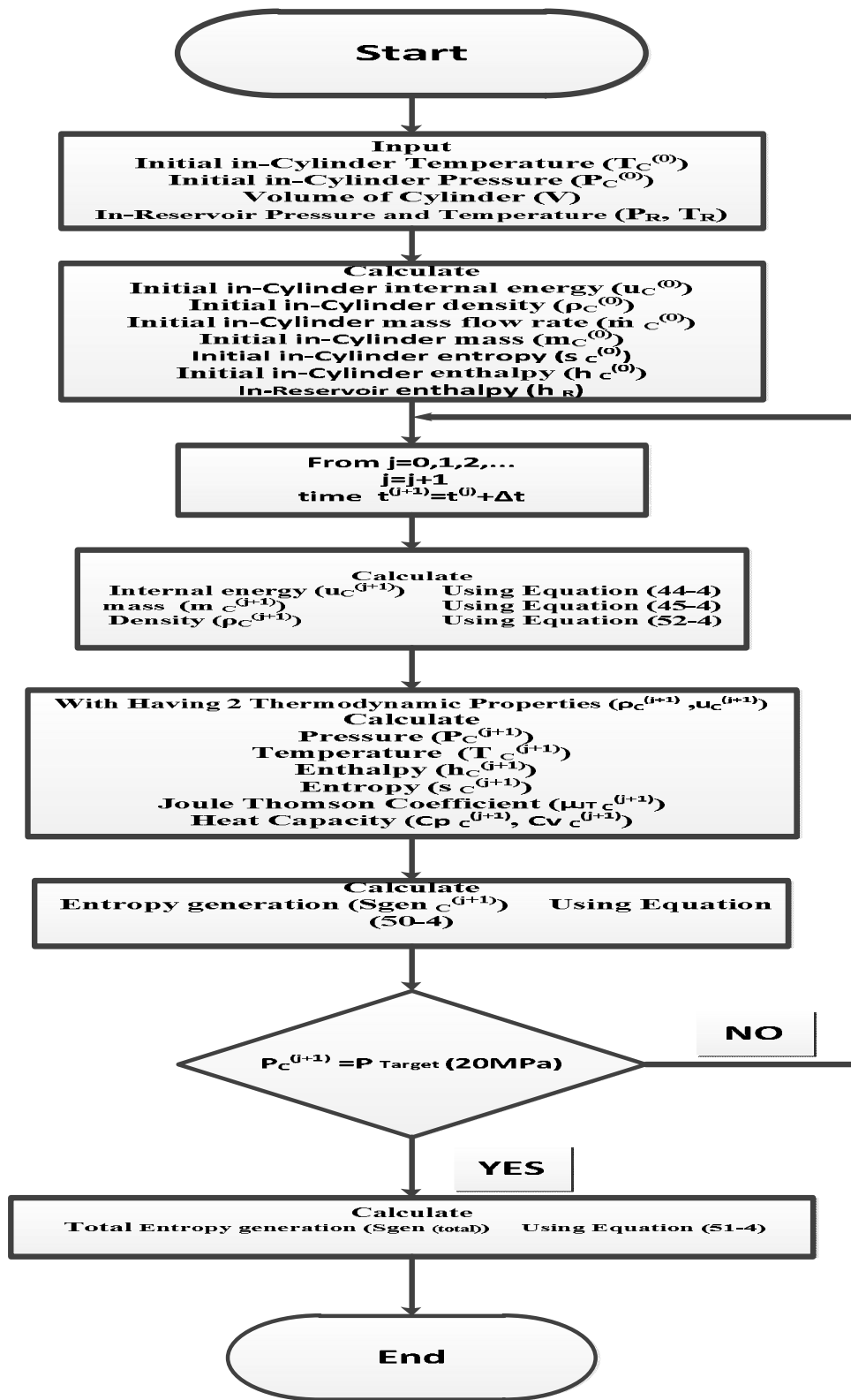
شکل 7-4 الگوریتم حل عددی تخلیه مخازن ذخیره و پر شدن سیلندر به همراه مدل سازی انتقال حرارت سیلندر



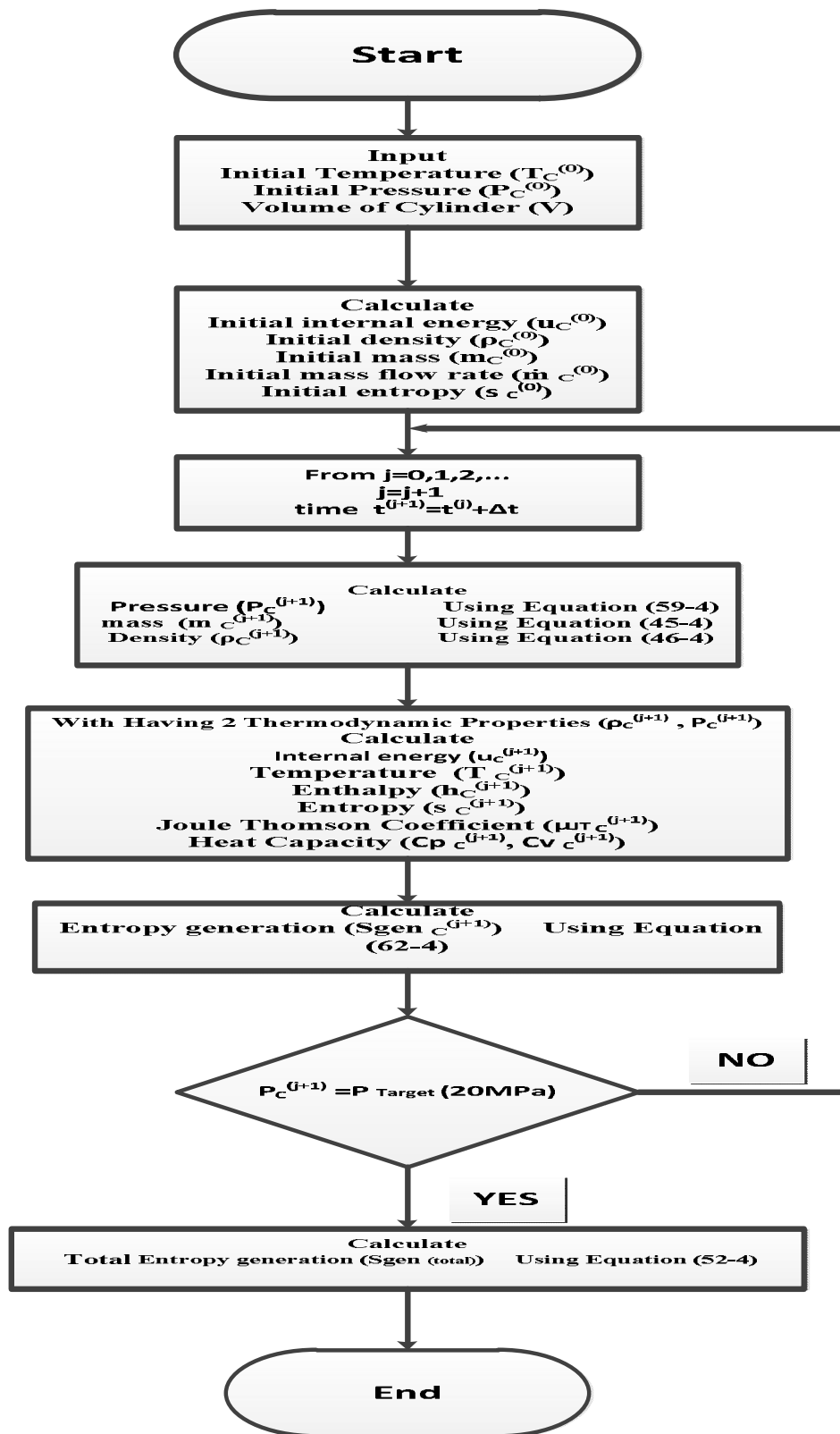
شکل 8-4 الگوریتم حل عددی سیستم سوخت گیری با مخازن ذخیره آبخاری



شکل 9-4 الگوریتم حل عددی تخلیه مخازن ذخیره و پر شدن سیلندر در شرایط عایق



شکل 10-4 الگوریتم حل عددی پر شدن سیلندر عایق در حالت عدم تغییر شرایط مخازن ذخیره



شکل 4-11 الگوریتم حل عددی پر شدن سیلندر عایق با فرض گاز ایده آل

4-7 لزوم تعیین خواص ترمودینامیکی گاز طبیعی

بر اساس توضیحات ارائه شده و ارائه الگوریتم های حل عددی شبیه سازی ترمودینامیکی و حرارتی ایستگاههای CNG در بخش های قبلی، تعیین خواص ترمودینامیکی گاز طبیعی برای انجام این رساله ضروری می باشد. از آن جا که گاز طبیعی ترکیبی از عناصر مختلف می باشد، تعیین خواص آن از طریق جداول ترمودینامیکی و یا نرم افزار های موجود میسر نمی باشد. به همین دلیل است که باید به دنبال روشی بود تا بتوان خواص ترمودینامیکی گاز طبیعی را در هر لحظه محاسبه نمود.

در گام دوم مشکل تعیین خواص ترمودینامیکی گاز طبیعی با استفاده از 2 خاصیت انرژی داخلی و دانسیته خواهد بود. همانطور که در تمامی الگوریتم های ارائه شده (بجز الگوریتم روش حل بر حسب فرض گاز ایده آل) در بخش قبلی آمده است، خواص ترمودینامیکی گاز طبیعی در طی فرآیند سوخت گیری با استفاده از 2 خاصیت مستقل انرژی داخلی و دانسیته محاسبه میگردند. بر این اساس باید در ادامه برنامه ای با هدف تعیین خواص بر حسب این دو خاصیت تدوین گردد. در نهایت اهداف بعدی رساله را میتوان بصورت زیر بیان نمود:

✓ تعیین خواص ترمودینامیکی گاز طبیعی بر حسب ترکیبات متفاوت

✓ ارائه برنامه برای تعیین خواص ترمودینامیکی گاز طبیعی با استفاده از 2 خاصیت مستقل انرژی

داخلی و دانسیته

در فصل بعد چگونگی دست یابی به اهداف تعیین شده در تعیین خواص دنبال خواهد شد.

فصل پنجم: تعیین خواص ترمودینامیکی گاز طبیعی

1-5 مقدمه

همانطور که در فصل قبل اشاره شد، برای شبیه سازی دقیق یک ایستگاه CNG استفاده از روشی برای تعیین تمامی خواص ترمودینامیکی گاز طبیعی که برای مدل کردن ایستگاه استفاده می شود، ضروری بنظر می رسد. در این رساله از استاندارد معتبر AGA8 برای تعیین خواص ترمودینامیکی گاز طبیعی استفاده شده است، که شاید بتوان بجات بیان داشت یکی از دقیق ترین روشهای موجود برای تعیین خواص گاز طبیعی است. همچنین در ادامه روشی پیشنهاد شده است که بتوان با استفاده از هر یک از 2 خاصیت ترمودینامیکی گاز طبیعی (مثلا انرژی داخلی و دانسیته)، به همراه ترکیب گاز، بقیه خواص را محاسبه نمود. با توجه به مطالب فوق در ادامه به تشریح استاندارد AGA8 و نحوه محاسبه خواص ترمودینامیکی پرداخته می شود.

تحقیقات انجام گرفته زیر نظر آقای هاوارد در سالهای 1928 تا 1929 منجر به تدوین روش استاندارد برای محاسبه ضریب تراکم پذیری گاز طبیعی تا فشار 4MPa در دایره تحقیقات استاندارد گاز طبیعی آمریکا گردید، هرچند تا سال 1954 که آقای پروفیسر ساموئل.ر. در دانشگاه اوهایو گزارشی از تحقیقات انجام گرفته اش بر روی ضریب تراکم پذیری گاز طبیعی بر مبنای مطالعات پیشین آقای هاوارد منتشر کرد، این تحقیقات انتشار پیدا نکرده بود [27]. ضریب تراکم پذیری گاز طبیعی و همچنین معادله حالتی بر مبنای تحقیقات آقای زیمرمن بین سالهای 1956 تا 1962 در دانشگاه اوهایو توسعه و منتشر گردید. نتایج این تحقیق توسط انجمن گاز آمریکا²⁰ (AGA) تحت عنوان "دستورالعملی برای محاسبه ضریب تراکم پذیری گاز طبیعی" در سال 1962 منتشر گردید. در ادامه در سال 1985 رساله ای جهت محاسبه دقیق ضریب تراکم پذیری گاز طبیعی با در نظر گرفتن اثرات دما و فشار و گستره اجزای تشکیل دهنده گاز، به سرپرستی پرفیسور کنت.ای. در دانشگاه اوکلاهما انتشار یافت. نتایج در سال 1984 برای محاسبات

گاز طبیعی در خطوط انتقال کامل گشته و این گزارش پایه و اساسی برای گزارش کامل در سال 1985 گردید. تحقیقات اولیه بین سالهای 1981 تا 1984 که توسط موسسه GERG انتشار یافته شده بود، ضریب تراکم پذیری را تا فشارهای نزدیک به 6MPa محاسبه می نمود، اما در بین سالهای 1985 تا 1990 این نتایج به صورت چشمگیری توسط موسسه GERG توسعه داده شد. تحقیقات جدید نشان می داد که نتایج منتشر شده بین سالهای 1981 تا 1984 نیاز به بازبینی دارند. همچنین اطلاعات مربوط به سرعت صوت که در بین سالهای 1985 تا 1989 توسط موسسه GRI انتشار یافته بود، نشان داد که محاسبات برای گازهای غنی و در جریانهای بحرانی از دقت کافی برخوردار نیستند. پس از بازبینی های انجام شده معادله حالت جدید برای محاسبه ضریب تراکم پذیری گاز طبیعی توسط موسسات GRI و GERG ارائه گردید. همچنین روش بازبینی شده با استفاده از داده های آزمایشگاهی و تحلیلی، توسط پرفسور ریچارد جاکوبسن تکمیل گردید [27].

2-5 شرح و بسط روش AGA8

با استفاده از این روش میتوان ضریب تراکم پذیری گاز طبیعی و چگالی گاز طبیعی را محاسبه نمود. در این روش فرض بر آن است که گاز طبیعی مخلوطی از 21 عنصر بوده که محدوده کسر مولی هر جزء در مخلوط گاز طبیعی مشخص می باشد. جدول 1-5 محدوده مجاز برای استفاده از این روش را نشان می دهد [27].

جدول 1-5 محدوده مجاز استفاده از روش AGA [27]

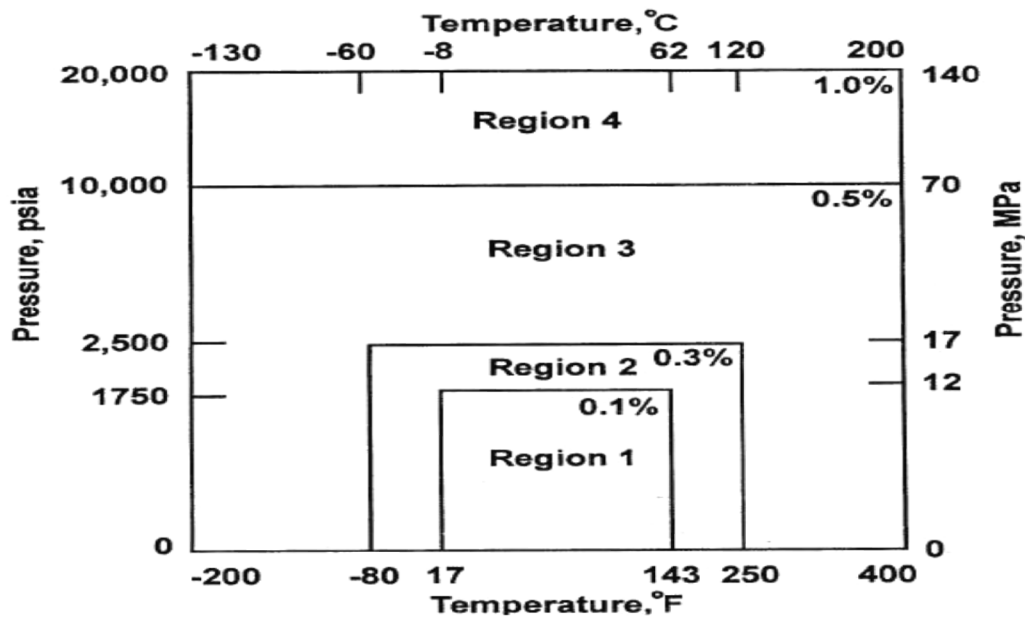
Quantity	Normal Range	Expanded Range
Relative Density	0.554 to 0.87	0.07 to 1.52
Gross Heating Value	477 to 115 Btu/scf	0 to 1800 Btu/scf
Gross Heating Value	18.7 to 45.1 MJ/m ³	0 to 66 MJ/m ³
Mole Percent Methane	45 to 100	0 to 100
Mole Percent Nitrogen	0 to 50	0 to 100

Mole Percent Carbon Dioxide	0 to 30	0 to 100
Mole Percent Ethane	0 to 10	0 to 100
Mole Percent Propane	0 to 4	0 to 12
Mole Percent Total Butanes	0 to 1	0 to 6
Mole Percent Total Pentanes	0 to 0.3	0 to 4
Mole Percent Hexanes Plus	0 to 0.2	0 to Dew Point
Mole Percent Helium	0 to 0.2	0 to 3
Mole Percent Hydrogen	0 to 10	0 to 100
Mole Percent Carbon Monoxide	0 to 3	0 to 3
Mole Percent Argon	0	0 to 1
Mole Percent Oxygen	0	0 to 21
Mole Percent Water	0 to 0.05	0 to Dew Point
Mole Percent Hydrogen Sulfide	0 to 0.02	0 to 100

با توجه به داده های جدول 1-5 از معادله حالت AGA8 تنها برای گاز طبیعی با درصد مشخص میتوان استفاده کرد.

1-2-5 عدم قطعیت روش AGA8

در حالت کلی عدم قطعیت این روش برای گاز طبیعی با درصد مولی ترکیبات گاز که در محدوده نرمال جدول 1-5 قرار می گیرند، مطابق با شکل 1-5 می باشد. برای گاز طبیعی با درصد مولی در محدوده گسترده در جدول 1-5 این روش خطای متوسطی داشته و برای مقادیر خارج از ناحیه 1 شکل 1-5 این خطا بیشتر می گردد. [27]



شکل 1-5 محدوده خطا برای محاسبه ضریب تراکم پذیری با استفاده از روش AGA8 [27]

3-5 محاسبه ضریب تراکم پذیری با استفاده از روش AGA8

برای محاسبه ضریب تراکم پذیری گاز طبیعی و چگالی گاز طبیعی ابتدا به شرح و بسط روابط ریاضی و معادلات مربوط به روش AGA8 پرداخته، سپس روش حل معادلات توضیح داده می شود.

در این روش مدلی برای محاسبه ضریب تراکم پذیری گاز طبیعی ارائه میشود. ضریب تراکم پذیری Z به صورت زیر تعریف میشود: [27]

$$PV = nZR T \quad 1-5$$

که در معادله 1-5، P فشار، V حجم، n تعداد مولها، T دما و R ثابت جهانی گازها میباشد. میتوان معادله 1-5 را به صورت زیر نیز نوشت:

$$P = Z \rho_m R T \quad 2-5$$

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

$$\rho_m = \frac{n}{V} \quad 3-5$$

رابطه بین دانسیته جرمی و دانسیته مولار به صورت زیر تعریف می شود:

$$\rho = \rho_m \times M_w \quad 4-5$$

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

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

که در رابطه 5-5، x_i کسر مولی جزء i ام از مخلوط گاز، $M_{w,i}$ وزن مولکولی جزء i ام و N تعداد اجزای تشکیل دهنده گاز می باشند.

معادله مربوط به ضریب تراکم پذیری Z در روش AGA8 به صورت زیر ارائه شده است: [27]

$$Z = 1 + B\rho_m - \rho_r \sum_{n=13}^{18} C_n^* + \sum_{n=13}^{58} C_n^* D_n^* \quad 6-5$$

در معادله 6-5، Z ضریب تراکم پذیری، B ضریب دوم ویریا، ρ_r دانسیته کاهیده، C_n^* و D_n^* ضرایب تابع دما و ترکیبات گاز طبیعی، می باشند.

ρ_r دانسیته کاهیده به صورت زیر با دانسیته مولار ارتباط پیدا می کند: [27]

$$\rho_r = K^3 \rho_m \quad 7-5$$

بطوریکه K پارامتر سایز مخلوط بوده و با استفاده از رابطه 8-5 محاسبه می شود و از مشخصه های مربوط

به ساختار شیمیایی اجزای مخلوط می باشد: [27]

$$K^5 = \left[\sum_{i=1}^N X_i K_i^{5/2} \right]^2 + 2 \sum_{i=1}^{N-1} \sum_{j=i+1}^N x_i x_j (K_{ij}^5 - 1) (K_i K_j)^{5/2} \quad 8-5$$

در رابطه 8-5، x_i کسر مولی جزء i در مخلوط، K_i پارامتر سایز مربوط به جزء i و K_{ij} پارامتر سایز برهمکنش اجزای i و j می باشند که مقادیر آنها وابسته به ترکیب گاز و اجزای مختلف گازهای تشکیل دهنده گاز طبیعی در مخلوط بوده و در مرجع [27] آورده شده است.

در معادله 6-5، B ضریب دوم ویریا بوده که به صورت زیر تعریف میشود: [27]

$$B = \sum_{n=1}^{18} a_n T^{-un} \sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^N x_i x_j B_{ijk}^* E_{ij}^{un} K_i K_j^{3/2} \quad 9-5$$

در معادله 9-5 ضریب B_{ijk}^* توسط معادله 10-5 تعریف می شود: [27]

$$B_{nij}^* = (G_{ij} + 1 - g_n)^{g_n} (Q_i Q_j + 1 - q_n)^{q_n} \times (F_i^{1/2} F_j^{1/2} + 1 - f_n)^{f_n} (S_i S_j + 1 - s_n)^{s_n} (W_i W_j + 1 - w_n)^{w_n} \quad 10-5$$

پارامترهای دودوئی E_{ij} و G_{ij} به ترتیب پارامترهای انرژی برهم کنشی ضریب دوم و پیریا و پارامتر دودوئی موقعیت یا جهت ذرات نامیده می شوند که توسط روابط 11-5 و 12-5 تعریف می شوند.

$$E_{ij} = E_{ij}^* \cdot (E_i E_j)^{1/2} \quad 11-5$$

$$G_{ij} = \frac{G_{ij}^* (G_i + G_j)}{2} \quad 12-5$$

در معادلات 9-5 تا 12-5، T دما، N تعداد اجزای ترکیب گاز طبیعی، x_i کسر مولی جزء i ، a_n ، f_n ، g_n ، q_n ، s_n ، u_n ، w_n پارامترهای ثابت معادله حالت یا ضرایب مشخصه دودوئی مربوط به اجزای تشکیل دهنده گاز طبیعی در مخلوط بوده که بسته به حالت‌های مختلف مقادیر آنها در مرجع [27] آورده شده است. E_i ، F_i ، G_i ، K_i ، Q_i ، S_i و W_i پارامترهای مشخصه متناظر بوده که در حالت‌های مختلف برهم کنش ذرات نسبت به یکدیگر در مخلوط گاز، مقادیر آنها ثابت می باشند. E_{ij}^* و G_{ij}^* پارامترهای دودوئی برخورد اجزای i و j هستند که برای یک موقعیت یا جهت خاص دو جزء i و j در مخلوط گاز می باشند. مقادیر این دو پارامتر برای حالت‌های مختلف ترکیبات مخلوط نسبت به یکدیگر در مرجع [27] آورده شده است.

در معادله 6-5 ضریب C_n^* تابعی از ترکیب اجزای تشکیل دهنده گاز طبیعی و دمای گاز بوده که توسط رابطه (13-2) تعریف می شود: [27]

$$C_n^* = a_n (G + 1 - g_n)^{g_n} (Q^2 + 1 - q_n)^{q_n} (F + 1 - f_n)^{f_n} U^{un} T^{-un} \quad 13-5$$

در معادله 13-5، G ، Q ، F و U به ترتیب، پارامترهای موقعیت، کوادراتیو، دما بالای مخلوط و انرژی بوده که به صورت زیر تعریف میشوند: [27]

$$U^5 = \left[\sum_{i=1}^N X_i E_i^{5/2} \right]^2 + 2 \sum_{i=1}^{N-1} \sum_{j=i+1}^{N-1} X_i X_j (U_{ij}^5 - 1) (E_i E_j)^{5/2} \quad 14-5$$

$$G = \sum_{i=1}^N X_i G_i + \sum_{i=1}^{N-1} \sum_{j=i+1}^N X_i X_j (G_{ij}^* - 1)(G_i + G_j) \quad 15-5$$

$$Q = \sum_{i=1}^N X_i Q_i \quad 16-5$$

$$F = \sum_{i=1}^N X_i^2 F_i \quad 17-5$$

در معادله 14-5 U_{ij} پارامتر برهمکنش دودویی برای انرژی مخلوط میباشد. همچنین در معادله 6-5، D_n^*

به صورت زیر تعریف میشود: [27]

$$D_n^* = (b_n - c_n k_n \rho_r^{kn}) \rho_r^{bn} \exp(-c_n \rho_r^{kn}) \quad 18-5$$

ضرایب معادله 18-5 در مرجع [27] آورده شده اند.

با توجه به رابطه 6-5 برای ضریب تراکم پذیری و با جایگذاری آن در رابطه 2-5 و با توجه به رابطه

دانسیتیه مولار و دانسیته کاهیده یعنی رابطه 7-5 و جایگذاری این رابطه در رابطه 6-5، رابطه زیر بدست

می آید:

$$P = (1 + B \rho_m - K^3 \rho_m \sum_{n=13}^{18} C_n^* + \sum_{n=13}^{58} C_n^* D_n^*) \rho_m RT \quad 19-5$$

با مشخص بودن دما و فشار مطلق و همچنین درصد مولی اجزای تشکیل دهنده گاز طبیعی در مخلوط،

تنها مجهول در رابطه 19-5 دانسیته مولار یا ρ_m می باشد. رابطه 19-5 را می توان به صورت زیر نیز

نوشت:

$$P - (1 + B \rho_m - K^3 \rho_m \sum_{n=13}^{18} C_n^* + \sum_{n=13}^{58} C_n^* D_n^*) \rho_m RT = 0 \quad 20-5$$

با معلوم بودن دما و فشار مطلق گاز طبیعی رابطه 20-5 به یک معادله غیر خطی بر حسب دانسیته مولار

تبدیل می شود که با استفاده از یک روش حل عددی تکرار ساده حل شده و مقدار دانسیته مولار ρ_m را

بدست آورد. [28] پس از محاسبه دانسیته مولار با استفاده از رابطه 20-5، مقدار ضریب تراکم پذیری گاز

طبیعی به صورت زیر محاسبه می شود:

$$Z = \frac{P}{\rho_m RT}$$

5-4 بدست آوردن خواص ترمودینامیکی گاز طبیعی

همانطور که بیان شد یکی از ملزومات مورد نیاز برای شبیه سازی ایستگاههای CNG تعیین خواص ترمودینامیکی گاز طبیعی می باشد. به همین دلیل است که بعد از تعیین ضریب تراکم پذیری گاز طبیعی در مرحله بعد باید بتوان خواص همچون چگالی، انرژی داخلی، انتالپی، انتروپی و ... که در این رساله مورد نیاز است را در هر لحظه محاسبه نمود.

خواص ترمودینامیکی خواصی هستند که با استفاده از آنها میتوان حالت ماده را در یک سیستم ترمودینامیکی مشخص نمود. اگر ماده مورد نظر خالص باشد با داشتن دو خاصیت ترمودینامیکی مستقل از هم میتوان حالت ماده مورد نظر را مشخص کرده و بقیه خواص ترمودینامیکی را محاسبه نمود. اگر ماده مورد نظر ترکیبی از چندین ماده خالص باشد، آنگاه برای مشخص کردن حالت مخلوط مورد نظر علاوه بر داشتن دو خاصیت ترمودینامیکی مستقل، به درصد مولی یا کسر مولی اجزاء در مخلوط نیز، نیاز خواهیم داشت. گاز طبیعی یکی از مخلوط های مهم بوده که کاربردهای فراوان صنعتی و خانگی دارد. از آنجائیکه گاز طبیعی مخلوطی از چندین گاز مختلف می باشد، خواص ترمودینامیکی گاز طبیعی نیز وابسته به خواص ترمودینامیکی اجزای گاز طبیعی می باشد. در این بخش با استفاده از معادله حالت AGA8 و روابط ترمودینامیکی²¹ مشخصی که بین اجزای تشکیل دهنده یک مخلوط گازی وجود دارد، خواص ترمودینامیکی گاز طبیعی محاسبه می گردد. خواص ترمودینامیکی بدست آمده در این بخش عبارتند از:

¹⁹- Thermodynamic Relationships

ظرفیت گرمایی مولار²² در حجم و فشار ثابت، توان آیزنتروپیک²³، ضریب ژول-تامسون²⁴، انتالپی²⁵، انرژی داخلی²⁶، انتروپی²⁷

5-5 محاسبه خواص ترمودینامیکی

1-5-5 محاسبه ظرفیت گرمایی مولار در حجم ثابت

ظرفیت گرمایی مولار در حجم ثابت با استفاده از رابطه 22-5 تعریف می شود: [25]

$$C_{(m,v)} = \left(\frac{\partial u_m}{\partial T} \right)_{v_m} \quad 22-5$$

در رابطه 22-5، $C_{m,v}$ ظرفیت گرمایی مولار در حجم ثابت، u_m انرژی داخلی مولار²⁸، v_m حجم مخصوص مولار و T دما می باشند.

رابطه 22-5 را می توان به صورت زیر بازنویسی کرد:

$$C_{(m,v)} = \left(\frac{\partial u_m}{\partial S_m} \right)_{v_m} \left(\frac{\partial S_m}{\partial T_m} \right)_{v_m} \quad 23-5$$

بطوریکه در رابطه 23-5 s_m انتروپی مولار²⁹ می باشد.

بر حسب روابط ترمودینامیکی مشخص است که $T = \left(\frac{\partial u_m}{\partial S_m} \right)_{v_m}$ ، بنابراین رابطه 23-5 به صورت زیر

خلاصه می شود: [25]

$$C_{(m,v)} = T \left(\frac{\partial S_m}{\partial T} \right)_{v_m} \quad 24-5$$

-
- 20- Molar Heat Capacity
 - 21- Isentropic Exponent
 - 22- Joule - Thomson Coefficient
 - 23- Enthalpy
 - 26- Internal energy
 - 27- Entropy
 - 28- Molar Internal Energy
 - 29- Molar Entropy

اگر از رابطه 24-5 بر حسب حجم مخصوص مولار v_m و با فرض ثابت بودن دما مشتق گرفته شود:

$$\left(\frac{\partial C_{(m,v)}}{\partial v_m}\right)_T = \frac{\partial}{\partial v_m} \left[T \left(\frac{\partial S_m}{\partial T}\right)_{(m,v)} \right] = T \frac{(\partial^2 S_m)}{(\partial v_m \partial T)} \quad 25-5$$

از طرفی با استفاده از روابط ماکسول بر مبنای مولار داریم: [25]

$$\left(\frac{\partial S_m}{\partial v_m}\right)_T = \left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_{v_m} \quad 26-5$$

با جایگذاری رابطه 26-5 در رابطه 25-5، خواهیم داشت:

$$\left(\frac{\partial C_{(m,v)}}{\partial v_m}\right)_T = T \left(\frac{\partial^2 P}{\partial T^2}\right)_{(v,m)} \quad 27-5$$

پس از انتگرال گیری از رابطه 27-5، رابطه 28-5 برای محاسبه ظرفیت گرمایی مولار در حجم ثابت بدست می آید:

$$C_{(m,v)} = C_{m,vI} + T \int_{v_{mI} \rightarrow \infty (T=Const)}^{v_m} \left(\frac{\partial^2 P}{\partial T^2}\right)_{(v,m)} dv_m \quad 28-5$$

بطوریکه در رابطه 28-5، $C_{m,vI}$ ظرفیت گرمایی مولار ایده آل در حجم ثابت، $v_{m,I}$ حجم مخصوص مولار در حالت گاز ایده آل و v_m حجم مخصوص مولار در حالت گاز واقعی می باشد. گازهای حقیقی رفتاری شبیه رفتار گازهای ایده آل در فشارهای نزدیک صفر یا هنگامی که $v_{mI} \rightarrow \infty$ می کند، خواهند داشت. با جایگذاری $P = \rho_m ZRT$ و $v_m = 1/\rho_m$ در رابطه 28-5 داریم: [29]

$$C_{(m,v)} = C_{m,vI} - RT \int_{\rho_{mI} \rightarrow \infty (T=Const)}^{\rho_m} \frac{1}{\rho_m} \left(T \left(\frac{\partial^2 Z}{\partial T^2}\right)_{\rho_m} + 2 \left(\frac{\partial Z}{\partial T}\right)_{\rho_m} \right) d\rho_m \quad 29-5$$

در رابطه 29-5 Z ضریب تراکم پذیری، ρ_m دانسیته مولار در حالت گاز واقعی، $\rho_{m,I}$ دانسیته مولار در حالت گاز ایده آل، R ثابت جهانی گازها و T دما می باشند. برای گازهای ایده آل رابطه 30-5 بین ظرفیت گرمایی مولار در فشار ثابت و ظرفیت گرمایی مولار در حجم ثابت وجود دارد:

$$C_{m,vI} = C_{m,pI} - R \quad 30-5$$

بطوریکه در رابطه 30-5 $C_{m,PI}$ ظرفیت گرمایی مولار در فشار ثابت برای گاز ایده آل می باشد. با

جایگذاری رابطه 30-5 در رابطه 29-5 خواهیم داشت: [29]

$$C_{(m,v)} = C_{m,PI} - R - RT \int_{\rho_{mI} \rightarrow \infty (T=Const)}^{\rho_m} \frac{1}{\rho_m} \left(T \left(\frac{\partial^2 Z}{\partial T^2} \right)_{\rho_m} + 2 \left(\frac{\partial Z}{\partial T} \right)_{\rho_m} \right) d\rho_m \quad 31-5$$

برای بدست آوردن پارامترهای موجود در رابطه 31-5 به صورت زیر عمل می شود:

ظرفیت گرمایی مولار در فشار ثابت برای گاز ایده آل در رابطه 31-5 با استفاده از رابطه 32-5 محاسبه

می شود:

$$C_{m,PI} = \sum_{j=1}^N x_j C_{m,PI}^j \quad 32-5$$

در معادله 32-5 x_j کسر مولی جزء j در مخلوط گاز و $C_{m,PI}^j$ ظرفیت حرارتی مولار فشار ثابت در حالت

ایده آل برای همان جزء میباشند. ظرفیت حرارتی مولار فشار ثابت برای اجزای مخلوط گاز ایده آل به

صورت زیر بیان شده است: [30]

$$C_{m,PI}^j = a_j + b_j \left(\frac{\frac{c_j}{T}}{\sinh \frac{c_j}{T}} \right)^2 + d_j \left(\frac{\frac{e_j}{T}}{\cosh \frac{e_j}{T}} \right)^2 \quad 33-5$$

در رابطه 33-5 $C_{m,PI}^j$ ظرفیت حرارتی مولار فشار ثابت در حالت ایده آل برای جزء j در مخلوط گاز،

ضرایب a_j ، b_j ، c_j ، d_j و e_j ثابت های مربوط به همان جزء و T دما می باشند.

با توجه به مشخص بودن معادله حالت AGA8 برای محاسبه ضریب تراکم پذیری که در بخش های قبلی

مفصلاً شرح داده شد، مشتق اول ضریب تراکم پذیری نسبت به دما بصورت زیر محاسبه می شود: [30]

$$\left(\frac{\partial Z}{\partial T} \right)_{\rho_m} = (B' - K^3 \sum_{n=13}^{18} C_n^*) \rho_m + \sum_{n=13}^{58} C_n^* D_n^* \quad 34-5$$

در رابطه 34-5 B' و C_n^* به ترتیب مشتق اول پارامترهای B و C_n^* (روابط 9-5 و 13-5) نسبت به دما می

باشند: [29]

$$B' = \sum_{n=1}^{18} -a_n u_n T^{-u_n-1} \sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^N x_i x_j B^*_{ijk} E_{ij}^{u_n} (K_i K_j)^{3/2} \quad 35-5$$

$$C_n^{*'} = -u_n a_n (G+1-g_n)^{gn} (Q^2+1-q_n)^{qn} (F+1-f_n)^{fn} U^{un} T^{-un-1} \quad 36-5$$

با توجه به تعریف C_n^* در رابطه 5-13، رابطه 5-36 را می توان به صورت زیر خلاصه کرد:

$$C_n^{*'} = -u_n \frac{C_n^*}{T} \quad 37-5$$

مشتق دوم ضریب تراکم پذیری نسبت به دما که در رابطه 5-31 وجود دارد، به صورت زیر محاسبه می

شود: [27]

$$\left(\frac{\partial^2 Z}{\partial T^2}\right)_{\rho_m} = (B'' - K^3 \sum_{n=13}^{18} C_n^{*''}) \rho_m + \sum_{n=13}^{58} C_n^{*''} D_n^* \quad 38-5$$

در رابطه 5-38، B'' و $C_n^{*''}$ به ترتیب مشتق دوم پارامترهای B و C_n^* (روابط 5-9 و 5-13) نسبت به دما

می باشند: [29]

$$B'' = \sum_{n=1}^{18} a_n u_n (u_n + 1) T^{-u_n-2} \sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^N x_i x_j B^*_{ijk} E_{ij}^{u_n} (K_i K_j)^{3/2} \quad 39-5$$

$$C_n^{*''} = u_n (u_n + 1) a_n (G+1-g_n)^{gn} (Q^2+1-q_n)^{qn} (F+1-f_n)^{fn} U^{un} T^{-un-2} \quad 40-5$$

با توجه به تعریف C_n^* در رابطه 5-13، رابطه 5-40 را میتوان به صورت زیر خلاصه کرد:

$$C_n^{*''} = -(u_n + 1) \frac{C_n^{*'}}{T} \quad 41-5$$

با جایگذاری روابط 5-34 و 5-38 در رابطه 5-31 و انتگرالگیری خواهیم داشت:

$$C_{(m,v)} = C_{m,PI} - R - RT(\rho_m (2Z_0 + 2Z_1) + (2Z_2 + TZ_3)) \quad 42-5$$

بطوریکه برای ضرایب رابطه 5-42 داریم: [29]

$$Z_0 = B' - K^3 \sum_{n=13}^{18} C_n^{*'} \quad 43-5$$

$$Z_1 = B'' - K^3 \sum_{n=13}^{18} C_n^{*''} \quad 44-5$$

$$Z_2 = \sum_{n=13}^{18} C_n^{*'} \rho_r^{bn} \exp(-c_n \rho_r^{kn}) \quad 45-5$$

$$Z_3 = \sum_{n=13}^{18} C_n^* \rho_r^{bn} \exp(-c_n \rho_r^{kn}) \quad 46-5$$

با مشخص بودن دما، فشار و کسر مولی اجزای تشکیل دهنده گاز طبیعی، با استفاده از رابطه 42-5 میتوان ظرفیت گرمایی مولار در حجم ثابت را محاسبه نمود.

2-5-5 محاسبه ظرفیت گرمایی مولار در فشار ثابت

ظرفیت گرمایی مولار در فشار ثابت با استفاده از رابطه 47-5 تعریف می شود: [25]

$$C_{(m,P)} = \left(\frac{\partial h_m}{\partial T} \right)_P \quad 47-5$$

در رابطه 47-5، $C_{m,p}$ ظرفیت گرمایی مولار در فشار ثابت، h_m انتالپی مولار³⁰، P فشار و T دما می باشند.

رابطه 47-5 را می توان به صورت زیر بازنویسی نمود:

$$C_{(m,P)} = \left(\frac{\partial h_m}{\partial S_m} \right)_P \left(\frac{\partial S_m}{\partial T} \right)_P \quad 48-5$$

در رابطه 48-5، S_m انتروپی مولار می باشد.

با استفاده از یکی از روابط ترمودینامیکی که $T = \left(\frac{\partial h_m}{\partial S_m} \right)_P$ ، بنابراین رابطه 48-5 به صورت زیر خلاصه

می شود: [25]

$$C_{(m,P)} = T \left(\frac{\partial S_m}{\partial T} \right)_P \quad 49-5$$

با فرض اینکه S_m انتروپی مولار، تابعی از دما و حجم مخصوص مولار باشد:

$$S_m = (T, v_m) \quad 50-5$$

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

³⁰ - Molar Enthalpy

$$dS_m = \left(\frac{\partial S_m}{\partial T}\right)_{v_m} dT + \left(\frac{\partial S_m}{\partial v_m}\right)_T dv_m \quad 51-5$$

با توجه به روابط 24-5 و 26-5، رابطه 51-5 به صورت زیر تبدیل می شود:

$$dS_m = \left(\frac{C_{m,v}}{T}\right)_{v_m} dT + \left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_{v_m} dv_m \quad 52-5$$

همچنین با فرض اینکه S_m آنترپی مولار تابعی از دما و فشار باشد:

$$S_m = S_m(T, P) \quad 53-5$$

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

$$dS_m = \left(\frac{\partial S_m}{\partial T}\right)_P dT + \left(\frac{\partial S_m}{\partial P}\right)_T dP \quad 54-5$$

با استفاده از یکی از روابط ماکسول بر پایه مولار داریم: [25]

$$\left(\frac{\partial S_m}{\partial P}\right)_T = -\left(\frac{\partial v_m}{\partial T}\right)_P \quad 55-5$$

حال با توجه به رابطه 49-5 و رابطه 54-5، رابطه 55-5 به صورت زیر تبدیل می شود:

$$dS_m = \left(\frac{C_{m,P}}{T}\right) dT - \left(\frac{\partial v_m}{\partial T}\right)_P dP \quad 56-5$$

با کم کردن رابطه 56-5 از رابطه 52-5، رابطه 57-5 برای محاسبه ظرفیت گرمایی مولار در فشار ثابت بدست می آید.

$$C_{m,P} = C_{m,v} + T \left(\frac{\partial v_m}{\partial T}\right)_P \left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_{v_m} \quad 57-5$$

برای محاسبه ظرفیت گرمایی مولار در فشار ثابت با توجه به رابطه 57-5، نیاز به محاسبه ظرفیت گرمایی مولار در حجم ثابت می باشد، که با استفاده از رابطه 41-5 محاسبه می شود. مشتقات جزئی موجود در

رابطه 57-5 به صورت زیر محاسبه می شود: [30]

$$\left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_{v_m} = R \rho_m \left(Z + T \left(\frac{\partial Z}{\partial T}\right)_{v_m}\right) \quad 58-5$$

با استفاده از رابطه 34-5، رابطه 58-5 را میتوان به فرم ساده زیر تبدیل کرد:

$$\left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_{v_m} = R \rho_m (Z + T(\rho_m Z_0 + Z_4)) \quad 59-5$$

بطوریکه در رابطه 59-5، Z_0 از رابطه 43-5 و Z_4 از رابطه 60-5 محاسبه می شوند:

$$Z_4 = \sum_{n=13}^{18} C_n^* D_n^* \quad 60-5$$

عبارت مشتق جزئی دوم در رابطه 57-5، به صورت زیر محاسبه می شود: [30]

$$\left(\frac{\partial v_m}{\partial T}\right)_p = \frac{R}{P} (Z + T \left(\frac{\partial Z}{\partial T}\right)_p) \quad 61-5$$

در رابطه 61-5 داریم: [30]

$$\left(\frac{\partial Z}{\partial T}\right)_p = \rho_m (B' - K^3 \sum_{n=13}^{18} C_n^* + \sum_{n=13}^{58} C_n^* D_{1n}) + (B' - K^3 \sum_{n=13}^{18} C_n^*) \rho_m + \sum_{n=13}^{58} C_n^* D_{1n} \quad 62-5$$

در رابطه 62-5، ρ_m' مشتق ρ_m نسبت به دما و D_{1n}^* مشتق D_n^* نسبت به دما بوده که به صورت زیر

تعریف می شوند: [29]

$$\rho_m' = -\frac{P}{R} + \frac{Z + T \left(\frac{\partial Z}{\partial T}\right)_p}{(TZ)^2} \quad 63-5$$

$$D_{1n} = K^3 (b_n^2 - c_n k_n) (2b_n + k_n - c_n k_n \rho_r k_n) \rho_r^{bn-1} e^{-cn \rho_r k_n} \quad 64-5$$

حال با جایگذاری روابط 63-5، 64-5 و رابطه $\rho_m = \frac{P}{ZRT}$ در رابطه 62-5، خواهیم داشت:

$$\left(\frac{\partial Z}{\partial T}\right)_p = \frac{RTZ^2 \sum_{n=13}^{58} C_n^* D_n + PZ(TZ_0 - Z_5)}{RTZ^2 + PTZ_5} \quad 65-5$$

در رابطه 65-5، Z_0 از رابطه 42-5 و D_n^* از رابطه 18-5 محاسبه و برای Z_5 داریم:

$$Z_5 = B - K^3 \sum_{n=13}^{18} C_n^* + \sum_{n=13}^{58} C_n^* D_{1n} \quad 66-5$$

با مشخص بودن دما، فشار و کسر مولی اجزای گاز طبیعی در مخلوط و با جایگذاری روابط 41-5، 59-5 و

65-5 در رابطه 57-5، ظرفیت گرمایی مولار در فشار ثابت محاسبه می شود.

3-5-5 محاسبه توان آیزنتروپیک

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

$$P v_m^k = cte \quad 67-5$$

در رابطه 67-5 k توان آیزنتروپیک، P فشار و v_m حجم مخصوص مولار می باشند. رابطه 67-5 را می

توان به صورت زیر نیز بازنویسی کرد: [31]

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{v_{m1}}{v_{m2}}\right)^k = \left(\frac{\rho_{m2}}{\rho_{m1}}\right)^k \quad 68-5$$

در رابطه 68-5 P_2 ، v_{m2} و ρ_{m2} به ترتیب فشار، حجم مخصوص مولار و دانسیته مولار برای جریان پایین

دست و P_1 ، v_{m1} و ρ_{m1} به ترتیب فشار، حجم مخصوص مولار و دانسیته مولار برای جریان بالا دست می

باشند. برای محاسبه توان آیزنتروپیک از رابطه 69-5 استفاده می شود: [31]

$$k = -\frac{C_{m,p}}{C_{m,v}} \left(\frac{\partial P}{\partial v_m}\right)_T \left(\frac{v_m}{P}\right) = -\frac{C_{m,p}}{C_{m,v} P \rho_m} \left(\frac{\partial P}{\partial v_m}\right)_T \quad 69-5$$

در رابطه 69-5 $C_{m,p}$ از رابطه 57-5 و $C_{m,v}$ از رابطه 42-5 محاسبه می شوند. همچنین در رابطه 69-5

داریم: [31]

$$\left(\frac{\partial P}{\partial v_m}\right)_T = \left(\frac{\partial P}{\partial \rho_m}\right)_T \left(\frac{\partial \rho_m}{\partial v_m}\right)_T = -RT \rho_m^2 \left(Z + \rho_m \left(\frac{\partial Z}{\partial \rho_m}\right)_T\right) \quad 70-5$$

برای در رابطه 70-5 نیز داریم: [31]

$$\left(\frac{\partial Z}{\partial \rho_m}\right)_T = Z_5 = B - K^3 \sum_{n=13}^{18} C_n^* + \sum_{n=13}^{58} C_n^* D_{1n} \quad 71-5$$

با جایگذاری رابطه 70-5 در رابطه 71-5، خواهیم داشت: [31]

$$\left(\frac{\partial P}{\partial v_m}\right)_T = -RT \rho_m^2 (Z + \rho_m Z_5) \quad 72-5$$

حال با جایگذاری رابطه 72-5 در رابطه 69-5، رابطه 73-5 برای محاسبه توان آیزنتروپیک بدست می آید:

$$k = - \frac{C_{m,p}}{C_{m,v} P \rho_m} \left(\frac{\partial P}{\partial v_m} \right)_T = \frac{C_{m,p}}{C_{m,v}} \times \frac{RT \rho_m}{P} (Z + \rho_m Z_5) \quad 73-5$$

4-5-5 محاسبه ضریب ژول-تامسون

هنگامی که سیال فرآیند افت فشاری را طی کرده و فشار آن کاهش پیدا می کند، ممکن است دمای سیال در حین فرآیند افت فشار کاهش، افزایش و یا تغییری نکند. معیار اینکه دما در حین یک فرآیند افت فشار چگونه تغییر می کند ضریب ژول-تامسون می باشد. بر طبق تعریف، ضریب ژول-تامسون عبارت است از: افت دما در حین فرآیند انتالپی ثابت افت فشار. از نظر ریاضی ضریب ژول-تامسون به صورت زیر تعریف می شود: [32]

$$\mu_{JT} = \left(\frac{\partial T}{\partial P} \right)_{h_m} \quad 74-5$$

در رابطه (4-81)، ضریب ژول-تامسون، T دما، P فشار و h_m انتالپی مولار می باشند.

فرآیند محاسبه ضریب ژول-تامسون با استفاده از معادله حالت AGA8 به صورت زیر می باشد:

اگر فرض کنیم انتالپی مولار تابعی از دما و فشار بوده، خواهیم داشت:

$$h_m = h_m(T, P) \quad 75-5$$

اگر انتالپی مولار یک تابع از نوع دیفرانسیل کامل باشد آنگاه خواهیم داشت:

$$dh_m = \left(\frac{\partial h_m}{\partial T} \right)_P dT + \left(\frac{\partial h_m}{\partial P} \right)_T dP \quad 76-5$$

در رابطه 76-5 مشتق جزئی اول در سمت راست تساوی، ظرفیت گرمایی مولار در فشار ثابت بوده که قبلاً

توسط رابطه 57-5 توضیح داده شده است. مشتق جزئی دوم در سمت راست تساوی رابطه 76-5 به

صورت زیر محاسبه می شود:

برای انتالپی مولار به صورت دیفرانسیلی داریم:

$$dh_m = TdS_m + v_m dP \quad 77-5$$

در رابطه 77-5، h_m انتالپی مولار، s_m انتروپی مولار، v_m حجم مخصوص مولار، T دما و P فشار می

باشند. اگر از رابطه 77-5 نسبت به فشار در دمای ثابت مشتق بگیریم، خواهیم داشت:

$$\left(\frac{\partial h_m}{\partial P}\right)_T = T\left(\frac{\partial S_m}{\partial P}\right)_T + v_m \quad 78-5$$

با استفاده از یکی از روابط ماکسول داریم: [25]

$$\left(\frac{\partial S_m}{\partial P}\right)_T = -\left(\frac{\partial v_m}{\partial T}\right)_P \quad 79-5$$

با جایگذاری رابطه 79-5 در رابطه 78-5 به صورت زیر تبدیل خواهد شد:

$$\left(\frac{\partial h_m}{\partial P}\right)_T = v_m - T\left(\frac{\partial v_m}{\partial T}\right)_P \quad 80-5$$

با جایگذاری رابطه 46-5 و رابطه 80-5 در رابطه 76-5، این رابطه به صورت زیر تبدیل می شود:

$$dh_m = C_{m,p} dT + (v_m - T\left(\frac{\partial v_m}{\partial T}\right)_P) dP \quad 81-5$$

از آنجائیکه فرآیند افت فشار یک فرآیند انتالپی ثابت می باشد بنابراین $dh_m = 0$ و رابطه 81-5 را

میتوان به صورت زیر نوشت:

$$\mu_{JT} = \left(\frac{\partial T}{\partial P}\right)_{h_m} = \frac{(T\left(\frac{\partial v_m}{\partial T}\right)_P - v_m)}{C_{m,p}} \quad 82-5$$

در حقیقت با استفاده از رابطه 82-5 میتوان ضریب ژول-تامسون را محاسبه نمود. در رابطه 82-5 داریم:

[29]

$$\left(\frac{\partial v_m}{\partial T}\right)_P = \frac{R}{P} \left(Z + T\left(\frac{\partial Z}{\partial T}\right)_P\right) \quad 83-5$$

با جایگذاری رابطه 83-5 در رابطه 82-5 و با توجه به تعریف $v_m = ZRT/P$ ، رابطه 82-5 به صورت زیر

تبدیل می شود: [29]

$$\mu_{JT} = \frac{RT^2}{PC_{m,p}} \left(\frac{\partial Z}{\partial T}\right)_P \quad 84-5$$

در رابطه 5-84 R ثابت جهانی گازها، P فشار و T دما می باشند. $C_{m,p}$ ظرفیت گرمایی مولار در فشار ثابت بوده که با استفاده از رابطه 5-57 محاسبه شده و $\left(\frac{\partial Z}{\partial T}\right)_P$ با استفاده از رابطه 5-65 محاسبه می شود. با مشخص بودن دما، فشار و کسر مولی اجزای گاز طبیعی در مخلوط میتوان ضریب ژول-تامسون را با استفاده از رابطه 5-84 محاسبه نمود.

5-5-5 محاسبه انتالپی

یکی از مهمترین خواص ترمودینامیکی گاز طبیعی انتالپی می باشد. انتالپی معیاری از محتوای انرژی مواد در فرآیندها بوده که در انواع فرآیندهای ترمودینامیکی کاربرد دارد. از مهمترین کاربردهای انتالپی میتوان به محاسبه کار خالص ورودی به کمپرسورها و کار خالص خروجی از توربین ها اشاره کرد. مطالعات انجام شده برای محاسبه انتالپی گاز طبیعی بسیار اندک بوده و در زمینه مطالعات آزمایشگاهی نیز کارهای اندکی انجام شده است.

در یک تحقیق [33] Barry et al. با استفاده از معادلات حالت درجه سه RK و BWR انتالپی را برای مخلوط سه تایی متان-دی اکسید کربن-هیدروژن محاسبه کردند. در یک تحقیق دیگر [34] et al. Ashton افزایش انتالپی را برای مخلوطهایی شبیه گاز طبیعی با استفاده از آزمایش محاسبه کرده و با استفاده از نتایج آزمایشات ضرایب برهم کنش دودویی اجزاء را برای معادله حالت BWR محاسبه کردند. همچنین [35] Grini et al. نیز افزایش انتالپی در فرآیند فشار ثابت و افت دما در فرآیند انتالپی ثابت فشارشکنی را برای مخلوطهای دوتایی و سه تایی را با درصد ترکیب خواص دلخواه با استفاده از آزمایش محاسبه کرده، ایشان با استفاده از معادله حالت SRK نیز محاسبات را انجام داده و با داده های تجربی مقایسه کرده اند، که درصد انحراف مطلق میانگین محاسبات آنها از داده های تجربی زیر 5٪ بوده است. در ادامه [36] Wendland et al. با استفاده از معادله حالت BACKONE افزایش انتالپی در فرآیند فشار ثابت را برای متان خالص و مخلوط دوتایی متان-اتان محاسبه کرده اند. معتبرسازی محاسبات آنها با

استفاده از داده های تجربی درصد خطای زیر 1/5٪ را برای متان و درصد خطای زیر 6٪ را مخلوط دوتایی متان-اتان، نشان میداد.

برای محاسبه انتالپی گاز طبیعی ابتدا پارامتری به عنوان انتالپی ویژه به صورت زیر تعریف می شود:

$$\text{Specific Enthalpy}(T,P)=h_m(T,P)-h_m(T_{Ref},P_{Ref}) \quad 85-5$$

که در آن $h_m(T,P)$ انتالپی مولار در فشار و دمای مورد نظر و $h_m(T_{Ref},P_{Ref})$ انتالپی مولار در فشار و دمای مرجع ($P_{Ref} = 101.325\text{kPa}$ و $T_{Ref} = 25^\circ\text{C}$) می باشد.

رابطه بین انتالپی مولار، انرژی داخلی مولار، فشار و حجم مخصوص مولار، به صورت زیر تعریف میشود:

$$h_m = u_m + P v_m \quad 86-5$$

که در آن h_m انتالپی مولار، u_m انرژی داخلی مولار و v_m حجم مخصوص مولار میباشد. اگر از معادله 86-5 نسبت به v_m و با فرض دمای ثابت، مشتق بگیریم خواهیم داشت:

$$\left(\frac{\partial h_m}{\partial v_m}\right)_T = \left(\frac{\partial u_m}{\partial v_m}\right)_T + \left(\frac{\partial (P v_m)}{\partial v_m}\right)_T \quad 87-5$$

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

$$dS_m = \left(\frac{\partial S_m}{\partial T}\right)_{v_m} dT + \left(\frac{\partial S_m}{\partial v_m}\right)_T dv_m \quad 88-5$$

با استفاده از روابط ماکسول، رابطه 89-5، به رابطه زیر تبدیل می شود:

$$T dS_m = C_{m,v} dT + T \left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_{v_m} dv_m \quad 89-5$$

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

$$u_m = u_m(T, v_m) \quad 90-5$$

اگر u_m یک تابع دیفرانسیل کامل باشد، خواهیم داشت:

$$du_m = \left(\frac{\partial u_m}{\partial T}\right)_{v_m} dT + \left(\frac{\partial u_m}{\partial v_m}\right)_T dv_m \quad 91-5$$

با توجه به قانون دوم ترمودینامیک داریم:

$$du_m = T ds_m - P dv_m \quad 92-5$$

با جایگذاری رابطه 89-5 در رابطه 92-5، خواهیم داشت:

$$du_m = C_{m,v} dT + \left(T \left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_{v_m} - P\right) dv_m \quad 93-5$$

با مقایسه روابط 91-5 و 93-5، خواهیم داشت:

$$\left(\frac{\partial u_m}{\partial v_m}\right)_T = \left(T \left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_{v_m} - P\right) \quad 94-5$$

با جایگذاری $v_m = \frac{ZRT}{P}$ در جزء دوم سمت راست رابطه 87-5، خواهیم داشت:

$$\left(\frac{\partial (P v_m)}{\partial v_m}\right)_T = \left(\frac{\partial ZRT}{\partial v_m}\right)_T = RT \left(\frac{\partial Z}{\partial v_m}\right)_T \quad 95-5$$

حال با جایگذاری روابط 94-5 و 95-5 در رابطه 87-5، رابطه 96-5 حاصل می گردد:

$$\left(\frac{\partial h_m}{\partial v_m}\right)_T = \left(T \left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_{v_m} - P\right) + RT \left(\frac{\partial Z}{\partial v_m}\right)_T \quad 96-5$$

حال اگر از طرفین رابطه 96-5 نسبت به حجم مخصوص مولار v_m انتگرال بگیریم، خواهیم داشت:

$$\int_{h_{m,I}}^{h_m} dh_m = \int_{v_{m,I \rightarrow 0}}^{v_m} \left(T \left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_{v_m} - P\right) dv_m + \int_{v_{m,I \rightarrow 0}}^{v_m} RT \left(\frac{\partial Z}{\partial v_m}\right) dv_m \quad 97-5$$

در رابطه 97-5، $h_{m,I}$ و $v_{m,I}$ به ترتیب آنتالپی مولار و حجم مخصوص مولار، در حالت گاز ایده آل

میباشند. مشتق جزئی موجود در رابطه 97-5، یعنی رابطه $\left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_{v_m}$ ، با استفاده از رابطه 58-5، محاسبه

شده است. با جایگذاری رابطه 58-5 در رابطه 97-5 و با تغییر متغیر از v_m به ρ_m داریم:

$$\int_{h_{m,I}}^{h_m} dh_m = \int_{\rho_{m,I \rightarrow 0}}^{\rho_m} \left(\rho_m RT^2 \left(\frac{\partial Z}{\partial T}\right)_{\rho_m} \frac{d\rho_m}{-\rho_m^2}\right) d\rho_m + \int_{\rho_{m,I \rightarrow 0}}^{\rho_m} RT \left(\frac{\partial Z}{\partial \rho_m}\right) d\rho_m \quad 98-5$$

در رابطه 98-5، $\rho_{m,I}$ چگالی مولار در حالت گاز ایده آل میباشد. پس از ساده سازی رابطه 98-5 به

صورت زیر تبدیل خواهد شد:

$$h_m = h_{m,I} - RT^2 \int_0^{\rho_m} \left(\frac{\partial Z}{\partial T} \right)_{\rho_m} \frac{d\rho_m}{\rho_m} + RT \int_0^1 dZ \quad 99-5$$

در رابطه 99-5، $h_{m,I}$ آنتالپی مولار در حالت گاز ایده آل بوده که به صورت زیر محاسبه شده است:

$$h_{m,I} = \sum_{j=1}^N x_j h_{m,i}^j \quad 100-5$$

در رابطه 100-5، $h_{m,i}^j$ آنتالپی مولار در حالت گاز ایده آل برای جزء j در مخلوط گاز و x_j کسر مولی

مربوط به همان جزء میباشند.

$$h_{m,i}^j = h_{m,i,0}^j + a_j T + b_j c_j \coth\left(\frac{c_j}{T}\right) - d_j e_j \tanh\left(\frac{e_j}{T}\right) \quad 101-5$$

جائیکه $h_{m,i,0}^j$ آنتالپی مولار گاز ایده آل جزء j در مخلوط گاز در دمای مرجع می باشد. ضرایب a_j ، b_j ، c_j ،

d_j و e_j برای اجزای تشکیل دهنده گاز طبیعی در مرجع [29] آورده شده اند.

با استفاده از روابط 42-5 و 44-5، رابطه زیر برای محاسبه انتالپی مولار برای گاز طبیعی، ارائه شده است:

$$h_m = h_{m,I} - RT^2 (\rho_m Z_0 + Z_2) + RT (Z - 1) \quad 102-5$$

برای محاسبه انتالپی ویژه، انتالپی مولار در دما و فشار سیستم و انتالپی مولار در دما و فشار مرجع، با

استفاده از رابطه 102-5، محاسبه خواهند شد.

6-5-5 محاسبه انرژی داخلی

انرژی داخلی نیز یکی از خواص ترمودینامیکی گاز طبیعی بوده که مانند انتالپی، معیاری از محتوای انرژی

گاز طبیعی، در فرآیندهای ترمودینامیکی می باشد. کاربرد انرژی داخلی بیشتر در سیستمهای بسته

ترمودینامیکی³¹ و فرآیندهای حالت گذرا - جریان گذرا³²، می باشد.

برای محاسبه انرژی داخلی گاز طبیعی، ابتدا پارامتری به عنوان انرژی داخلی ویژه به صورت زیر تعریف

می شود:

³¹ - Close system

³² - Uniform State – Uniform Flow (USUF)

$$\text{Specific Internal energy}(T,P)=u_m(T,P)-u_m(T_{\text{Ref}},P_{\text{Ref}}) \quad 103-5$$

که در آن $u_m(T,P)$ انرژی داخلی مولار در فشار و دمای مورد نظر و $u_m(T_{\text{Ref}},P_{\text{Ref}})$ انرژی داخلی مولار در فشار و دمای مرجع ($T_{\text{Ref}} = 25^\circ\text{C}$ و $P_{\text{Ref}} = 101.325\text{kPa}$) میباشد.

مشتق جزئی مورد استفاده برای محاسبه انرژی داخلی، در رابطه 5-94، تعریف شده است. حال اگر از طرفین رابطه 5-94 نسبت به حجم مخصوص مولار v_m انتگرال بگیریم، خواهیم داشت:

$$\int_{u_{m,I}}^{u_m} du_m = \int_{v_{m,I \rightarrow 0}}^{v_m} (T \left(\frac{\partial P}{\partial T} \right)_{v_m} - P) dv_m \quad 104-5$$

در رابطه 5-104، $u_{m,I}$ انرژی داخلی مولار در حالت گاز ایده آل میباشد. مشتق جزئی موجود در رابطه

5-104، یعنی رابطه $\left(\frac{\partial P}{\partial T} \right)_{v_m}$ ، با استفاده از رابطه 5-58، محاسبه شده است. با جایگذاری رابطه 5-58

در رابطه 5-104 و با تغییر متغیر از v_m به ρ_m داریم:

$$\int_{u_{m,I}}^{u_m} du_m = \int_{\rho_{m,I \rightarrow 0}}^{\rho_m} \rho_m RT^2 \left(\frac{\partial Z}{\partial T} \right)_{\rho_m} \frac{d\rho_m}{-\rho_m^2} \quad 105-5$$

پس از ساده سازی، رابطه 5-105 به صورت زیر تبدیل خواهد شد:

$$u_m = u_{m,I} - RT^2 \int_0^{\rho_m} \left(\frac{\partial Z}{\partial T} \right)_{\rho_m} \frac{d\rho_m}{\rho_m} \quad 106-5$$

در رابطه 5-106، $u_{m,I}$ انرژی داخلی مولار در حالت گاز ایده آل بوده که به صورت زیر محاسبه شده است.

$$u_{m,I} = h_{m,I} - P v_m = h_{m,I} - RT \quad 107-5$$

در رابطه 5-107، $h_{m,I}$ انتالپی مولار در حالت گاز ایده آل بوده که از رابطه 5-100 محاسبه می شود.

با استفاده از روابط 5-42 و 5-44، رابطه زیر برای محاسبه انرژی داخلی مولار گاز طبیعی ارائه شده است:

$$u_m = u_{m,I} - RT^2 (\rho_m Z_0 + Z_2) \quad 108-5$$

انرژی داخلی ویژه، انرژی داخلی مولار در دما و فشار سیستم و انرژی داخلی مولار در دما و فشار مرجع با استفاده از رابطه 5-108 محاسبه خواهند شد.

7-5-5 محاسبه انتروپی

یکی از خواص ترمودینامیکی مهم گاز طبیعی انتروپی می باشد. در قانون دوم ترمودینامیک انتروپی نقش مهمی ایفا کرده به طوری که از انتروپی به عنوان معیاری برای بی نظمی سیستم ترمودینامیکی یاد شده و قابل انجام شدن یک فرآیند ترمودینامیکی بستگی به علامت تولید انتروپی³³ سیستم و محیط دارد. یکی دیگر از کاربردهای انتروپی، در محاسبه قابلیت کاردهی یا اگزرژی³⁴ یک سیستم ترمودینامیکی می باشد. با استفاده از انتروپی در محاسبه اگزرژی، میتوان مشخص کرد که یک سیستم ترمودینامیکی در یک حالت مشخص، چه میزان قابلیت کاردهی دارد.

برای محاسبه انتروپی اجزای گاز طبیعی تاکنون معادلات متعددی ارائه شده است که از مهمترین آنها میتوان به معادله حالت Setzmann و Wagner اشاره کرد [37]. برای محاسبه انتروپی گاز طبیعی، با فرض متان خالص به عنوان نماینده گاز طبیعی، محققان از این معادله حالت بسیار استفاده کرده اند. در این قسمت، با استفاده از معادله حالت AGA8 و با کمک روابط ترمودینامیکی روشی برای محاسبه انتروپی گاز طبیعی ارائه شده است.

برای محاسبه انتروپی گاز طبیعی، ابتدا پارامتری به عنوان انتروپی ویژه به صورت زیر تعریف می شود:

$$\text{Specific Entropy}(T,P)=S_m(T,P)-S_m(T_{Ref},P_{Ref}) \quad 109-5$$

که در آن $S_m(T,P)$ انتروپی مولار در فشار و دمای مورد نظر و $S_m(T_{Ref},P_{Ref})$ انتروپی مولار در فشار و دمای مرجع، میباشند. همچنین دما و فشار مرجع بترتیب برابر $T_{Ref} = 25^\circ\text{C}$ و $P_{Ref} = 101.325\text{Kpa}$ میباشند. برای محاسبه انتروپی از یکی از روابط ماکسول استفاده شده است. اگر از طرفین یکی از روابط ماکسول بر حسب حجم مخصوص مولار انتگرال بگیریم، خواهیم داشت:

³³ -Entropy generation

³⁴ - Exergy

$$\int_{S_{m,I}}^{S_m} dS_m = \int_{v_{m,I} \rightarrow 0}^{v_m} \left(\left(\frac{\partial P}{\partial T} \right)_{v_m} \right) dv_m \quad 110-5$$

بطوریکه در رابطه 5-110، $S_{m,I}$ انتروپی مولار در حالت گاز ایده آل می باشد. با جایگذاری رابطه 5-58 برای مشتق جزئی موجود در رابطه 5-110 و با توجه به رابطه بین حجم مخصوص مولار و دانسیته مولار و تغییر متغیر از حجم مخصوص مولار به دانسیته مولار، رابطه 5-110، به شکل زیر تبدیل خواهد شد:

$$S_m = S_{m,I} - R \int_0^{\rho_m} \left(Z + T \left(\frac{\partial Z}{\partial T} \right)_{\rho_m} \right) \frac{d\rho_m}{\rho_m} \quad 111-5$$

در رابطه 5-111، $S_{m,I}$ انتروپی مولار در حالت گاز ایده آل، R ثابت جهانی گازها، Z ضریب تراکم پذیری گاز طبیعی و ρ_m دانسیته مولار، می باشد. انتروپی مولار در حالت گاز ایده آل به صورت زیر تعریف می شود:

$$S_{m,I} = \sum_{j=1}^N x_j S_{m,I}^j \quad 112-5$$

در رابطه 5-112، x_j کسر مولی جزء j در ترکیب گاز و $S_{m,I}^j$ انتروپی مولار در حالت گاز ایده آل برای همان جزء می باشد.

انتروپی برای گازهای ایده آل، تابعی از دما و فشار می باشد. در حالیکه انتالپی و انرژی داخلی برای گازهای ایده آل، فقط تابعی از دما می باشد. انتروپی مولار جزء j در ترکیب گاز و در مخلوط گاز طبیعی، به صورت زیر محاسبه خواهد شد:

$$S_{m,I}^j = S_{m,I0}^j + S_{m,I}^j(T) - RL \ln(x_j P) \quad 113-5$$

در رابطه 5-113، $S_{m,I}^j(T)$ انتروپی مولار تابع دما در دمای موردنظر، $S_{m,I0}^j$ انتروپی مولار گاز ایده آل جزء j در مخلوط گاز، در دما و فشار مرجع می باشد. انتروپی مولار تابع دما به صورت زیر ارائه شده است:

$$S_{m,I}^j(T) = a_j \ln(T) + b_j \left(\left(\frac{C_j}{T} \right) \coth \left(\frac{C_j}{T} \right) - \ln \left(\sinh \left(\frac{C_j}{T} \right) \right) \right) - d_j \left(\left(\frac{e_j}{T} \right) \tanh \left(\frac{e_j}{T} \right) \right) \quad 114-5$$

با جایگذاری روابط 5-6 و 5-34، در رابطه 5-111 و محاسبه انتگرالها، رابطه زیر برای محاسبه انتروپی مولار ارائه می شود:

$$S_m = S_{m,i} - RT^2(\rho_m Z_0 + Z_2) - R(\rho_m Z_{00} + Z_{11}) + RLn(Z) \quad 115-5$$

در رابطه 115-5، Z_0 از رابطه 42-5 و Z_2 از رابطه 45-5 محاسبه شده اند. دیگر ضرایب رابطه 115-5 به

صورت زیر تعریف گردیده است:

$$Z_{00} = B-K^3 \sum_{n=13}^{18} C_n^* \quad 116-5$$

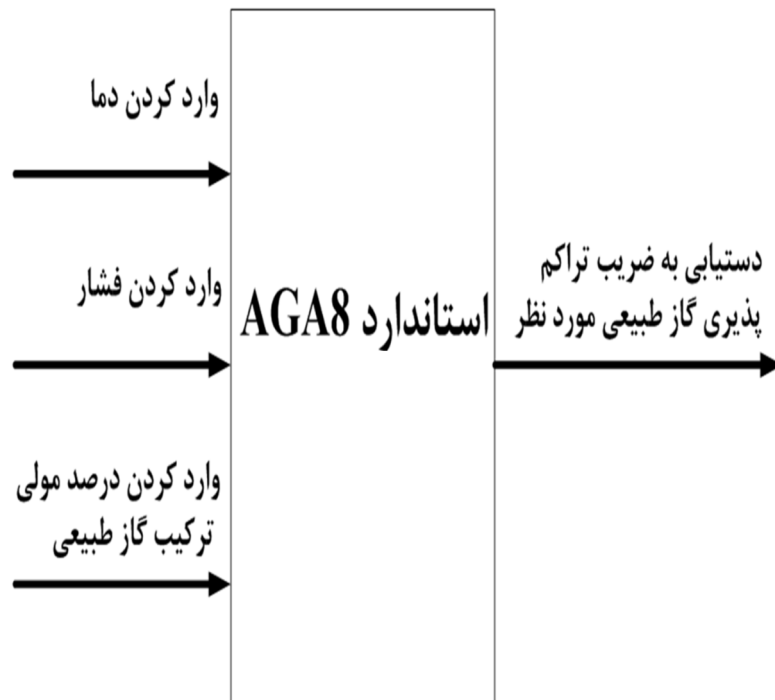
$$Z_{11} = \sum_{n=13}^{58} C_n^* \rho_r^{bn} \exp(-C_n \rho_r^{kn}) \quad 117-5$$

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

5-6 طراحی الگوریتمی با هدف تعیین خواص ترمودینامیکی گاز طبیعی با

داشتن 2 خاصیت مستقل

در این بخش هدف معرفی الگوریتمی است که با استفاده از آن بتوان با داشتن دو خاصیت ترمودینامیکی مستقل گاز طبیعی بقیه خواص آن را در هر لحظه در اختیار داشت. در توضیح لزوم طراحی چنین الگوریتمی میتوان اینگونه بیان داشت که استاندارد AGA8 تنها با وارد کردن دما، فشار و ترکیب گاز طبیعی قادر است ضریب تراکم پذیری گاز را محاسبه نماید. در شکل 5-2 میتوان شماتیکی از نحوه محاسبه ضریب تراکم پذیری را در استاندارد AGA8 مشاهده نمود.



شکل 2-5 نحوه محاسبه ضریب تراکم پذیری در استاندارد AGA8

در فرآیند شبیه سازی ترمودینامیکی ایستگاه CNG دو پارامتر مستقلی که بعنوان مقادیر معلوم موجود می باشد انرژی داخلی و دانسیته می باشد. به همین دلیل است که باید الگوریتم جدیدی طراحی نمود که بتوان با استفاده از آن با داشتن این دو خاصیت به بقیه خواص ترمودینامیکی گاز طبیعی بر حسب ترکیب گازهای مختلف دست یافت. روش محاسبه مورد نظر در شکل 3-5 معرفی شده است تا با استفاده از آن بتوان با وارد کردن هر یک از خواص ترمودینامیکی گاز طبیعی به دلخواه (مثلا دانسیته و انرژی داخلی) و همچنین ترکیب گاز، بقیه خواص را محاسبه نمود.

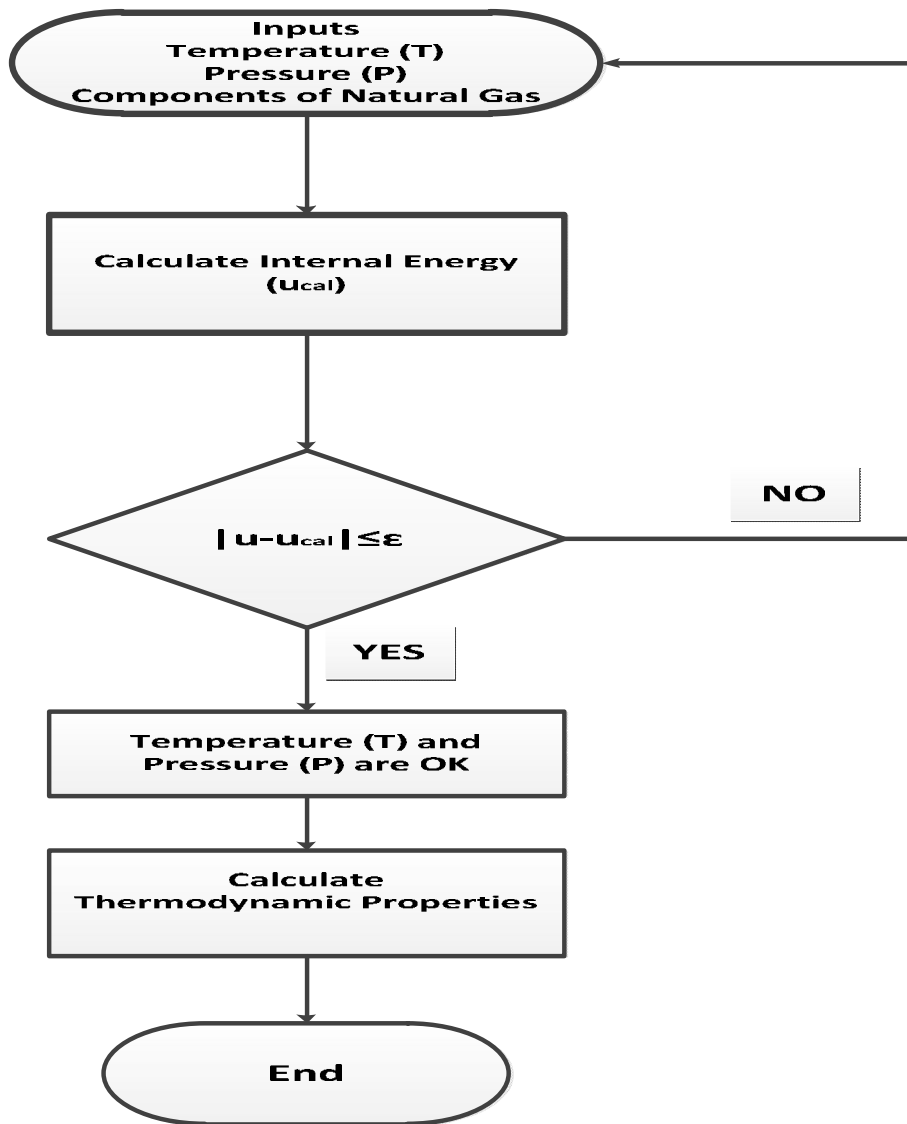


شکل 3-5 روش طراحی شده با هدف تعیین هر خاصیت ترمودینامیکی در شرایط ورود 2 خاصیت دلخواه

برای تعیین خواص ترمودینامیکی مورد نیاز اقدام به طراحی فلوجارتی شده است تا به کمک آن بتوان این خواص را تعیین نمود. مکانیزم اصلی محاسبات در این فلوجارت بر اساس سعی و خطا می باشد و مراحل کاری آن در شکل 4-5 نمایش داده شده است.

با استفاده از الگوریتم زیر میتوان خواص زیر را در هر لحظه محاسبه نمود:

- ✓ دانسیته سوخت در هر بخش و در سیلندر خودرو
- ✓ انرژی داخلی سوخت در هر بخش و در سیلندر خودرو
- ✓ انتالپی سوخت در هر بخش و در سیلندر خودرو
- ✓ انتروپی سوخت در هر بخش و در سیلندر خودرو
- ✓ ضریب ژول تامسون سوخت در هر بخش و در سیلندر خودرو
- ✓ ضریب توان آیزنتروپیک سوخت در هر بخش و در سیلندر خودرو



شکل 4-5 فلوچارت محاسبه خواص ترمودینامیکی گاز طبیعی

فصل ششم: نتایج

6-1 مقدمه

در این بخش به ارائه نتایج مربوط به شبیه سازی ترمودینامیکی و حرارتی ایستگاههای CNG پرداخته شده است. لازم به ذکر است که در اکثر نتایج شبیه سازی حجم مخزن ذخیره خودرو 67 لیتر و قطر اریفیس نازل ورودی یک میلی متر در نظر گرفته شده است. همچنین در بخشهایی که این مقادیر متفاوت باشد در ابتدای هر بخش بدان اشاره شده است. در ابتدا به معرفی بخشهای مختلف فصل نتایج پرداخته می شود. در بخش 6-2 نسبت های بی بعد مورد استفاده در این فصل معرفی می گردد. در بخش 6-3 به اعتبارسنجی نتایج این رساله بر اساس کارهای قبلی سوخت هیدروژن پرداخته شده است. لازم به ذکر است که فرآیند سوخت گیری سیلندر CNG و هیدروژن مشابه می باشد و به همین دلیل است که از نتایج سوخت گیری هیدروژن برای معتبر سازی استفاده شده است. در بخش 6-4 به معتبر سازی نتایج تعیین خواص ترمودینامیکی گاز طبیعی بر اساس استاندارد AGA8 پرداخته شده است. همچنین در این بخش اعتبار مدل توسعه داده شده برای تعیین خواص بر حسب دو خاصیت مستقل دانسیته و انرژی داخلی بررسی شده است. در بخش 6-5 نتایج شبیه سازی ترمودینامیکی تخلیه مخازن ذخیره ایستگاه و پر شدن سیلندر خودرو بصورت همزمان ارائه گردیده است. لازم به ذکر است که نتایج این بخش برای هر 2 روش ذخیره بافری و آبشاری ارائه شده است. همچنین در این بخش به این سوال مهم که برای هر روش ذخیره سازی به چه حجم بهینه مخازن ذخیره احتیاج است پاسخ داده می شود. تحلیل حرارتی فرآیند پر شدن سیلندر خودرو CNG در بخش 6-6 مورد بررسی قرار گرفته است. در ادامه بخش 6-7 به مقایسه استفاده از هر یک از سیستمهای ذخیره بافری و آبشاری در ایستگاه CNG بر مبنای قانون اول و دوم ترمودینامیک و شرایط گاز واقعی متان می پردازد. بر اساس توضیحات قبلی ایستگاههای سوخت گیری CNG، بر مبنای فشار مخازن ذخیره، به 2 نوع بافری و آبشاری تقسیم بندی می شوند. سپس در بخش 6-8 به بررسی تاثیر نوع و ترکیب سوخت، بر فرآیند پر شدن سیلندر خودرو می پردازد. در این

بخش در ابتدا گاز طبیعی بصورت متان خالص و با فرض گاز ایده آل در نظر گرفته شده است. در مرحله بعدی به مقایسه تاثیرات گاز ایده آل و واقعی برای 2 نوع سوخت گاز طبیعی (متان خالص) و هیدروژن بر فرآیند سوخت گیری پرداخته شده است. سپس با تعیین خواص ترمودینامیکی گاز طبیعی بر اساس ترکیبات مختلف، به بررسی فرآیند پر شدن سیلندر خودرو CNG بر مبنای استفاده از گاز طبیعی مناطق مختلف ایران پرداخته شده است. در نهایت در بخش 6-9 با استفاده از روش کمینه کردن انتروپی تولیدی، فشارهای بهینه میانی برای مخازن ذخیره ایستگاه مشخص گردیده است.

6-2 معرفی نسبت های بی بعد مورد استفاده در بخش نتایج

در این بخش به معرفی نسبت های بی بعد مورد استفاده در بخش نتایج پرداخته می شود. لازم به ذکر است که نسبت های بی بعد معرفی شده در این بخش در راستای ارائه بهتر نتایج تعریف میگردند.

اولین نسبت های بی بعد با هدف بررسی تاثیرات فشار سوخت درون سیلندر خودرو (P_C) و فشار اولیه آن (P_{Ci}) بر فرآیند سوخت گیری تعریف می گردد. در معادلات 6-1 و 6-2 بترتیب نسبت های بی بعد تغییرات فشار (NP_C) و فشار اولیه سوخت (NP_{Ci}) درون سیلندر معرفی شده است.

$$NP_C = \frac{P_C}{P_{HPR}} \quad 1-6$$

$$NP_{Ci} = \frac{P_{Ci}}{P_{HPR}} \quad 2-6$$

در معادلات 6-1 و 6-2 مقدار P_{HPR} مربوط به فشار مخازن فشار بالای سیستم ذخیره آبخاری است که در این تحقیق 20.5MPa در نظر گرفته شده است.

همچنین نسبت های بعدی که معرفی می گردد، به تشریح تاثیر تغییرات فشار مخازن پایینی و میانی می پردازد. این نسبت ها بترتیب زیر هستند:

$$NP_{LPR} = \frac{P_{LPR}}{P_{HPR}} \quad 3-6$$

$$NP_{MPR} = \frac{P_{MPR}}{P_{HPR}} \quad 4-6$$

که در روابط 3-6 و 4-6 P_{LPR} و P_{MPR} بترتیب فشار مخازن پایینی و میانی می باشند.

روابط بی بعد دیگری که در این بخش معرفی می گردد به تاثیر دما می پردازند. این نسبتها بصورت زیر تعریف می شوند.

$$NT_C = \frac{T_C}{T_R} \quad 5-6$$

$$NT_{Ci} = \frac{T_{Ci}}{T_R} \quad 6-6$$

$$NTa = \frac{T_\infty}{T_R} \quad 7-6$$

این 3 عدد NT_C ، NT_{Ci} و NTa هستند که به ترتیب به بررسی دمای سوخت درون سیلندر، دمای اولیه سوخت و دمای محیط می پردازند. همچنین در معادلات فوق T_R دمای مخازن ذخیره است که در این تحقیق 27°C و یا 300K در نظر گرفته شده است.

نسبت بی بعد بعدی FR می باشد که به بررسی جرم سوخت درون مخزن می پردازد. در معادله 8-6 میتوان نحوه تعریف این معادله را مشاهده نمود.

$$FR = \frac{m_c \text{ (at end of filling)}}{\rho(300\text{K}, 20\text{MPa})V_c} \quad 8-6$$

که در رابطه 8-6 m_c ، ρ و V_c بترتیب جرم سوخت درون سیلندر، دانسیته سوخت و حجم سیلندر خودرو می باشد.

نسبت بی بعد دیگری که در این بخش معرفی می گردد NP_{CT} است که بصورت زیر تعریف می گردد:

$$NP_{CT} = \frac{P_C}{P_T} \quad 9-6$$

که در معادله 9-6 P_C و P_T بترتیب فشار لحظه ای سوخت درون سیلندر خودرو و فشار نهایی سوخت درون سیلندر معادل 20MPa می باشد. لازم به ذکر است که در انتهای فرآیند سوخت گیری نسبت بی بعد NP_{CT} به عدد یک می رسد.

نسبت بی بعد بعدی NP_R است که با استفاده از معادله 10-6 محاسبه می گردد. با تعریف عدد NP_R واضح است که این عدد همواره از یک بیشتر می باشد.

$$NP_R = \frac{P_R}{P_T} \quad 10-6$$

نسبت بی بعد مربوط به حجم NV است که بر حسب نسبت حجم مخازن ذخیره، V_R ، به حجم سیلندر V_C ، تعریف می گردد.

$$NV = \frac{V_R}{V_C} \quad 11-6$$

نسبت های بی بعد دیگری مورد استفاده در این بخش بصورت نسبت حجم مخازن پایینی، میانی و بالایی بر حجم سیلندر خودرو تعریف می شوند.

$$NV1 = \frac{V_{LSB}}{V_C} \quad 12-6$$

$$NV2 = \frac{V_{MSB}}{V_C} \quad 13-6$$

$$NV3 = \frac{V_{HSB}}{V_C} \quad 14-6$$

که در معادلات فوق V_{LSB} ، V_{MSB} و V_{HSB} بترتیب حجم مخاز فشار پایین، متوسط و بالایی می باشند. با کمک این اعداد میتوان به بررسی حداقل حجم مخازن آبشاری مورد نیاز برای کامل شدن فرآیند سوخت گیری CNG دست یافت.

برای معرفی هر چه بیشتر میزان تولید انتروپی و همچنین امکان مقایسه در شرایط مختلف نسبت بی بعد NS بصورت زیر تعریف می گردد:

$$NS = \frac{S_{gen}}{S_{gen,max}} \quad 15-6$$

که در رابطه 15-6 S_{gen} و $S_{gen,max}$ به ترتیب میزان انتروپی تولیدی در طی فرآیند سوخت گیری و انتروپی تولیدی بیشینه می باشد. لازم به ذکر است که انتروپی تولیدی بیشینه در طول فرآیند سوخت گیری در شرایط سوخت گیری از مخازن ذخیره بافری (فشار همه مخازن 20.5MPa) بوجود می آید.

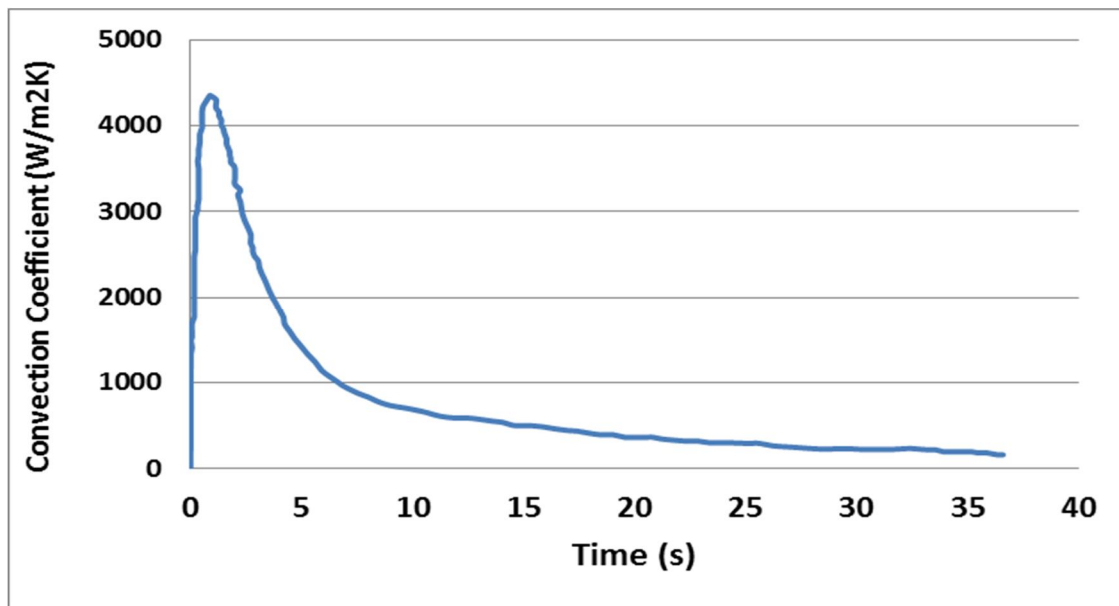
6-3 اعتبارسنجی نتایج

در این بخش هدف اعتبارسنجی نتایج بدست آمده در این رساله با کارهای قبلی می باشد. اعتبارسنجی در این بخش شامل موارد متعددی میگردد که از آن جمله میتوان به اعتبارسنجی فرآیند پر شدن با وجود انتقال حرارت با نتایج تجربی هیدروژن (مقایسه با نتایج [11] Dicken and Merida)، مقایسه خواص ترمودینامیکی محاسبه شده با نتایج آزمایشگاهی و در نهایت اعتبارسنجی روش محاسبه خواص با استفاده از 2 خاصیت دانسیته و انرژی داخلی اشاره نمود.

6-3-1 اعتبارسنجی نتایج با نتایج تحقیق [11] Dicken and Merida

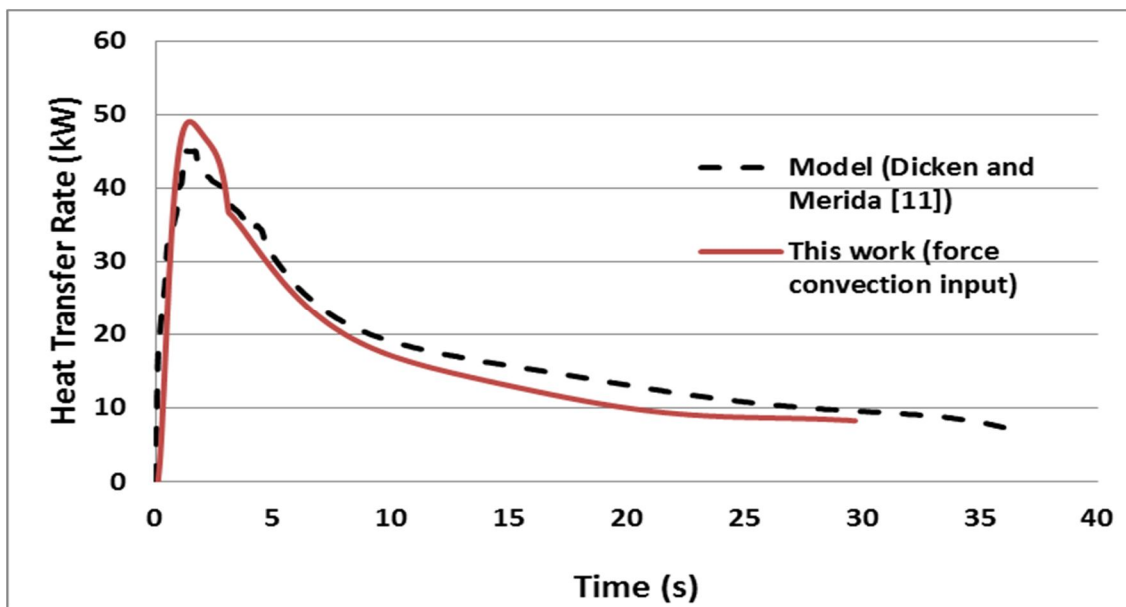
با توجه به عدم وجود نتایج دقیق برای گاز CNG، نتایج این رساله با کارهای قبلی که در مورد هیدروژن انجام شده، مقایسه گردیده است. لازم به ذکر است که فرآیند سوخت گیری سیلندر CNG و گاز هیدروژن فشرده (CHG) مشابه می باشد و به همین دلیل است که از نتایج سوخت گیری هیدروژن برای معتبر سازی استفاده شده است. بر این اساس نتایج شبیه سازی ترمودینامیکی این رساله با نتایج پر شدن سیلندر هیدروژن انجام شده توسط [11] Dicken and Merida مقایسه شده است.

بر این اساس سعی شده است میزان انتقال حرارت با استفاده از ضریب انتقال حرارت جابجایی اجباری گزارش شده در تحقیق [11] Dicken and Merida محاسبه گردد. در تحقیق ایشان میزان ضریب انتقال حرارت جابجایی اجباری بصورت شکل 6-1 در طی سوخت گیری گزارش شده است. بر اساس شکل مذکور، بیشترین مقدار ضریب انتقال حرارت جابجایی اجباری در ابتدای فرآیند سوخت گیری مشاهده می شود. این روند مشابه تغییرات دبی جرمی ورودی سوخت به سیلندر می باشد. از این رو میتوان اینگونه نتیجه گرفت که میزان دبی جرمی ورودی تاثیر بسزایی بر میزان انتقال حرارت دارد.



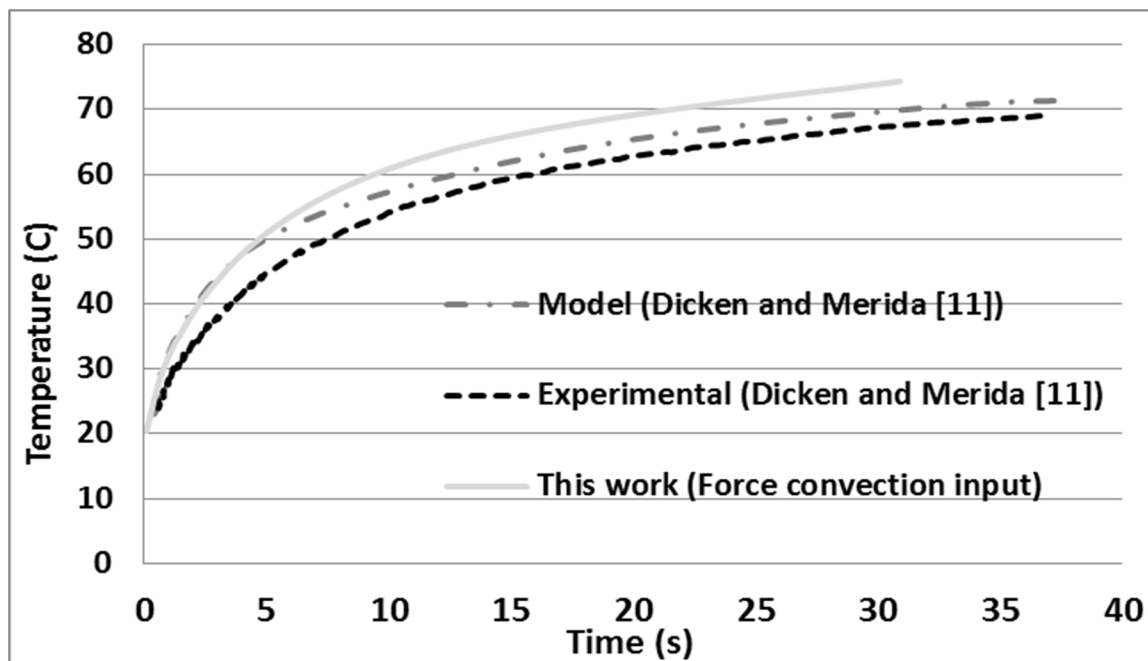
شکل 6-1 میزان تغییرات ضریب انتقال حرارت جابجایی اجباری بین گاز و جدار داخلی سیلندر گزارش شده توسط Dicken and Merida [11]

با استفاده از مقادیر گزارش شده ضریب انتقال حرارت جابجایی اجباری بین گاز و جدار داخلی سیلندر توسط [11] Dicken and Merida، میزان انتقال حرارت محاسبه شده در رساله با نتایج تحقیق ایشان مقایسه گردید. نتایج این مقایسه در شکل 6-2 ارائه گردیده است. لازم به ذکر است که تغییرات دمایی جدار سیلندر در این بخش با استفاده از روش حجم محدود محاسبه شده است.



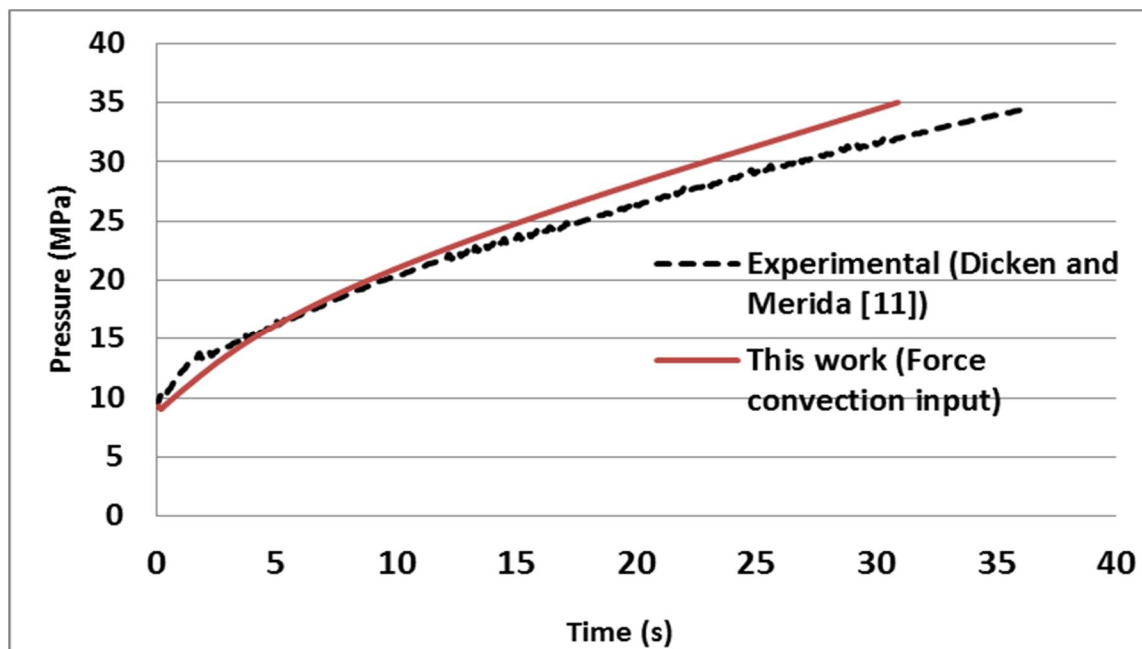
شکل 2-6 مقایسه تغییرات انتقال حرارت بین گاز و جدار داخلی سیلندر بر حسب ضریب انتقال حرارت جابجایی اجباری گزارش شده توسط [11] Dicken and Merida

شکل 3-6 به مقایسه تغییرات دمایی سوخت درون سیلندر، با نتایج تجربی و مدل گزارش شده توسط [11] Dicken and Merida می پردازد. لازم به ذکر است که این نتایج بر حسب ضریب جابجایی اجباری گزارش شده توسط [11] Dicken and Merida ارائه شده است. همانطور که در شکل مشهود است در 5 ثانیه اول تغییرات دمایی این تحقیق با تغییرات دمایی مدل [11] Dicken and Merida مشابه می باشد. در ادامه بدلیل کاهش نرخ انتقال حرارت، دمای نتایج رساله از دمای مدل کمتر می گردد. همانطور که بیان شد، میزان دمای بیشتر گزارش شده در نتایج این تحقیق نسبت به نتایج Dicken and Merida [11] بدلیل نرخ انتقال حرارت کمتر می باشد.



شکل 3-6 مقایسه تغییرات دمایی در حین سوخت گیری هیدروژن با تحقیق تجربی قبلی بر حسب ضریب انتقال حرارت جابجایی اجباری گزارش شده توسط [11] Dicken and Merida

شکل 4-6 به مقایسه تغییرات دمایی سوخت هیدروژن با تحقیق تجربی قبلی بر حسب ضریب انتقال حرارت جابجایی اجباری گزارش شده توسط [11] Dicken and Merida می پردازد. همانطور که مشخص است زمان مورد نیاز برای پر شدن سیلندر هیدروژن در تحقیق [11] Dicken and Merida حدود 37 ثانیه می باشد. این در حالی است که این زمان در محاسبات صورت گرفته حدود 30 ثانیه می باشد. دلیل اصلی کاهش زمان سوخت گیری را میتوان افزایش دمای بیشتر در نتایج این رساله بر شمرد.



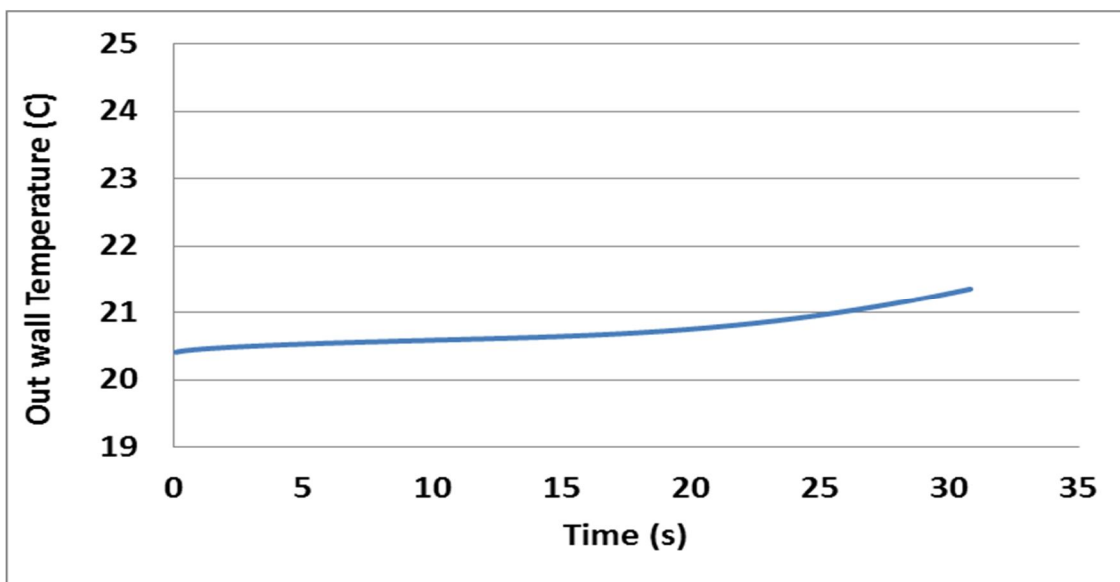
شکل 4-6 مقایسه تغییرات فشار در حین سوخت گیری هیدروژن با تحقیق تجربی قبلی بر حسب ضریب انتقال حرارت جابجایی اجباری گزارش شده توسط [11] Dicken and Merida

در ادامه مقایسه تغییرات دمایی جدار سیلندر بر حسب موقعیت طولی آن در شکل 5-6 ارائه گردیده است. همانطور که در شکل نیز مشهود است، در بخش داخلی سیلندر، (بخش Liner) بدلیل ضریب انتقال حرارت هدایت بالا، دما یکسان می باشد. اما در بخش فایبر کربن هرچه به بخش خارجی نزدیک می شویم از میزان دما کاسته شده و جداره به دمای محیط خواهد رسید. لازم به ذکر است که نتایج مربوط به [11] Dicken and Merida در این بخش از موقعیت 3 برداشت شده است.

شکل 6-6 میزان تغییرات جدار خارجی سیلندر در طول فرآیند سوخت گیری را ارائه نموده است. بر اساس شکل مذکور تغییرات دمای جدار خارجی در 25 ثانیه اول زیر 0.5°C می باشد. در انتهای سوخت گیری نیز این مقدار از حدود 1.5°C تجاوز نمی کند. با بررسی این شکل مشخص میگردد که میزان انتقال حرارت از سیلندر به محیط مقدار ناچیزی است.



شکل 5-6 مقایسه تغییرات دمایی جدار سیلندر در طول آن



شکل 6-6 تغییرات دمای جدار خارجی سیلندر در طول سوخت گیری

در نهایت میتوان نتیجه گرفت با سازگاری مناسب بین نتایج بدست آمده و تحقیق Dicken and Merida [11] صحت کد ترمودینامیکی توسعه داده شده تایید می گردد. در ادامه میتوان با بسط و گسترش حل عددی به تحلیل دقیق تر ایستگاههای CNG پرداخت.

6-4 معتبر سازی نتایج محاسبه خواص ترمودینامیکی گاز طبیعی با نتایج آزمایشگاهی

در این بخش هدف اعتبار سنجی نتایج محاسبه خواص ترمودینامیکی گاز طبیعی به کمک استاندارد AGA8 با نتایج آزمایشگاهی می باشد. خواص مورد بررسی در این بخش شامل چگالی، انرژی داخلی، انتالپی و انتروپی می باشد. در این بخش سعی شده است نتایج بدست آمده با نتایج آزمایشگاهی که در مراجع آمده است مقایسه گردد. با استفاده از این مقایسه درصد خطای هر بخش تعیین شده است. قبل از اینکه به محاسبه خواص ترمودینامیکی پرداخته شود، لازم است در ابتدا دو پارامتر مهم در معتبرسازی محاسبات به صورت زیر تعریف گردد.

اولین پارامتر درصد خطا است که با استفاده از رابطه زیر محاسبه می شود:

$$Error(\%) = \frac{Value_{calculated(This\ work)} - Value_{measured\ or\ simulated(in\ Reference)}}{Value_{measured\ or\ simulated(in\ Reference)}} \times 100 \quad 16-6$$

بطوریکه در رابطه فوق، $Error$ درصد خطا، $Value_{calculated(This\ work)}$ پارامتر محاسبه شده در رساله و $Value_{measured\ or\ simulated(in\ Reference)}$ پارامتر محاسبه شده از نتایج آزمایش (بدست آمده از داده های آزمایشگاهی) و یا مقادیر بدست آمده در مراجع قبلی می باشد.

درصد انحراف مطلق میانگین³⁵ (AAPD)، نیز با استفاده از رابطه زیر، تعریف شده است:

$$AAPD(\%) = \frac{1}{n} \times \left(\frac{\sum Value_{calculated(This\ work)} - \sum Value_{measured\ or\ simulated(in\ Reference)}}{\sum Value_{measured\ or\ simulated(in\ Reference)}} \right) \times 100 \quad 17-6$$

³⁵ Average Absolute Percent Deviation

که در رابطه فوق، n بیانگر تعداد داده‌های آزمایشگاهی می باشد.

از دو پارامتر درصد خطا و درصد انحراف مطلق میانگین (AAPD)، به طور گسترده در طول معتبر سازی نتایج استفاده شده است.

1-4-6 معتبر سازی محاسبه چگالی گاز طبیعی با استفاده از روش AGA8 با نتایج

آزمایشگاهی

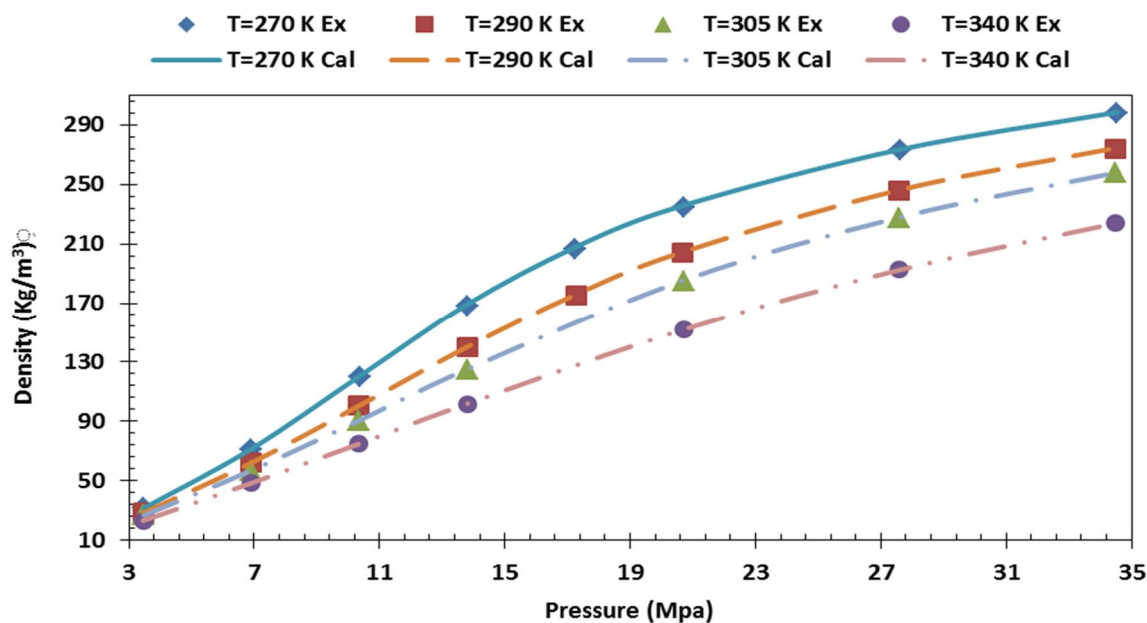
در این قسمت ابتدا چگالی گاز طبیعی برای شش ترکیب مختلف از گاز طبیعی با استفاده از روش AGA8 محاسبه شده و در ادامه نتایج بدست آمده با مقادیر آزمایشگاهی مقایسه و خطا و انحراف محاسبات از مقادیر تجربی تعیین گردیده است. جدول 1-6 درصد مولی ترکیبات گاز طبیعی را برای این شش ترکیب گاز طبیعی ارائه می دهد.

جدول 1-6 درصد مولی ترکیبات مورد استفاده در محاسبات چگالی گاز طبیعی

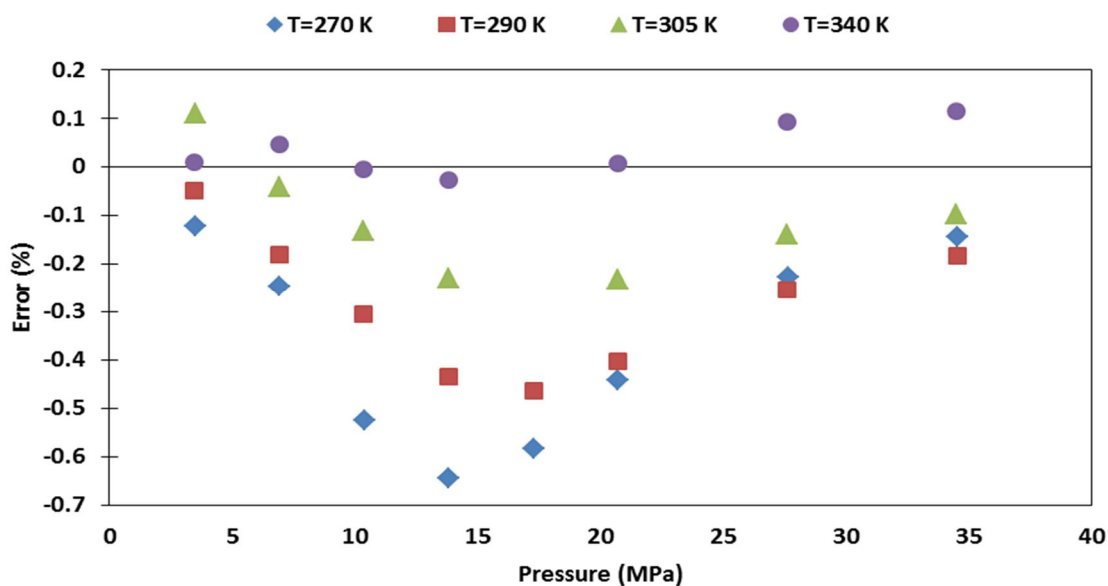
Component	NG1	NG2	NG3	NG4	NG5	NG6
CH_4	98.352	92.436	90.991	90.362	81.299	85.898
N_2	0.841	5.751	2.031	1.474	13.575	1.007
CO_2	0.066	0.052	0.403	0.676	0.994	1.498
C_2H_6	0.511	1.285	2.949	5.708	3.294	8.499
C_3H_8	0.153	0.345	1.513	1.124	0.637	2.296
O_2	-	-	-	0.011	-	-
He	-	-	-	0.015	-	-
$i - C_4H_{10}$	0.021	0.041	0.755	0.301	0.101	0.351
$n - C_4H_{10}$	0.031	0.046	0.755	0.169	0.1	0.347
$i - C_5H_{12}$	0.008	0.015	0.299	0.059	-	0.051
$n - C_5H_{12}$	0.011	0.014	0.304	0.029	-	0.053
$n - C_6H_{14}$	0.005	0.012	-	0.058	-	-
$n - C_7H_{16}$	0.001	-	-	0.035	-	-
$n - C_8H_{18}$	0.0003	-	-	0.008	-	-

برای گاز طبیعی NG3، با درصد مولی ترکیبات مشخص شده در جدول 6-1، چگالی گاز طبیعی تا فشارهای 35 مگاپاسکال و برای حالت‌های دما ثابت 270K، 290K، 305K و 340K محاسبه شده است. شکل 6-7 چگالی گاز طبیعی NG3 محاسبه شده با استفاده از معادله حالت AGA8 را بر حسب فشار و برای حالت‌های دما ثابت، و همچنین داده های آزمایشگاهی را ارائه نموده است.

شکل 6-8 درصد خطای محاسبات چگالی را برای گاز طبیعی NG3 بر حسب فشار و برای حالت‌های دما ثابت نشان می دهد. با توجه به شکل 6-8، بیشترین درصد خطا برای حالت دما ثابت 270K برابر با 0/64-٪، برای حالت دما ثابت 290K برابر با 0/46-٪، برای حالت دما ثابت 305K برابر با 0/23-٪ و برای حالت دما ثابت 340K برابر با 0/11٪ می باشند. با توجه به شکل 6-8 با افزایش دما، درصد خطای محاسبات نسبت به داده های آزمایشگاهی کاهش پیدا می کند.



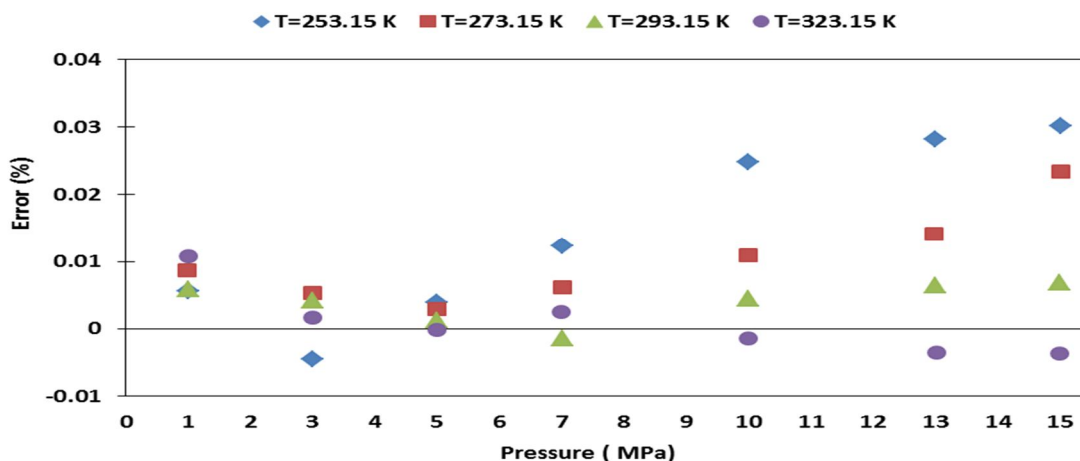
شکل 6-7 مقایسه چگالی گاز طبیعی NG3 محاسبه شده به صورت آزمایشگاهی و معادله حالت AGA8 (داده های آزمایشگاهی مرجع [38])



شکل 6-8 درصد خطا برای محاسبه چگالی گاز طبیعی NG3 (داده های آزمایشگاهی مرجع [38]).

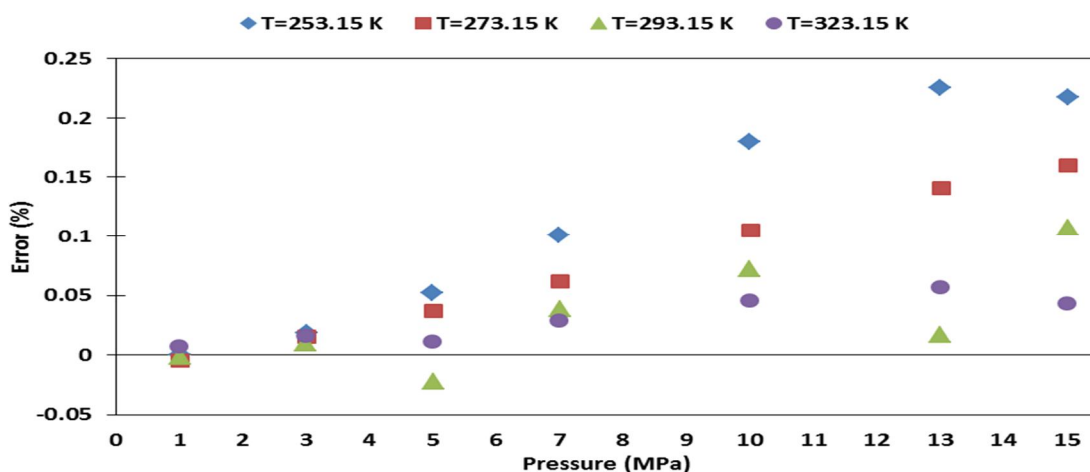
برای گاز طبیعی NG1 چگالی گاز طبیعی برای فشارهای بین صفر تا 15MPa و چهار دمای ثابت مختلف محاسبه شده است. شکل 6-9 درصد خطای محاسبات چگالی گاز طبیعی NG1 را نسبت به داده های آزمایشگاهی، بر حسب فشار و برای حالت های دما ثابت نشان می دهد.

با توجه به شکل 6-9، بیشترین درصد خطا برای حالت دما ثابت 253.15K برابر با 0/03-، برای حالت دما ثابت 273.15K برابر با 0/023، برای حالت دما ثابت 293.15 برابر با 0/0068 و برای حالت دما ثابت 323.15K کلین برابر با 0/011، می باشد.



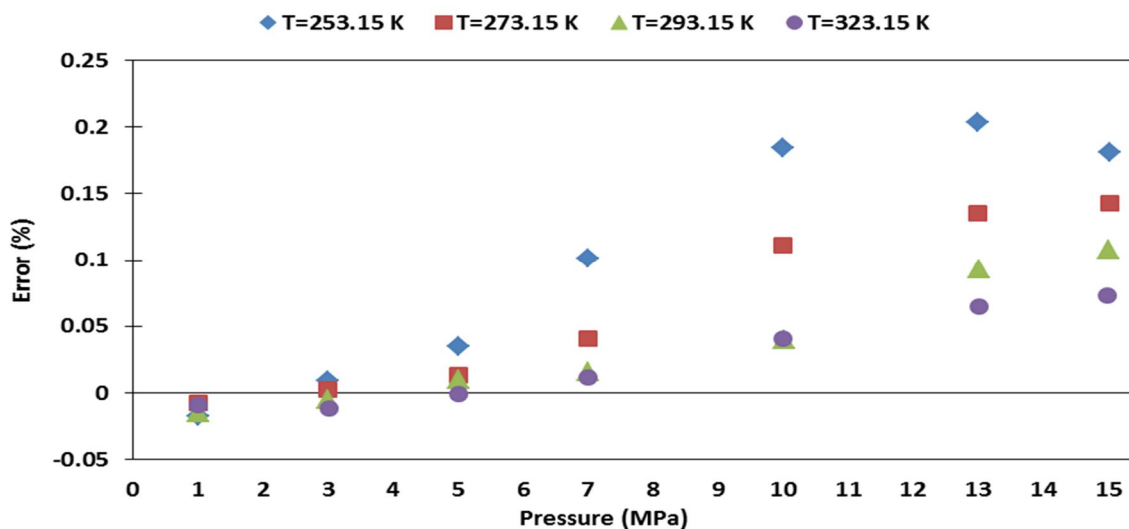
شکل 6-9 درصد خطا برای محاسبه چگالی گاز طبیعی NG1 (داده های آزمایشگاهی مرجع [39])

برای گاز طبیعی NG2، با درصد مولی مشخص در جدول 6-1، چگالی گاز طبیعی برای فشارهای تا 15 مگاپاسکال و برای حالت‌های دما ثابت 253.15K تا 323.15K محاسبه شده است. شکل 6-10 درصد خطای محاسبات چگالی گاز طبیعی NG2 را نسبت به داده های آزمایشگاهی، بر حسب فشار و برای حالت‌های دما ثابت نشان می دهد. با توجه به شکل 6-10 بیشترین درصد خطا برای حالت دما ثابت 253.15K برابر با 0/226٪، برای حالت دما ثابت 273.15K برابر با 0/16٪، برای حالت دما ثابت 293.15K کلین برابر با 0/107٪ و برای حالت دما ثابت 323.15K کلین برابر با 0/057٪ می باشد.



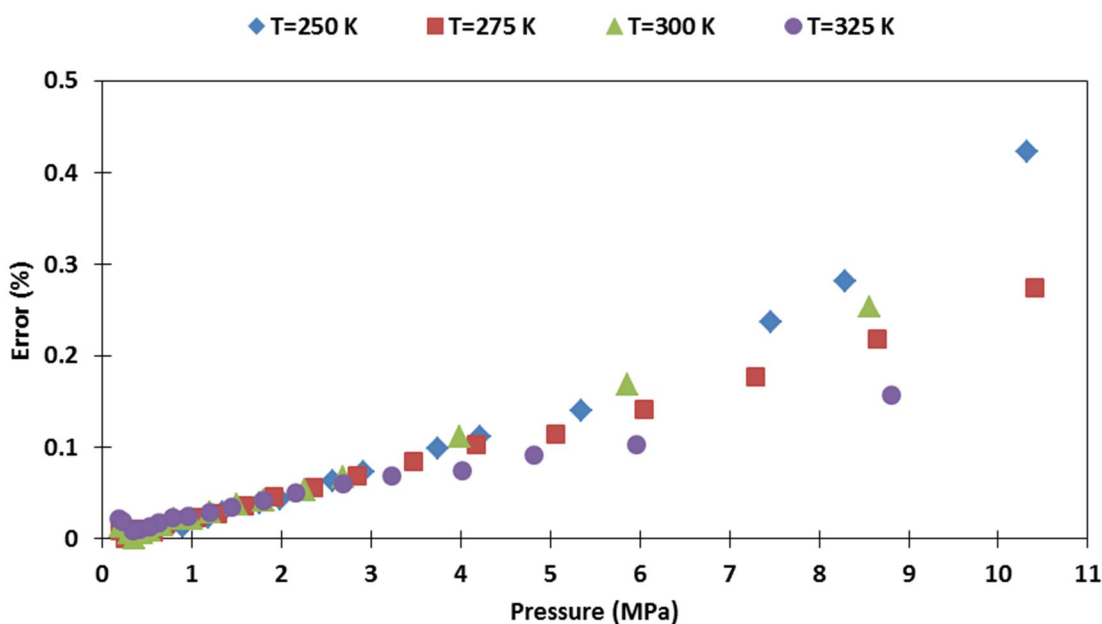
شکل 6-10 درصد خطا برای محاسبه چگالی گاز طبیعی NG2 (داده های آزمایشگاهی مرجع [39])

برای گاز طبیعی NG4، با درصد مولی مشخص در جدول 6-1، چگالی گاز طبیعی برای فشارهای تا 15 مگاپاسکال و برای حالت‌های دما ثابت 253/15 کلوین، 273/15 کلوین، 293/15 کلوین و 323/15 کلوین، محاسبه شده است. شکل 6-11 درصد خطای محاسبات مربوط به چگالی گاز طبیعی NG4 را نسبت به داده‌های آزمایشگاهی نشان می‌دهد. با توجه به شکل، بیشترین درصد خطا برای حالت دما ثابت 253.15K برابر با 0/2-، برای حالت دما ثابت 273.15K برابر با 0/143، برای حالت دما ثابت 293.15K برابر با 0/108 و برای حالت دما ثابت 323.15K برابر با 0/073 می‌باشد.



شکل 6-11 درصد خطا برای محاسبه چگالی گاز طبیعی NG4 (داده‌های آزمایشگاهی مرجع [39]).

برای گاز طبیعی NG5، با درصد مولی مشخص در جدول 6-1، چگالی گاز طبیعی برای فشارهای تا 11 مگاپاسکال و برای حالت‌های دما ثابت 250K، 275K، 300K و 325K، محاسبه شده است. شکل 6-12 درصد خطای محاسبات مربوط به چگالی گاز طبیعی NG5 را نسبت به داده‌های آزمایشگاهی نشان می‌دهد. با توجه به شکل بیشترین درصد خطا برای حالت دما ثابت 250K برابر با 0/42-، برای حالت دما ثابت 275K برابر با 0/27، برای حالت دما ثابت 300K برابر با 0/25 و برای حالت دما ثابت 325K کلوین برابر با 0/16 می‌باشند.

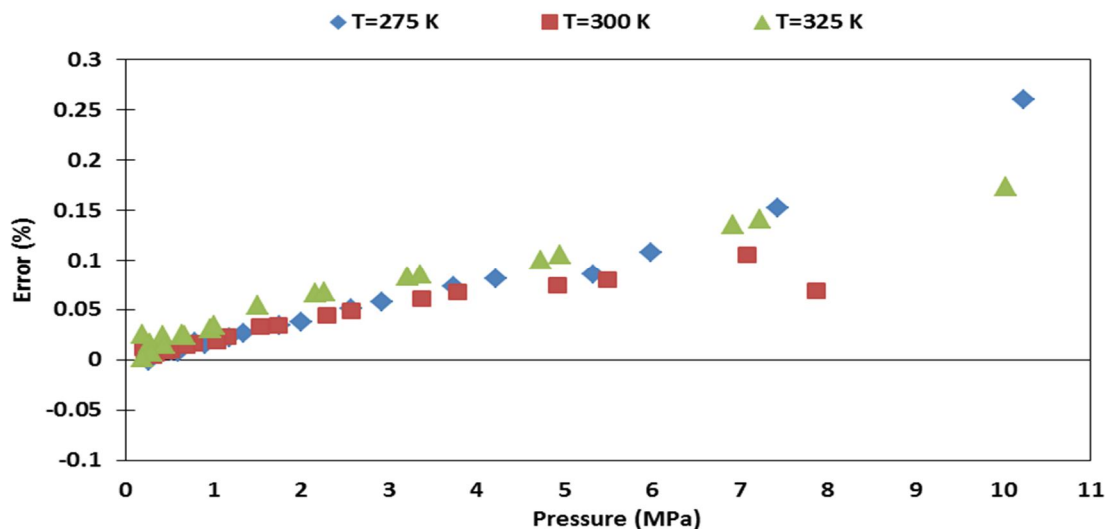


شکل 6-12 درصد خطا برای محاسبه چگالی گاز طبیعی NG5 (داده های آزمایشگاهی مرجع [40]).

برای گاز طبیعی NG6، با درصد مولی مشخص در جدول 6-1، چگالی گاز طبیعی برای فشارهای تا 11 مگاپاسکال و برای حالت‌های دما ثابت 275K و 300K و 325K محاسبه شده است. شکل 6-13 درصد خطای محاسبات مربوط به چگالی گاز طبیعی NG6 را نسبت به داده های آزمایشگاهی نشان می دهد. با توجه به شکل، بیشترین درصد خطا برای حالت دما ثابت 275K برابر با 0/26-، برای حالت دما ثابت 300K برابر با 0/106-، برای حالت دما ثابت 325K برابر با 0/173-، می باشند.

برای اینکه معیار دقیقی از معتبرسازی محاسبات انجام شده برای چگالی توسط معادله حالت AGA8 داشته باشیم، درصد انحراف مطلق میانگین (AAPD) محاسبات مربوط به چگالی ارائه شده است. جدول 6-2 درصد انحراف مطلق میانگین (AAPD) را برای محاسبات شش نوع گاز طبیعی، نشان می دهد. با توجه به این جدول، درصد انحراف مطلق میانگین (AAPD) محاسبات، برای تعداد 251 داده آزمایشگاهی برابر با 0/0831-، می باشد. با توجه این جدول، دقت محاسبات چگالی کمتر از 0/09- بوده که نشان

دهنده دقت بسیار بالای معادله حالت AGA8 در محاسبه چگالی گاز طبیعی برای ترکیبات متفاوت گاز طبیعی با تعداد اجزای بالا در ترکیب گاز می باشد.



شکل 6-13 درصد خطا برای محاسبه چگالی گاز طبیعی NG6 (داده های آزمایشگاهی مرجع [40]).

جدول 6-2 درصد انحراف مطلق میانگین (AAPD) در محاسبات چگالی

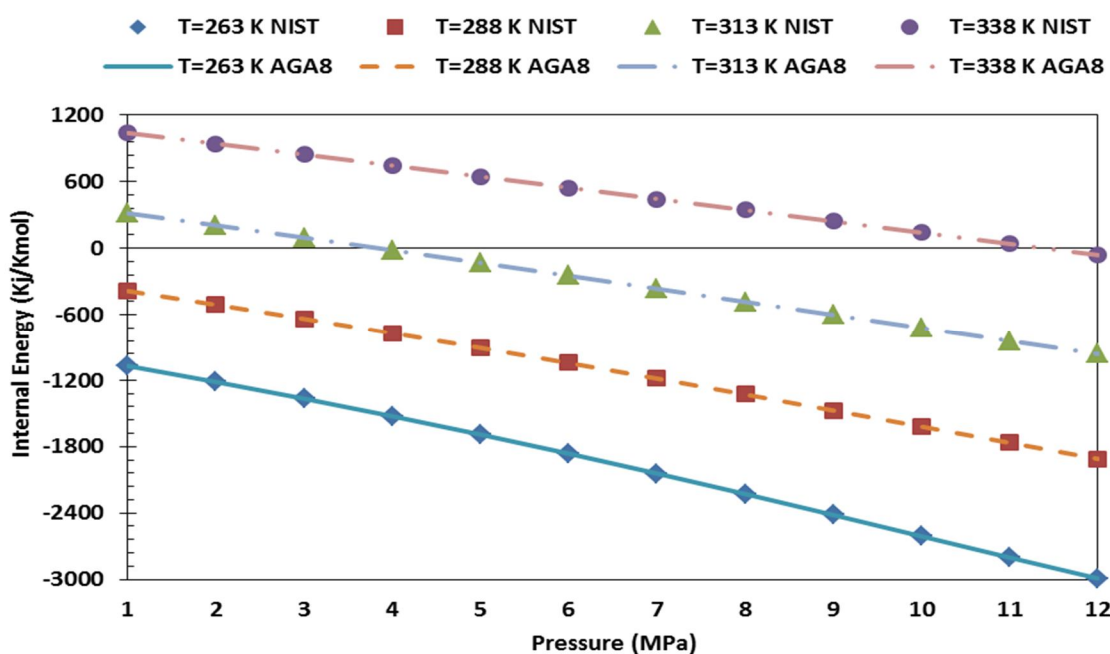
AAPD (%)	P Range [MPa]	T Range [K]	Number of Data	Ref	Mixture
0.0084	1-15	253.15-323.15	28	Capla et al. [39]	NG1
0.064	1-15	253.15-323.15	28	Capla et al. [39]	NG2
0.216	2-35	270-340	30	Patil et al. [38]	NG3
0.06013	1-15	253.15-323.15	28	Capla et al [39]	NG4
0.0997	0.2-10.5	250-325	77	Hwang et al [40]	NG5
0.0533	0.2-10.5	275-325	60	Hwang et al [40]	NG6
0.0831			251		Sum

6-4-2 معتبر سازی محاسبه انرژی داخلی گاز طبیعی با استفاده از روش AGA8

در این قسمت محاسبات مربوط به انرژی داخلی برای متان خالص انجام گرفته است که دلیل آن کمبود داده های آزمایشگاهی موجود برای انرژی داخلی مخلوط های گاز طبیعی می باشد. در نهایت نیز

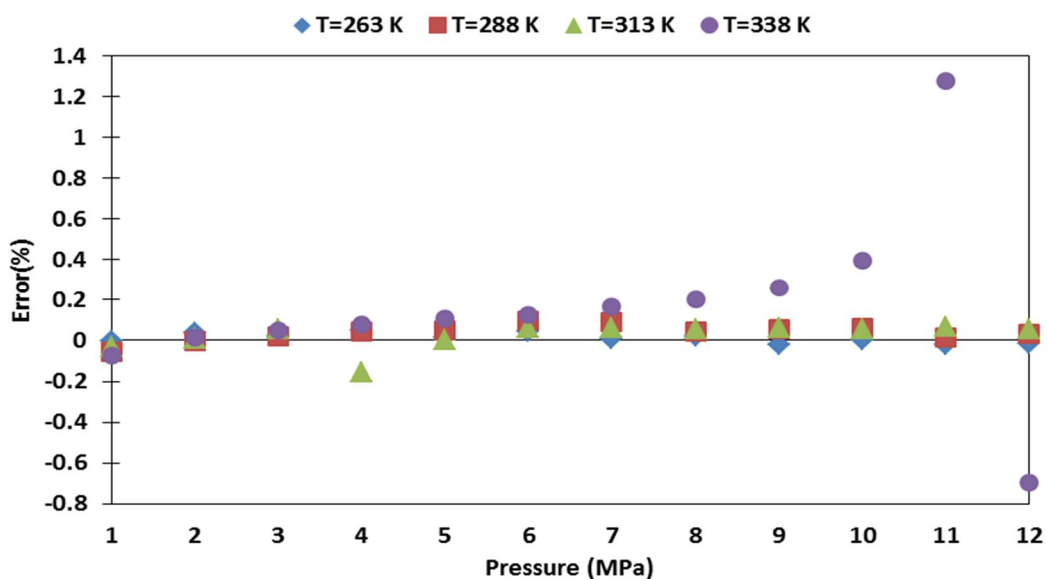
محاسبات با داده های NIST³⁶، که استاندارد معتبر در محاسبه خواص ترمودینامیکی مواد خالص می باشد، مقایسه شده و درصد خطا و درصد انحراف محاسبات بدست آمده است.

شکل 14-6 انرژی داخلی مولار متان خالص را تا فشار 12MPa برای چهار حالت دما ثابت ارائه می دهد. در شکل 14-6 خطوط محاسبات انرژی داخلی با استفاده از معادله حالت AGA8 بوده و اشکال، انرژی داخلی بدست آمده از داده های NIST می باشند. شکل 15-6 درصد خطا در محاسبات انرژی داخلی برای متان خالص را بر حسب فشار و برای حالت های دما ثابت نشان می دهد. با توجه به این شکل، درصد خطای محاسبات انرژی داخلی برای متان خالص، در محدوده $\pm 0/4\%$ ، قرار داشته که نشان دهنده دقت قابل قبول معادله حالت AGA8 برای محاسبه انرژی داخلی می باشد.



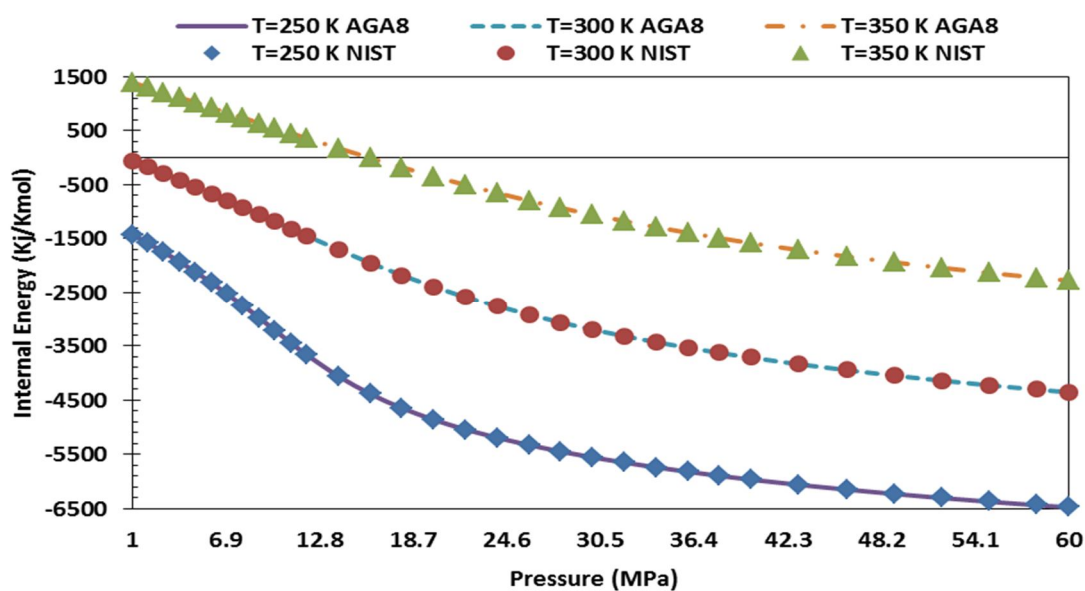
شکل 14-6 انرژی داخلی برای متان خالص بر حسب فشار و برای حالت های دما ثابت

³⁶ National Institute of Standards and Technology



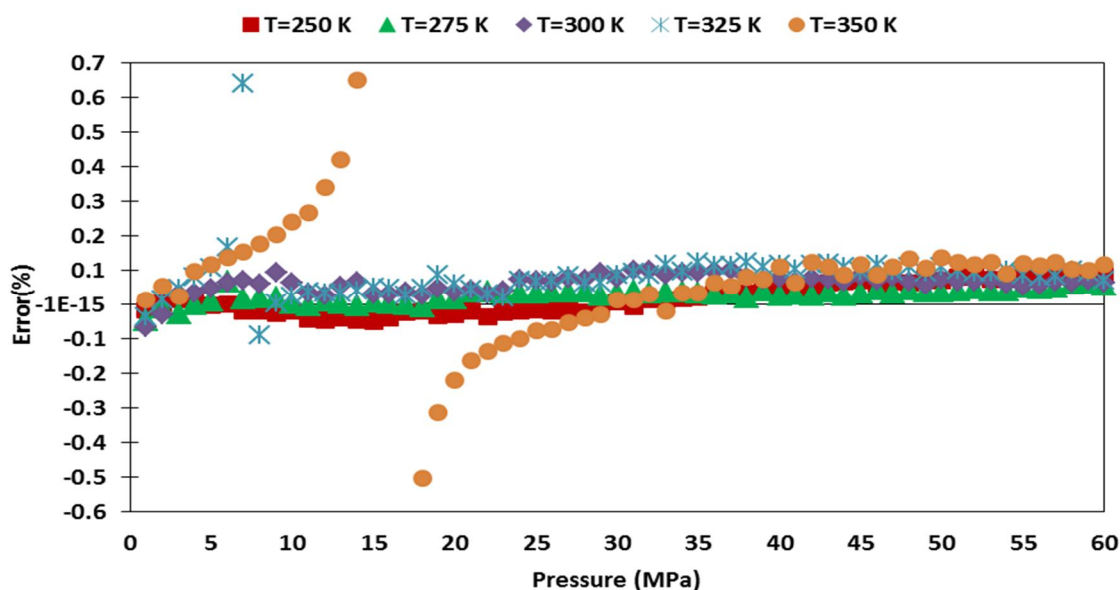
شکل 15-6 درصد خطا در محاسبات انرژی داخلی برای متان خالص با داده های آزمایشگاهی مرجع [41]

شکل 16-6 انرژی داخلی مولار برای متان خالص و برای سه حالت دما ثابت، 250K، 300K و 350K و برای فشارهای تا 60MPa را نمایش می دهد. در شکل 16-6 خطوط محاسبات انرژی داخلی با استفاده از معادله حالت AGA8 بوده و اشکال، انرژی داخلی بدست آمده از داده های NIST می باشند.



شکل 16-6 مقایسه انرژی داخلی متان خالص با داده های آزمایشگاهی مرجع [41]

شکل 6-17 درصد خطای محاسبات انرژی داخلی را بر حسب فشار و برای حالت‌های دما ثابت نشان می‌دهد. با توجه به شکل، درصد خطای محاسبات انرژی داخلی با استفاده از معادله حالت AGA8، در حالت کلی در محدوده $\pm 0/4$ ، قرار دارد. برای دماهای بالا و فشارهای در محدوده 10MPa تا 20MPa، خطا افزایش پیدا کرده ولی این افزایش مقدار چشمگیری ندارد.



شکل 6-17 درصد خطا در محاسبات انرژی داخلی برای متان خالص با داده‌های آزمایشگاهی مرجع [41]

جدول 6-3 درصد انحراف مطلق میانگین (AAPD) محاسبات انرژی داخلی برای متان خالص را نمایش می‌دهد. با توجه به داده‌های جدول، درصد انحراف مطلق میانگین (AAPD) محاسبات انرژی داخلی برای 299 داده آزمایشگاهی برابر با $0/078$ ٪ بوده که نشان‌دهنده دقت بسیار بالای محاسبات انرژی داخلی با استفاده از معادله حالت AGA8 می‌باشد.

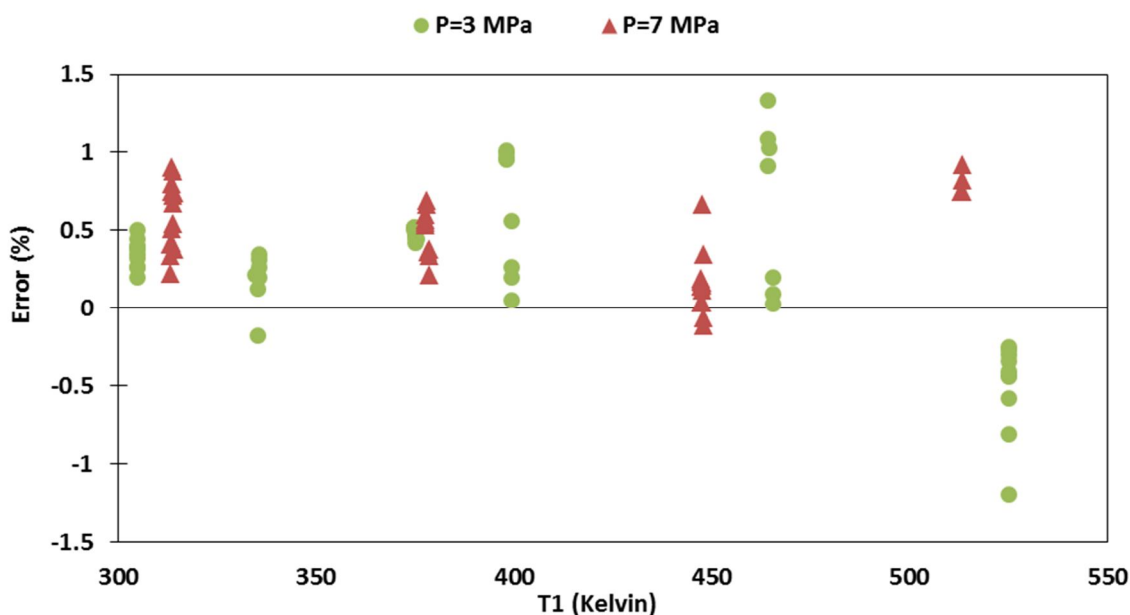
جدول 6-3 درصد انحراف مطلق میانگین (AAPD) برای محاسبات انرژی داخلی برای متان خالص

AAPD (%)	P Range [MPa]	T Range [K]	Number of Data	Ref	
0.078	1-60	250-350	299	NIST Data [41]	Pure CH ₄

3-4-6 معبر سازی محاسبه انتالپی گاز طبیعی با استفاده از روش AGA8

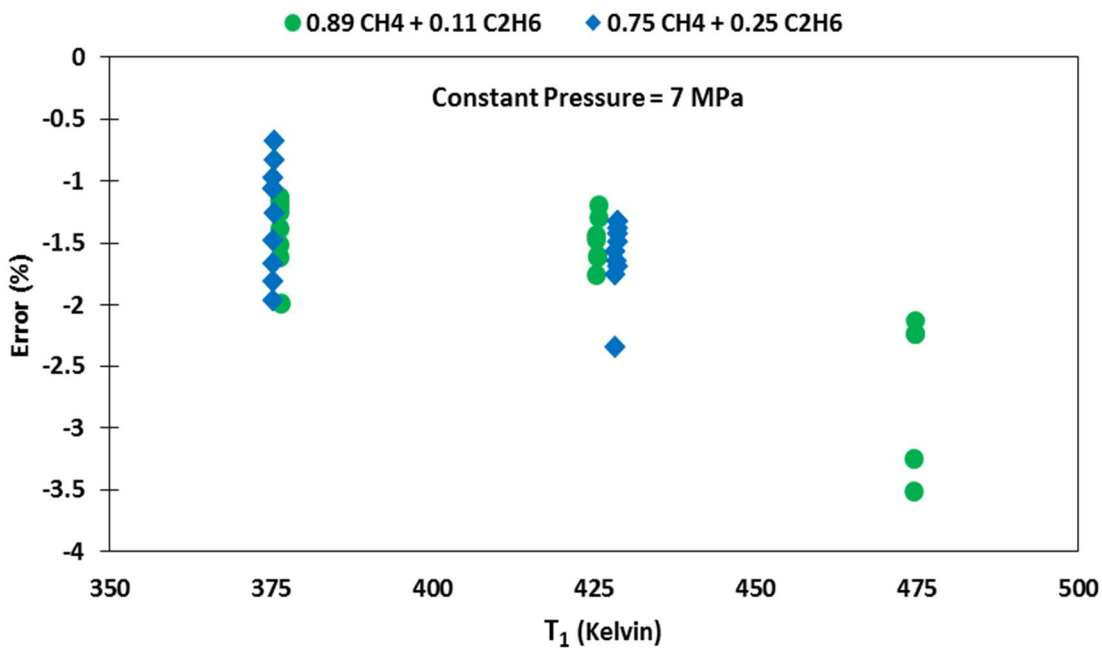
در این بخش به مقایسه نتایج محاسبه انتالپی گاز طبیعی با استفاده از روش AGA8 با مقادیر آزمایشگاهی پرداخته میشود و در ادامه خطای محاسبات و انحراف محاسبات از داده های آزمایشگاهی ارائه می گردد.

در ابتدا، مقدار انتالپی برای متان خالص در دو حالت فشار ثابت 3MPa و 7MPa، با استفاده از معادله حالت AGA8، بدست آمده و درصد خطای محاسبات نسبت به داده های آزمایشگاهی محاسبه شده است. محدوده دمای ورودی T_1 بین 300K تا 550K و محدوده دمای خروجی T_2 بین 320K تا 525K می باشد. شکل 6-18 درصد خطا برای افزایش انتالپی در فرآیند فشار ثابت برای متان خالص را در دو حالت فشار ثابت 3 و 7 مگاپاسکال بر حسب دمای ورودی نشان می دهد. با توجه به شکل، درصد خطای محاسبات نسبت به داده های آزمایشگاهی بین $\pm 1/5\%$ می باشد.



شکل 6-18 درصد خطا در محاسبه افزایش انتالپی در فرآیند فشار ثابت برای متان خالص بر حسب دمای ورودی (داده های آزمایشگاهی مرجع [42])

در ادامه افزایش انتالپی در فرآیند فشار ثابت برای دو مخلوط دوتایی متان - اتان، برای حالت فشار ثابت 7 مگاپاسکال با استفاده از معادله حالت AGA8، بدست آمده و درصد خطای محاسبات نسبت به داده های آزمایشگاهی محاسبه شده است. شکل 6-19 درصد خطا برای افزایش انتالپی در فرآیند فشار ثابت برای دو مخلوط دوتایی متان - اتان را در حالت فشار ثابت 7MPa و بر حسب دمای ورودی نشان می دهد. با توجه به شکل مذکور، درصد خطای محاسبات نسبت به داده های آزمایشگاهی زیر 4-٪ می باشد.

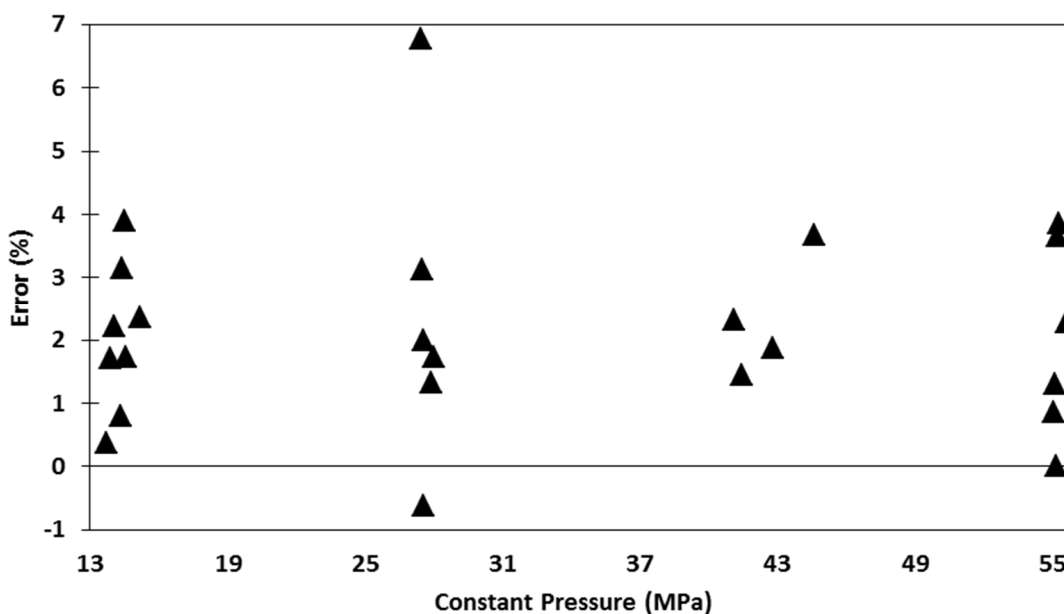


شکل 6-19 درصد خطا در محاسبه افزایش انتالپی در فرآیند فشار ثابت برای مخلوطهای متان - اتان بر حسب دمای ورودی (داده های آزمایشگاهی مرجع [42])

در نهایت افزایش انتالپی در فرایند فشار ثابت برای مخلوطی شبیه گاز طبیعی و برای فشارهای مختلف، محاسبه شده است. این مخلوط شامل متان، اتان، پروپان، نیتروژن، ایزو بوتان و نرمال بوتان با درصدهای مختلف می باشد.

محدوده درصد مولی اجزای تشکیل دهنده این مخلوط عبارت است از: متان بین 89 تا 92٪، اتان بین 2/31 تا 2/33٪، پروپان بین 0/4 تا 0/48٪، نیتروژن بین 4/45 تا 8٪، ایزو بوتان بین 0/3 تا 0/4٪ و نرمال بوتان بین 0/04 تا 0/05٪.

محدوده دمای ورودی T_1 بین 361K تا 367K و محدوده دمای خروجی T_2 بین 195K تا 255K می باشد. شکل 20-6 درصد خطای محاسبات برای افزایش انتالپی را برای مخلوط معرفی شده در فشار ثابت نمایش می دهد. با توجه به این شکل درصد خطای محاسبات نسبت به داده های آزمایشگاهی بین 4٪ و 1-٪ می باشد.



شکل 20-6 درصد خطا در محاسبه افزایش انتالپی در فرآیند فشار ثابت برای مخلوط برحسب فشار (داده های آزمایشگاهی مرجع [43])

جدول 4-6 درصد انحراف مطلق میانگین (AAPD) را برای محاسبات انتالپی در فرآیند فشار ثابت، نشان می دهد. با توجه به داده های جدول، درصد انحراف مطلق میانگین (AAPD) برای محاسبات انتالپی در

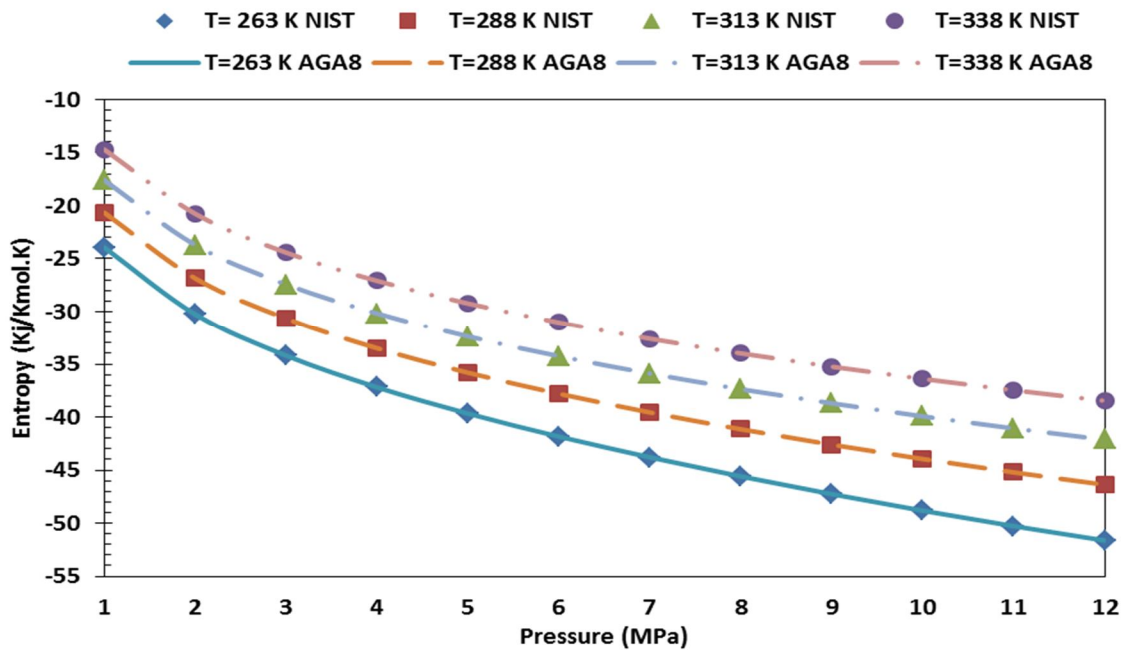
فرآیند فشار ثابت برای 156 داده آزمایشگاهی برابر با 1/03٪ بوده که نشان دهنده دقت قابل قبول محاسبات انتالپی با استفاده از معادله حالت AGA8، می باشد.

جدول 4-6 درصد انحراف مطلق میانگین (AAPD) برای محاسبات افزایش انتالپی در فرآیند فشار ثابت

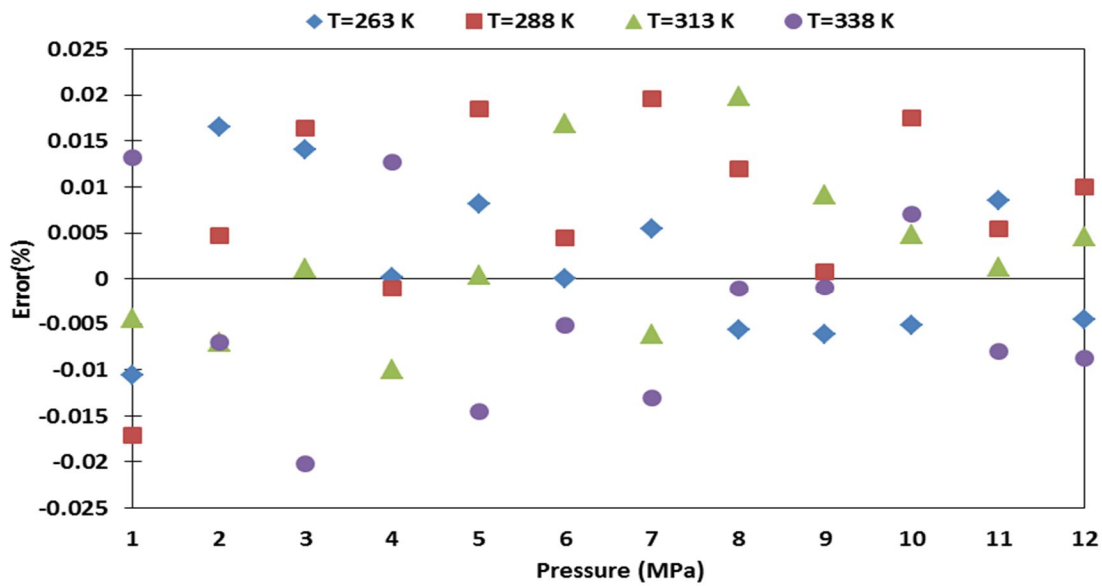
AAPD (%)	Constant P [MPa]	T_1 [K]	Number of Data	Ref	
0.474	3	304-525	51	Day et al. [42]	Pure CH_4
0.468	7	313-513	40	Day et al. [42]	Pure CH_4
1.72	7	376-474	21	Day et al. [42]	$0.89CH_4$ + $0.11C_2H_6$
1.44	7	375-428	20	Day et al. [42]	$0.75CH_4$ + $0.25C_2H_6$
2.211	13-55	361-367	24	Ashton and Haselden [43]	Mix 11
1.03			156		Sum

4-4-6 معتبر سازی محاسبه انتروپی گاز طبیعی با استفاده از روش AGA8

در این قسمت محاسبات مربوط به انتروپی برای متان خالص انجام گرفته است. به علت کمبود داده های آزمایشگاهی موجود برای انتروپی مخلوط ها، محاسبات را برای متان خالص شده است و در نهایت محاسبات با داده های NIST، که استاندارد معتبر در محاسبه خواص ترمودینامیکی مواد خالص میباشد، مقایسه شده و درصد خطا و درصد انحراف محاسبات گزارش شده است. شکل 6-21 انتروپی مولار را برای متان خالص و برای چهار حالت دما ثابت و برای فشارهای تا 12 مگاپاسکال نشان می دهد. در شکل 6-21، خطوط محاسبات انتروپی با استفاده از معادله حالت AGA8 بوده و اشکال، انتروپی بدست آمده از داده های NIST، می باشند. در این حالت محدوده دما بین 263K تا 338K، می باشد. شکل 6-22 درصد خطا در محاسبات انتروپی برای متان خالص را بر حسب فشار و برای حالت های دما ثابت، نشان می دهد. با توجه به درصد خطای محاسبات انرژی داخلی برای متان خالص، در محدوده $\pm 0/025$ ٪، قرار داشته که نشان دهنده دقت بسیار بالای معادله حالت AGA8 برای محاسبه انتروپی می باشد.

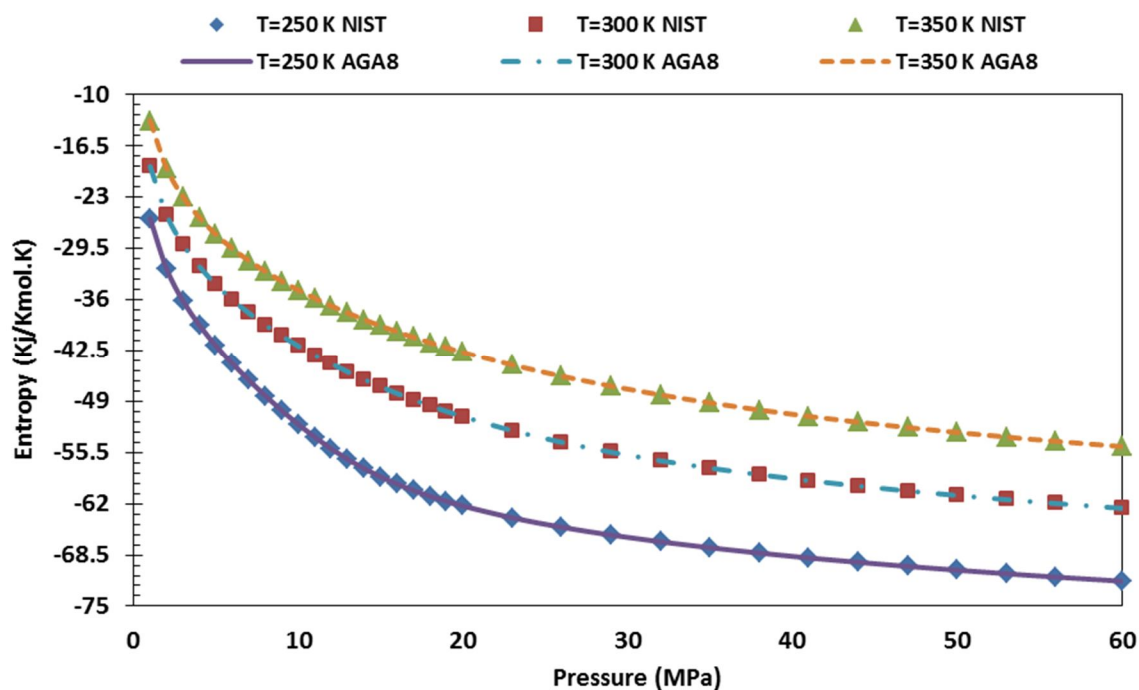


شکل 21-6 انتروپی متان خالص بر حسب فشار و دماهای مختلف (داده های آزمایشگاهی مرجع [41])



شکل 22-6 درصد خطا در محاسبات انتروپی برای متان خالص (داده های آزمایشگاهی مرجع [41])

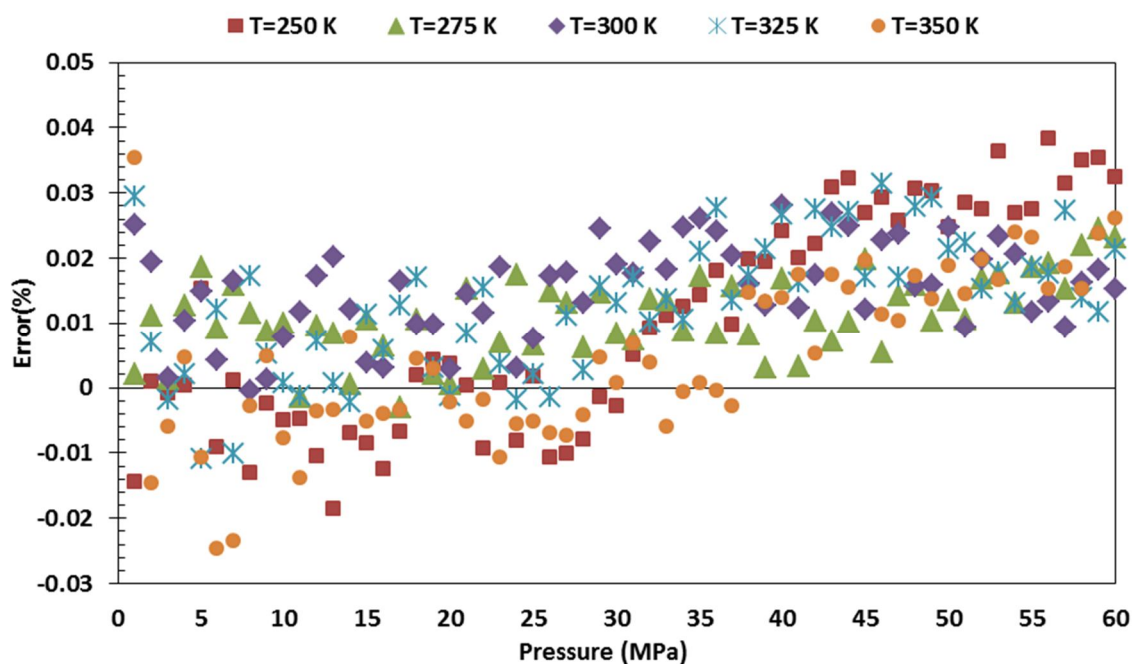
شکل 6-23 انتروپی مولار را برای متان خالص و برای سه حالت دما ثابت، 250K، 300K و 350K و برای فشارهای تا 60MPa، نشان می دهد. در شکل، خطوط، محاسبات انتروپی با استفاده از معادله حالت AGA8 بوده و اشکال، انتروپی بدست آمده از داده های NIST می باشند.



شکل 6-23 انتروپی متان خالص بر حسب فشار و دماهای مختلف (داده های آزمایشگاهی مرجع [41])

شکل 6-24 درصد خطای محاسبات انتروپی را بر حسب فشار و برای حالت های دما ثابت، نشان می دهد. با توجه به شکل، درصد خطای محاسبات انتروپی با استفاده از معادله حالت AGA8، در حالت کلی در محدوده $\pm 0/04$ ٪، قرار دارد.

جدول 6-5 درصد انحراف مطلق میانگین (AAPD) را برای محاسبات انتروپی متان خالص، نشان می دهد. با توجه به داده های جدول، درصد انحراف مطلق میانگین (AAPD) در محاسبات انتروپی برای 300 داده آزمایشگاهی برابر با 0/0133٪ بوده که نشان دهنده دقت بسیار بالای محاسبات انتروپی با استفاده از معادله حالت AGA8 می باشد.



شکل 24-6 درصد خطا در محاسبات انتروپی برای متان خالص (داده های آزمایشگاهی مرجع [41])

جدول 5-6 درصد انحراف مطلق میانگین (AAPD) ا برای محاسبات انتروپی برای متان خالص

AAPD (%)	P Range [MPa]	T Range [K]	Number of Data	Ref	
0.0133	1-60	250-350	300	NIST Data [41]	Pure CH ₄

6-4-5 معتبر سازی نتایج محاسبه خواص ترمودینامیکی گاز طبیعی با استفاده از 2

خاصیت دانسیته و انرژی داخلی

در این بخش هدف معتبر سازی نتایج محاسبه خواص ترمودینامیکی گاز طبیعی با استفاده از 2 خاصیت مستقل دانسیته و انرژی داخلی می باشد. همانطور که در بخش های قبل به تفصیل بیان شد، در مدل سازی ترمودینامیکی ایستگاه CNG، 2 خاصیت دانسیته و انرژی داخلی به ترتیب از قوانین بقای جرم و اول ترمودینامیک حاصل می گردد. به همین دلیل است که باید دنبال روشی بود که با استفاده از این دو

خاصیت بقیه خواص را محاسبه نمود. بر این اساس، در این بخش به اعتبار سنجی روش مورد استفاده برای تعیین خواص ترمودینامیکی بر حسب دو خاصیت دانسیته و انرژی داخلی پرداخته می شود. اعتبار سنجی در این مورد به این ترتیب است که مقادیر دانسیته و انرژی داخلی در طول فرآیند سوخت گیری CNG گزارش می شود. در ادامه با استفاده از این مقادیر، دو خاصیت دما و فشار که از طریق برنامه توسعه داده شده در رساله بدست آمده است، با نتایج داده های NIST مقایسه می گردد. این مقایسه در جدول 6-6 ارائه شده است. لازم به ذکر است که با توجه به عدم وجود نتایج برای ترکیبات گاز طبیعی، مقادیر بدست آمده بر حسب متان خالص مقایسه شده است.

همچنین بر حسب نتایج بدست آمده برای دما و فشار از دو روش متفاوت، خطای تولید شده در محاسبات با استفاده از روش توسعه داده شده در رساله نیز در این جدول ارائه شده است.

جدول 6-6 مقایسه دما و فشار متان خالص بدست آمده از طریق روش توسعه داده شده در طول سوخت گیری با نتایج داده های [41] NIST

Temperature Error (%)	Pressure Error (%)	Temperature (K) (NIST [41])	Pressure (Pa) (NIST [41])	Temperature (K) (This work)	Pressure (Pa) (This work)	Density (kg/m ³)	Internal Energy (kJ/kg)
0.001	0.005	300	100005	300	100000	0.6443	-152
0.012418	-2.28225	293.7	1665000	293.6635	1703887	11.28	-174.4
0.01812	-1.48459	294.5	1860000	294.4466	1888030	12.6	-174.5
0.021009	-0.91282	295.3	2054000	295.238	2072922	13.93	-174.6
0.022237	-0.42275	296.1	2249000	296.0342	2258548	15.26	-174.6
0.022572	-0.03657	296.9	2444000	296.833	2444894	16.58	-174.7
0.022548	0.229874	297.7	2638000	297.6329	2631950	17.91	-174.7
0.022541	0.471437	298.5	2833000	298.4327	2819707	19.23	-174.7
0.022823	0.626358	299.3	3027000	299.2317	3008158	20.55	-174.7
0.023592	0.772587	300.1	3222000	300.0292	3197298	21.88	-174.7
-0.00824	0.852574	300.8	3416000	300.8248	3387122	23.2	-174.7
-0.00601	0.932815	301.6	3611000	301.6181	3577627	24.52	-174.7

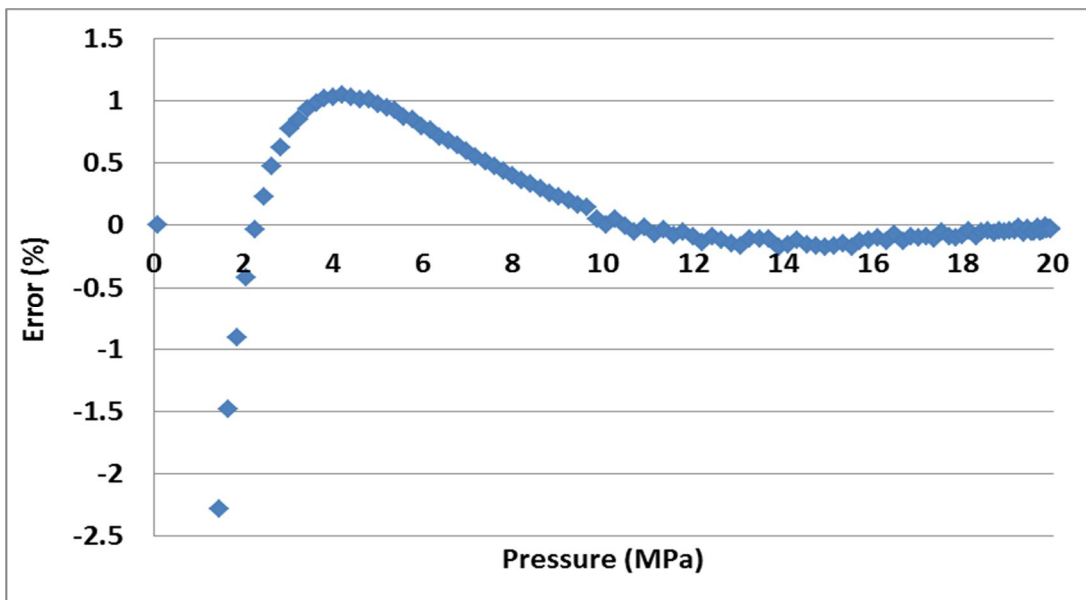
-0.00295	0.986757	302.4	3806000	302.4089	3768811	25.84	-174.7
0.000995	1.018215	303.2	4001000	303.197	3960672	27.16	-174.7
0.005863	1.030303	304	4196000	303.9822	4153209	28.48	-174.7
0.011689	1.048587	304.8	4392000	304.7644	4346424	29.8	-174.7
0.018495	1.02819	305.6	4587000	305.5435	4540317	31.11	-174.7
-0.00634	1.01607	306.3	4783000	306.3194	4734890	32.43	-174.7
0.002545	1.011192	307.1	4980000	307.0922	4930147	33.75	-174.7
0.01244	0.973642	307.9	5176000	307.8617	5126090	35.06	-174.7
-0.00906	0.944533	308.6	5373000	308.6279	5322725	36.38	-174.6
0.002933	0.922879	309.4	5571000	309.3909	5520057	37.69	-174.6
-0.01633	0.872832	310.1	5768000	310.1506	5718091	39	-174.6
-0.00227	0.847848	310.9	5967000	310.907	5916834	40.32	-174.6
-0.01932	0.79632	311.6	6165000	311.6602	6116295	41.63	-174.6
-0.00323	0.768142	312.4	6365000	312.4101	6316480	42.94	-174.5
-0.01812	0.715002	313.1	6564000	313.1567	6517400	44.25	-174.5
-4.8E-05	0.68366	313.9	6765000	313.9002	6719064	45.56	-174.5
-0.01283	0.643171	314.6	6966000	314.6404	6921483	46.87	-174.5
-0.02454	0.59417	315.3	7167000	315.3774	7124667	48.18	-174.5
-0.00356	0.550861	316.1	7369000	316.1112	7328629	49.48	-174.4
-0.01325	0.512626	316.8	7572000	316.842	7533382	50.79	-174.4
-0.02192	0.478899	317.5	7776000	317.5696	7738938	52.1	-174.4
0.001843	0.436577	318.3	7980000	318.2941	7945313	53.4	-174.4
-0.0049	0.398408	319	8185000	319.0156	8152520	54.71	-174.4
-0.01066	0.363909	319.7	8391000	319.7341	8360575	56.01	-174.3
-0.01547	0.332632	320.4	8598000	320.4496	8569495	57.31	-174.3
-0.01933	0.292773	321.1	8805000	321.1621	8779297	58.62	-174.3
-0.02226	0.255931	321.8	9013000	321.8716	8989992	59.92	-174.3
-0.02421	0.233313	322.5	9223000	322.5781	9201532	61.22	-174.2
-0.02509	0.203445	323.2	9433000	323.2811	9413848	62.52	-174.2
-0.02485	0.167533	323.9	9643000	323.9805	9626872	63.82	-174.2
-0.02342	0.147015	324.6	9855000	324.676	9840533	65.11	-174.2
-0.02072	0.052116	325.3	10060000	325.3674	10054760	66.4	-174.2
-0.01671	0.005067	326	10270000	326.0545	10269480	67.69	-174.1
-0.04193	0.051334	326.6	10490000	326.7369	10484618	68.97	-174.1
-0.03501	-0.00092	327.3	10700000	327.4146	10700098	70.25	-174.1

-0.02659	-0.05353	328	10910000	328.0872	10915844	71.52	-174.1
-0.01661	-0.01594	328.7	11130000	328.7546	11131774	72.79	-174
-0.03537	-0.0688	329.3	11340000	329.4165	11347807	74.05	-174
-0.02202	-0.03338	330	11560000	330.0727	11563860	75.31	-174
-0.03718	-0.08359	330.6	11770000	330.7229	11779847	76.55	-174
-0.02024	-0.04733	331.3	11990000	331.3671	11995678	77.79	-173.9
-0.0316	-0.09224	331.9	12200000	332.0049	12211264	79.02	-173.9
-0.04094	-0.13287	332.5	12410000	332.6361	12426511	80.24	-173.9
-0.04821	-0.08957	333.1	12630000	333.2606	12641323	81.45	-173.9
-0.0234	-0.12137	333.8	12840000	333.8781	12855602	82.65	-173.8
-0.02644	-0.14726	334.4	13050000	334.4884	13069246	83.84	-173.8
-0.02727	-0.16677	335	13260000	335.0913	13282151	85.02	-173.8
-0.02583	-0.10529	335.6	13480000	335.6867	13494208	86.19	-173.8
-0.05184	-0.1117	336.1	13690000	336.2742	13705309	87.35	-173.8
-0.04567	-0.11023	336.7	13900000	336.8538	13915339	88.49	-173.7
-0.03709	-0.17121	337.3	14100000	337.4251	14124182	89.62	-173.7
-0.05566	-0.15154	337.8	14310000	337.988	14331718	90.73	-173.7
-0.04207	-0.1226	338.4	14520000	338.5424	14537824	91.84	-173.7
-0.05544	-0.15177	338.9	14720000	339.0879	14742374	92.92	-173.6
-0.03664	-0.16888	339.5	14920000	339.6244	14945240	93.99	-173.6
-0.04461	-0.17357	340	15120000	340.1517	15146289	95.05	-173.6
-0.0498	-0.16543	340.5	15320000	340.6696	15345385	96.09	-173.6
-0.05216	-0.14407	341	15520000	341.1779	15542391	97.11	-173.6
-0.05165	-0.17262	341.5	15710000	341.6764	15737166	98.11	-173.5
-0.04822	-0.12282	342	15910000	342.1649	15929565	99.1	-173.5
-0.04182	-0.12061	342.5	16100000	342.6432	16119442	100.1	-173.5
-0.06159	-0.1021	342.9	16290000	343.1112	16306649	101	-173.5
-0.04909	-0.12755	343.4	16470000	343.5686	16491034	101.9	-173.5
-0.06259	-0.07463	343.8	16660000	344.0152	16672443	102.9	-173.4
-0.04382	-0.12297	344.3	16830000	344.4509	16850722	103.7	-173.4
-0.0509	-0.09229	344.7	17010000	344.8754	17025712	104.6	-173.4
-0.05467	-0.10035	345.1	17180000	345.2887	17197257	105.5	-173.4
-0.05511	-0.08751	345.5	17350000	345.6904	17365196	106.3	-173.4
-0.05217	-0.11049	345.9	17510000	346.0805	17529367	107.1	-173.4
-0.04582	-0.05433	346.3	17680000	346.4587	17689611	107.9	-173.3

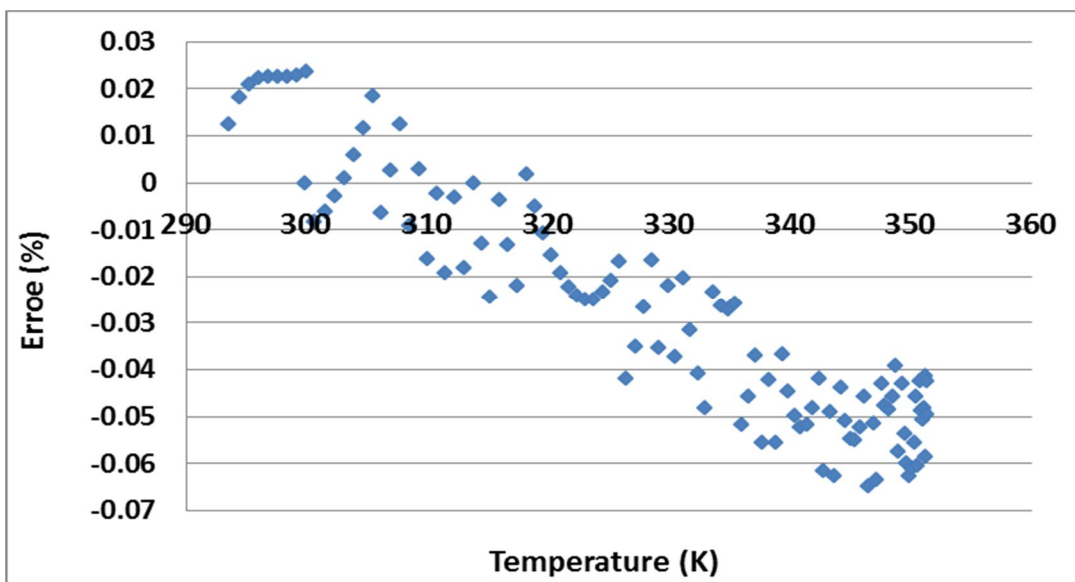
-0.06486	-0.08834	346.6	17830000	346.8248	17845766	108.6	-173.3
-0.05152	-0.09817	347	17980000	347.1788	17997669	109.3	-173.3
-0.06344	-0.08355	347.3	18130000	347.5203	18145160	110	-173.3
-0.04295	-0.04417	347.7	18280000	347.8493	18288078	110.7	-173.3
-0.04759	-0.08826	348	18410000	348.1656	18426263	111.4	-173.3
-0.04853	-0.0515	348.3	18550000	348.469	18559558	112	-173.3
-0.04573	-0.04177	348.6	18680000	348.7594	18687805	112.6	-173.2
-0.03914	-0.05768	348.9	18800000	349.0366	18810850	113.2	-173.2
-0.0574	-0.04513	349.1	18920000	349.3004	18928542	113.7	-173.2
-0.04312	-0.05635	349.4	19030000	349.5507	19040730	114.3	-173.2
-0.05357	-0.03795	349.6	19140000	349.7873	19147267	114.7	-173.2
-0.06007	-0.04162	349.8	19240000	350.0101	19248011	115.2	-173.2
-0.06256	-0.01458	350	19340000	350.219	19342820	115.6	-173.2
-0.06103	-0.05948	350.2	19420000	350.4137	19431558	116.1	-173.2
-0.05544	-0.02096	350.4	19510000	350.5942	19514091	116.4	-173.2
-0.04574	-0.05251	350.6	19580000	350.7604	19590286	116.8	-173.2
-0.06043	-0.05094	350.7	19650000	350.9119	19660016	117.1	-173.2
-0.04241	-0.01597	350.9	19720000	351.0488	19723150	117.4	-173.1
-0.04866	-0.04834	351	19770000	351.1708	19779561	117.6	-173.1
-0.05062	-0.04596	351.1	19820000	351.2777	19829114	117.9	-173.1
-0.04823	-0.00837	351.2	19870000	351.3694	19871663	118.1	-173.1
-0.04141	-0.03537	351.3	19900000	351.4455	19907042	118.2	-173.1
-0.05852	-0.02525	351.3	19930000	351.5056	19935034	118.3	-173.1
-0.04243	-0.0266	351.4	19950000	351.5491	19955307	118.4	-173.1
-0.04965	-0.03575	351.4	19960000	351.5745	19967139	118.5	-173.1

در ادامه میزان خطای تولید شده در محاسبه تغییرات فشار سوخت گیری در شکل 6-25 ارائه شده است. بر طبق شکل موجود بیشترین درصد خطا در ابتدای سوخت گیری و در فشار کمتر از 2MPa بوجود می آید. در این بازه مقادیر فشار محاسبه شده در رساله بیشتر از مقادیر داده های NIST است، که این اختلاف موجب تولید درصد خطای منفی می گردد. همچنین در شکل 6-26 نیز میزان خطای تولید شده

در محاسبه تغییرات دمای سوخت گیری نمایش داده شده است. خوشبختانه خطای گزارش شده در محاسبه دمای سوخت گیری مقادیر پایین کمتر از 0.1% بدست آمده است.



شکل 25-6 میزان خطای موجود در محاسبه فشار در طی فرآیند سوخت گیری



شکل 26-6 میزان خطای موجود در محاسبه دما در طی فرآیند سوخت گیری

6-5 نتایج شبیه سازی تخلیه مخازن ذخیره ایستگاه و پر شدن سیلندر خودرو

بصورت همزمان

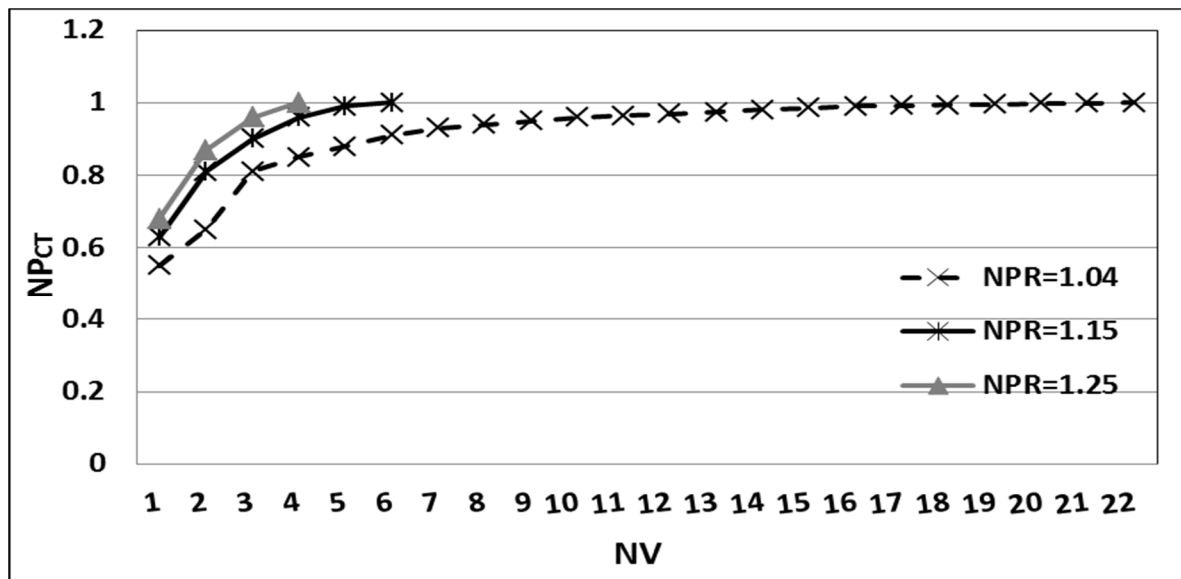
در این بخش به ارائه نتایج شبیه سازی ترمودینامیکی تخلیه مخازن ذخیره ایستگاه و پر شدن سیلندر خودرو بصورت همزمان پرداخته می شود. پر واضح است که شرایط ترمودینامیکی مخازن ذخیره در طول فرآیند سوخت گیری ثابت نبوده و در حال تغییرات لحظه ای می باشد. ترسیم این تغییرات میتواند کمک شایانی برای تحلیل بهتر ایستگاههای سوخت گیری CNG باشد. از طرفی میتوان در این بخش به این سوال اساسی پاسخ داد که حداقل حجم مورد نیاز مخازن ذخیره نسبت به حجم سیلندر خودرو در سیستم ذخیره بافوری چقدر است. همچنین با شبیه سازی ترمودینامیکی مخازن ذخیره آبشاری، نسبت حجم مخازن ذخیره پایینی، میانی و بالایی بهینه محاسبه می گردد. لازم به ذکر است که سیلندر خودرو دارای شرایط فشار 0.1MPa و دمای 300K می باشد.

6-5-1 نتایج شبیه سازی همزمان تخلیه مخازن بافوری و پر شدن سیلندر خودرو

در این بخش به ارائه نتایج شبیه سازی همزمان تخلیه مخازن و پر شدن سیلندر در سیستم ذخیره بافوری پرداخته می شود. لازم به ذکر است نتایج بر اساس حجم سیلندر خودرو 67 لیتر و همچنین قطر اریفیس 1 میلی متر و همچنین بر اساس سیلندر خودرو با شرایط آدیاباتیک بدست آمده است..

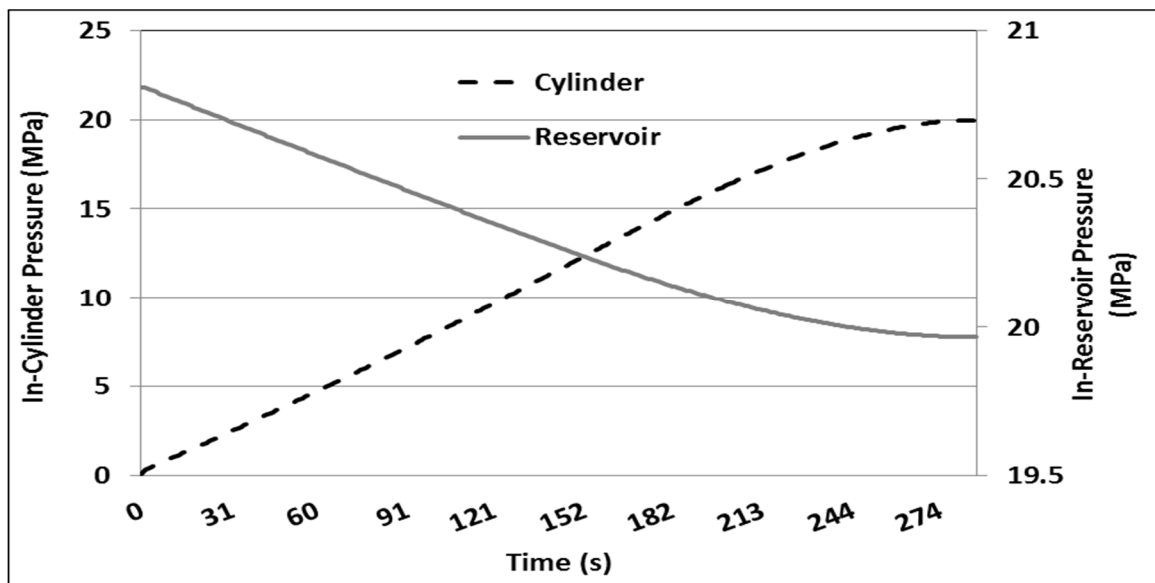
در ادامه به بررسی نتایج حاصل از شبیه سازی همزمان تخلیه مخازن و پر شدن سیلندر در سیستم ذخیره بافوری پرداخته می شود. در شکل 6-27 حداقل حجم مخازن ذخیره مورد نیاز با فرض فشارهای متفاوت سیستم ذخیره بافوری برای پر شدن سیلندر خودرو بررسی شده است. بر مبنای تحقیقات صورت گرفته در هنگامی که سیلندر خودرو کاملاً خالی باشد، میزان حجم مورد نیاز مخازن ذخیره بشدت به فشار مخازن ذخیره بستگی دارد. شدت وابستگی به فشار مخازن ذخیره بحدی است که با افزایش آن میزان حجم مورد نیاز این مخازن کاهش چشمگیری می یابد. بر اساس شکل 6-27 فرآیند سوخت گیری سیلندر خودرو

هنگامی کامل می شود که فشار سیلندر به فشار هدف برسد که در اینصورت عدد NP_{CT} برابر 1 می شود. بر اساس نتایج بدست آمده، نسبت حجم مورد نیاز مخزن ذخیره به حجم سیلندر (NV) در فشار مخازن 20.8MPa ($RPR=1.04$)، 23MPa ($RPR=1.15$) و 25MPa ($RPR=1.25$) برای کامل شدن فرآیند سوخت گیری بترتیب 22، 6 و 4 خواهد بود. این شکل حداقل حجم مورد نیاز مخازن ذخیره را بر حسب فشارهای اولیه متفاوت مشخص می سازد. با توجه به اینکه فشار حداقل فشار مخزن ذخیره است که میتواند فشار سیلندر خودرو را به 20MPa برساند نتایج بعدی بر اساس آن ارائه می گردد.



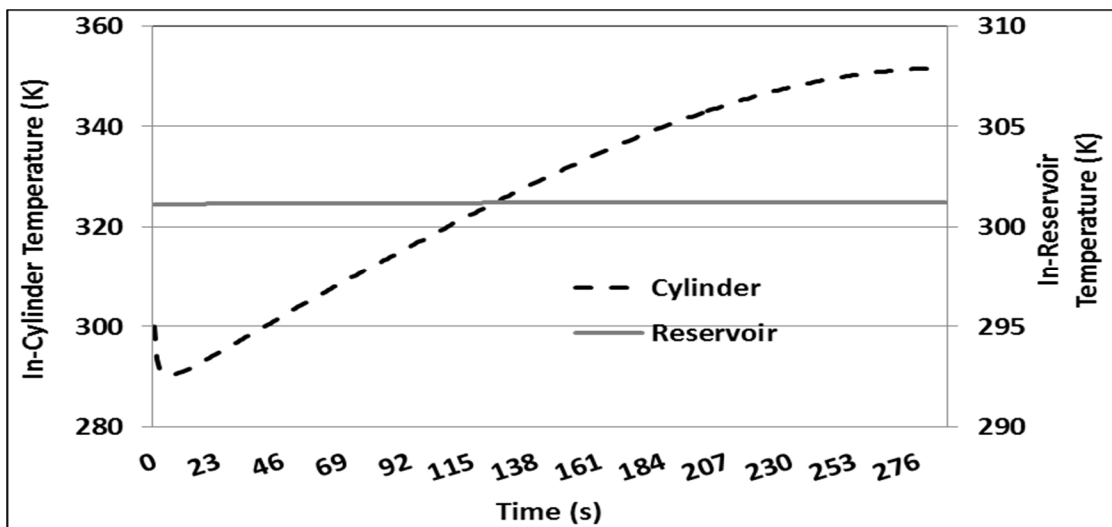
شکل 6-27 حداقل حجم مخازن ذخیره مورد نیاز با فرض فشارهای متفاوت سیستم ذخیره بافاری برای پر شدن سیلندر خودرو

در شکل 6-28 تغییرات فشار درون مخازن ذخیره بافاری و سیلندر خودرو در حین سوخت گیری نمایش داده شده است. همانطور که در شکل مشهود است زمان سوخت گیری مورد نیاز در این شرایط حدود 290 ثانیه است که در مقایسه با زمان سوخت گیری با مخازن ذخیره شرایط ثابت حدود 30 ثانیه بیشتر می باشد. با بررسی شکل 6-28 مشخص می شود که فشار مخزن ذخیره و سیلندر خودرو در انتهای فرآیند سوخت گیری برابر می شود.



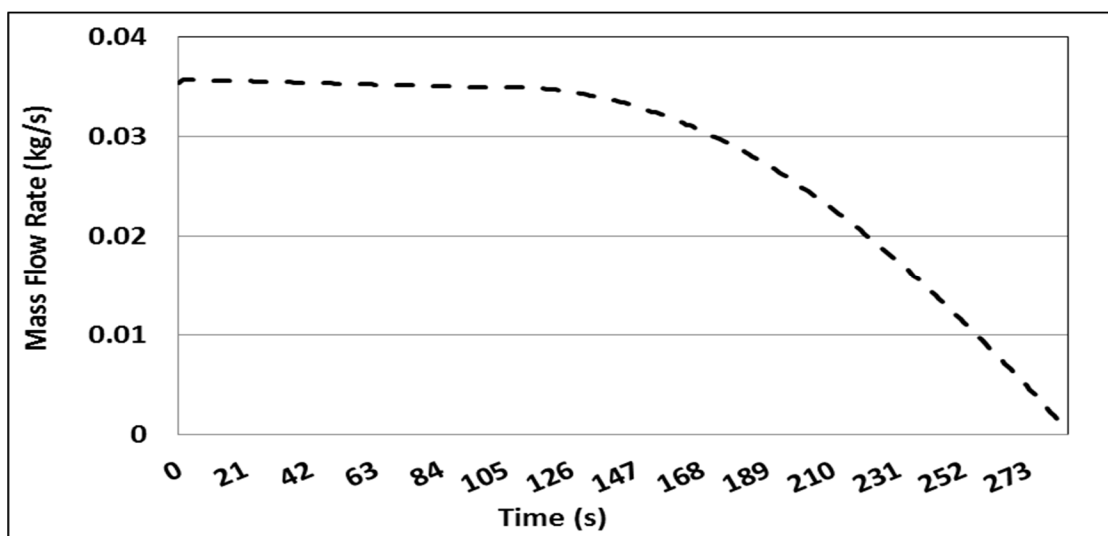
شکل 6-28 تغییرات فشار درون مخازن ذخیره بافری و سیلندر خودرو در حین سوخت گیری

در شکل 6-29 تغییرات دما درون مخازن ذخیره بافری و سیلندر خودرو در حین سوخت گیری نمایش داده شده است. همانطور که در شکل مشهود است تغییرات دمای سوخت سیلندر بگونه ای است که دما در ابتدا یک افت محسوس دارد که این بدلیل شرایط ضریب ژول تامسون می باشد. با توجه به این مهم که ضریب ژول تامسون برای گاز طبیعی مثبت می باشد، کاهش فشار (انبساط) جریان در یک فرآیند موجب کاهش دمای آن خواهد گردید. به همین دلیل است که در ابتدای فرآیند با کاهش دما مواجه هستیم. دلیل این پدیده را میتوان اینگونه بیان نمود، هنگامی که یک گاز منبسط (فشار افت می کند) می شود، میانگین فاصله بین ملکولها افزایش می یابد. بدلیل نیروهای جذب کننده بین ملکولی (نیروهای واندروالس) انبساط باعث افزایش انرژی پتانسیل گاز میشود. با توجه به اینکه انرژی کلی در گاز بدلیل قانون بقای انرژی ثابت می ماند، افزایش انرژی پتانسیل موجب کاهش در انرژی جنبشی شده و در نهایت باعث کاهش دما می گردد. همچنین دمای مخزن ذخیره بافری نیز در طول فرآیند سوخت گیری تقریباً ثابت می ماند.



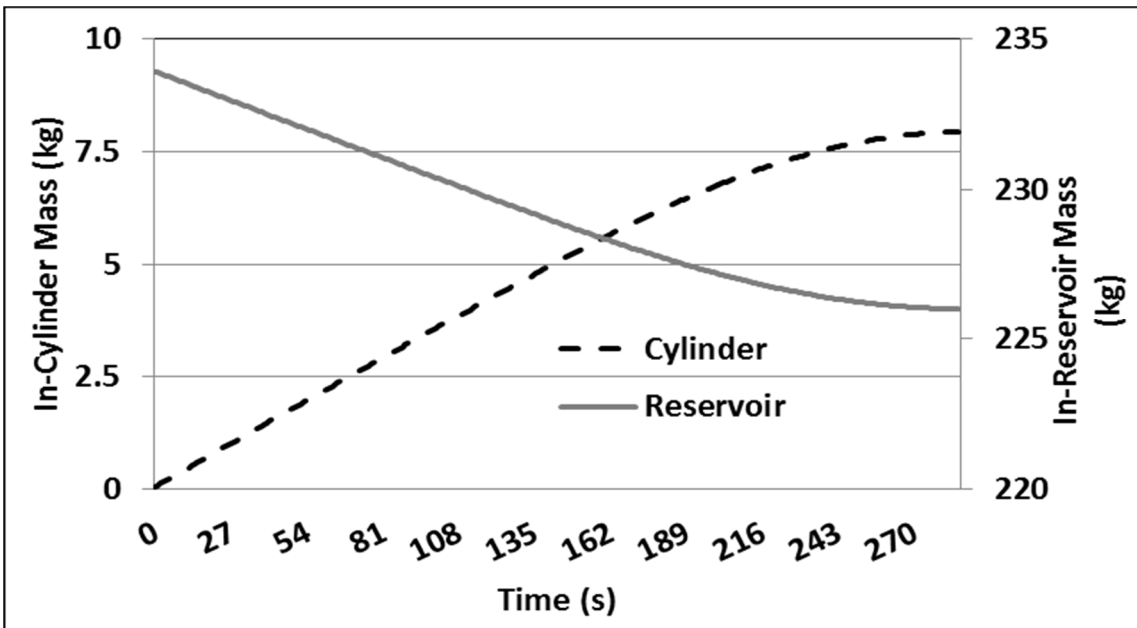
شکل 29-6 تغییرات دما درون مخازن ذخیره بافري و سيلندر خودرو در حين سوخت گيري

شکل 6-30 تغییرات دبي جرمي ورودی از مخازن ذخیره بافري به سيلندر خودرو در حين سوخت گيري را نمايش می دهد. با مقايسه ميزان دبي جرمي در اين حالت با هنگامي که شرايط ترموديناميکی مخازن ذخيره ثابت است، اين واقعيت استنتاج می شود که ميزان دبي در اين حالت کمتر از شرايط ثابت است. همانطور که در شکل زير مشهود است دبي جرمي سوخت ورودی تا حدود نيمي از فرآيند تقريباً ثابت می ماند. با نزديک شدن فشار مخازن ذخيره و سيلندر از ميزان دبي جرمي ورودی کاسته می شود.



شکل 6-30 تغییرات دبي جرمي ورودی از مخازن ذخیره بافري به سيلندر خودرو در حين سوخت گيري

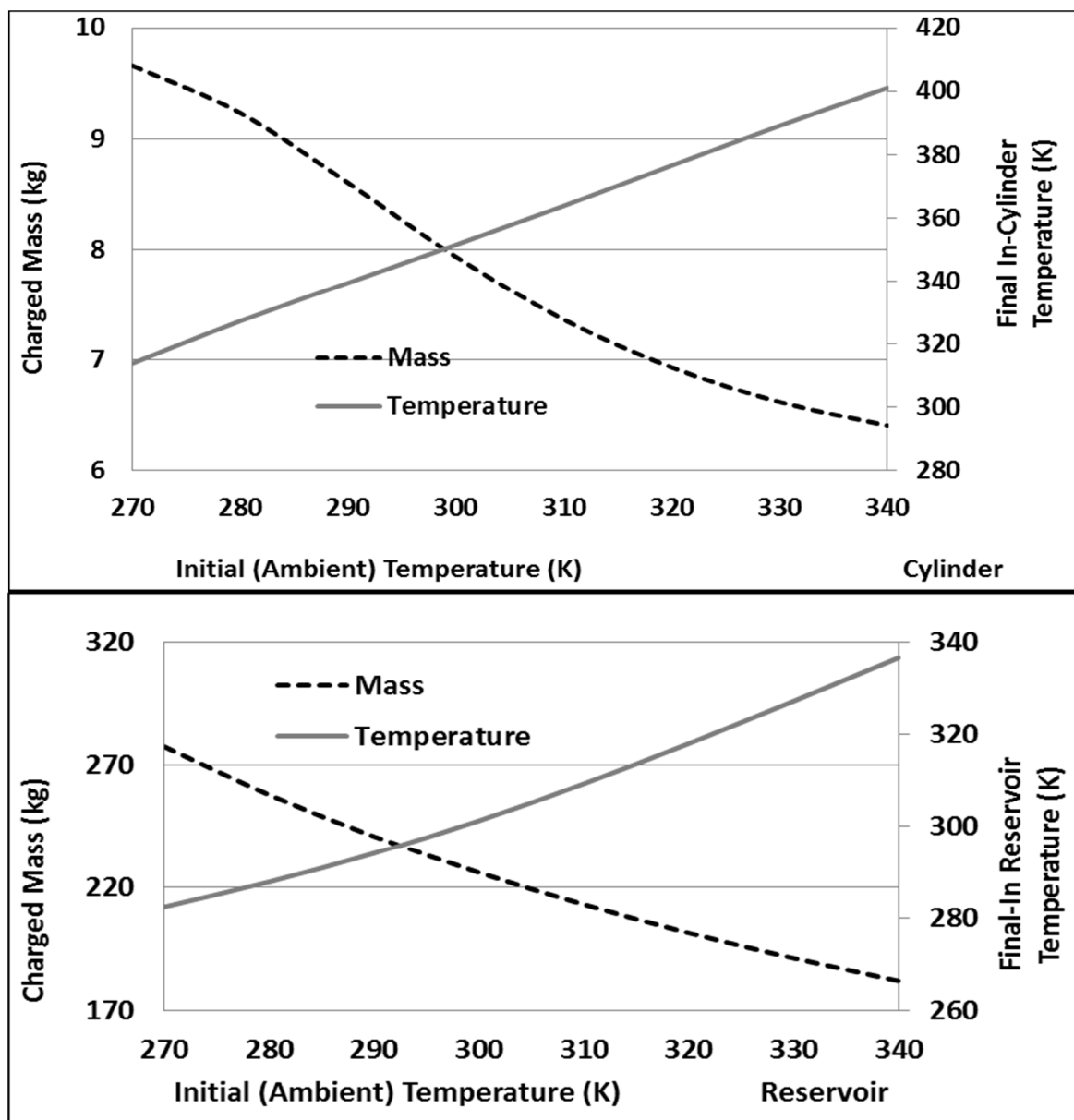
در شکل 6-31 تغییرات جرم درون مخازن ذخیره بافری و سیلندر خودرو در حین سوخت گیری مورد بررسی قرار گرفته است. بر اساس شکل مذکور جرم اولیه سوخت درون مخازن ذخیره حدود 234kg می باشد که در انتهای سوخت گیری این میزان به حدود 226kg کاهش می یابد. افزایش جرم سوخت درون سیلندر تا حدود 8kg در طول فرآیند پر شدن بخوبی قابل مشاهده است. همانطور که در شکل مشهود است برای انجام کامل فرآیند سوخت گیری سیلندر باید جرم زیادی از سوخت در مخزن ذخیره به فشار مورد نظر رسیده باشد.



شکل 6-31 تغییرات جرم درون مخازن ذخیره بافری و سیلندر خودرو در حین سوخت گیری

دمای محیط نقش بسزایی بر فرآیند سوخت گیری دارد. در شکل 6-32 تاثیر دمای محیط بر جرم و دمای نهایی سوخت درون مخازن ذخیره بافری و سیلندر خودرو بررسی شده است. بر اساس این شکل اختلاف جرم سوخت درون مخازن ذخیره بین دمای محیط 270K و 340K در حدود 96kg می باشد. همچنین اختلاف جرم سوخت درون سیلندر در 2 دمای اولیه 270K و 340K در حدود 3.3kg می باشد. این بررسی نشان می دهد که دمای اولیه (دمای محیط) چه تاثیر مهمی بر فرآیند سوخت گیری خواهد داشت

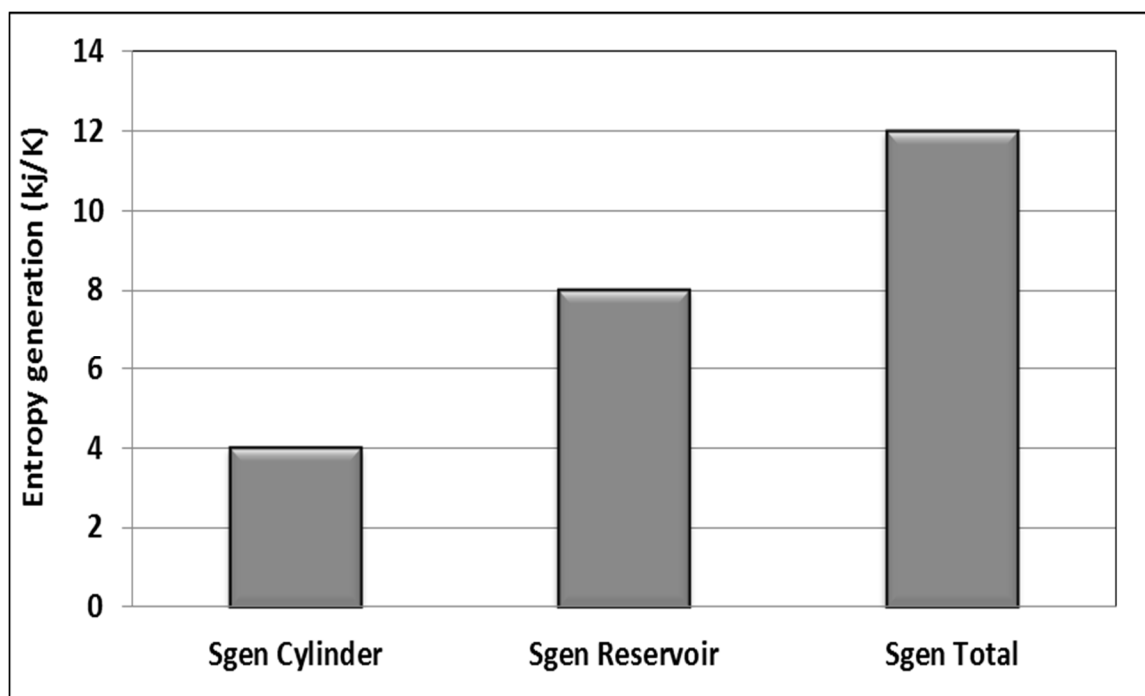
و لزوم سوخت گیری در دمای محیط پایین تر را روشن می سازد. در مورد تاثیر دمای محیط میتوان اینگونه استدلال نمود که با افزایش دمای محیط، دانسیته گاز طبیعی کاهش می یابد. به همین دلیل است که افزایش دما موجب کاهش جرم سوخت ورودی به سیلندر خودرو می گردد.



شکل 6-32 تاثیر دمای محیط بر جرم و دمای نهایی سوخت درون مخازن ذخیره بافری و سیلندر خودرو

همانطور که قبلا اشاره شد تولید انتروپی بازگشت ناپذیری های ترمودینامیکی را بیان می کند. در ایستگاههای CNG، بازگشت ناپذیری ها میتواند منجر به تخریب کار مفید گردد. کار مفید در این ایستگاهها توسط کمپرسورهای موجود تامین می گردد، به همین دلیل است که هرچه بتوان میزان انتروپی تولیدی را کاهش داد، مشخصا در قابلیت کاردهی که توسط کمپرسورها تامین می شود صرفه جویی شده و در نهایت برق مصرفی کمپرسور کاهش می یابد.

در شکل 33-6 انتروپی تولیدی در مخازن ذخیره و سیلندر خودرو و مجموع آنها در سیستم بافری نمایش داده شده است. همانطور که در شکل مشهود است انتروپی تولیدی در مخازن ذخیره بسیار بیشتر از سیلندر خودرو است و بخش اعظمی از انتروپی تولیدی کل را انتروپی تولیدی مخازن ذخیره تشکیل می دهد.

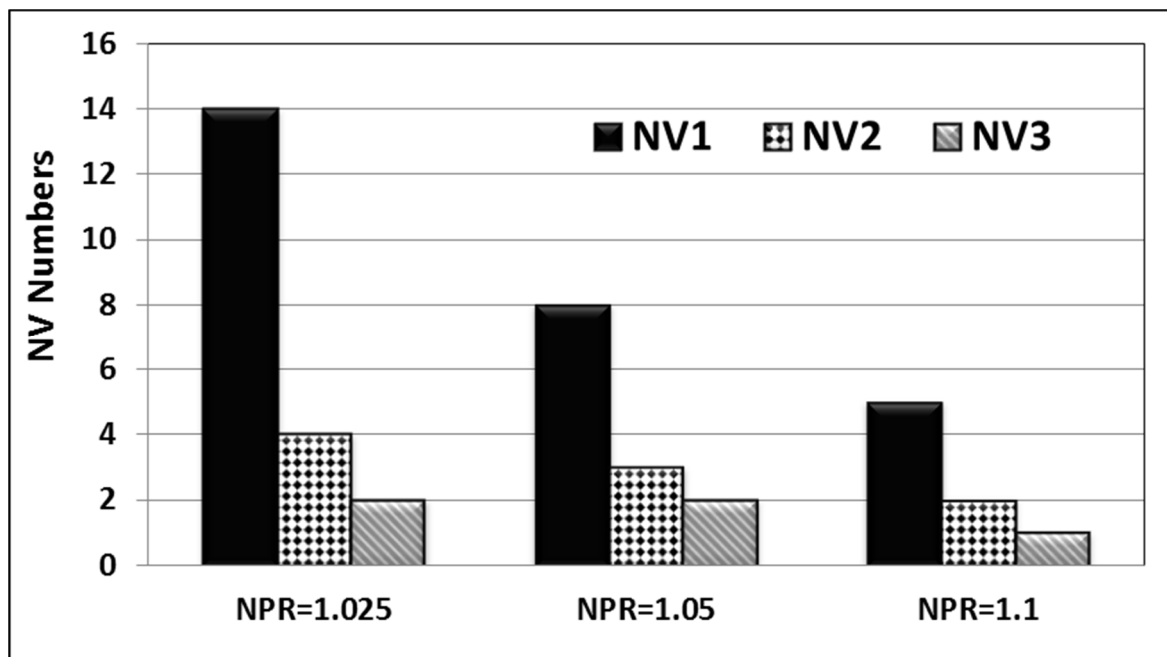


شکل 33-6 انتروپی تولیدی در مخازن ذخیره و سیلندر خودرو و مجموع آنها در سیستم بافری

2-5-6 تخلیه مخازن و پر شدن سیلندر در سیستم ذخیره آبشاری

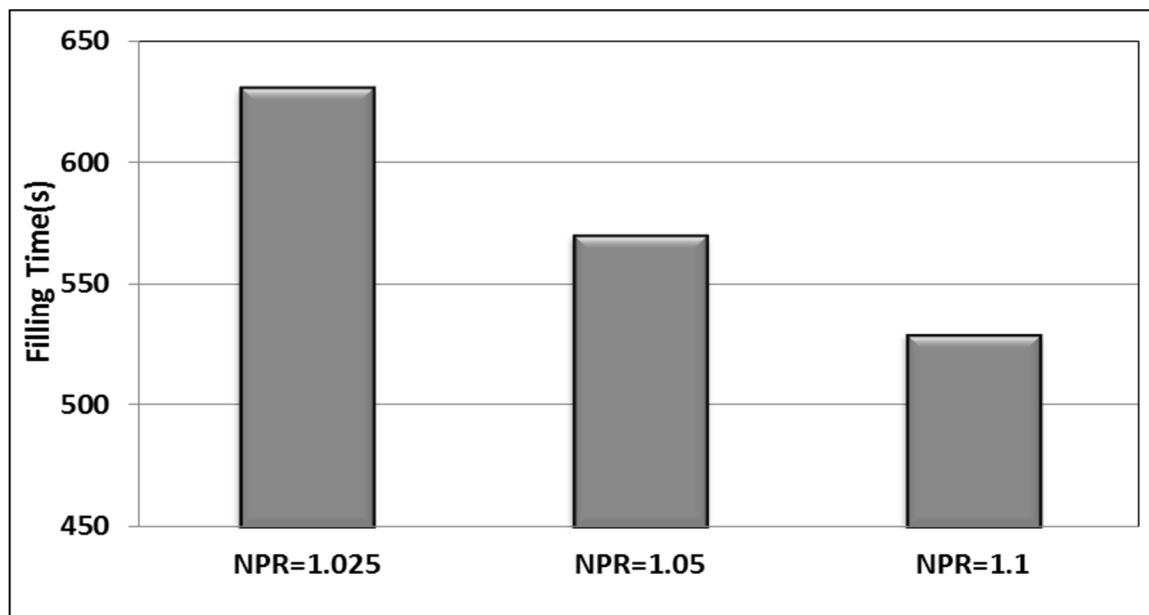
در این بخش هدف ارائه نتایج شبیه سازی همزمان تخلیه مخازن و پر شدن سیلندر در سیستم ذخیره آبشاری می باشد. نتایج این بخش بر اساس حجم سیلندر خودرو 67 لیتر و همچنین قطر اریفیس 1 میلی متر ارائه شده است. همچنین برای ساده سازی سیلندر بصورت آدیاباتیک در نظر گرفته شده است.

همانطور که قبلا نیز بیان شد هدف نهایی سوخت گیری بالا رفتن فشار سوخت درون سیلندر تا مقدار 20MPa می باشد. برای رسیدن به این هدف در ابتدا باید حجم بهینه مورد نیاز 3 ردیف مخزن فشار پایین، متوسط و بالایی مخزن ذخیره را در سیستم آبشاری بدست آورد. در شکل 6-34 حداقل حجم مخازن ذخیره مورد نیاز با فرض فشارهای متفاوت مخازن ذخیره فشار پایین، میانی و بالا در سیستم ذخیره آبشاری برای پر شدن سیلندر خودرو ارائه شده است. بر اساس این شکل حداقل حجم مورد نیاز 3 ردیف مخزن بر مبنای 3 فشار اولیه $NPR=1.025$ ، $NPR=1.05$ و $NPR=1.1$ بدست آمده است. برای پایین ترین نسبت فشار، $NPR=1.025$ ، فشار مخازن پایینی، میانی و بالایی بترتیب معادل 4.62275MPa، 12.075MPa و 20.5MPa بدست می آید. با فرض انتخاب این فشارها برای مخازن ذخیره پایین، میانی و بالا کمترین حجم مورد نیاز برای کامل شدن فرآیند سوخت گیری بترتیب برابر $NV1=14$ ، $NV2=4$ و $NV3=2$ تعیین می گردد. در ادامه بقیه نتایج این بخش نیز بر اساس $NPR=1.025$ ارائه شده است.



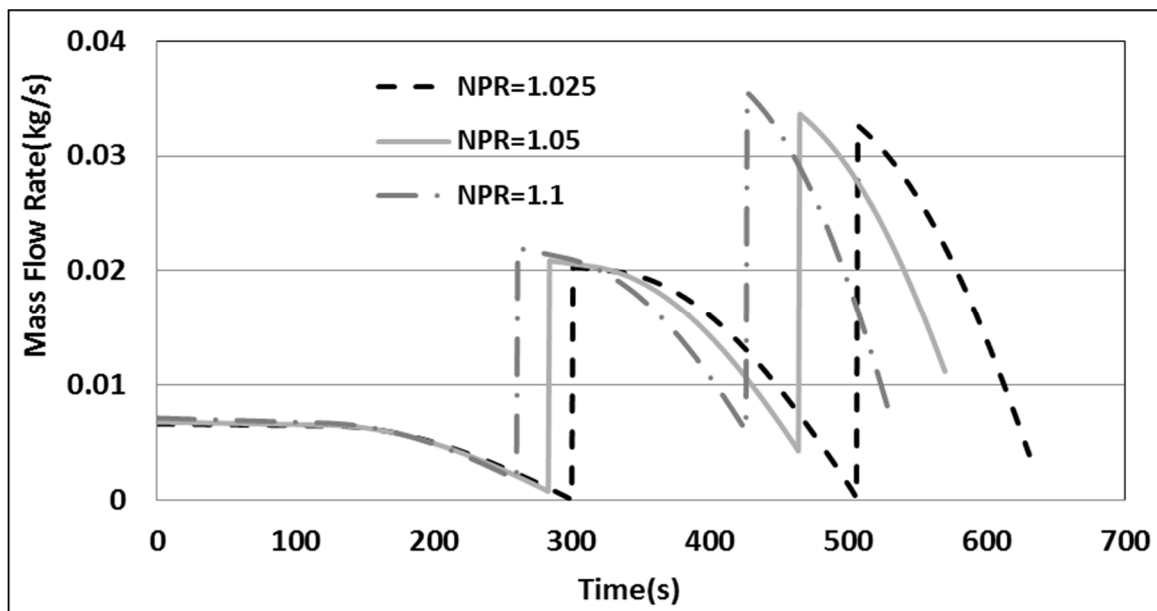
شکل 6-34 حداقل حجم مخازن ذخیره مورد نیاز با فرض فشارهای متفاوت مخازن ذخیره فشار پایین، میانی و بالا در سیستم ذخیره آبخاری برای پر شدن سیلندر خودرو

در شکل 6-35 زمان مورد نیاز پر شدن سیلندر خودرو با فرض فشارهای متفاوت مخازن ذخیره ارائه شده است. شرایط اولیه دما و فشار در فرآیند پر شدن برابر 300K و 0.1MPa (1bar) در نظر گرفته شده است. همانطور که در شکل مشهود است هرچه فشار اولیه مخازن ذخیره بیشتر باشد زمان سوخت گیری کاهش می یابد. با مقایسه زمان سوخت گیری برای دو عدد $NPR=1.025$ و $NPR=1.1$ این نتیجه حاصل می گردد که اختلاف زمان سوخت گیری بین این دو فشار اولیه حدود 120 ثانیه می باشد. دلیل کاهش زمان سوخت گیری با افزایش فشار اولیه مخازن ذخیره، ورود جرم بیشتر می باشد. هرچه فشار اولیه مخازن بیشتر باشد، اختلاف فشار بین مخازن ذخیره و سیلندر بیشتر شده و در نتیجه دبی جرمی افزایش می یابد.



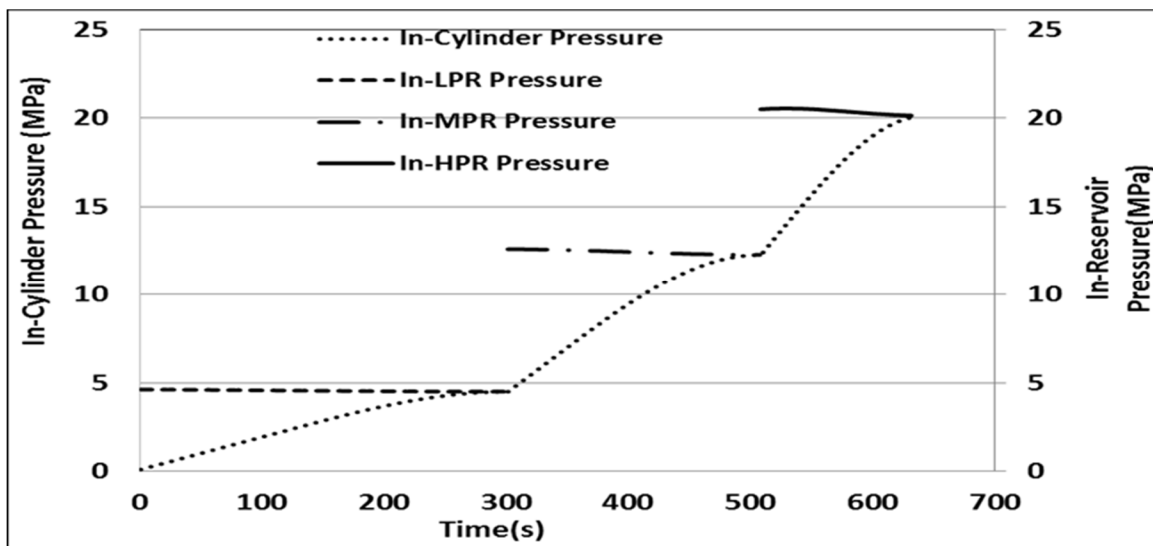
شکل 6-35 زمان مورد نیاز پر شدن سیلندر خودرو با فرض فشارهای متفاوت

در شکل 6-36 تغییرات دبی جرمی ورودی از مخازن ذخیره به سیلندر خودرو در حین سوخت گیری در سیستم ذخیره آبشاری بر حسب اعداد NP_R متفاوت رسم شده است. همانطور که در شکل مشهود است در ابتدای فرآیند سوخت گیری دبی جرمی خروجی از مخازن ذخیره با فرض هر فشار اولیه ای ثابت است. همچنین بر اساس شکل، هنگامی که فشار مخزن ذخیره در یک ردیف به فشار سیلندر نزدیک می شود، فرآیند سوخت گیری به مخزن ردیف بعدی منتقل می گردد. با انتقال سوخت گیری به مخزن با فشار بالاتر، میزان دبی جرمی یک جهش افزایشی پیدا می کند. دلیل این جهش افزایشی را می توان در اختلاف فشار ایجاد شده بین مخزن و سیلندر خودرو تحلیل نمود. همچنین همانطور که در شکل مشهود است هر یک از بخش های سه گانه دبی جرمی ورودی به سیلندر خودرو در سیستم آبشاری، همانند نمودار دبی جرمی ورودی در سیستم بافری می باشد.



شکل 6-36 تغییرات دبی جرمی ورودی از مخازن ذخیره به سیلندر خودرو در حین سوخت گیری در سیستم ذخیره آبشاری

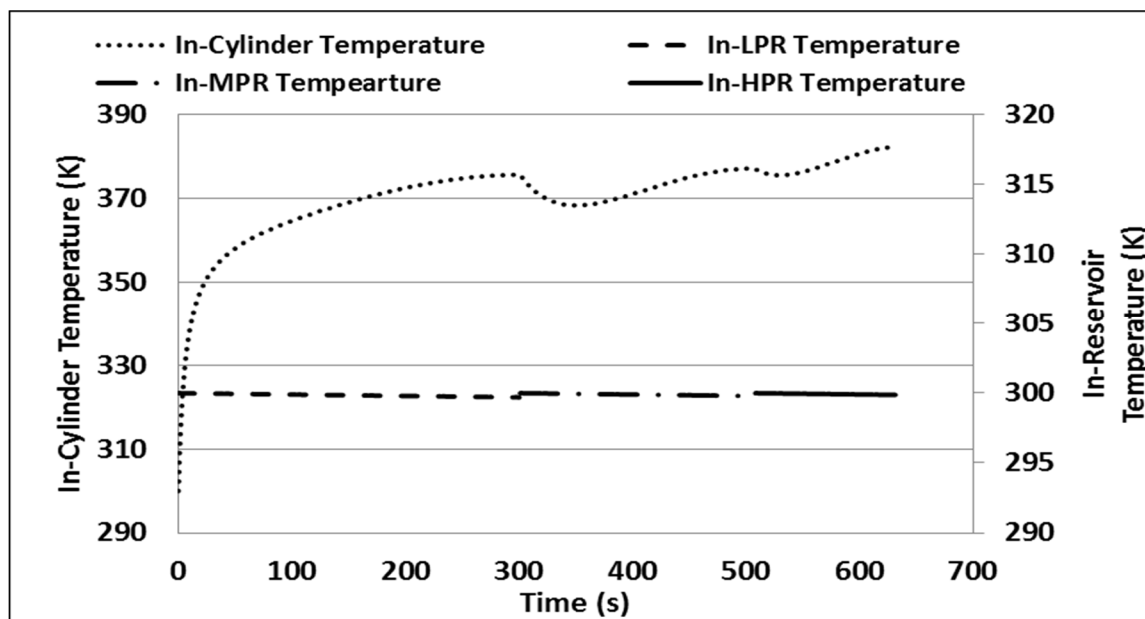
در شکل 6-37 تغییرات فشار سوخت مخازن ذخیره و سیلندر خودرو در حین سوخت گیری در سیستم ذخیره آبشاری بر حسب $NPR = 1.025$ نمایش داده شده است. بر اساس این شکل زمان مورد نیاز برای کامل شدن فرآیند سوخت گیری و رسیدن به فشار سیلندر 20MPa حدود 630 ثانیه است که این زمان حدود 130 ثانیه بیشتر از هنگامی است که شرایط مخزن ذخیره ثابت در نظر گرفته شود. همانطور که در نمودار تغییرات فشار سوخت درون مخزن نیز مشهود است با تغییر منبع سوخت گیری از مخزن فشار پایین به مخزن فشار بالاتر، یک جهش در فشار سوخت درون سیلندر دیده میشود. دلیل اصلی این جهش همانطور که قبلاً بیان شد تغییر در فشار مخزن ذخیره می باشد که موجب تغییر در شرایط ترمودینامیکی سوخت ورودی به سیلندر خودرو می باشد.



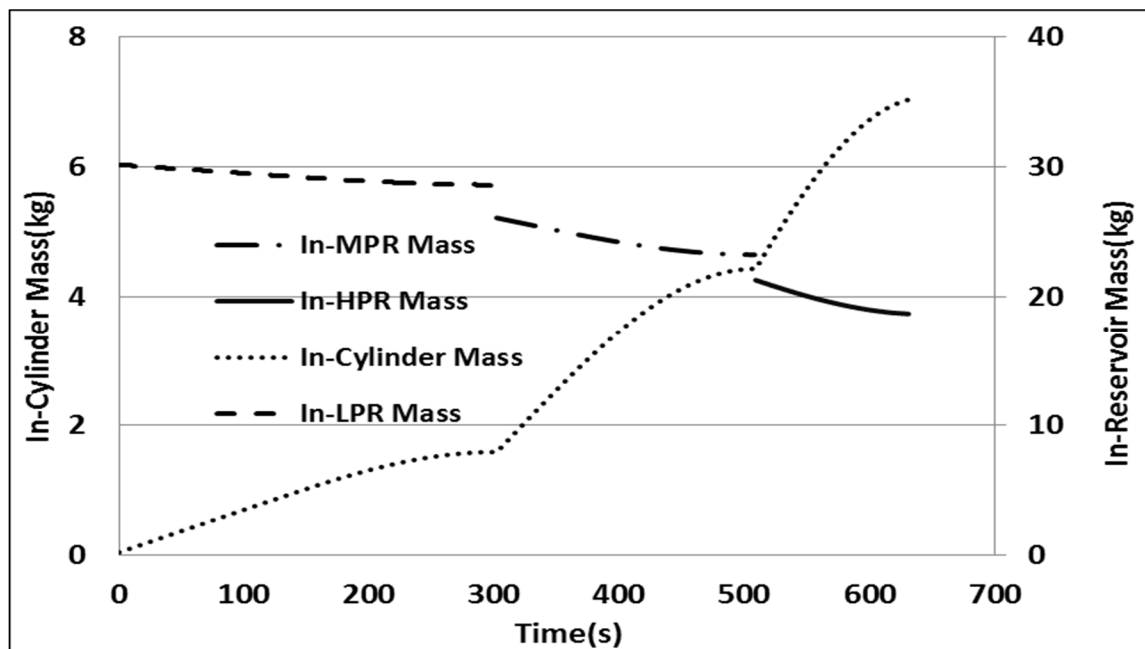
شکل 6-37 تغییرات فشار سوخت مخازن ذخیره و سیلندر خودرو در حین سوخت گیری در سیستم ذخیره آبشاری

شکل 6-38 تغییرات دمای سوخت مخازن ذخیره و سیلندر خودرو در حین سوخت گیری در سیستم ذخیره آبشاری را برای $NP_R = 1.025$ نمایش داده است. این پروفیل دمایی در شرایط دما و فشار اولیه 300K و 0.1MPa رسم شده است. همانطور که در شکل نیز مشهود است با تعویض منبع سوخت از مخزن ذخیره با فشار پایین به مخزن با فشار بالاتر افت دما در سیلندر خودرو اتفاق می افتد. چنان که پیشتر نیز درباره آن بحث شد، دلیل اصلی این پدیده ضریب ژول تامسون می باشد. با توجه به مطالب بیان شده میتوان اینگونه بیان نتیجه گرفت که ضریب ژول تامسون در طی ورود سوخت CNG از مخزن ذخیره به سیلندر خودرو مقدار مثبت می باشد. اختلاف فشار بین سیلندر خودرو و مخزن ذخیره در ابتدای تغییر مخزن سوخت گیری مقدار بالایی می باشد، که موجب کاهش فشار سوخت ورودی از مخزن ذخیره به سیلندر خودرو می گردد. نکته مهم بعدی که از شکل دریافت می شود این مهم است که بیشترین افزایش دمای سوخت در ابتدای فرآیند سوخت گیری اتفاق می افتد. دلیل اصلی این افزایش دمای زیاد را میتوان در اختلاف فشار بسیار زیاد بین مخزن ذخیره و سیلندر در ابتدای فرآیند بر شمرد. همچنین دمای مخازن ذخیره نیز در طول فرآیند سوخت گیری تقریباً ثابت باقی می ماند. ثابت بودن دمای مخازن ذخیره به این

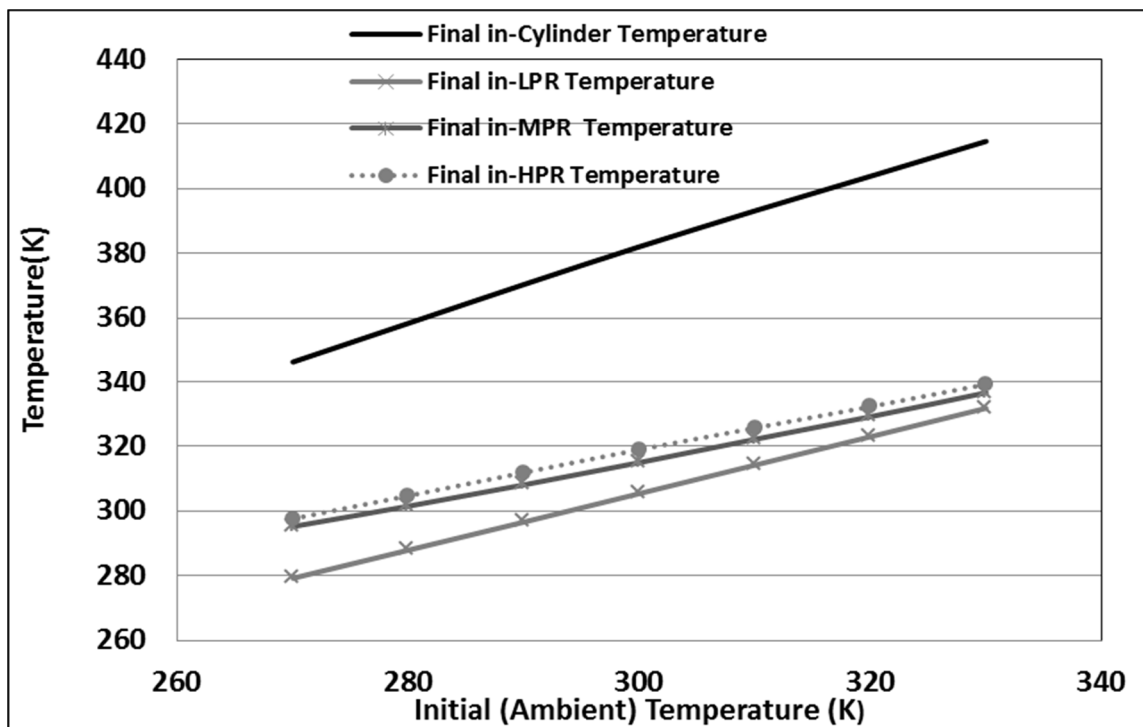
دلیل است که با توجه به حجم زیاد ذخیره شده سوخت در این مخازن فشار آنها تغییر زیادی نمی کند. با توجه به تغییر کم فشار مخازن در طی سوخت گیری تغییرات دما نیز ناچیز است.



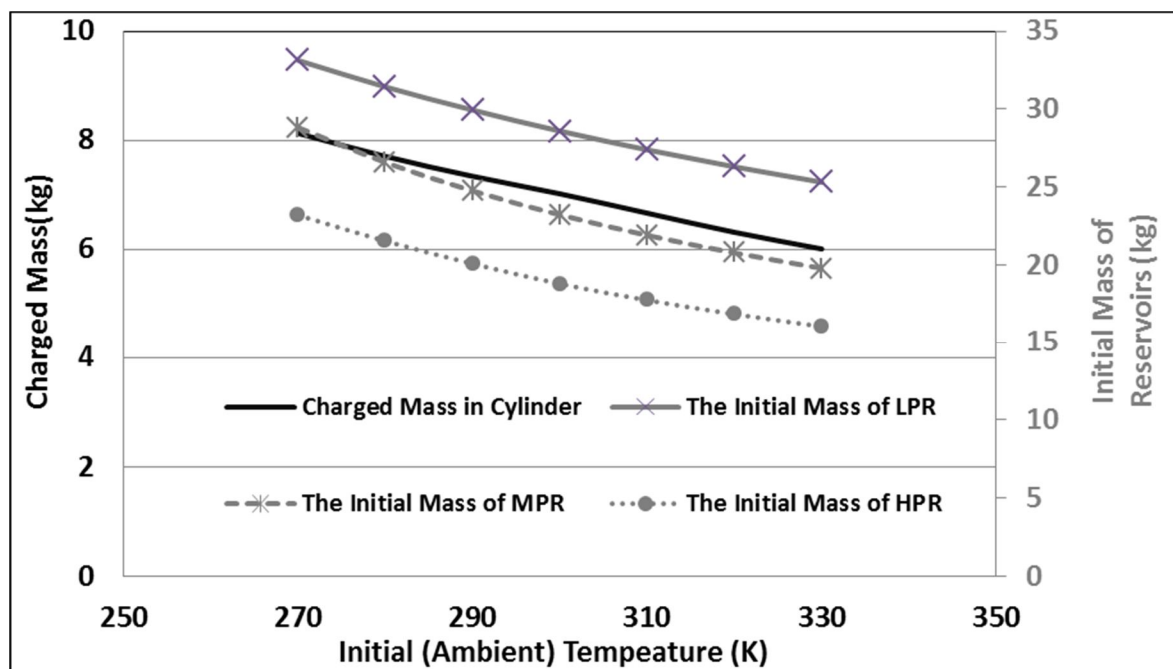
شکل 38-6 تغییرات دمای سوخت مخازن ذخیره و سیلندر خودرو در حین سوخت گیری در سیستم ذخیره آبشاری در شکل 39-6 تغییرات جرم سوخت مخازن ذخیره و سیلندر خودرو در حین سوخت گیری در سیستم ذخیره آبشاری مورد بررسی قرار گرفته است. بر اساس شکل 39-6 میزان جرم مورد نیاز در مخازن فشار پایین، متوسط و بالایی برای اینکه بتوان سیلندر خودرو را تا 7 کیلوگرم از سوخت پر نمود به ترتیب 30، 26 و 21/5 کیلوگرم می باشد. همانطور که از شکل مشهود است با تغییر مخازن ذخیره نمودار جرم سوخت ورودی دچار پرش می گردد. این پرش ها بدلیل تغییر شرایط مخازن ذخیره می باشد.



شکل 6-39 تغییرات جرم سوخت مخازن ذخیره و سیلندر خودرو در حین سوخت گیری در سیستم ذخیره آبشاری همانطور که قبلاً نیز بحث شد دمای محیط تاثیر شگرفی بر فرآیند سوخت گیری دارد. در شکل 6-40 و شکل 6-41 به ترتیب تاثیر دمای محیط بر دما و جرم نهایی سوخت مخازن ذخیره آبشاری و سیلندر خودرو بررسی شده است. دمای محیط تاثیر متضادی بر تغییرات دما و جرم نهایی سوخت سیلندر دارد، بنحویکه با افزایش دمای محیط جرم نهایی سوخت سیلندر کاهش می یابد، درحالیکه دمای نهایی سوخت با افزایش دمای محیط افزایش خواهد یافت. نکته مهم بعدی این است که با افزایش دمای محیط تغییرات جرم و دمای نهایی سوخت بصورت خطی خواهد بود. در نهایت میتوان اینگونه استنباط نمود که افزایش دمای محیط می تواند موجب کاهش جرم نهایی و درنهایت طی مسافت کمتر بعد از هر بار سوخت گیری گردد.

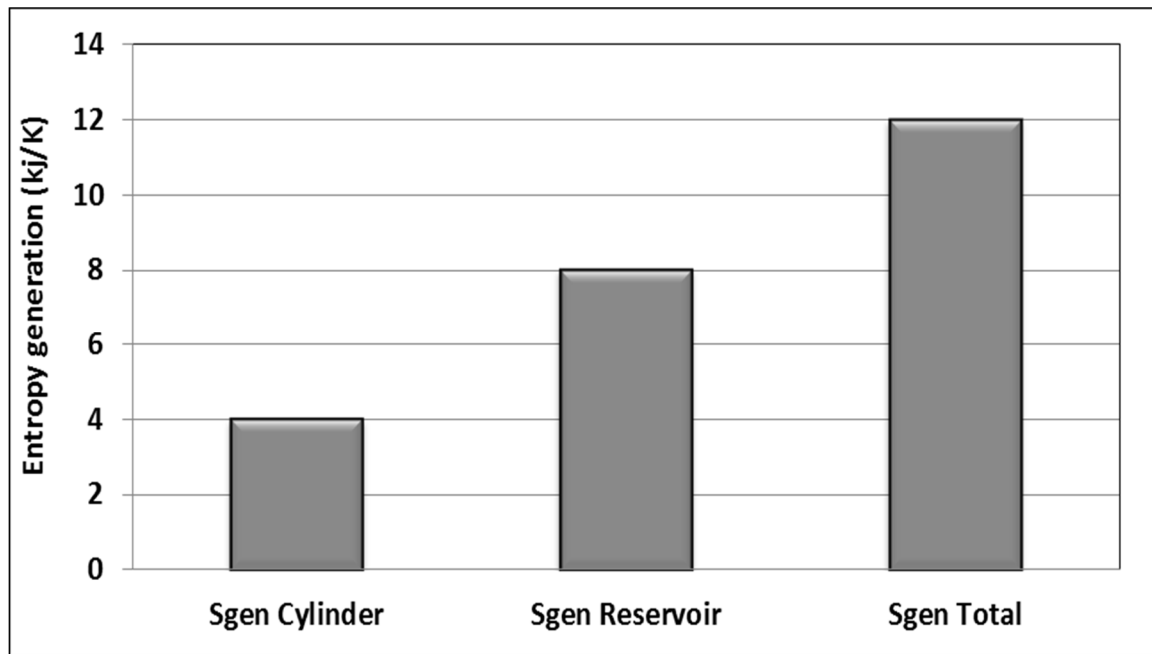


شکل 6-40 تاثیر دمای محیط بر دمای نهایی سوخت مخازن ذخیره آبشاری و سیلندر خودرو



شکل 6-41 تاثیر دمای محیط بر جرم نهایی سوخت مخازن ذخیره آبشاری و سیلندر خودرو

در شکل 6-42 انتروپی تولیدی مخازن ذخیره آبشاری، سیلندر خودرو و مجموع آنها نمایش داده شده است. همانطور که در شکل مشهود است انتروپی تولیدی در مخازن ذخیره بسیار بیشتر از سیلندر خودرو است و بخش اعظمی از انتروپی تولیدی کل را انتروپی تولیدی مخازن ذخیره تشکیل می دهد.



شکل 6-42 انتروپی تولیدی مخازن ذخیره آبشاری، سیلندر خودرو و مجموع آنها

6-6 تحلیل حرارتی فرآیند پر شدن سیلندر خودرو CNG

در این بخش به تحلیل حرارتی فرآیند پر شدن سیلندر خودرو CNG پرداخته می شود. همانطور که قبلاً نیز بحث شد مشکل عمده در شبیه سازی حرارتی فرآیند پر شدن، محاسبه لحظه ای ضریب حرارت جابجایی اجباری بین سوخت و جدار داخلی سیلندر خودرو می باشد. در مطالعات قبلی [9] معادلات کلی برای محاسبه ضریب انتقال حرارت جابجایی اجباری دورن سیلندر بر حسب دبی جرمی ورودی و رینولدز جریان ورودی ارائه گردید. در این قسمت با استفاده از این معادلات به مقایسه شبیه سازی پر شدن سیلندر خودرو CNG در شرایط آدیاباتیک و با وجود انتقال حرارت پرداخته می شود. 2 نوع سیلندر نوع اول و سوم برای شبیه سازی در این بخش مورد استفاده قرار گرفته که مشخصات آنها در جدول 6-7 ارائه

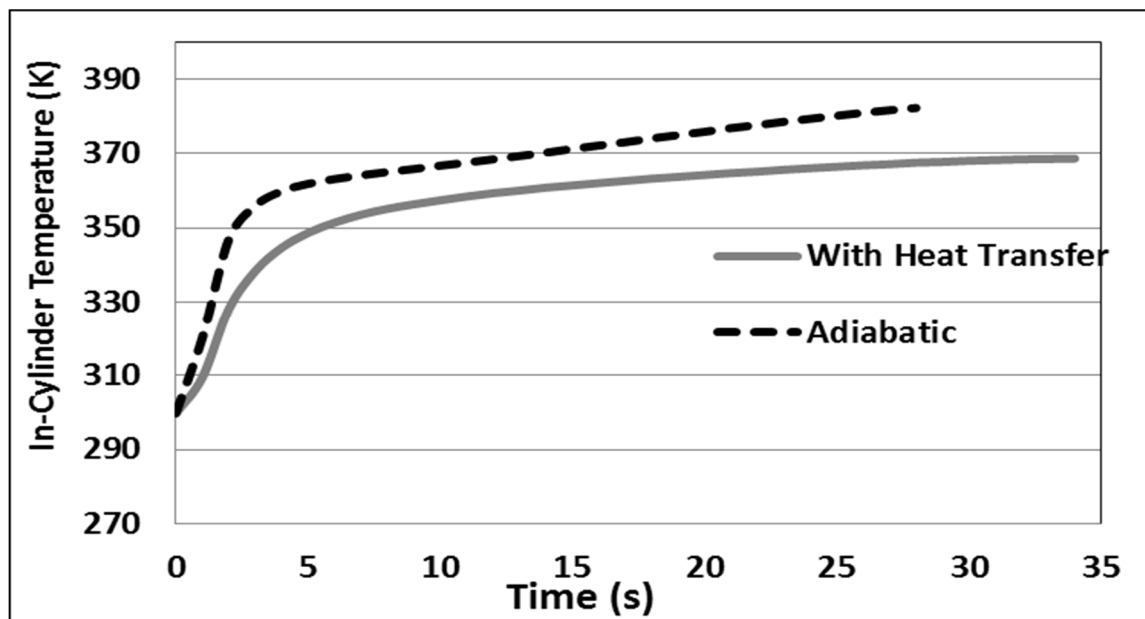
شده است. لازم به ذکر است که نتایج در ابتدا با استفاده از مشخصات سیلندر نوع سوم ارائه گردیده است و در ادامه به مقایسه دمای سطح خارجی سیلندر نوع اول و سوم پرداخته شده است. حجم سیلندر خودرو در این بخش برابر 31/4 لیتر است و قطر اریفیس نازل سوخت گیری نیز 5 میلی متر در نظر گرفته شده است. [24]

جدول 6-7 مشخصات سیلندره‌های CNG نوع اول و سوم مورد استفاده [24]

Thermal conductivity (K) (W/mK)	Specific heat (Cp) (J/kgK)	Density (ρ) (kg/m ³)	Thickne ss (x) (m)		
167	2730	900	0.02	Aluminium	Type I
167	2730	900	0.004	Liner	Type IV
1	1494	938	0.015	The carbon fiber epoxy	

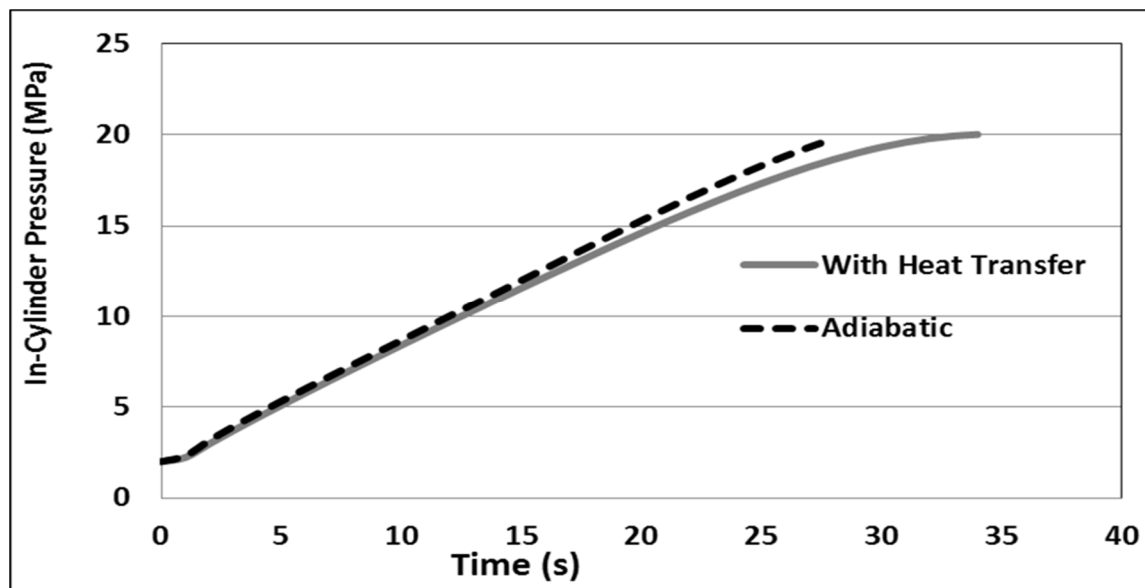
شرایط اولیه فرآیند سوخت گیری منطبق بر تحقیق قبلی که توسط [24] Shiply انجام شده است می باشد. در مورد شرایط مرزی نیز اطلاعات دما، فشار و دبی جرمی ورودی به سیلندر که در تحقیق Shiply [24] اندازه گیری شده است مورد استفاده قرار گرفته است.

در شکل 6-43 به مقایسه تغییرات دمای سوخت درون سیلندر خودرو CNG در شرایط عایق و با انتقال حرارت پرداخته شده است. همانطور که در شکل مشهود است افزایش دما در شرایط عایق حدود 83K است درحالیکه افزایش دمای فرآیند سوخت گیری در شرایط انتقال حرارت حدود 70K می باشد. با مقایسه دمای نهایی سوخت درون سیلندر در این 2 شرایط میتوان اختلاف 13K را مشاهده نمود.



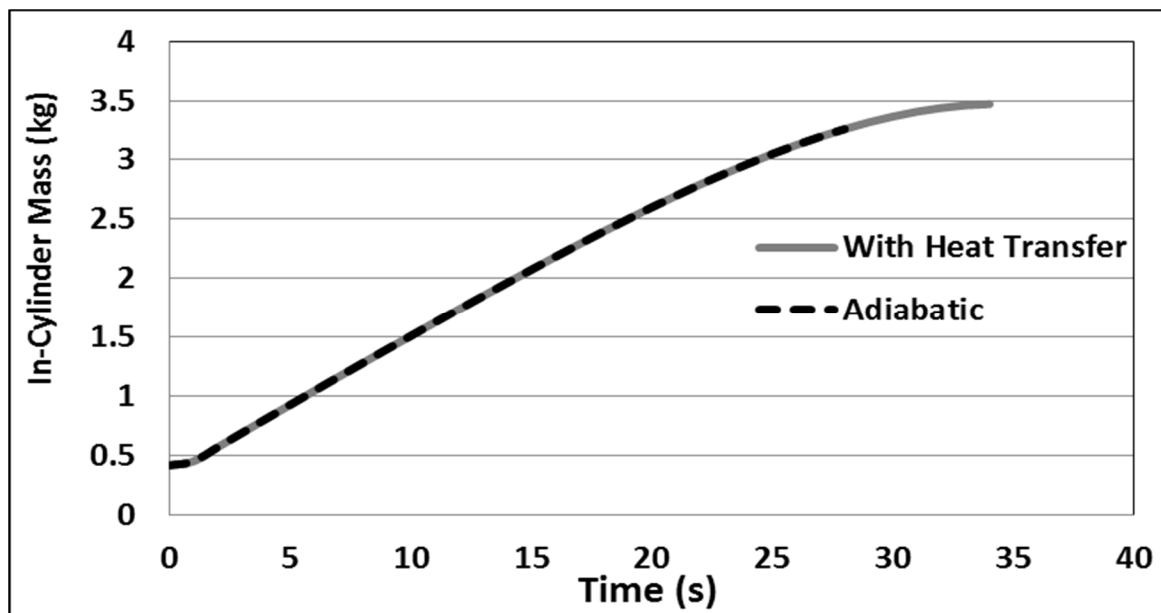
شکل 6-43 مقایسه تغییرات دمای سوخت درون سیلندر خودرو CNG در شرایط عایق و با انتقال حرارت

در شکل 6-44 مقایسه تغییرات فشار سوخت درون سیلندر خودرو CNG در شرایط عایق و با انتقال حرارت انجام شده است. لازم به ذکر است که سیلندر مورد استفاده در این نتایج بر مبنای نوع سوم می باشد. با بررسی شکل 6-44 مشخص می گردد که زمان سوخت گیری مورد نیاز در شرایط عایق کمتر از شرایط سوخت گیری با انتقال حرارت است. کاهش زمان سوخت گیری در شرایط عایق را میتوان اینگونه تحلیل نمود که در شرایط عایق بدلیل عدم انتقال حرارت به محیط اطراف دمای نهایی سوخت بالاتر می رود. این بدان معناست که سوخت درون سیلندر در طی زمان مشابه دارای دمای بالاتری نسبت به شرایط با انتقال حرارت می باشد. به همین دلیل است که سوخت در شرایط عایق سریعتر به فشار نهایی می رسد.



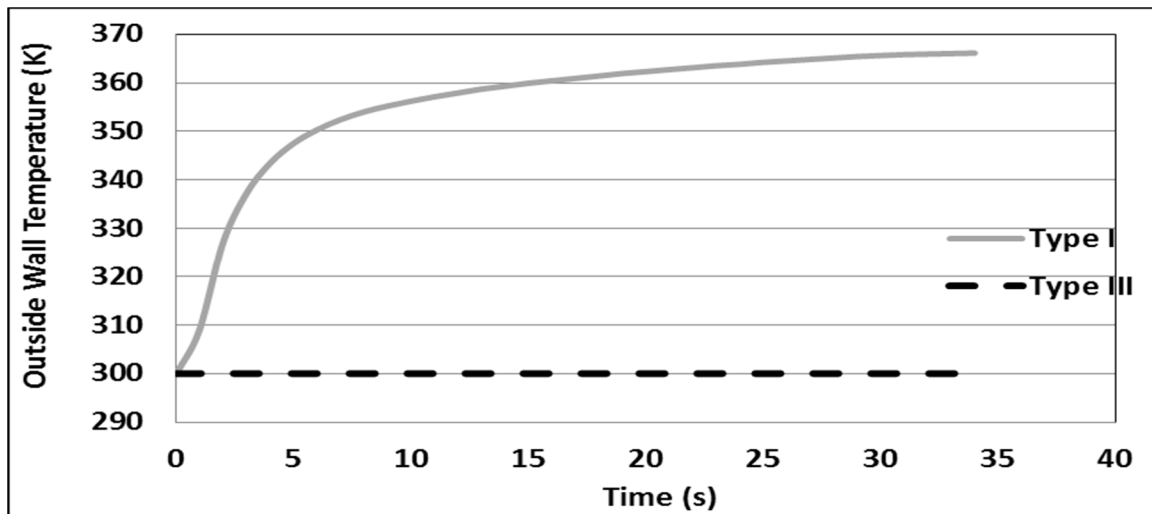
شکل 6-44 مقایسه تغییرات فشار سوخت درون سیلندر خودرو CNG در شرایط عایق و با انتقال حرارت

در شکل 6-45 به مقایسه تغییرات جرم سوخت درون سیلندر خودرو CNG در شرایط عایق و با انتقال حرارت پرداخته شده است. بر اساس این شکل جرم نهایی سوخت درون سیلندر در شرایط عایق حدوداً 0.25kg کمتر از جرم نهایی سوخت با شرایط وجود انتقال حرارت می باشد. دلیل شباهت روند تغییرات جرم سوخت درون سیلندر نیز یکسان بودن شرایط مرزی اندازه گیری شده (دبی جرمی ورودی) مورد استفاده در شبیه سازی می باشد. هر چند دبی جرمی بعنوان شرایط مرزی ورودی در نظر گرفته شده است، اما جرم نهایی ذخیره شده در سیلندر در شرایط با انتقال حرارت میزان بالاتری خواهد بود. همانطور که قبلاً بیان شد در سوخت گیری با شرایط عایق دمای سوخت درون سیلندر بالاتر می رود. به همین دلیل است که سوخت سریعتر به فشار نهایی می رسد، این در حالی است که جرم نهایی آن نسبت به شرایط با انتقال حرارت کمتر خواهد بود.



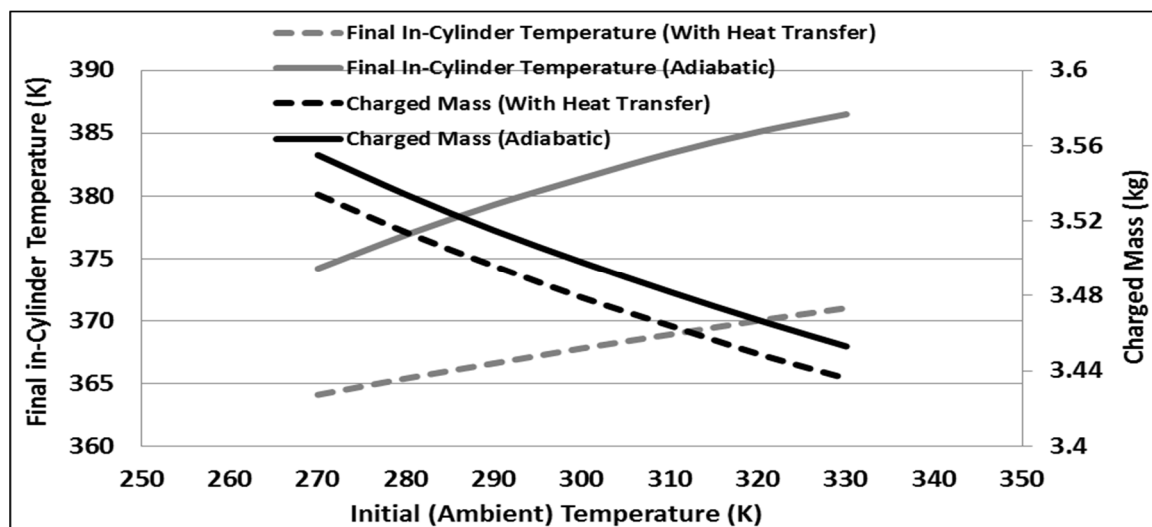
شکل 6-45 مقایسه تغییرات جرم سوخت درون سیلندر خودرو CNG در شرایط عایق و با انتقال حرارت

در شکل 6-46 تغییرات دمای جدار خارجی سیلندره‌های نوع اول و سوم در حین سوخت‌گیری CNG مشاهده می‌شود. بر اساس شکل 6-46 تغییرات دمای جدار خارجی سیلندر نوع اول مشابه تغییرات دمای سوخت درون سیلندر می‌باشد درحالی‌که دمای جدار خارجی سیلندر نوع سوم در طول فرآیند سوخت‌گیری برابر دمای محیط باقی می‌ماند. با بررسی این شکل مشخص می‌گردد که تفاوت عمده سیلندره‌های نوع اول و سوم را میتوان در انتقال حرارت از جداره آن به محیط خارج دانست. در سیلندره‌های نوع اول بدلیل ضریب انتقال حرارت بالای آلومینیوم (و یا فولاد) حرارت بخوبی از جدار سیلندر عبور کرده و به فضای محیط منتقل می‌شود. این درحالی است که بخش اپوکسی جدار سیلندره‌های نوع سوم بدلیل ضریب انتقال حرارت پایین مشابه شرایط عایق عمل نموده و مانع انتقال حرارت به فضای محیط می‌شود. نکته مهم بعدی میزان قابل توجه حرارتی است که در جدار سیلندر ذخیره می‌شود.



شکل 46-6 تغییرات دمای جدار خارجی سیلندره‌های نوع اول و سوم در حین سوخت گیری CNG

در شکل 47-6 تاثیر دمای محیط بر جرم و دمای نهایی سیلندر با انتقال حرارت در حین سوخت گیری CNG بررسی شده است. همانطور که در نتایج قبلی بررسی شد دمای محیط تاثیر شگرفی بر فرآیند سوخت گیری CNG دارد. در بررسی شکل میتوان اینگونه استنباط نمود که افزایش دمای محیط میتواند موجب کاهش جرم نهایی و در نهایت طی مسافت کمتر بعد از هر بار سوخت گیری گردد. همچنین نتیجه بعدی این است که تاثیر دمای محیط بر دما و جرم نهایی بصورت خطی می باشد.



شکل 47-6 تاثیر دمای محیط بر جرم و دمای نهایی سیلندر با انتقال حرارت در حین سوخت گیری CNG

6-6-1 تاثیر ترکیب گاز مناطق مختلف ایران بر فرآیند سوخت گیری

در این بخش هدف بررسی تاثیر ترکیب گاز مناطق مختلف ایران بر فرآیند سوخت گیری CNG می باشد. در ابتدا به معرفی گاز مناطق موجود در کشور عزیزمان ایران پرداخته می شود. همانطور که در بخشهای قبلی نیز اشاره شد ایران دارای منابع عظیم گاز در مناطق مختلف کشور می باشد. گاز طبیعی اساساً از متان تشکیل شده است اما بسته به محل جغرافیایی چاه گاز، مقدار متان موجود در گاز طبیعی متفاوت می باشد. بنابراین خواص این گاز بسیار مشابه با گاز متان است. همچنین نسبت ترکیبات دیگر گازها نیز در عملکرد گاز طبیعی مؤثر می باشد.

بغیر از متان، مواد دیگر موجود در این گاز بترتیب اهمیت عبارتند از:

• اتان (بین 1 تا 8 درصد)

• پروپان (تا 2 درصد)

• بوتان و پنتان (کمتر از یک درصد)

همچنین موادی مانند نیتروژن (N_2) و دی اکسید کربن (CO_2) نیز ممکن است در گاز طبیعی یافت شود. واضح است که درصدهای بیان شده کلی می باشند ولی برای هر چاه گاز، باید ترکیب خاص آن را شناسایی کرد. ترکیب شیمیایی گاز طبیعی مناطق مختلف ایران و نسبت های آن مطابق جدول زیر می باشد.

جدول 6-8 ترکیب گاز مناطق مختلف ایران [44]

ترکیب	درصد مولی (%)			
	خانگیران	کنگان	ترکمن	پارس
CH_4	98/6	90/04	94/21	87
C_2H_6	0/59	3/69	2/25	5/4
C_3H_8	0/09	0/93	0/53	1/7
iso- C_4H_{10}	0/02	0/2	0/36	0/3
n- C_4H_{10}	0/04	0/29	0	0/45

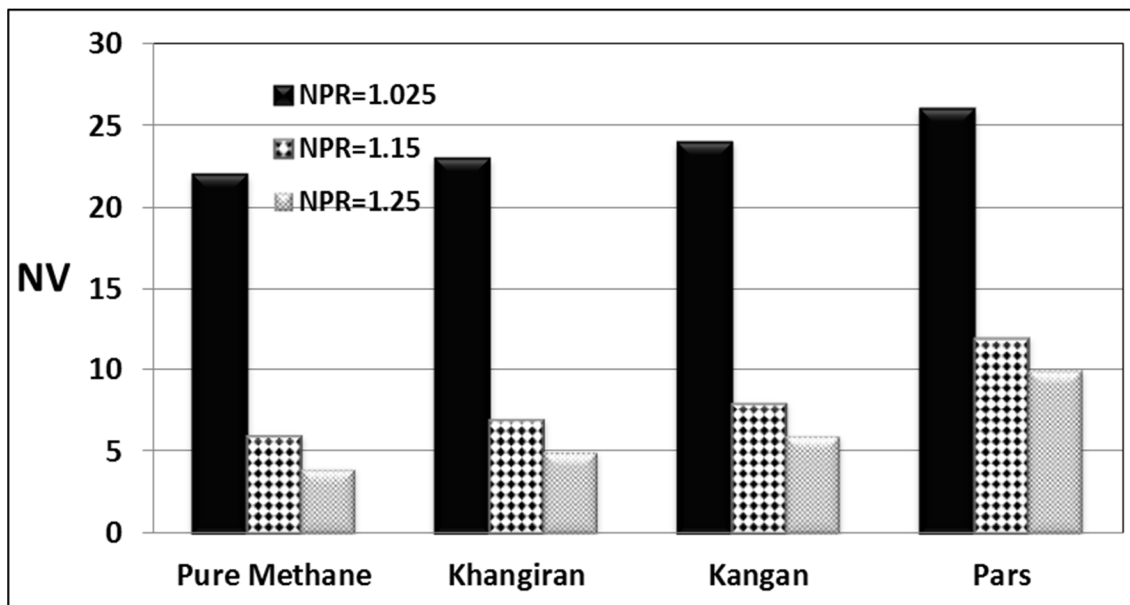
iso-C ₅ H ₁₂	0/02	0/14	0/26	0/13
n-C ₅ H ₁₂	0/02	0/08	0	0/11
n-C ₆ H ₁₄	0/07	0/14	0/17	0/07
C ₇ ⁺	0	0/01	0/18	0/03
N ₂	0/56	4/48	1/9	3/1
CO ₂	0	0	0/14	1/85

6-6-2 تاثیر ترکیب گاز طبیعی بر شبیه سازی همزمان در سیستم ذخیره بافری

در این بخش به بررسی تاثیر ترکیب گاز طبیعی بر شبیه سازی همزمان در سیستم ذخیره بافری پرداخته می شود. لازم به ذکر است نتایج این بخش بر اساس شرایط بخش 6-5-1 ارائه شده است و همچنین برای ترکیب گاز نیز از ترکیبات گاز معرفی شده در بخش 6-6-1 استفاده شده است.

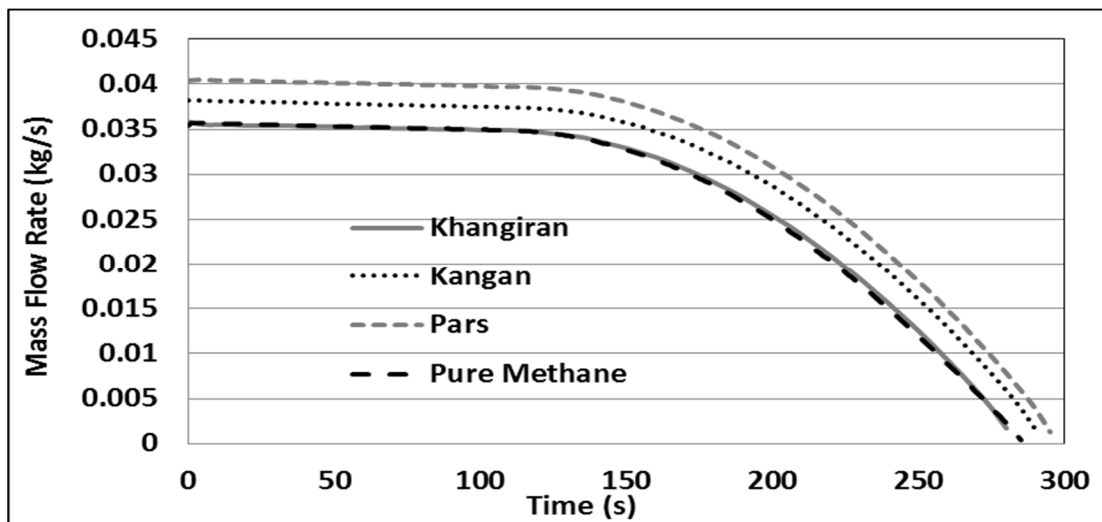
در ایستگاههای CNG سوخت گیری زمانی کامل می شود که فشار سوخت درون سیلندر به 20MPa برسد. بر این اساس تعیین حجم مخازن ذخیره برای کامل شدن سوخت گیری بر اساس ترکیب گاز مناطق مختلف از اهمیت بسزایی برخوردار می باشد. شکل 6-48 تاثیر ترکیب گاز بر حداقل حجم مخازن ذخیره مورد نیاز با فرض فشارهای متفاوت سیستم ذخیره بافری برای پر شدن سیلندر خودرو را مورد بررسی قرار داده است. بر مبنای تحقیقات صورت گرفته هنگامی که سیلندر خودرو کاملاً خالی باشد، میزان حجم مورد نیاز مخازن ذخیره بشدت به فشار مخازن ذخیره بستگی دارد. شدت وابستگی به فشار مخازن ذخیره بحدی است که با افزایش آن میزان حجم مورد نیاز این مخازن کاهش چشمگیری می یابد. بر اساس نتایج بدست آمده، نسبت حجم مورد نیاز مخزن ذخیره به حجم سیلندر (RV) در فشار مخازن (20.8MPa (N_PR=1.04)، 23MPa (N_PR=1.15) و 25MPa (N_PR=1.25) برای کامل شدن فرآیند سوخت گیری بر اساس ترکیبات گاز متفاوت نمایش داده شده است. همانطور که در شکل 6-48 مشهود است علاوه بر فشار اولیه، ترکیب گاز نیز نقش مهمی در تعیین حجم اولیه مورد نیاز مخازن ذخیره بازی

می کند. بعنوان مثال در فشار مخزن ذخیره یکسان ($NP_R=1.04$) 20.8MPa برای ترکیب گاز خانگیان میزان حجم مورد نیاز مخزن ذخیره 23 ($NV=23$) برابر حجم سیلندر است، در حالیکه این نسبت برای گاز پارس 26 ($NV=26$) می باشد. این بررسی روشن می سازد که در ترکیبات گاز با درصد متان پایین تر نیاز به حجم مخازن ذخیره بیشتر از شرایطی است که از ترکیبات گاز با درصد متان بالاتر بعنوان سوخت استفاده شود. دلیل اصلی این اختلاف در جرم ملکولی ترکیبات مختلف گاز طبیعی می باشد. هر چه درصد متان در گاز طبیعی بیشتر باشد وزن ملکولی آن کاهش می یابد. این تفاوت موجب اختلاف دانسیته در ترکیبات مختلف گاز طبیعی می گردد. این بدان معناست که ترکیبات گاز با درصد متان پایین تر دارای دانسیته بالاتری نسبت به ترکیبات با درصد متان بالاتر هستند. به عبارت دیگر هر چه میزان متان افزایش یابد دانسیته گاز کاهش می یابد. به این دلیل است که برای ترکیبات گاز با درصد متان بالا تر (مثل خانگیان) نیاز به حجم کمتر سوخت ذخیره شده در مخزن می باشد.



شکل 6-48 تاثیر ترکیب گاز بر حداقل حجم مخازن ذخیره مورد نیاز با فرض فشارهای متفاوت سیستم ذخیره بافري برای پر شدن سیلندر خودرو

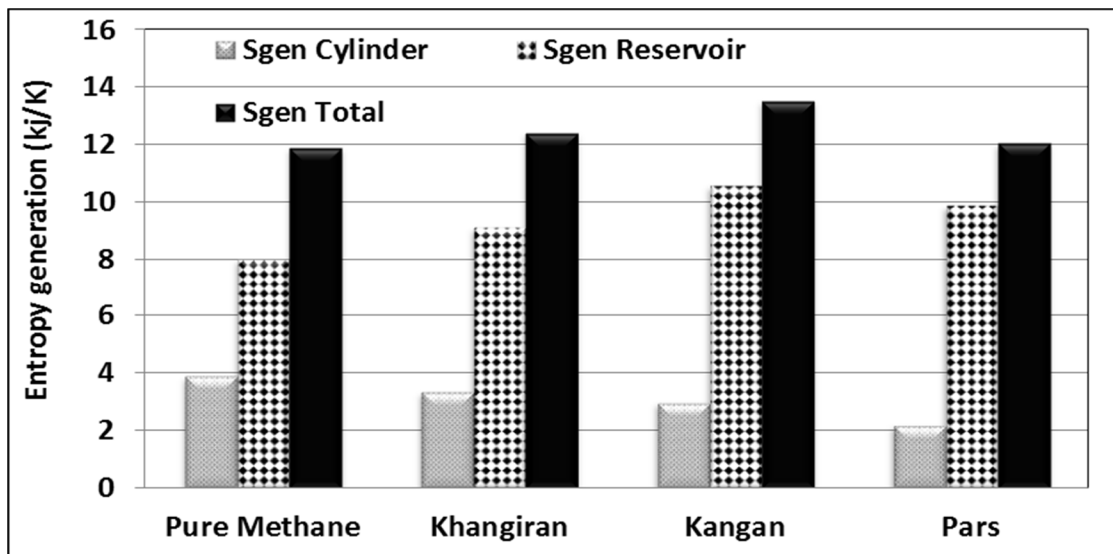
در شکل 6-49 تاثیر ترکیب گاز بر دبی جرمی ورودی از مخازن ذخیره بافری به سیلندر خودرو در حین سوخت گیری نمایش داده شده است. همانطور که در شکل مشهود است میزان دبی جرمی خروجی از مخازن ذخیره و ورودی به سیلندر در شرایط استفاده از ترکیب گاز با درصد متان پایین (پارس با 87%) بیشتر از حالتی است که از ترکیبات با درصد بالا (خانگیران با 98%) بعنوان سوخت بهره گرفته شود. این اختلاف را نیز می توان در تفاوت بین جرم ملکولی و دانسیته ترکیبات مختلف گاز طبیعی جستجو نمود. بدلیل این که دانسیته گاز طبیعی با متان بالاتر مقدار پایین تری دارد، دبی جرمی سوخت ورودی این گاز نیز میزان کمتری نسبت به ترکیبات دیگر دارد.



شکل 6-49 تاثیر ترکیب گاز بر دبی جرمی ورودی از مخازن ذخیره بافری به سیلندر خودرو در حین سوخت گیری

در نهایت شکل 6-50 انتروپی تولیدی مخازن ذخیره و سیلندر خودرو و مجموع آنها برای ترکیب گازهای مختلف در سیستم بافری را نمایش می دهد. همانطور که در شکل مشهود است انتروپی تولیدی در مخازن ذخیره بسیار بیشتر از سیلندر خودرو است و بخش اعظمی از انتروپی تولیدی کل را انتروپی تولیدی مخازن ذخیره تشکیل می دهد. از دلایل اختلاف در انتروپی تولیدی برای ترکیبات مختلف گاز طبیعی

میتوان به تفاوت جرم ملکولی آن ها اشاره کرد. همچنین عامل مهم بعدی تفاوت دمای نهایی سوخت درون مخزن ذخیره و سیلندر خودرو برای ترکیبات مختلف است.

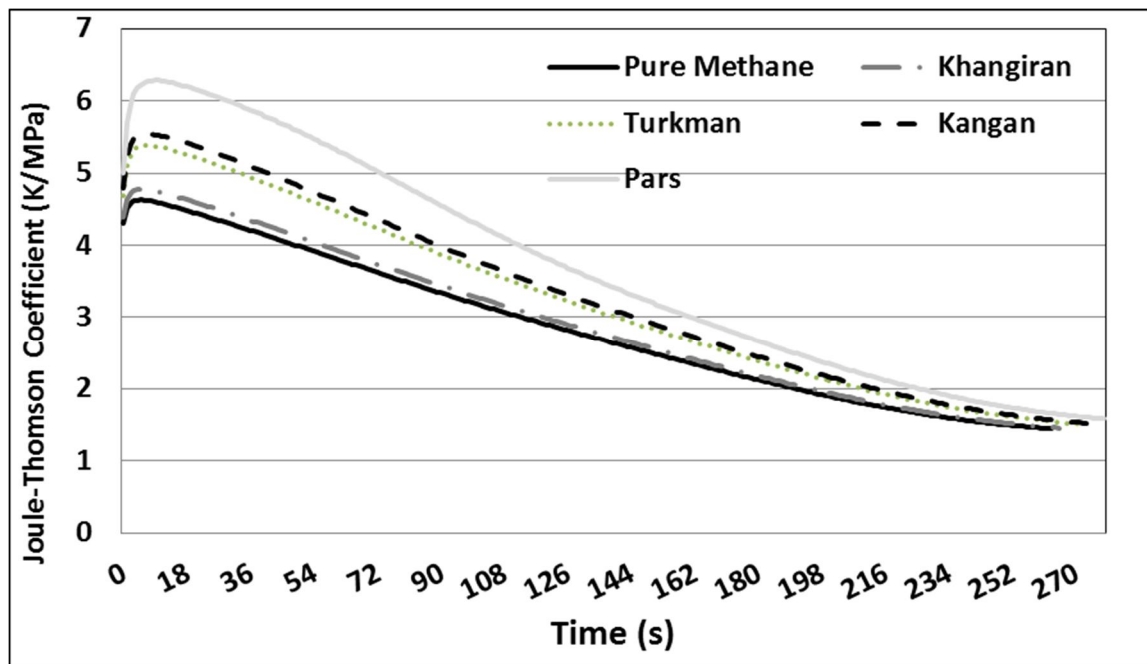


شکل 6-50 انتروپی تولیدی مخازن ذخیره و سیلندر خودرو و مجموع آنها برای ترکیب گازهای مختلف در سیستم بافری در انتها با بررسی پارامترهای موثر این بخش از جمله حجم مورد نیاز مخازن، جرم نهایی سوخت درون سیلندر و انتروپی تولیدی میتوان اینگونه نتیجه گرفت که ترکیب سوخت نقش موثری بر فرآیند سوخت گیری دارد. در بررسی های این بخش مشخص شد که استفاده از سوخت با درصد متان پایین تر هر چند به حجم مخازن ذخیره بیشتری نسبت به سوخت با درصد متان بالاتر دارد، ولی جرم نهایی سوخت درون سیلندر با استفاده از این ترکیب بالاتر می باشد.

3-6-6 تاثیر ترکیب گاز بر فرآیند سوخت گیری در سیستم ذخیره بافری

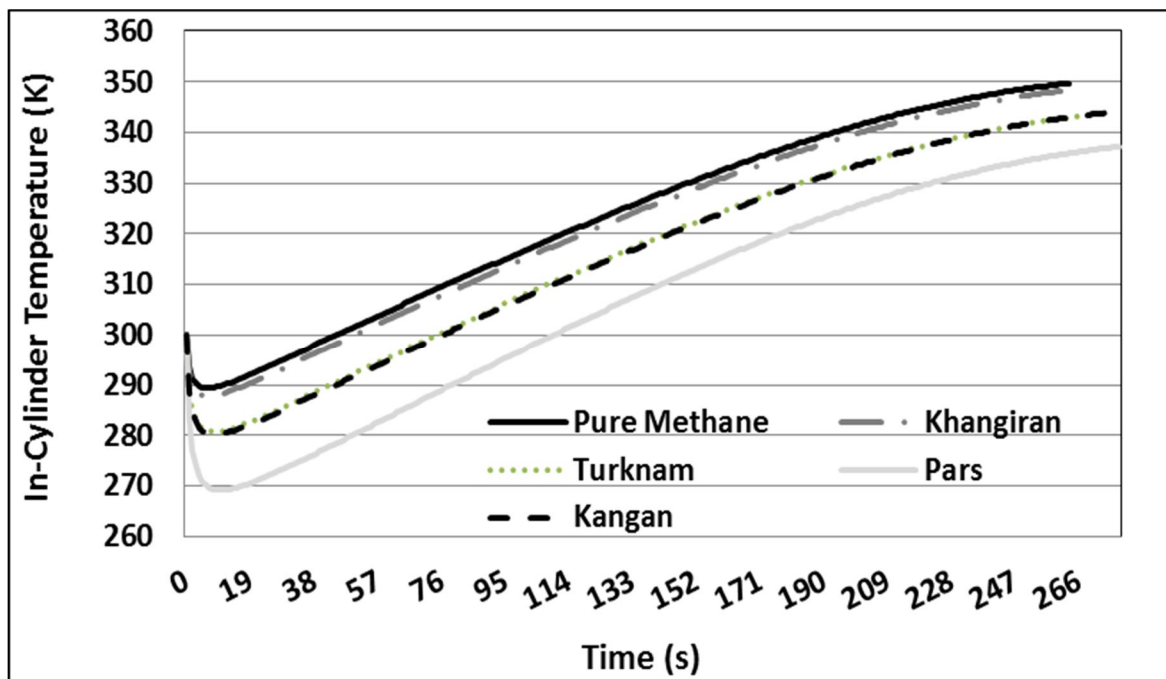
در این بخش به بررسی تاثیر ترکیب گاز طبیعی بر فرآیند سوخت گیری در سیستم ذخیره بافری پرداخته شده است. نتایج بر اساس حجم سیلندر خودرو 67 لیتر، قطر اریفیس 1 میلی متر و سیلندر خودرو با شرایط آدیاباتیک بدست آمده است. همچنین شرایط مخازن ذخیره در حین سوخت گیری یکسان در نظر گرفته شده است و شرایط اولیه سوخت گیری دمای 300K و فشار 0.1MPa در نظر گرفته شده است.

در شکل 6-51 به بررسی ترکیب گاز مناطق مختلف بر ضریب ژول تامسون در حین فرآیند سوخت گیری با مخازن ذخیره بافری پرداخته شده است. همانطور که در شکل نیز مشاهده می شود پرشی در ابتدای فرآیند سوخت گیری برای ضریب ژول تامسون روی می دهد. این پرش بدلیل اختلاف فشار زیاد بین سوخت ورودی از مخزن ذخیره و جریان سوخت درون سیلندر بوجود آمده است. در ادامه فرآیند سوخت گیری هرچه به انتهای سوخت گیری نزدیک شویم از مقدار ضریب ژول تامسون کاسته میشود. دلیل اصلی این کاهش را میتوان نزدیک شدن فشار سوخت مخزن ذخیره با سیلندر خودرو در نظر گرفت. مقدار ضریب ژول تامسون در طول فرآیند سوخت گیری دارای مقادیر مثبت است و بنابراین در زمانی که فشار می افتد دما نیز باید کاهش یابد. با مقایسه ضریب ژول تامسون برای ترکیبات گاز طبیعی مختلف این نتیجه حاصل می شود که این ضریب برای ترکیبات با درصد متان پایین تر (ترکیب گاز پارس) دارای مقادیر بالاتری می باشد.



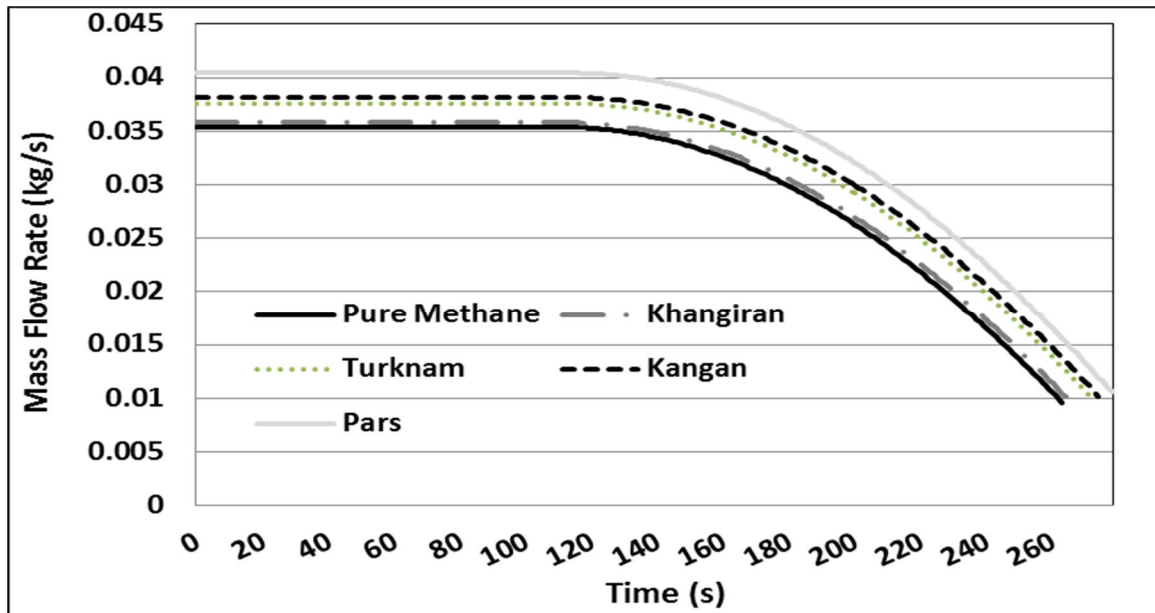
شکل 6-51 تاثیر ترکیب گاز مناطق مختلف بر ضریب ژول تامسون در حین فرآیند سوخت گیری با مخازن ذخیره بافری

در شکل 6-52 نحوه تغییرات دمای سوخت ورودی به سیلندر خودرو نمایش داده شده است. با توجه به شکل، در ابتدای فرآیند سوخت گیری یک افت دما در سیلندر خودرو مشاهده می شود. این افت دما بدلیل ضریب ژول تامسون صورت می پذیرد. اختلاف فشار بین سوخت مخزن ذخیره و سیلندر در ابتدا بسیار زیاد است و سوخت خروجی از مخزن ذخیره پس از عبور از نازل سوخت گیری و ورود به سیلندر با کاهش فشار زیاد مواجه است. با توجه به رابطه ژول تامسون کاهش فشار در این شرایط موجب کاهش دما می گردد. دلیل این پدیده را میتوان اینگونه بیان نمود، هنگامی که یک گاز منبسط (فشار افت می کند) می شود، میانگین فاصله بین ملکولها افزایش می یابد. بدلیل نیروهای جذب کننده بین ملکولی (نیروهای واندروالس) انبساط باعث افزایش انرژی پتانسیل گاز میشود. با توجه به اینکه انرژی کلی در گاز بدلیل قانون بقای انرژی ثابت می ماند، افزایش انرژی پتانسیل موجب کاهش در انرژی جنبشی شده و در نهایت باعث کاهش دما می گردد. از سوی دیگر، همانطور که در شکل نیز مشهود است سوخت CNG با درصد متان بالاتر (خانگیران) دارای دمای بالاتری در انتهای فرآیند سوخت گیری نسبت به ترکیبات دیگر می باشد. با بررسی ترکیب گاز خانگیران (با 98٪ وجود متان) با ترکیب گاز پارس (با 87٪ متان) میتوان به اختلاف 11K در دمای نهایی سوخت دست یافت. همانطور که در تبیین ضریب ژول تامسون بیان شد دلیل بروز کاهش دما در شرایط اختناق افزایش انرژی پتانسیل بدلیل افزایش فاصله بین ملکول ها و کاهش انرژی جنبشی می باشد. بر اساس شکل کاهش دما در ترکیبات مختلف گاز مقادیر متفاوتی دارد. بر اساس مطالب بیان شده مقدار افزایش انرژی پتانسیل در طول این فرآیند برای ترکیبات گاز با درصد متان بالاتر مقدار بیشتری است. این بدان معناست که در ترکیبات گاز با درصد متان بالاتر فاصله بین ملکول ها در فرآیند اختناق بیشتر افزایش می یابد و در نتیجه میزان انرژی پتانسیل از افزایش بیشتری برخوردار می گردد.

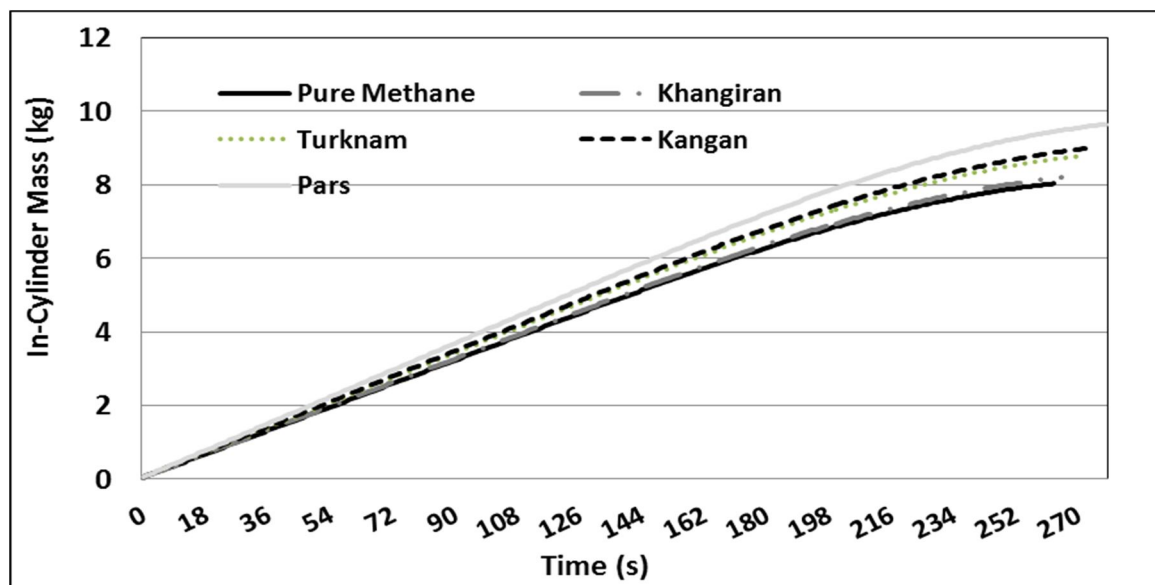


شکل 52-6 تاثیر ترکیب گاز مناطق مختلف بر دمای سوخت در حین فرآیند سوخت گیری با مخازن ذخیره بافری در شکل 53-6 و شکل 54-6 بترتیب میتوان تغییرات دبی جرمی ورودی و جرم سوخت درون سیلندر خودرو را در طی فرآیند سوخت گیری مشاهده نمود. همانطور که از شکل 53-6 پیداست، در ابتدای فرآیند سوخت گیری میزان دبی جرمی ثابت بوده و از میانه های فرآیند سوخت گیری است که مقدار آن کاهش می یابد. دلیل اصلی ثابت ماندن دبی جرمی در ابتدای سوخت گیری را میتوان در اختلاف فشار زیاد سوخت درون مخزن ذخیره و سیلندر خودرو بیان نمود. هر چه به انتهای سوخت گیری نزدیک شویم اختلاف فشار کاهش یافته و موجب کاهش دبی جرمی سوخت ورودی می گردد. با بررسی شکل زیر میتوان اینگونه نتیجه گرفت که دبی جرمی در ترکیب گاز با درصد متان پایین کمتر از سوخت با ترکیب درصد متان بالا می باشد. همانطور که قبلا نیز بحث شد دلیل این اختلاف را نیز می توان در تفاوت بین جرم ملکولی و دانسیته ترکیبات مختلف گاز طبیعی جستجو نمود. بدلیل این که دانسیته گاز طبیعی با متان بالاتر مقدار پایین تری دارد، دبی جرمی سوخت ورودی این گاز نیز میزان بالاتری نسبت به ترکیبات

دیگر دارد. همچنین بر اساس شکل 54-6 تفاوت دبی جرمی ورودی موجب اختلاف در نرخ جرم سوخت درون سیلندر می گردد.

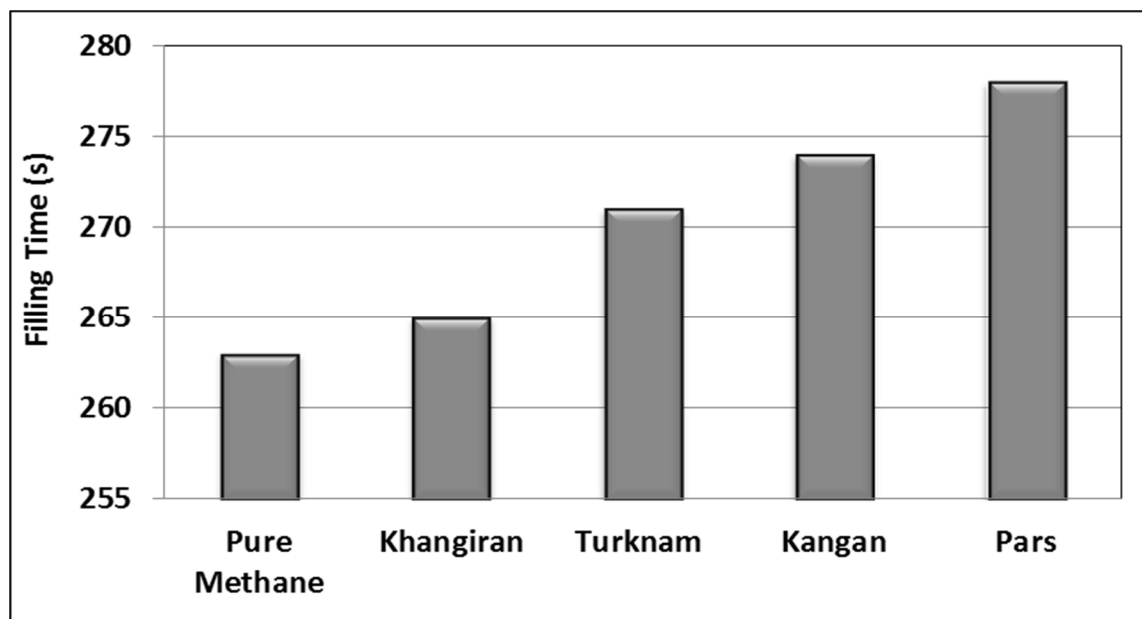


شکل 53-6 تاثیر ترکیب گاز مناطق مختلف بر دبی جرمی ورودی سوخت با مخازن ذخیره بافری



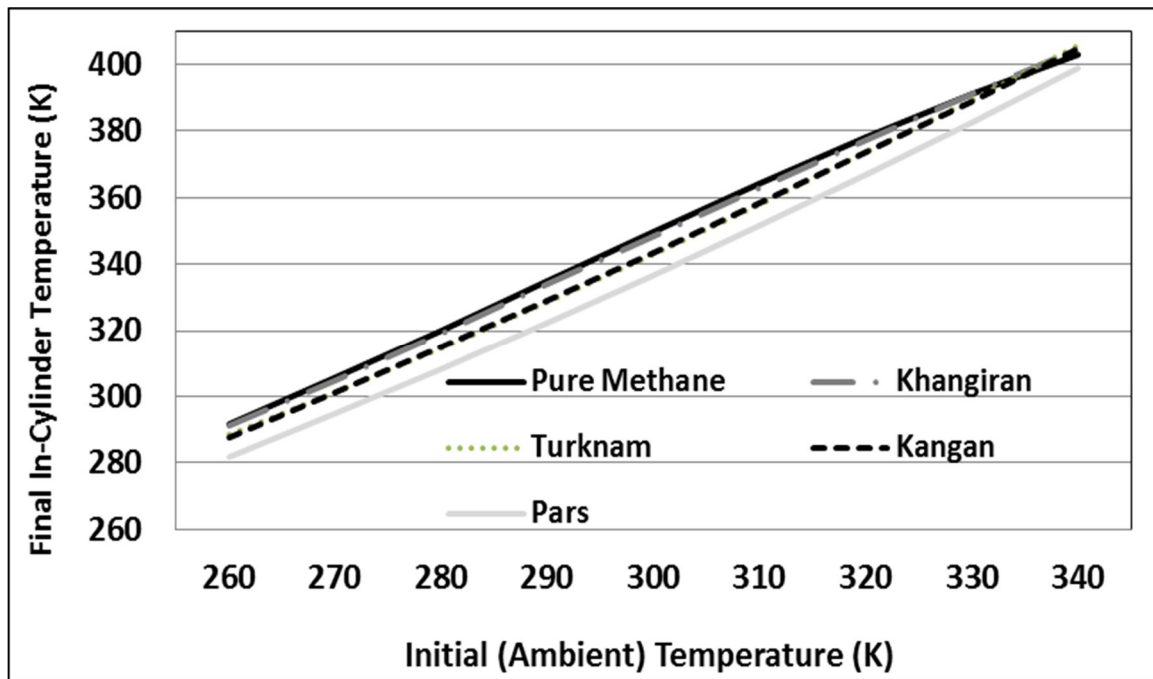
شکل 54-6 تاثیر ترکیب گاز مناطق مختلف بر جرم سوخت در حین فرآیند سوخت گیری با مخازن ذخیره بافری

در شکل 55-6 به بررسی تاثیر ترکیب گاز طبیعی بر زمان سوخت گیری پرداخته شده است. همانطور که در شکل نیز مشهود است، هر چند در هر یک از سوختها با ترکیبات مختلف، فرآیند سوخت گیری کامل شده و به فشار 20MPa می رسد، اما زمان سوخت گیری بر حسب ترکیبات مختلف متفاوت می باشد. همچنین با توجه به شکل مذکور، با افزایش درصد ترکیب متان زمان سوخت گیری کاهش می یابد. همانطور که در شکل مشهود است سوخت با ترکیب گاز پارس دارای بالاترین زمان سوخت گیری می باشد در حالیکه متان خالص پایین ترین زمان سوخت گیری را دارد. دلیل اصلی افزایش زمان سوخت گیری در ترکیبات با درصد متان پایین را میتوان اینگونه بیان نمود؛ بدلیل اینکه ترکیبات با درصد متان پایین دارای دمای پایین تری در شرایط مشابه با بقیه ترکیبات هستند رسیدن به فشار نهایی نیز دیرتر از بقیه ترکیبات در آنها رخ می دهد. این بدان معناست که دما و فشار سوخت درون مخزن رابطه مستقیم با یکدیگر دارند و اگر روند افزایش دما دارای سرعت بیشتری در یک ترکیب گاز باشد روند تغییرات فشار آن نیز دارای سرعت بالاتری می باشد.

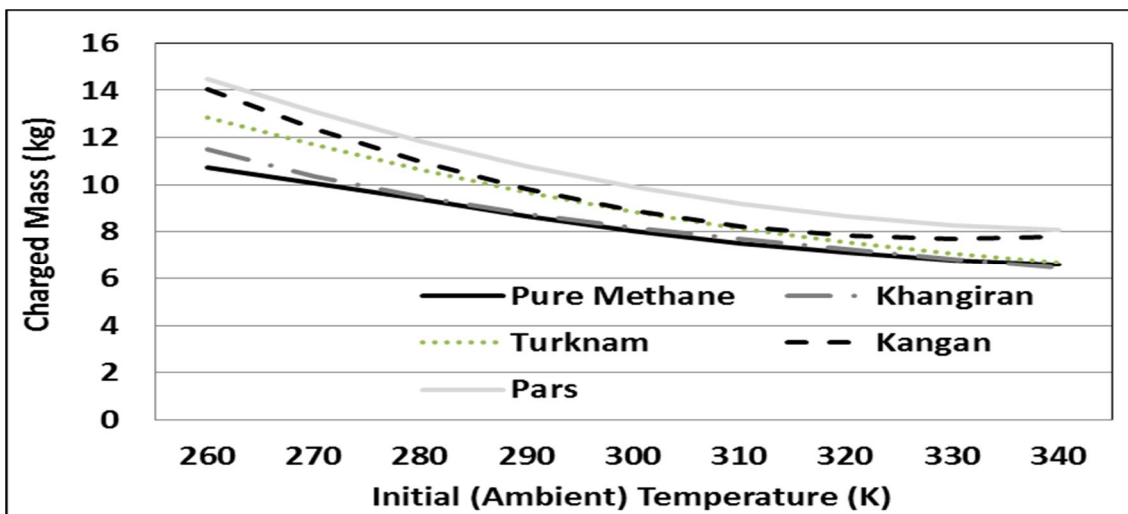


شکل 55-6 تاثیر ترکیب گاز مناطق مختلف بر زمان سوخت گیری با مخازن ذخیره بافری

در شکل 56-6 و شکل 57-6 بترتیب به بررسی تاثیر دمای اولیه (محیط) بر دمای نهایی و جرم نهایی سوخت درون مخزن CNG پرداخته شده است. همانطور که در این دو شکل مشهود است، دمای محیط تاثیر بسزایی بر فرآیند سوخت گیری CNG از جمله دمای نهایی و جرم سوخت درون سیلندر دارد. این مهم آشکار میسازد که اگر بتوان شرایط سوخت گیری را در دمای پایین انجام داد میتوان جرم نهایی سوخت بیشتری درون سیلندر خودرو ذخیره نمود که این امر در نهایت منجر به پیمایش بیشتر خودرو بعد از هر بار سوخت گیری می گردد. در مورد تاثیر دمای محیط میتوان اینگونه استدلال نمود که با افزایش دمای محیط، دانسیته گاز طبیعی کاهش می یابد. به همین دلیل است که افزایش دما موجب کاهش جرم سوخت ورودی به سیلندر خودرو می گردد.

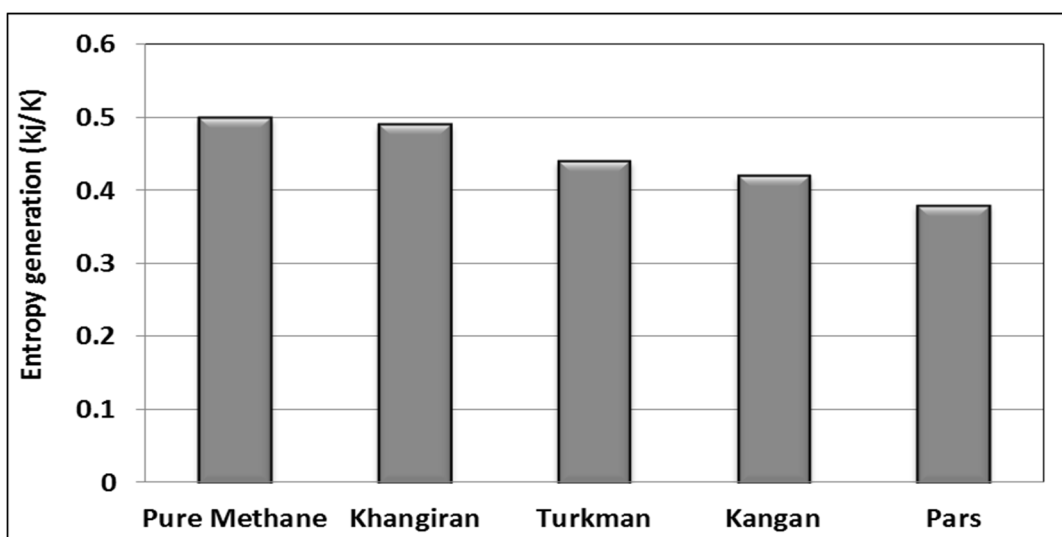


شکل 56-6 تاثیر ترکیب گاز مناطق مختلف و دمای محیط بر دمای نهایی سوخت با مخازن ذخیره بافری



شکل 57-6 تاثیر ترکیب گاز مناطق مختلف و دمای محیط بر جرم نهایی سوخت با مخازن ذخیره بافاری

در شکل 58-6 میتوان به بررسی تاثیر ترکیب گاز مناطق مختلف ایران بر میزان انرژی تولیدی در حین فرآیند سوخت گیری با استفاده از سیستم ذخیره بافاری مشاهده نمود. همانطور که در شکل نیز مشهود است هر چه درصد متان در ترکیب گاز بیشتر باشد میزان انرژی تولیدی افزایش خواهد یافت بطوریکه در حین فرآیند سوخت گیری یک سیلندر خودرو با ترکیب گاز پارس با 87٪ متان، انرژی تولیدی در حدود 0.12kJ/K کمتر خواهد بود.

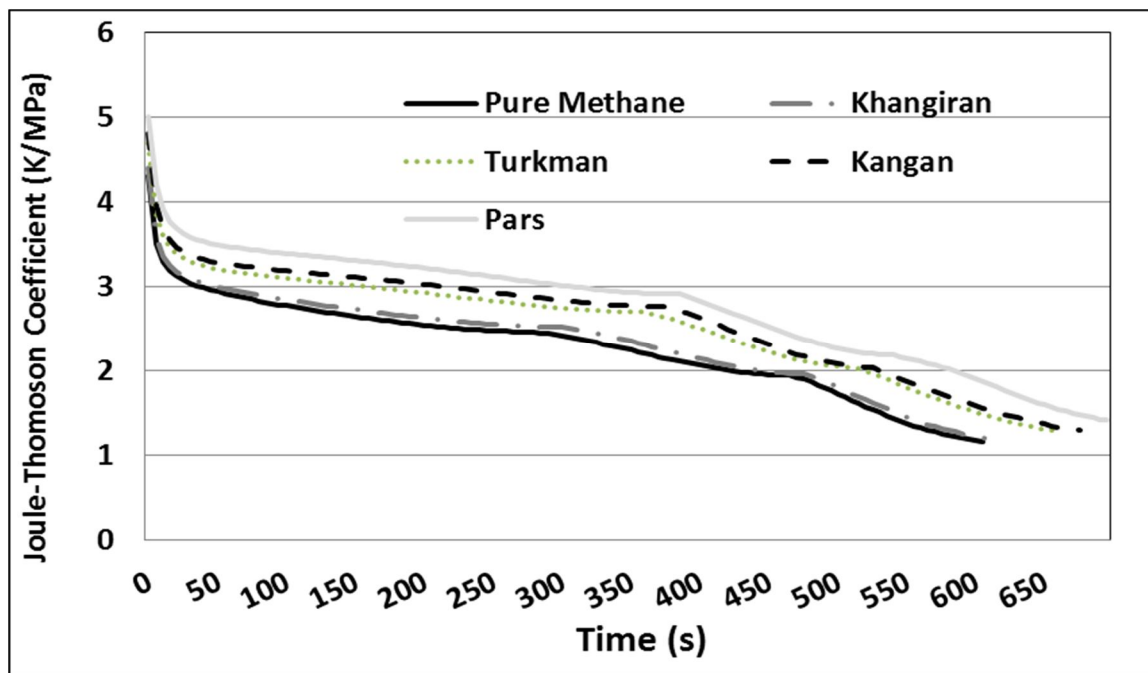


شکل 58-6 تاثیر ترکیب گاز مناطق مختلف بر انرژی تولیدی فرآیند سوخت گیری با مخازن ذخیره بافاری

6-6-4 تاثیر ترکیب گاز بر فرآیند سوخت گیری در سیستم ذخیره آبشاری

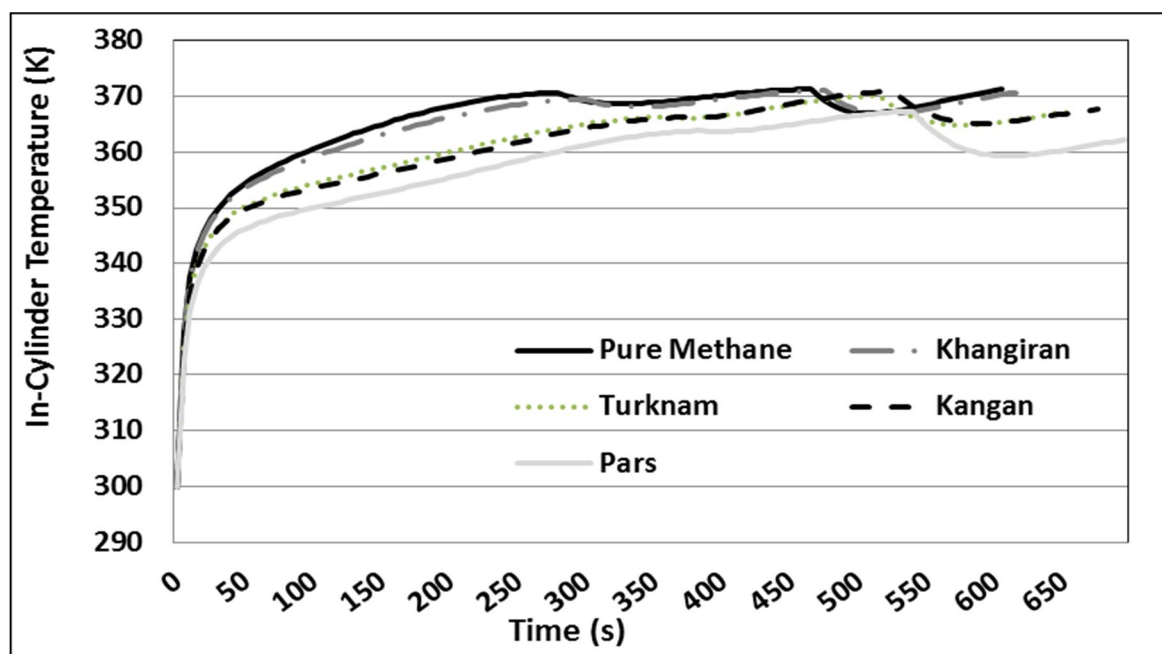
در این بخش، به بررسی تاثیر ترکیب گاز طبیعی بر فرآیند سوخت گیری در سیستم ذخیره آبشاری پرداخته شده است. نتایج بر اساس حجم سیلندر خودرو 67 لیتر و همچنین قطر اریفیس 1 میلی متر ارائه شده است و همچنین سیلندر خودرو عایق در نظر گرفته شده است. همچنین شرایط مخازن ذخیره در حین سوخت گیری ثابت در نظر گرفته شده است.

در شکل 6-59 به بررسی ترکیب گاز مناطق مختلف بر ضریب ژول تامسون در حین فرآیند سوخت گیری با مخازن ذخیره آبشاری و شرایط اولیه دمای 300K و فشار 0.1MPa پرداخته شده است. همانطور که در شکل نیز مشاهده می شود یک کاهش در ابتدای فرآیند سوخت گیری برای ضریب ژول تامسون روی می دهد. مقدار ضریب ژول تامسون در طول فرآیند سوخت گیری دارای مقادیر مثبت است و بنابراین در زمانی که فشار می افتد دما نیز باید کاهش یابد. با مقایسه ضریب ژول تامسون برای ترکیبات گاز طبیعی مختلف این نتیجه حاصل می شود که این ضریب برای ترکیبات با درصد متان پایین تر (ترکیب گاز پارس) دارای مقادیر بالاتری می باشد. همانطور که در شکل نیز مشاهده می شود بیشترین مقدار ضریب ژول تامسون در ابتدای فرآیند سوخت گیری از مخزن ردیف فشار پایین می باشد. این مقدار بدلیل اختلاف فشار زیاد بین سوخت ورودی از مخزن ذخیره و جریان سوخت درون سیلندر بوجود آمده است. در ادامه فرآیند سوخت گیری از مخازن فشار پایین هرچه به انتهای سوخت گیری نزدیک شویم از مقدار ضریب ژول تامسون کاسته میشود. دلیل اصلی این کاهش را میتوان نزدیک شدن فشار سوخت مخزن ذخیره با سیلندر خودرو در نظر گرفت. در انتقال مخزن سوخت گیری از یک ردیف به ردیف فشار بالاتر میزان ضریب ژول تامسون با یک افزایش مواجه می شود. همانطور که قبلا نیز بحث شد دلیل اصلی آن را میتوان افزایش اختلاف فشار بین مخزن ذخیره و سیلندر خودرو ارزیابی نمود.



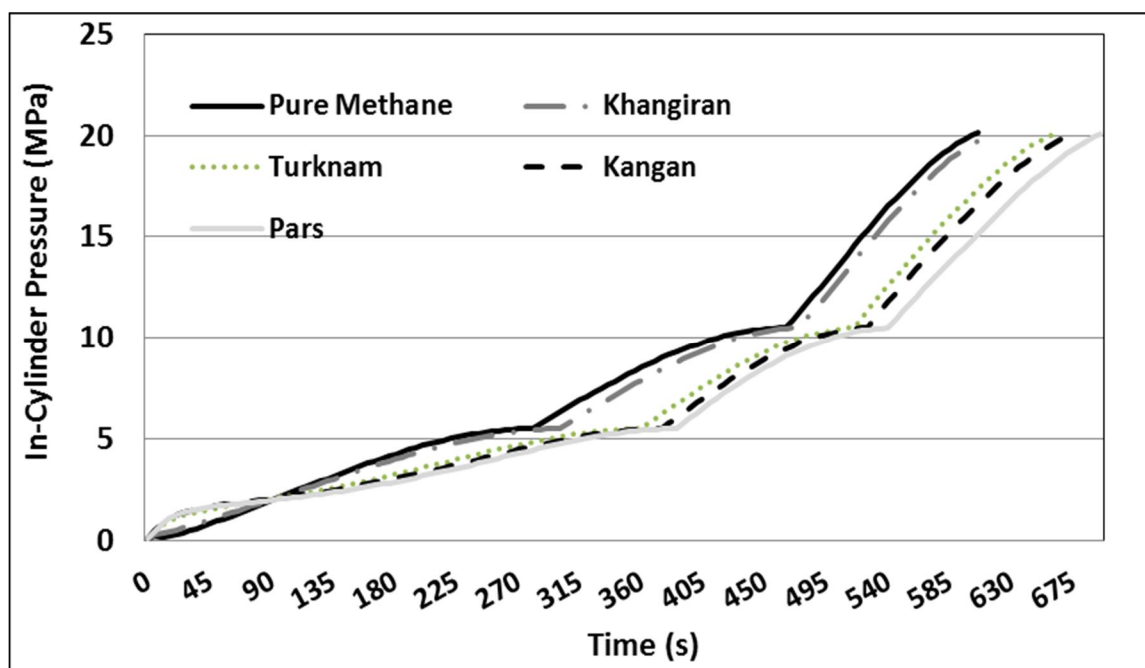
شکل 6-59 تاثیر ترکیب گاز مناطق مختلف بر ضریب ژول تامسون در حین فرآیند سوخت گیری با مخازن ذخیره آبشاری در شکل 6-60 نحوه تغییرات دمای سوخت ورودی به سیلندر خودرو نمایش داده شده است. با توجه به شکل، بیشترین افزایش دمای سوخت در ابتدای فرآیند سوخت گیری مشاهده می شود. همانطور که در شکل نیز مشهود است با تغییر سوخت گیری از مخازن ذخیره به ردیف بعدی یک پرش در روند تغییرات دما رخ می دهد. این پرش به این دلیل است که با تغییر سوخت گیری به مخزن بالاتر، شرایط دما و فشار این مخازن تغییر می کند. همچنین با تغییر مخزن ذخیره 2 افت دما در سیلندر خودرو روی می دهد که این 2 افت ناشی از رفتار ضریب ژول تامسون می باشد. همانطور که در تبیین ضریب ژول تامسون بیان شد دلیل بروز کاهش دما در شرایط اختناق افزایش انرژی پتانسیل بدلیل افزایش فاصله بین ملکول ها و کاهش انرژی جنبشی می باشد. بر اساس شکل کاهش دما در ترکیبات مختلف گاز مقادیر متفاوتی دارد. بر اساس مطالب بیان شده مقدار افزایش انرژی پتانسیل در طول این فرآیند برای ترکیبات گاز با درصد متان بالاتر مقدار بیشتری است. این بدان معناست که در ترکیبات گاز با درصد متان بالاتر فاصله بین ملکول ها در فرآیند اختناق بیشتر افزایش می یابد و در نتیجه میزان انرژی پتانسیل از افزایش بیشتری

برخوردار می گردد. این بدان معناست که شرایط ترمودینامیکی ورودی به سیلندر خودرو تغییر کرده که این امر موجب تغییر در روند دما و فشار سیلندر خودرو خواهد شد. از سوی دیگر، همانطور که در شکل نیز مشهود است سوخت CNG با درصد متان بالاتر (خانگیران) دارای دمای بالاتری در انتهای فرآیند سوخت گیری نسبت به ترکیبات دیگر می باشد. با بررسی ترکیب گاز خانگیران (با 98٪ وجود متان) با ترکیب گاز پارس (با 87٪ متان) میتوان به اختلاف 8K در دمای نهایی سوخت دست یافت.

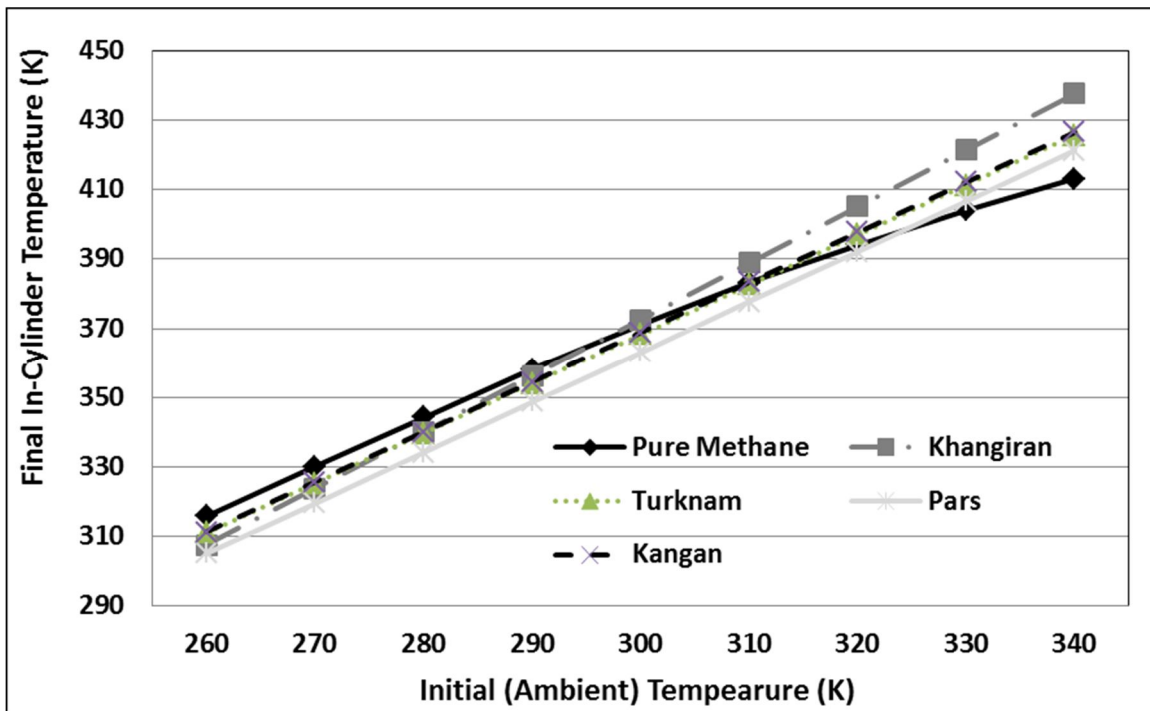


شکل 6-60 تاثیر ترکیب گاز مناطق مختلف بر دمای سوخت در حین فرآیند سوخت گیری با مخازن ذخیره آبشاری در شکل 6-61 فرآیند افزایش فشار سیلندر خودرو در حین فرآیند سوخت گیری نمایش داده شده است. همانطور که در شکل نیز مشهود است، هر چند در هر یک از سوختها با ترکیبات مختلف، فرآیند سوخت گیری کامل شده و به فشار 20MPa می رسد، اما زمان سوخت گیری بر حسب ترکیبات مختلف متفاوت می باشد. همچنین با توجه به شکل مذکور، با افزایش درصد ترکیب متان زمان سوخت گیری کاهش می یابد. بر اساس شکل 6-61 دلیل پرش تغییرات فشار در طی سوخت گیری تغییر سوخت گیری از مخازن ذخیره فشار پایین به مخازن ذخیره فشار بالاتر می باشد. بر این اساس با تغییر شرایط ترمودینامیکی

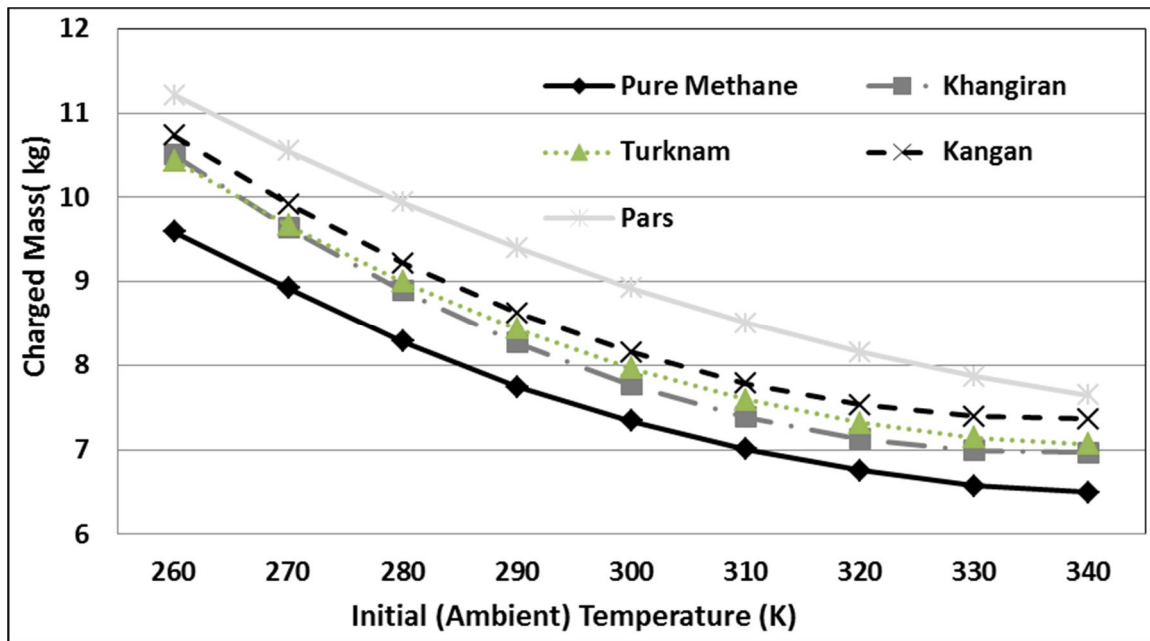
مخازن ذخیره روند تغییرات فشار سوخت درون سیلندر نیز تغییر می کند. دلیل اصلی افزایش زمان سوخت گیری در گاز طبیعی با درصد ترکیب متان پایین (مثلا پارس) این مهم است که در شرایط مشابه دمای سوخت درون سیلندر برای ترکیب با درصد متان پایین میزان کمتری است. با توجه به رابطه مستقیم دما و فشار سوخت درون سیلندر روند افزایش فشار سوخت درون سیلندر نیز با سرعت کمتری خواهد بود.



شکل 6-61 تاثیر ترکیب گاز مناطق مختلف بر فشار سوخت در حین فرآیند سوخت گیری با مخازن ذخیره آبشاری در شکل 6-62 و شکل 6-63 بترتیب به بررسی تاثیر دمای اولیه (محیط) بر دمای نهایی و جرم نهایی سوخت درون مخزن CNG پرداخته شده است. همانطور که در این دو شکل مشهود است، دمای محیط تاثیر بسزایی بر فرآیند سوخت گیری CNG از جمله دمای نهایی و جرم سوخت درون سیلندر دارد. این مهم آشکار میسازد که اگر بتوان شرایط سوخت گیری را در دمای پایین انجام داد میتواند به جرم نهایی سوخت بیشتری درون سیلندر خودرو ذخیره نمود که این امر در نهایت منجر به پیمایش بیشتر خودرو بعد از هر بار سوخت گیری می گردد.



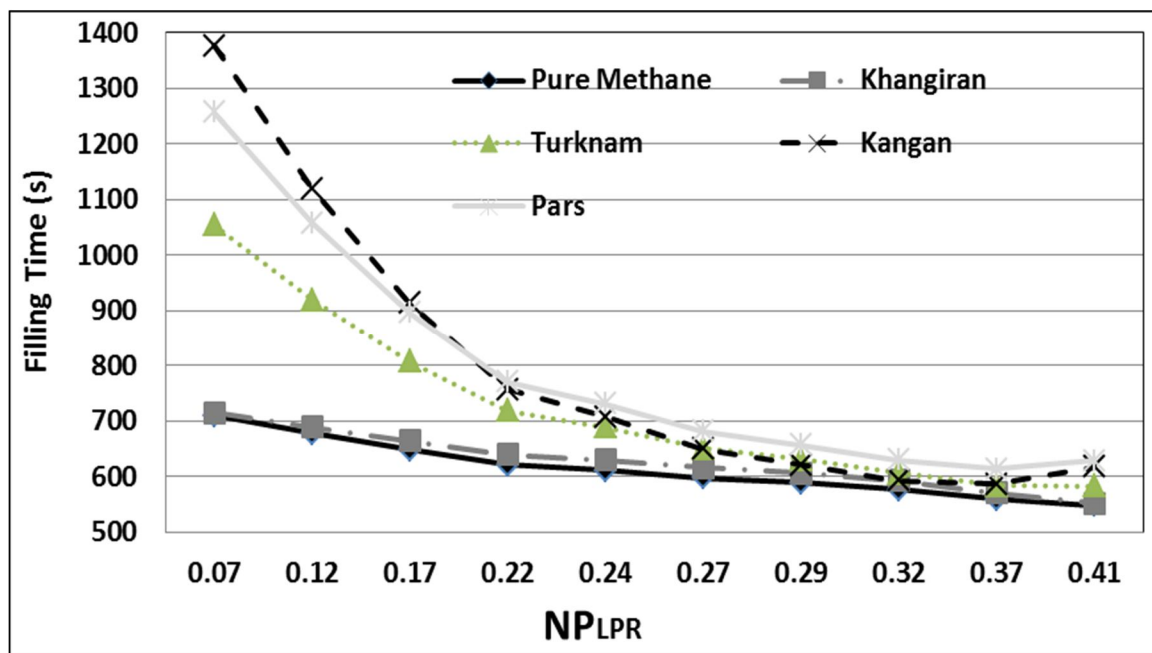
شکل 62-6 تاثیر ترکیب گاز مناطق مختلف و دمای محیط بر دمای نهایی سوخت با مخازن ذخیره آبشاری



شکل 63-6 تاثیر ترکیب گاز مناطق مختلف و دمای محیط بر جرم نهایی سوخت با مخازن ذخیره آبشاری

در شکل 64-6 و شکل 65-6 میتوان تاثیر دو عدد NP_{LPR} و NP_{MPR} را بر زمان سوخت گیری مشاهده نمود. لازم به ذکر است که در کلیه شکل هایی که ضرایب بی بعد NP_{LPR} و NP_{MPR} مورد بررسی قرار گرفته است در صورت متغیر بودن یک ضریب، ضریب دیگر بعنوان مقداری ثابت فرض شده است. بعنوان مثال در شکل 64-6 مقدار $NP_{MPR}=0.53$ در نظر گرفته شده است در حالیکه در شکل 65-6 مقدار $NP_{LPR}=0.275$ فرض شده است.

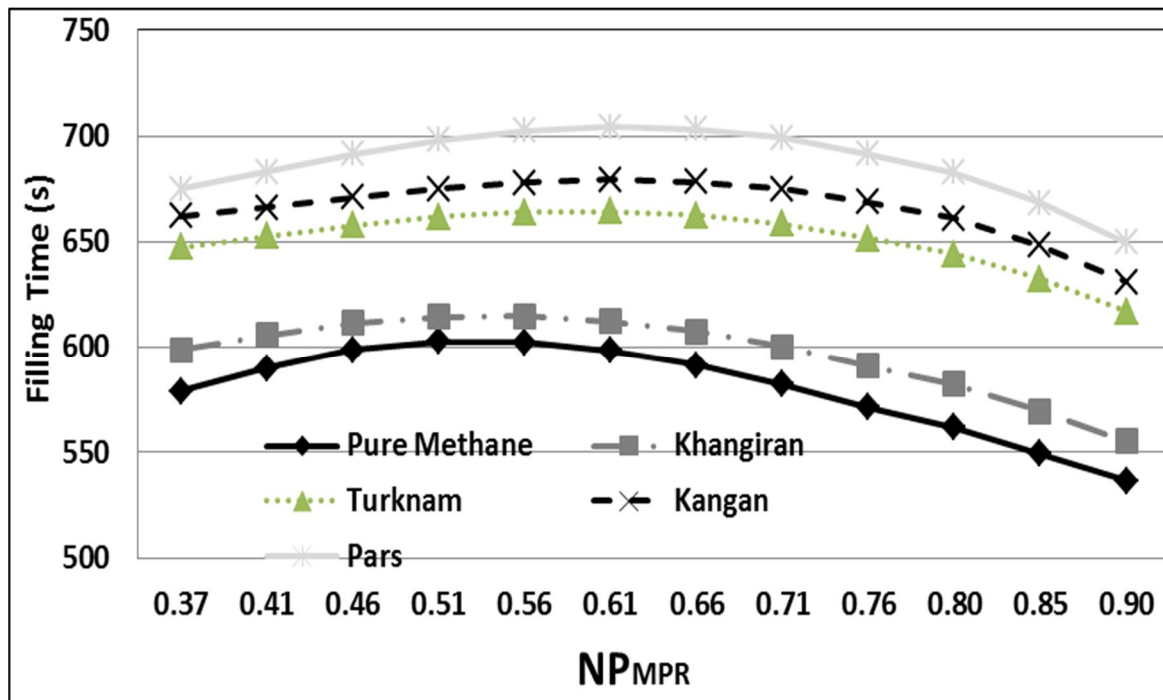
آنطور که در شکل 64-6 مشهود است با افزایش عدد NP_{LPR} (فشار مخزن پایینی) زمان سوخت گیری بسرعت برای ترکیبات با درصد متان پایین کاهش می یابد در حالیکه برای ترکیبات با درصد متان بالا این کاهش بکندی صورت می پذیرد. برای گازهایی با ترکیب گاز پایین (پارس، کنگان و ترکمن) کمینه ترین زمان سوخت گیری در $NP_{LPR}=0.37$ روی می دهد. همچنین نتیجه مهم بعدی این است که با افزایش عدد NP_{LPR} زمانهای سوخت گیری برای همه ترکیبات بهم نزدیک می شوند.



شکل 64-6 تاثیر ترکیب گاز مناطق مختلف و فشار مخازن ذخیره پایینی بر زمان سوخت گیری با مخازن ذخیره آبشاری

همانطور که در شکل 6-65 مشهود است برای هر ترکیب گاز خاص میتوان یک نقطه ماکزیمم زمان سوخت گیری را به ازای یک NP_{MPR} بدست آورد. برای گازهایی با درصد ترکیب متان بالا (متان خالص و خانگیران) نقطه بیشینه در $NP_{MPR}=0.55$ است در حالیکه بیشترین زمان سوخت گیری برای ترکیبات با درصد متان پایین (کنگان، پارس و ترکمن) در $NP_{MPR}=0.61$ می باشد.

لازم به ذکر است که زمان سوخت گیری را میتوان با تغییر تجهیزات لوله کشی ایستگاه سوخت رسانی از جمله قطر اریفیس کاهش داد.



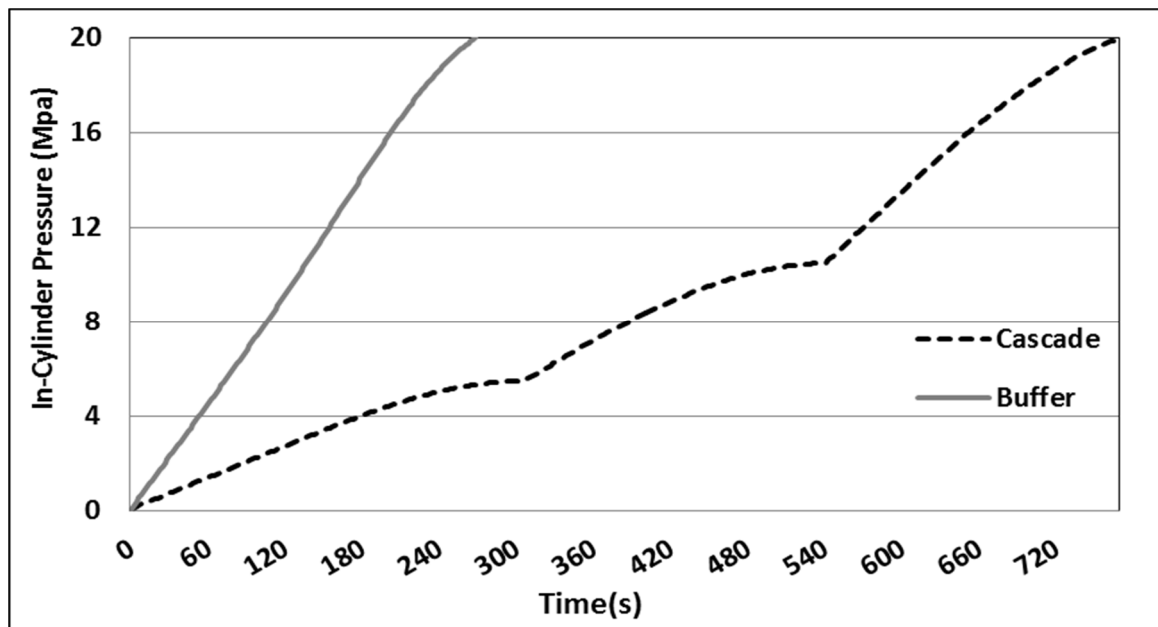
شکل 6-65 تاثیر ترکیب گاز مناطق مختلف و فشار مخازن ذخیره میانی بر زمان سوخت گیری با مخازن ذخیره آبشاری

7-6 تحقیقات انجام شده بر مبنای نوع سیستم ذخیره در ایستگاه CNG

در این بخش به مقایسه استفاده از هر یک از سیستمهای ذخیره بافوری و آبشاری در ایستگاه CNG بر مبنای قانون اول و دوم ترمودینامیک و شرایط گاز واقعی متان پرداخته شده است. لازم به ذکر است که سیلندر CNG عایق در نظر گرفته شده است. از طرفی حجم سیلندر CNG به ترتیب 67 لیتر و قطر

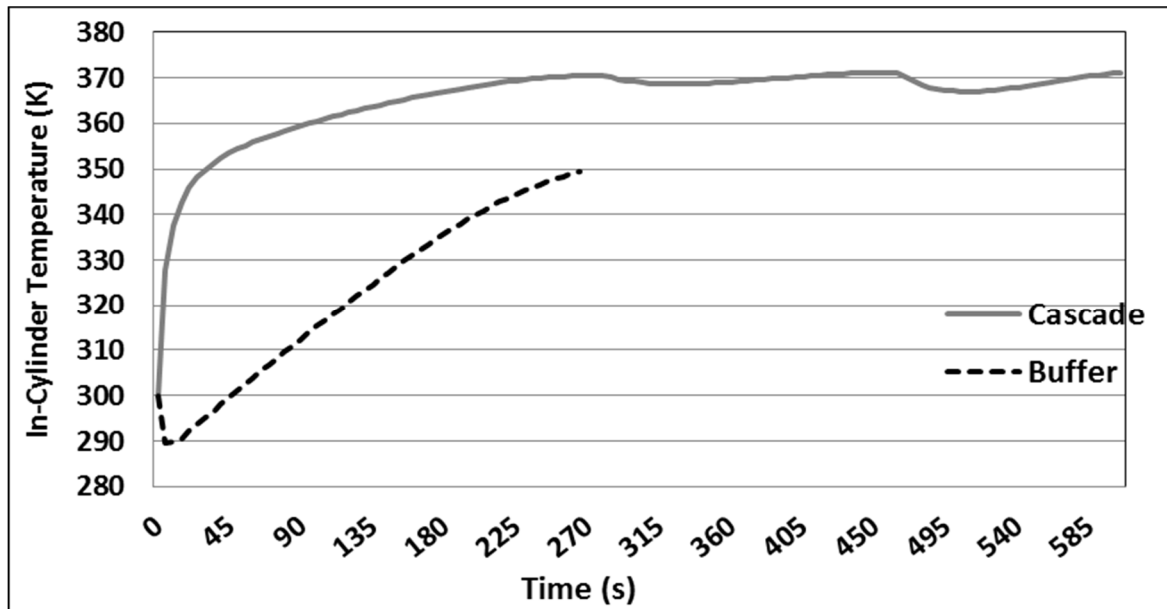
اریفیس نیز یک میلی متر فرض شده است. در این مقایسه 3 پارامتر اصلی میزان جرم سوخت ذخیره شده در سیلندر خودرو، زمان سوخت گیری و میزان انترویی تولیدی در حین فرآیند سوخت گیری که به نوعی نشان دهنده تخریب قابلیت کاردهی است مقایسه شده است.

در شکل 6-6 توزیع فشار دینامیکی درون سیلندر خودرو هنگام استفاده از 2 سیستم ذخیره بافری و آبشاری نمایش داده شده است. همانطور که در این شکل مشهود است زمان مورد نیاز برای رسیدن فشار درون سیلندر خودرو به مقدار 20MPa در صورت استفاده از سیستم بافری در حدود 66 درصد کمتر از زمانی است که از سیستم آبشاری استفاده شود. دلیل اصلی کاهش زمان سوخت گیری در سیستم ذخیره بافری را میتوان اختلاف فشار زیاد بین مخازن ذخیره و سیلندر خودرو نسبت به سیستم آبشاری تحلیل نمود. همچنین همانطور که در شکل مشهود است روند تغییرات فشار دینامیکی در سیلندر خودرو با استفاده از سیستم ذخیره بافری شبیه یک بخش از تغییرات فشار درون سیلندر خودرو با استفاده از سیستم آبشاری می باشد.



شکل 6-6 تغییرات فشار سیلندر خودرو در 2 سیستم بافری و آبشاری

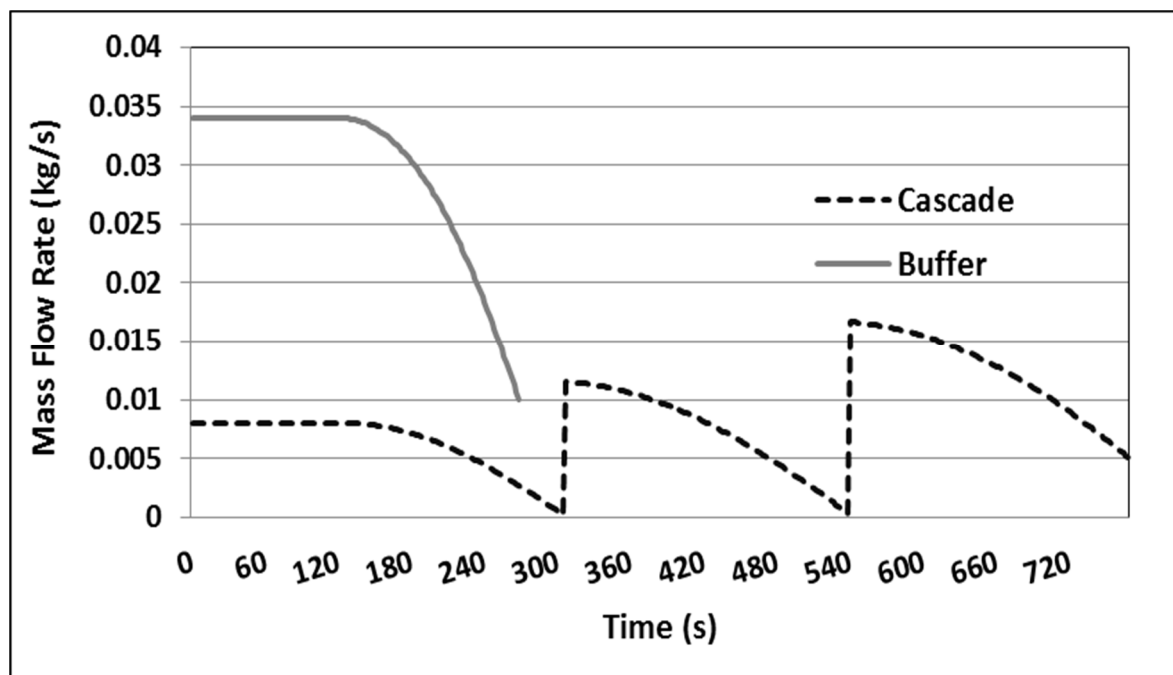
در شکل 6-67 میزان افزایش دمای درون سیلندر در حین فرآیند سوخت گیری با فرض دمای اولیه 300K نمایش داده شده است. همانطور که در شکل نیز مشهود است در شرایط دمای اولیه یکسان افزایش دما در صورت استفاده از سیستم آبخاری در حدود 35K بیشتر نسبت به سیستم بافری می باشد. دلیل بیشتر بودن دمای نهایی سوخت درون سیلندر با استفاده از سیستم ذخیره بافری را میتوان افت دمای اولیه بدلیل ضریب ژول تامسون تحلیل نمود. در ابتدای سوخت گیری با سیستم بافری شاهد افت دما هستیم که این افت بدلیل انبساط گاز و تاثیر ضریب ژول تامسون میباشد.



شکل 6-67 دمای درون سیلندر خودرو برای 2 سیستم ذخیره بافری و آبخاری

در شکل 6-68 میزان نرخ دبی جرمی در حین فرآیند سوخت گیری در شرایط استفاده از هر یک از سیستمهای ذخیره آبخاری و بافری نمایش داده شده است. لازم به ذکر است که در این شکل دمای محیط در 300K ثابت نگه داشته شده است. با بازبینی شکل مشخص می شود که نرخ دبی جرمی در سیستم بافری شبیه یکی از بخشهای نرخ دبی جرمی در سیستم آبخاری است. همچنین این نرخ در سیستم بافری مقدار بیشتری نسبت به سیستم آبخاری دارد. همانطور که قبلا بحث شد دلیل اصلی ثابت ماندن دبی جرمی در ابتدای سوخت گیری را میتوان در اختلاف فشار زیاد سوخت درون مخزن ذخیره و

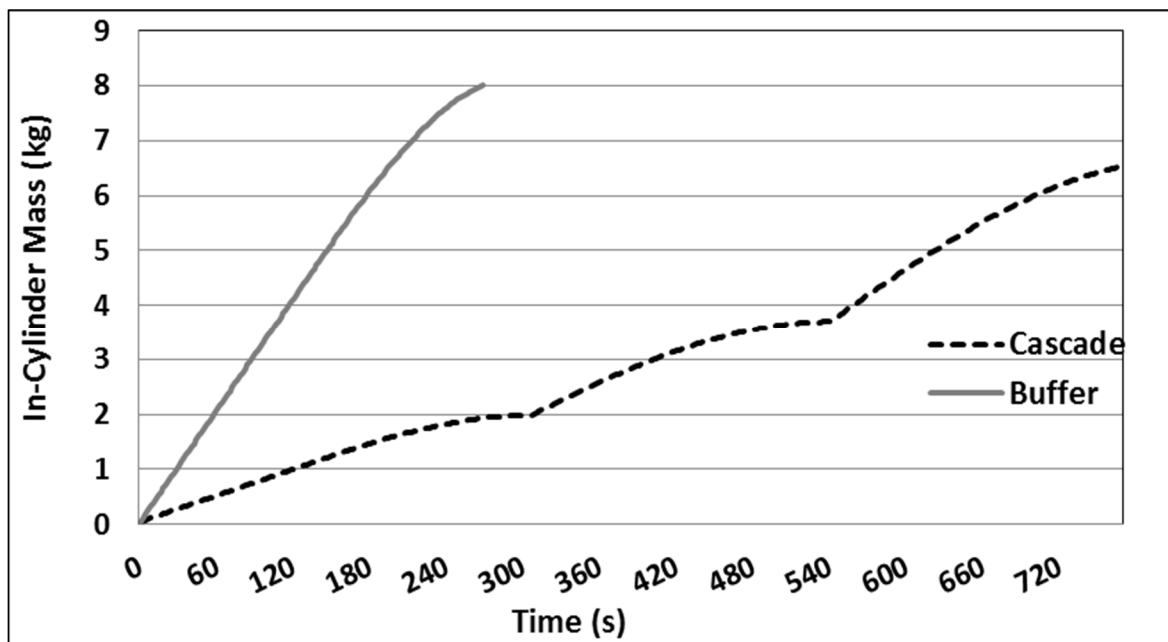
سیلندر خودرو بیان نمود. هر چه به انتهای سوخت گیری نزدیک شویم اختلاف فشار کاهش یافته و موجب کاهش دبی جرمی سوخت ورودی می گردد.



شکل 6-68 دبی جرمی ورودی به سیلندر در 2 سیستم بافری و آبشاری

در شکل 6-69 تغییرات جرم سوخت درون سیلندر خودرو برای 2 سیستم بافری و آبشاری با فرض دمای اولیه 300K نمایش داده شده است. همانطور که در شکل نیز مشهود است میزان جرم نهایی در صورت استفاده از سیستم بافری در حدود 1.5kg بیشتر از زمانی است که از سیستم ذخیره آبشاری استفاده شود. دلیل اصلی بیشتر بودن جرم نهایی سوخت درون سیلندر در سیستم ذخیره بافری دمای پایین تر سوخت در انتهای فرآیند سوخت گیری می باشد. با تاثیر ضریب ژول تامسون دمای نهایی سوخت در سیستم بافری کاهش می یابد که در نهایت منجر به کاهش جرم می گردد.

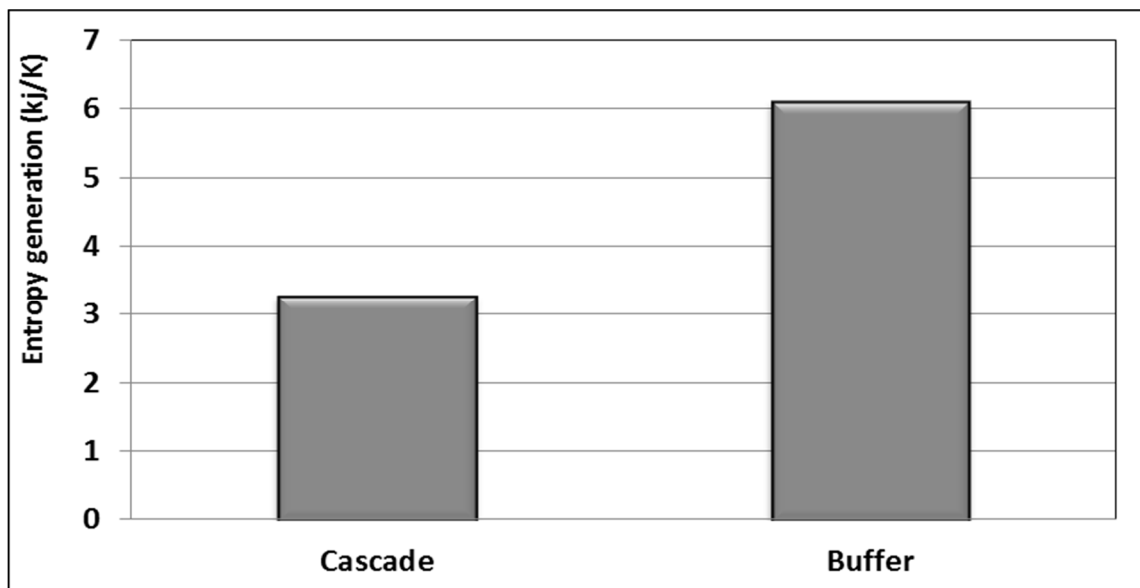
همچنین در سیستم آبشاری درصد میزان برداشت از هر یک از مخازن فشار پایین، متوسط و بالا به ترتیب 30٪، 25٪ و 45٪ می باشد.



شکل 6-69 جرم ورودی به سیلندر در 2 سیستم بافری و آبشاری

همانطور که در مباحث ترمودینامیکی بیان می گردد تولید انرژی در اثر بازگشت ناپذیریهای ترمودینامیکی بوجود می آید. بازگشت ناپذیریها موجب تخریب قابلیت کاردهی در حین فرآیند سوخت گیری می گردد. در ایستگاههای سوخت گیری CNG تولید قابلیت کاردهی بر عهده کمپرسورها می باشد. در نتیجه کاهش تولید انرژی موجب خواهد شد که قابلیت کاردهی افزایش یابد که این امر موجب کاهش کار کمپرسور و نهایتاً کاهش انرژی مورد نیاز جهت کمپرسور خواهد شد.

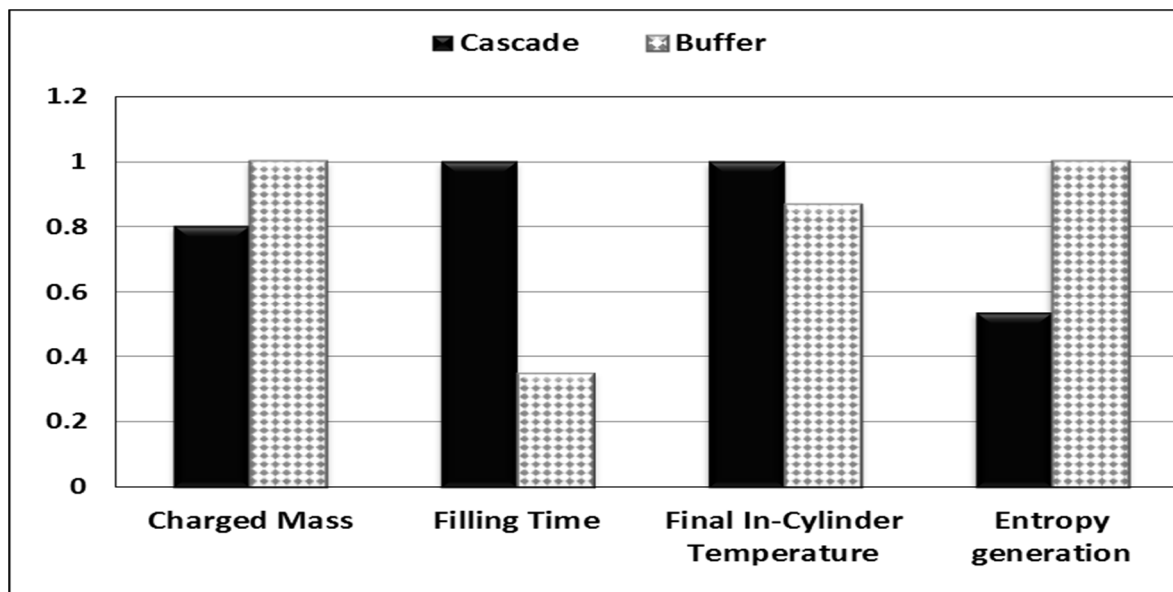
در شکل 6-70 میزان تولید انرژی در حین فرآیند سوخت گیری در صورت استفاده از هریک از سیستم های ذخیره آبشاری و بافری نمایش داده شده است. همانطور که در شکل مشهود است میزان تولید انرژی در صورت استفاده از سیستم بافری در حدود 2 برابر زمانی است که از سیستم آبشاری استفاده شود. این بدان معناست که میزان کار کمپرسور در سیستم ذخیره بافری بسیار بیشتر از زمانی است که سیستم ذخیره از نوع آبشاری باشد.



شکل 6-70 میزان تولید انتروپی برای 2 سیستم ذخیره بافری و ابشاری

در نهایت در شکل 6-71 میتوان یک مقایسه بین پارامترهای مهم فرآیند سوخت گیری بصورت بی بعد در شرایط استفاده از هر یک از سیستم های ذخیره آبشاری و بافری را مشاهده نمود. بی بعد سازی به این ترتیب صورت پذیرفته است که مقادیر هر یک از 2 سیستم ذخیره به مقدار بزرگتر تقسیم شده است. با بررسی 3 پارامتر مهم فرآیند پر شدن در ایستگاههای CNG (زمان سوخت گیری، جرم نهایی سوخت در مخزن و میزان انتروپی تولیدی) در شکل زیر مشاهده می شود که جرم نهایی مخزن و زمان سوخت گیری در سیستم ذخیره بافری به ترتیب بیشتر و کمتر از سیستم ذخیره آبشاری است. 2 عامل بیان شده مهمترین مزایای استفاده از سیستم ذخیره بافری در ایستگاه سوخت CNG می باشد. مهمترین مزیت استفاده از سیستم ذخیره آبشاری را میتوان تولید انتروپی کمتر در مقایسه با سیستم بافری دانست که این خود نشان دهنده کار مورد نیاز کمتر کمپرسور می باشد.

با توجه به این مهم که زمان سوخت گیری را میتوان با تغییر اندازه تجهیزات لوله کشی (مانند قطر اریفیس) کاهش داد 2 هدف باقیمانده تاثیر بسزایی در انتخاب طراحی سیستم ذخیره ایفا خواهند نمود.



شکل 6-71 مقایسه بی بعد پارامترهای مهم در فرآیند سوخت گیری CNG برای 2 سیستم ذخیره بافری و ابشاری

8-6 بررسی تأثیرات نوع سوخت بر فرآیند پر شدن سیلندر خودرو

در این بخش هدف بررسی تأثیرات نوع سوخت بر فرآیند پر شدن سیلندر خودرو می باشد. در بخش اول به مقایسه فرآیند پر شدن سیلندر خودرو با فرض استفاده از 2 نوع گاز ایده آل و واقعی و برای 2 نوع سوخت CNG و گاز هیدروژن فشرده (CHG) پرداخته می شود. سپس در ادامه به بررسی دقیق تر نتایج پر شدن سیلندر خودرو بر مبنای گاز ایده آل و با استفاده از مخازن ذخیره آبشاری پرداخته می شود.

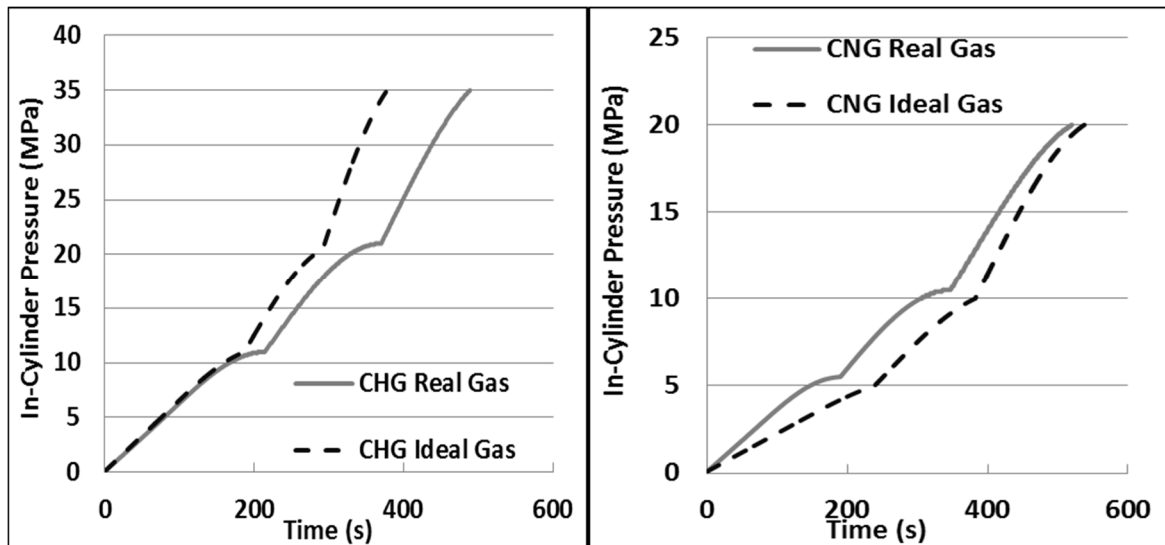
1-8-6 مقایسه استفاده از 2 نوع گاز ایده آل و واقعی برای پر کردن سیلندر CNG و

هیدروژن (CHG)

در این بخش به مقایسه فرآیند پر شدن سیلندر خودرو با فرض استفاده از 2 نوع گاز ایده آل و واقعی و برای 2 نوع سوخت CNG و گاز هیدروژن فشرده (CHG) پرداخته شده است. لازم به ذکر است که با توجه به شباهت ایستگاه سوخت گیری CNG و CHG و همچنین فرآیند پر شدن سیلندر خودرو، این 2 نوع گاز مورد استفاده قرار گرفته است. شرایط سیلندر هیدروژن نیز همانند سیلندر CNG عایق در نظر گرفته شده است. از طرفی حجم سیلندر CNG و CHG به ترتیب 67 و 150 [8] لیتر در نظر گرفته شده است.

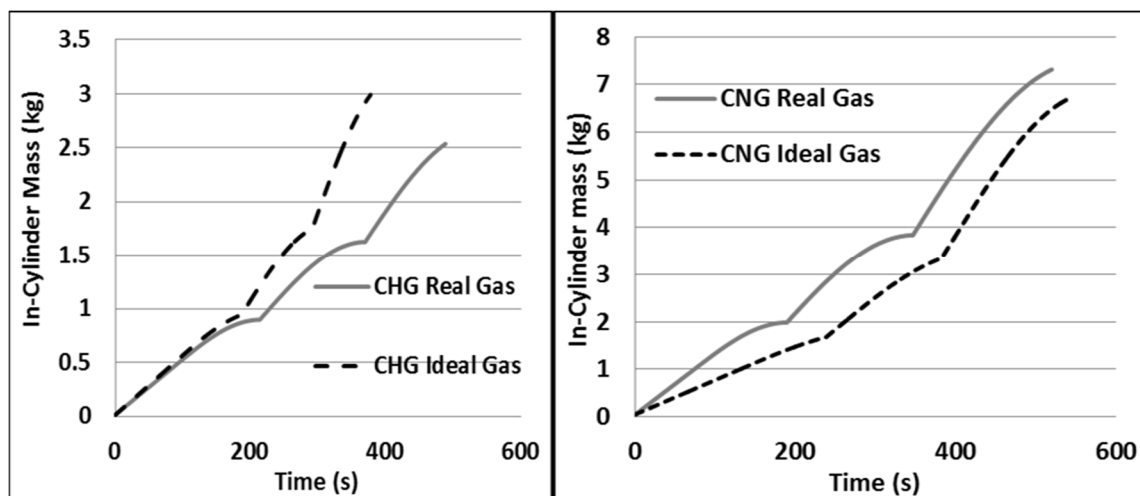
قطر اریفیس نیز برای هر دو سوخت یک میلی متر فرض شده است. در شکل 6-72 به بررسی تغییرات فشار در حین سوخت گیری درون سیلندر CNG و CHG پرداخته شده است. در این بررسی فشار مخازن پایینی، میانی و بالایی برای CNG به ترتیب 5.5MPa، 10.5MPa و 20.5MPa و برای CHG نیز 11MPa، 21MPa و 37MPa در نظر گرفته شده است. همچنین در انتهای فرآیند سوخت گیری فشار سیلندر در مخزن CNG باید به 20MPa و برای CHG به 35MPa برسد.

همانطور که در شکل 6-72 نیز مشاهده می گردد با تغییر سوخت گیری از یک مخزن ذخیره به مخزن ذخیره بالاتر یک پرش و تغییر در پروفیل فشار سوخت صورت می پذیرد. همچنین برای دو سوخت CHG و CNG رفتار 2 گاز ایده آل و واقعی متفاوت می باشد، بنحویکه در سوخت هیدروژن با فرض گاز ایده آل نیاز به زمان کمتری برای اتمام فرآیند سوخت گیری و رسیدن فشار سیلندر به 35MPa می باشد، در حالیکه در سوخت CNG این رفتار برعکس می باشد. دلیل تفاوت رفتار این 2 گاز را میتوان در ضریب ژول تامسون برای هیدروژن و گاز طبیعی جستجو نمود. همانطور که قبلا بیان شد در فشار کاری فرآیند سوخت گیری ضریب ژول تامسون برای گاز طبیعی مثبت و برای هیدروژن منفی می باشد.



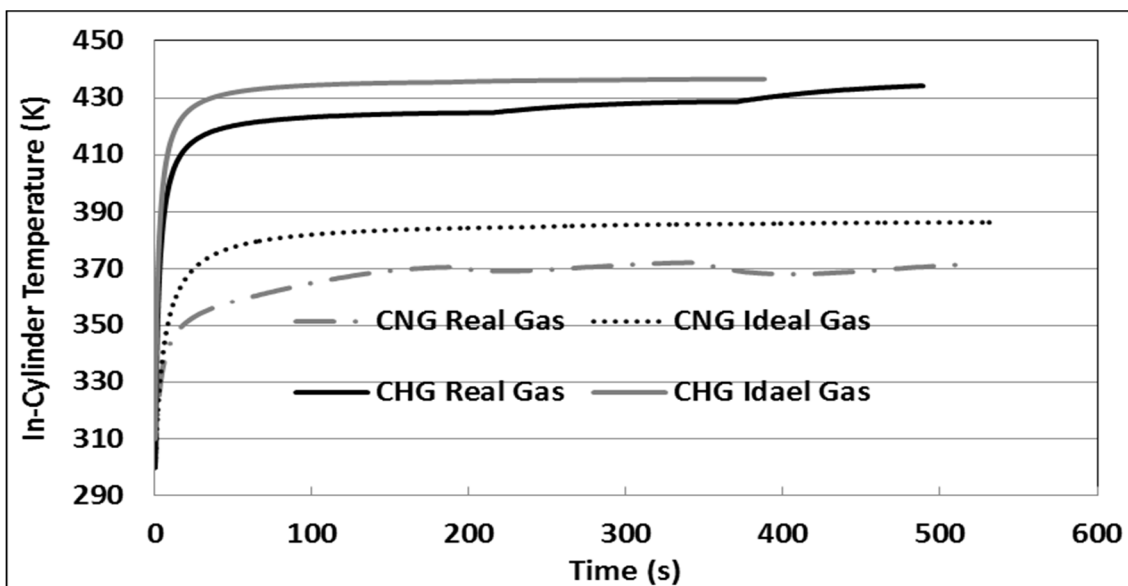
شکل 6-72 تغییرات فشار سوخت درون سیلندر خودرو برای 2 سوخت CNG و CHG با فرض گاز واقعی و ایده آل

در شکل 6-73 نیز میتوان روند تغییرات جرم سوخت در حین فرآیند سوخت گیری را برای 2 سوخت CHG و CNG مشاهده نمود. همانطور که در این شکل مشهود است روند تغییرات جرم سوخت شبیه روند تغییرات فشار در شکل 6-72 می باشد، بنحویکه با تغییر سوخت گیری از یک مخزن ذخیره به مخزن ذخیره بالاتر یک پرش و تغییر در پروفیل جرم سوخت صورت می پذیرد. با دقت بیشتر در شکل 6-73 این واقعیت نتیجه می شود که جرم سوخت پر شده در انتهای سوخت گیری برای سوخت CNG با فرض گاز واقعی بیشتر می باشد در حالیکه برای سوخت CHG این جرم در حالت فرض گاز ایده آل بیشتر می باشد. دلیل این اختلاف دمای نهایی سوخت در انتهای سوخت گیری می باشد، به این معنا که در انتهای سوخت گیری که فشار سیلندر خودرو به فشار نهایی می رسد، دمای نهایی سوخت بر حسب انتخاب نوع گاز، ایده آل و یا واقعی، متفاوت می باشد که این تفاوت موجب ایجاد اختلاف در جرم نهایی سوخت سیلندر خودرو میگردد. در یک تحقیق [12] Yang به بررسی عددی نسبت دمای نهایی سوخت درون سیلندر CHG به دمای اولیه (دمای محیط) پرداخته است که مقدار این نسبت را 1.48 بدست آورد. این در حالی است که این نسبت در این رساله به ترتیب 1.42 برای گاز ایده آل و 1.45 برای گاز واقعی بدست آمده است.



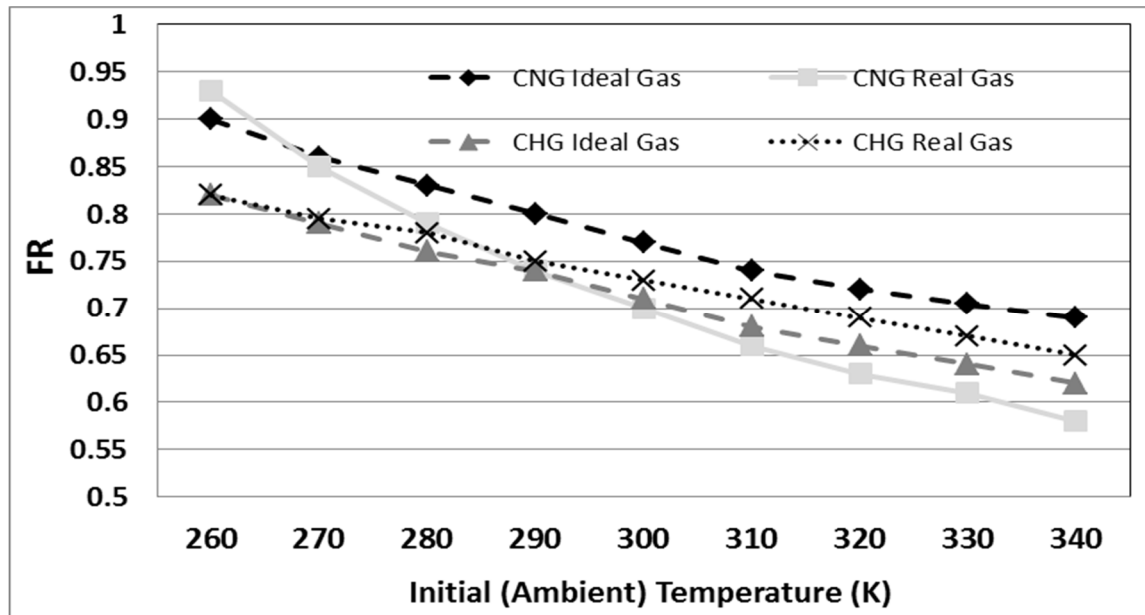
شکل 6-73 تغییرات جرم سوخت درون سیلندر خودرو برای 2 سوخت CNG و CHG با فرض گاز واقعی و ایده آل

در شکل 6-74 میتوان تغییرات سوخت درون سیلندر را برای 2 سوخت CNG و CHG با فرض گاز ایده آل و واقعی مشاهده نمود. همانطور که در این شکل مشهود است برای سوخت CNG و با استفاده از فرض گاز ایده آل هیچ نوع افت دمایی در طول فرآیند سوخت گیری مشاهده نمی شود، در حالیکه در شرایط گاز واقعی در 2 مورد افت دمای کوچکی در طی فرآیند سوخت گیری مشاهده می شود. این افت دماها دقیقا در هنگام تغییر ردیف مخازن سوخت گیری رخ می دهد. دلیل این افت دما را میتوان در تاثیرات ضریب ژول تامسون جستجو نمود. با توجه به اختلاف فشار زیاد آبی بین مخزن و سیلندر، مقدار ضریب ژول تامسون در این نقطه احتمالا بیشتر بوده و این خود باعث ورود گاز سردتر از مخزن می شود. در مورد گاز هیدروژن میتوان اینگونه بیان نمود که برای ضریب ژول تامسون دارای رفتار متفاوتی می باشد. گاز هیدروژن از معدود گازهایی است (هیدروژن، هلیوم و نئون) که با کاهش فشار (انبساط گازو یا اختناق) دما افزایش می یابد، این درحالی است که تقریبا در تمام گازها (بجز 3 گاز مذکور) با کاهش فشار شاهد کاهش دما هستیم. به همین دلیل است که بر خلاف گاز CNG، در طی تغییر مخازن ذخیره شاهد افزایش دما هستیم.

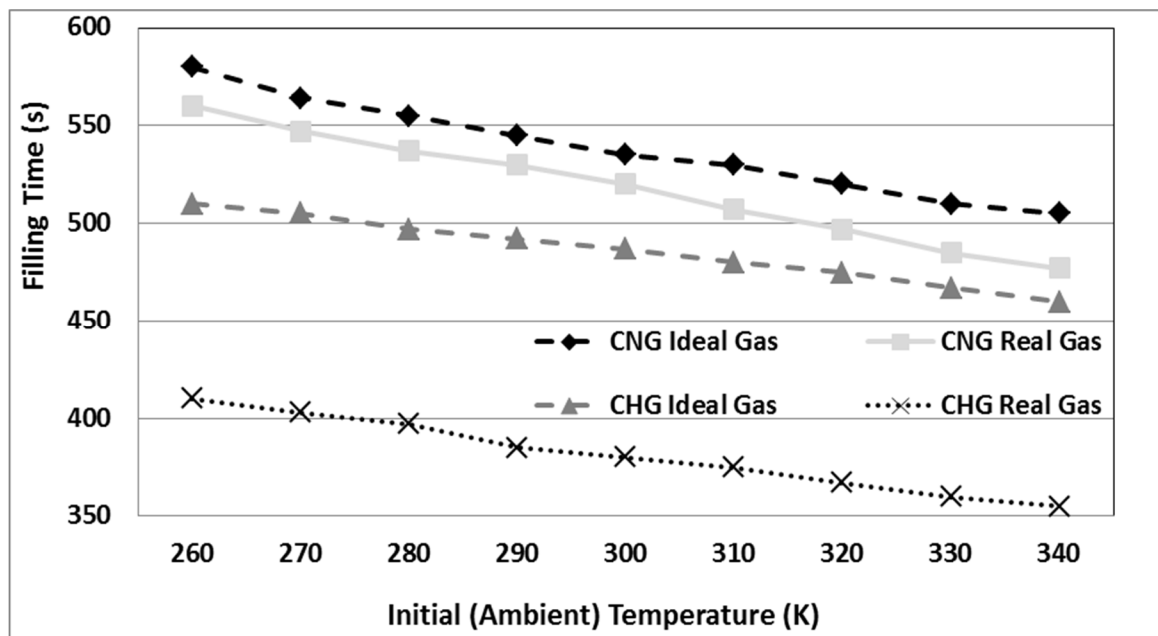


شکل 6-74 تغییرات دمای سوخت درون سیلندر خودرو برای 2 سوخت CNG و CHG با فرض گاز واقعی و ایده آل

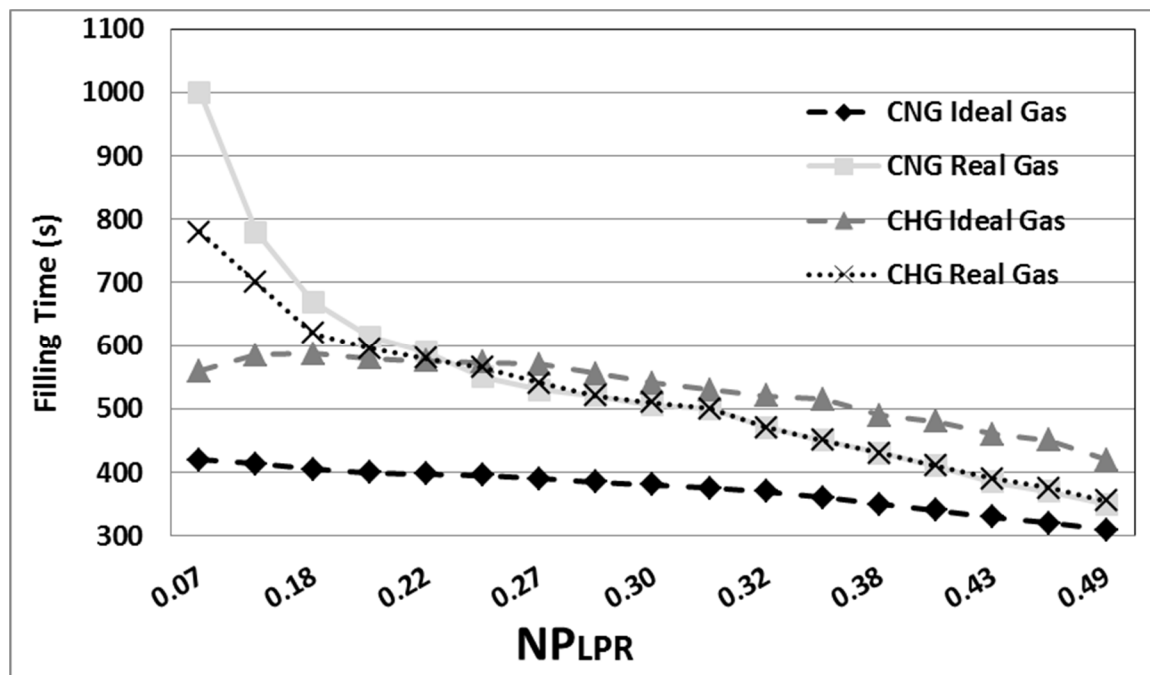
در شکل 6-75 به بررسی تاثیر دمای محیط (دمای اولیه) بر ضریب FR برای 2 نوع سوخت CHG و CNG و با فرض گاز واقعی و گاز ایده آل پرداخته شده است. همانطور که در شکل 6-75 مشهود است با افزایش دمای محیط ضریب میزان ضریب FR کاهش می یابد. این بدان معناست که با کاهش این ضریب میزان رانندگی با هر بار سوخت گیری کاهش می یابد. از طرف دیگر نرخ پر شدن (FR) برای سوخت CNG با فرض گاز واقعی بیشتر از زمانی است که گاز ایده آل در نظر گرفته شود که این شرایط برای گاز CHG برعکس می باشد.



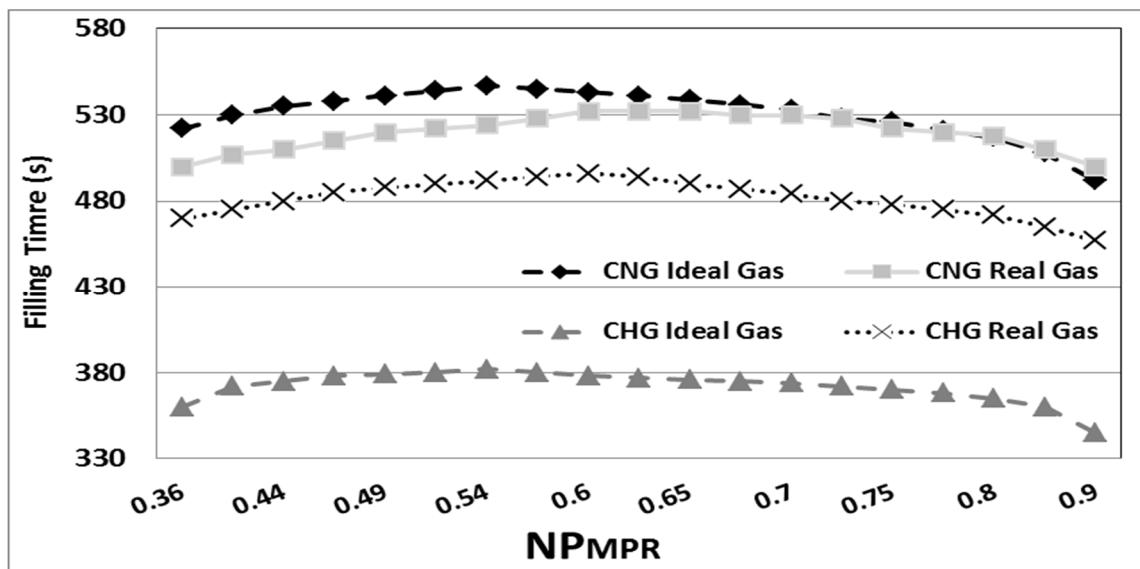
شکل 6-75 تاثیر دمای محیط بر ضریب FR برای 2 سوخت CNG و CHG با فرض گاز واقعی و ایده آل در شکل 6-76 به بررسی تاثیر دمای محیط (دمای اولیه) بر زمان سوخت گیری برای 2 نوع سوخت CHG و CNG و با فرض گاز واقعی و گاز ایده آل پرداخته شده است. همانطور که در این شکل مشهود است با افزایش دمای محیط زمان سوخت گیری کاهش می یابد. این بدلیل کاهش جرم نهایی سوخت درون سیلندر خودرو در دماهای بالاتر می باشد.



شکل 6-76 تاثیر دمای محیط بر زمان سوخت گیری برای 2 سوخت CNG و CHG با فرض گاز واقعی و ایده آل در شکل 6-77 میتوان تاثیر تغییرات NP_{LPR} را بر زمان سوخت گیری برای 2 نوع سوخت CHG و CNG و با فرض گاز واقعی و گاز ایده آل مشاهده نمود. لازم به ذکر است که در این بررسی NP_{MPR} (فشار مخزن میانی) ثابت و برابر 0.53 در نظر گرفته شده است. همانطور که در شکل نیز مشهود است بغیر از گاز ایده آل CNG، هر چه مقدار NP_{LPR} افزایش یابد زمان سوخت گیری کاهش می یابد. برای گاز ایده آل CNG بیشترین زمان سوخت گیری در $NP_{LPR} = 0.17$ روی می دهد. همچنین با بررسی شکل 6-77 میتوان اینگونه نتیجه گرفت که در NP_{LPR} بزرگ مقادیر زمان سوخت گیری به همدیگر نزدیک می شوند.



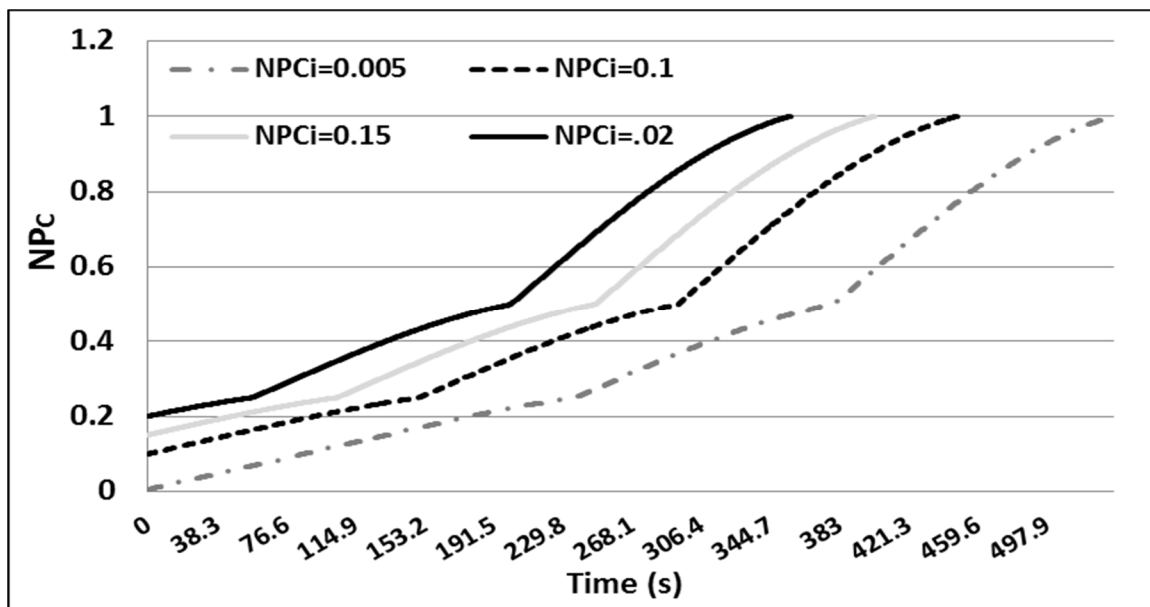
شکل 6-77 تاثیر فشار مخزن پایینی بر زمان سوخت گیری برای 2 سوخت CNG و CHG با فرض گاز واقعی و ایده آل در شکل 6-78 میتوان تاثیر تغییرات NP_{MPR} را بر زمان سوخت گیری برای 2 نوع سوخت CHG و CNG و با فرض گاز واقعی و گاز ایده آل مشاهده نمود. لازم به ذکر است که در این بررسی NP_{LPR} (فشار مخزن پایینی) ثابت و برابر 0.275 در نظر گرفته شده است. همانطور که در شکل نیز مشهود است در هر دو ایستگاه CNG و CHG، برای گاز واقعی و ایده آل بیشترین زمان سوخت گیری بترتیب در $NP_{MPR} = 0.65$ و $NP_{MPR} = 0.55$ روی می دهد. با توجه به این مهم که کاهش زمان سوخت گیری یکی از اهداف بهینه سازی ایستگاههای سوخت رسانی می باشد با ترکیب 2 عدد $NP_{MPR} = 0.65$ و $NP_{MPR} = 0.17$ (فشارهای پایینی و میانی) میتوان به این هدف نائل شد.



شکل 6-78 تاثیر فشار مخزن میانی بر زمان سوخت گیری برای 2 سوخت CNG و CHG با فرض گاز واقعی و ایده آل

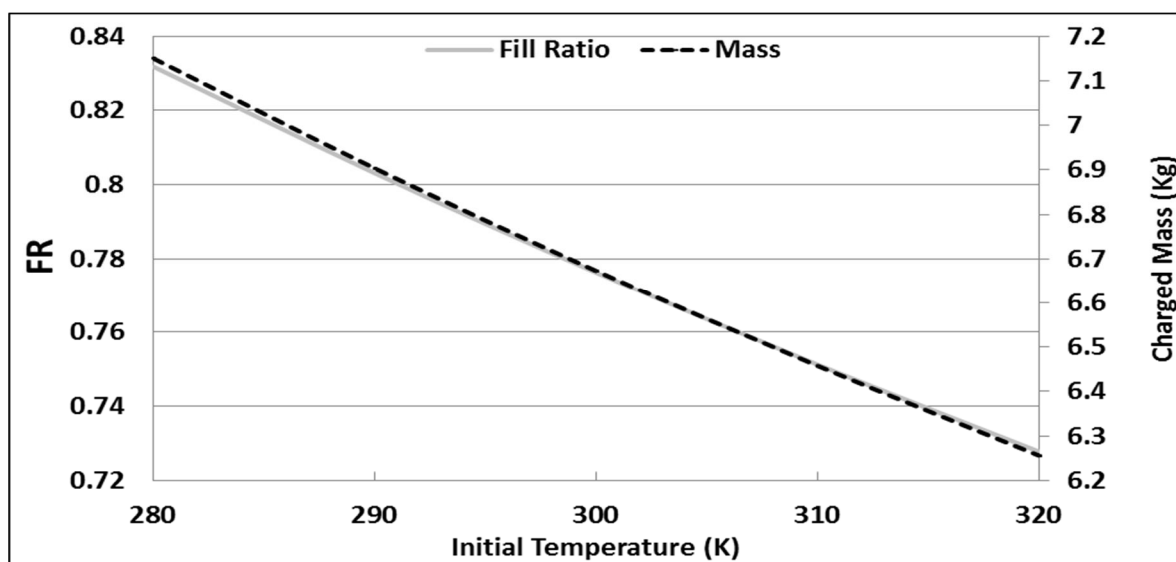
6-8-2 فرآیند پر شدن سیلندر خودرو CNG بر مبنای گاز ایده آل

در این بخش نتایج شبیه سازی فرآیند پر شدن سیلندر خودرو بر اساس شرایط گاز ایده آل و با استفاده از مخازن ذخیره آبشاری ارائه می گردد. در این شبیه سازی حجم مخزن ذخیره خودرو 67 لیتر و قطر اریفیس نازل ورودی یک میلی متر در نظر گرفته شده است. لازم به ذکر است که در این شبیه سازی فرض بر این است که شرایط مخزن ذخیره در طول فرآیند سوخت گیری ثابت می ماند. همچنین متان که اصلی ترین بخش ترکیب گاز طبیعی است بعنوان سوخت CNG در نظر گرفته شده است. در ادامه به تشریح نتایج بدست آمده در مدل سازی فرآیند پر شدن سیلندر خودرو با فرض گاز ایده آل برای گاز طبیعی پرداخته می شود. در شکل 6-79 این بخش به بررسی تاثیر فشار اولیه بر تغییرات دمای سوخت دروت سیلندر پرداخته شده است. همانطور که در شکل زیر مشهور است هرچه فشار اولیه درون سیلندر بیشتر باشد مدت زمان مورد نیاز برای انجام سوخت گیری کاهش می یابد.



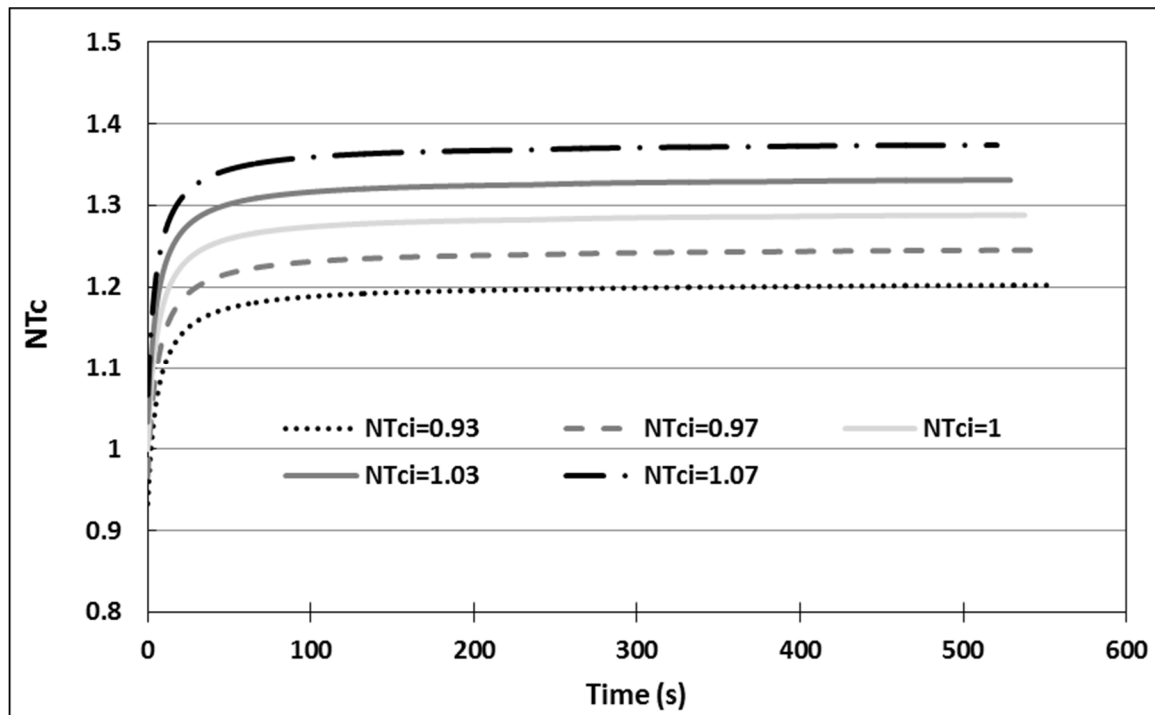
شکل 79-6 تاثیر فشار اولیه بر دمای نهایی سوخت با فرض گاز ایده آل

در ادامه میتوان تاثیر دمای اولیه را بر جرم نهایی و ضریب FR جرمی سوخت با فرض گاز ایده آل مشاهده نمود. همانطور که در شکل 80-6 مشاهده می شود هرچه دمای اولیه (دمای محیط) در فرآیند سوخت گیری پایین تر باشد میزان جرم نهایی سوخت افزایش می یابد.



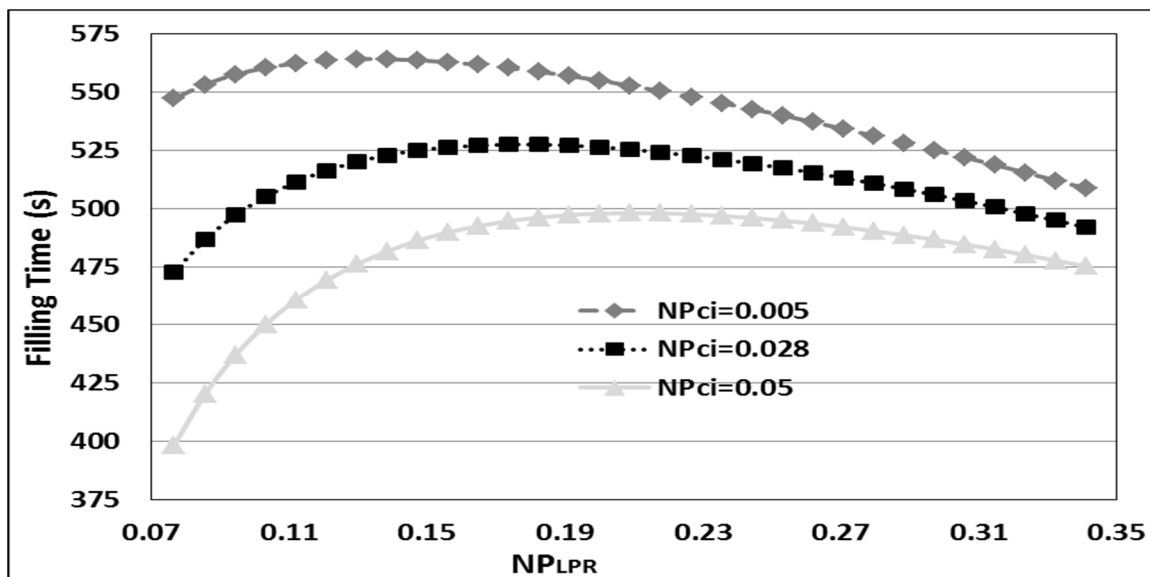
شکل 80-6 تاثیر دمای اولیه بر جرم نهایی سوخت و ضریب FR با فرض گاز ایده آل

در شکل 81-6 میتوان تاثیر دمای اولیه بر تغییرات دمایی سوخت را با فرض گاز ایده آل مشاهده نمود. همانطور که در شکل 81-6 مشاهده می شود هر چه دمای محیط (دمای اولیه) بیشتر باشد هم دمای نهایی سوخت بالاتر می رود و هم زمان سوخت گیری کمی کاهش می یابد.



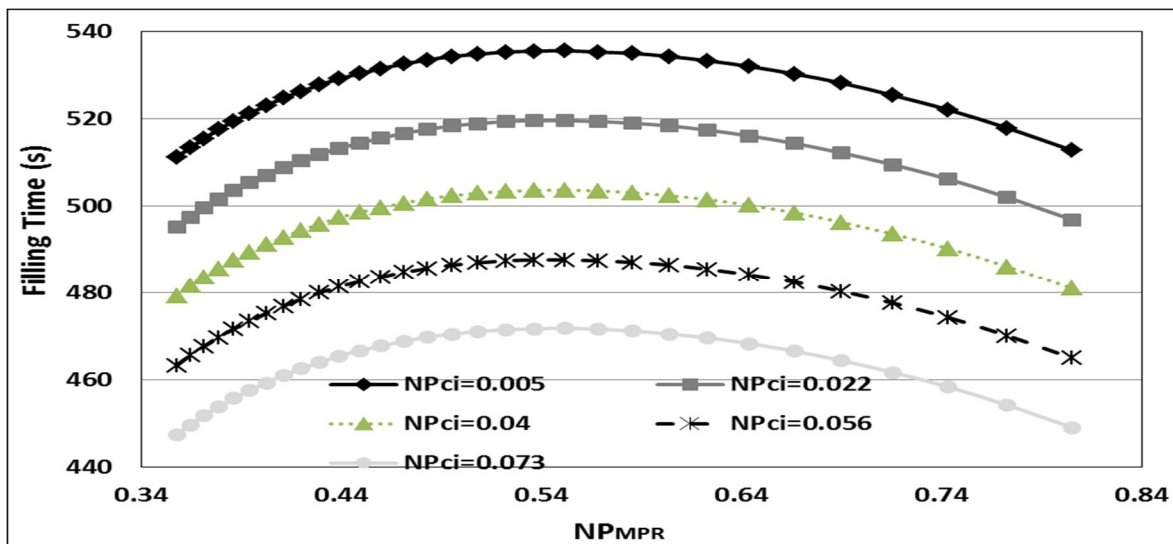
شکل 81-6 تاثیر دمای اولیه بر تغییرات دمایی سوخت با فرض گاز ایده آل

در ادامه در شکل 82-6 و شکل 83-6 میتوان بترتیب تاثیر فشار اولیه و فشار مخازن پایینی و میانی را بر زمان سوخت گیری مشاهده نمود. همانطور که در شکل 82-6 نیز مشهود است، در شرایطی که سیلندر خودرو دارای فشار اولیه 0.1025MPa ($NP_{Ci} = 0.005$) باشد بیشترین زمان سوخت گیری هنگامی اتفاق می افتد که NP_{LPR} برابر 0.12 (و یا فشار مخزن پایین 2.46MPa) باشد. لازم به ذکر است که در بررسی تاثیر فشار مخازن پایینی بر زمان سوخت گیری فشار مخازن میانی حدود 10.725MPa ($NP_{MPR} = 0.525$) در نظر گرفته شده است.



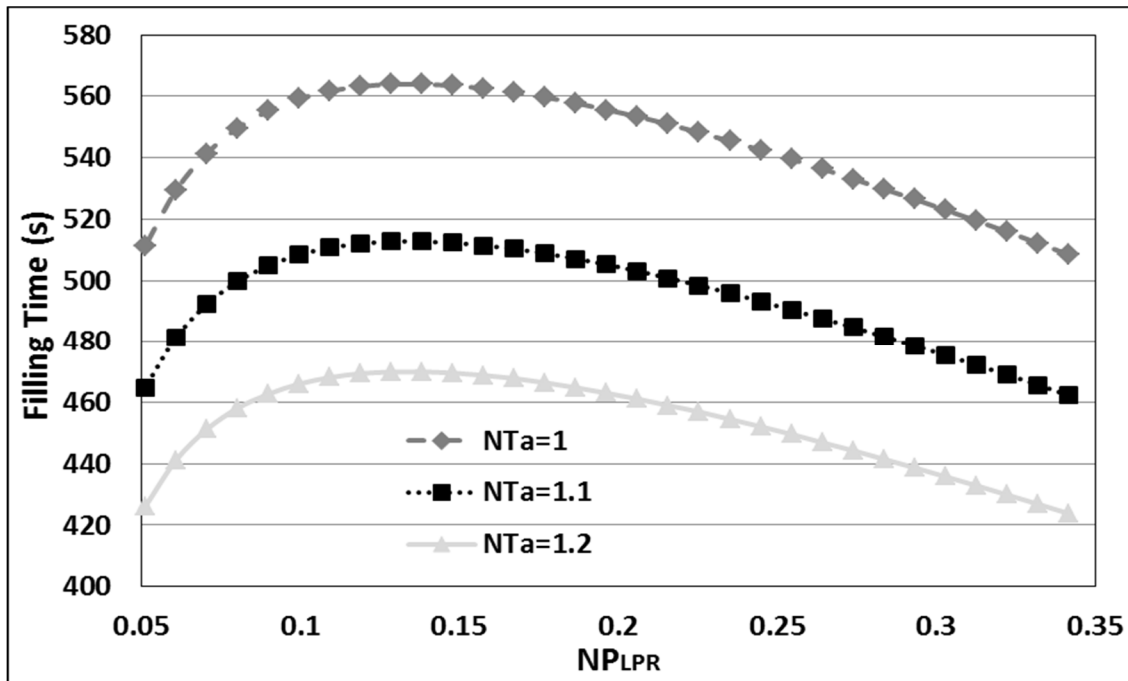
شکل 6-82 تاثیر فشار اولیه و فشار مخزن پایین بر زمان سوخت گیری با فرض گاز ایده آل

در شکل 6-83 در شرایطی که سیلندر خودرو دارای فشار اولیه 0.1025MPa ($NP_{Ci} = 0.005$) باشد بیشترین زمان سوخت گیری هنگامی اتفاق می افتد که NP_{MPR} برابر 0.55 (و یا فشار مخزن میانی 11.275MPa) باشد. لازم به ذکر است که در بررسی تاثیر فشار مخازن پایینی بر زمان سوخت گیری فشار مخازن میانی حدود 5.6375MPa ($NP_{LPR} = 0.275$) در نظر گرفته شده است.



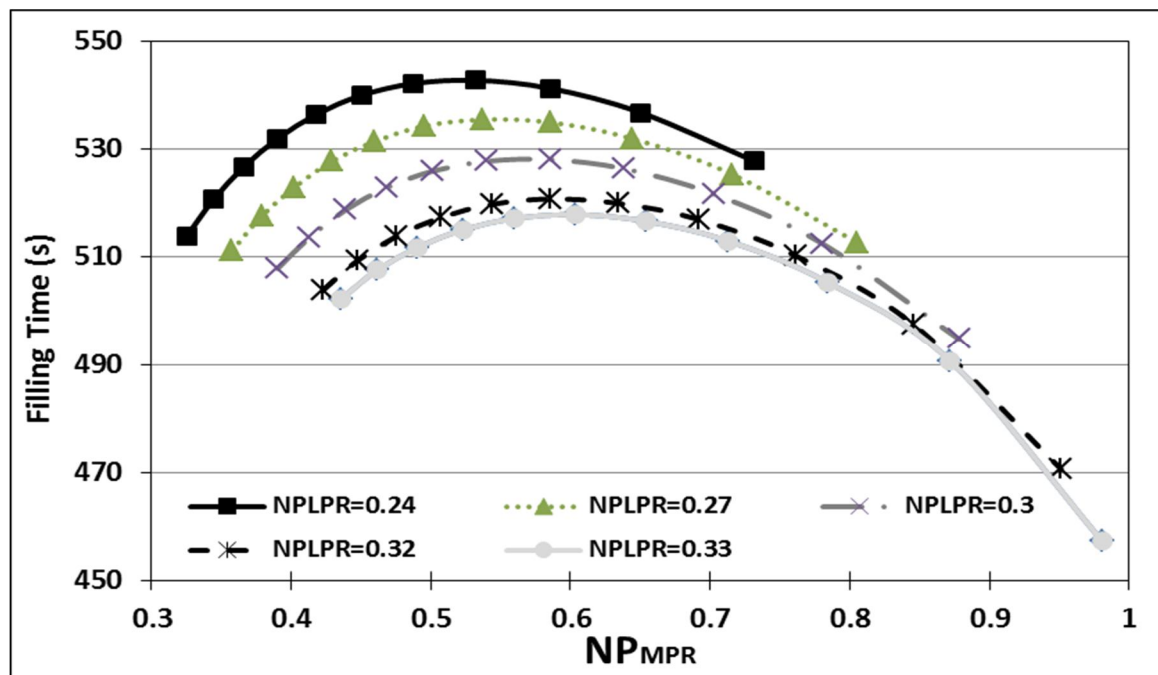
شکل 6-83 تاثیر فشار اولیه و فشار مخزن میانی بر زمان سوخت گیری با فرض گاز ایده آل

در شکل 84-6 میتوان تاثیر دمای محیط (و یا دمای اولیه) را بر زمان سوخت گیری در طی فرآیند پر شدن و بر حسب تغییرات در فشار مخازن پایینی مشاهده نمود.



شکل 84-6 تاثیر دمای محیط و فشار مخزن پایین بر زمان سوخت گیری با فرض گاز ایده آل

در نهایت در آخرین شکل این قسمت میتوان تاثیر همزمان NP_{LPR} و NP_{MPR} بر زمان سوخت گیری را مشاهده نمود. همانطور که قبلا نیز بیان شد کاهش زمان سوخت گیری یکی از اهداف بهینه سازی ایستگاههای CNG می باشد. با توجه به شکل 85-6 میتوان اینگونه نتیجه گرفت که هرچه میزان NP_{LPR} افزایش یابد زمان سوخت گیری کاهش می یابد. همانطور که در شکل نیز مشهود است به ازای هر NP_{LPR} میتوان یک نقطه ماکزیمم برای زمان سوخت گیری در هر NP_{MPR} مشخص بدست آورد. هر چند لازم به ذکر است که زمان سوخت گیری را میتوان با استفاده از تجهیزات سوخت گیری از جمله قطر اریفیس کاهش داد. با استفاده از قطر اریفیس بزرگتر میتوان به زمان سوخت گیری پایین تری دست یافت.



شکل 6-85 تاثیر فشار مخازن پایین و میانی بر زمان سوخت گیری با فرض گاز ایده آل

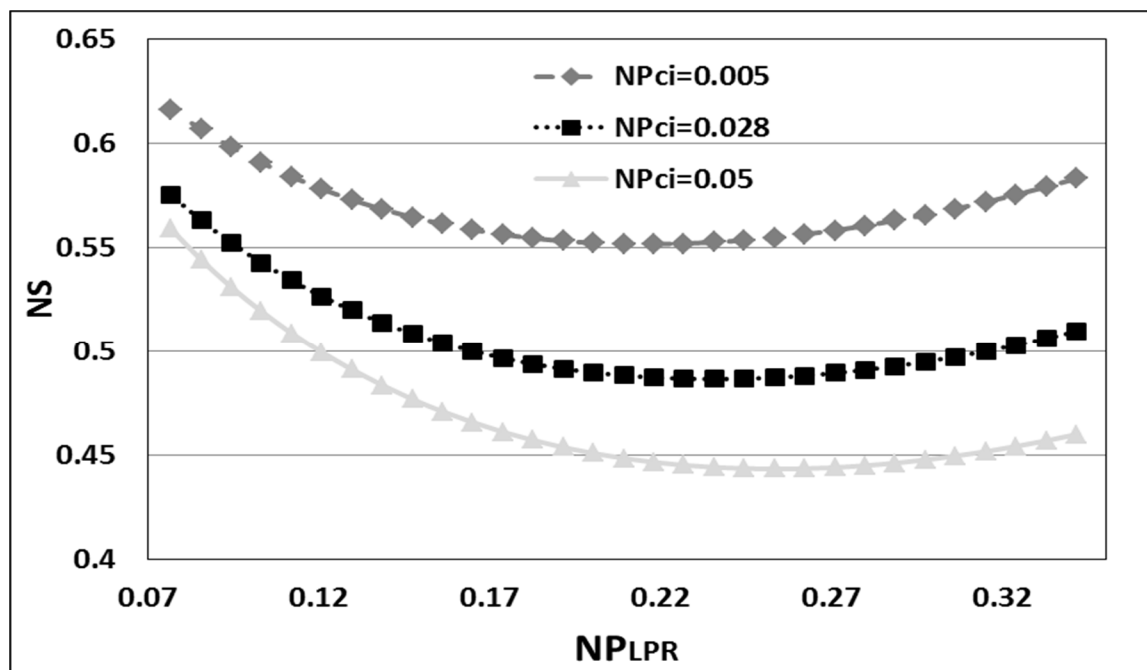
6-9 تعیین فشار بهینه مخازن پایینی و میانی سیستم ذخیره آبشاری

در این بخش هدف تعیین فشار بهینه مخازن پایینی و میانی می باشد. این بهینه سازی بر مبنای کمینه کردن مصرف انرژی در ایستگاههای CNG انجام شده است. با توجه به اینکه کمپرسورهای رفت و برگشتی موجود در ایستگاههای CNG برق بالایی مصرف میکنند و بیشترین هزینه تامین سوخت CNG مربوط به هزینه برق مصرفی میباشد، ارائه راهکارهایی برای کاهش این مصرف میتواند کمک شایانی در توسعه و گسترش صنعت CNG داشته باشد. بر اساس تحقیقات صورت گرفته یکی از موثرترین راهکارهای کاهش مصرف برق کمپرسورها تعیین فشار بهینه مخازن پایینی و میانی سیستم ذخیره آبشاری می باشد. با توجه به مطالب بیان شده در ادامه با استفاده از روش کمینه کردن انرژی در طول فرآیند سوخت گیری به تعیین فشارهای بهینه پرداخته خواهد شد.

در این بررسی ابتدا سوخت CNG با فرض متان خالص و بصورت گاز ایده آل در نظر گرفته می شود. در ادامه به تاثیر تغییر فشارهای پایینی و میانی بر تولید انرژی برای سوخت CNG با فرض متان و در

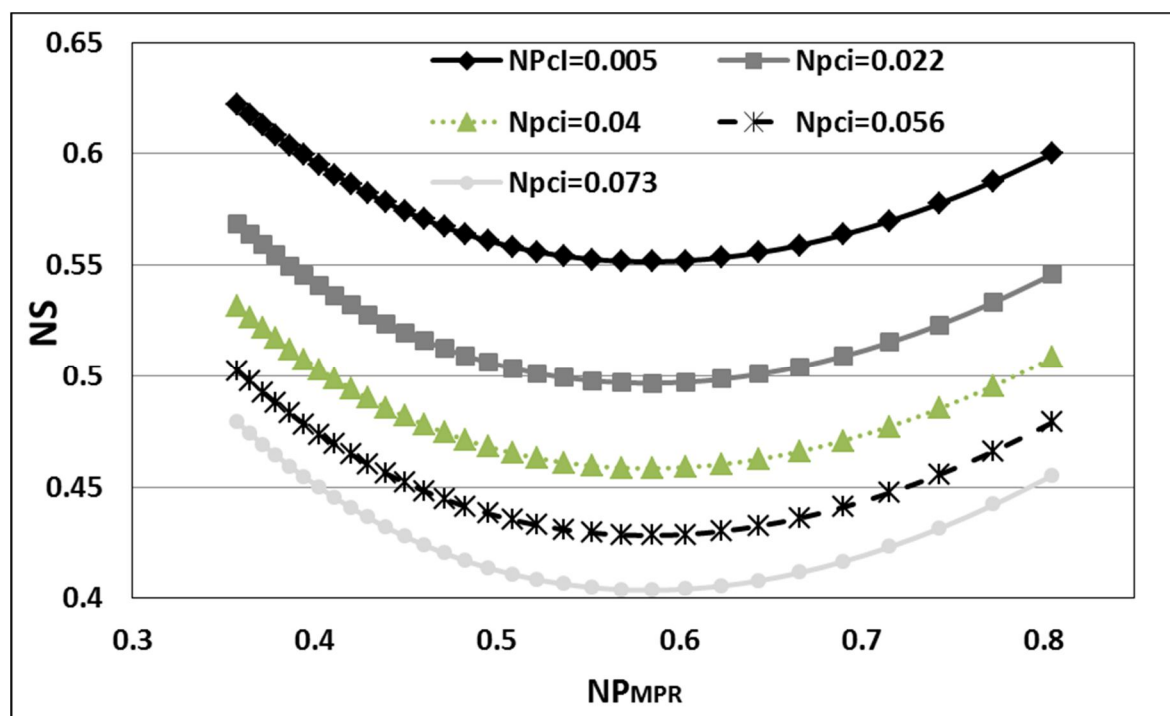
شرایط گاز واقعی و ایده آل و همچنین سوخت هیدروژن شرایط گاز واقعی و ایده آل پرداخته شده است. در انتها نیز بر مبنای ترکیبات گاز مختلف ایران، فشار مخازن پایینی و میانی که انتروپی تولیدی فرآیند سوخت گیری در آنها کمینه می شود معرفی خواهند شد.

در شکل 86-6 تاثیر فشار اولیه و فشار مخزن ذخیره پایینی بر تولید انتروپی با فرض گاز ایده آل بررسی شده است. همانطور که در شکل 86-6 نیز مشهود است، در شرایطی که سیلندر خودرو دارای فشار اولیه 0.1025MPa ($NP_{Ci} = 0.005$) باشد کمترین انتروپی تولیدی هنگامی اتفاق می افتد که $0.19 < NP_{LPR} < 0.27$ باشد. لازم به ذکر است که در بررسی تاثیر فشار مخازن پایینی بر زمان سوخت گیری فشار مخازن میانی حدود 10.725MPa ($NP_{MPR} = 0.525$) در نظر گرفته شده است. با توجه به این مهم که درصد زیادی از گاز طبیعی را متان تشکیل داده، گاز طبیعی در این بخش بصورت متان خالص فرض شده است.



شکل 86-6 تاثیر فشار اولیه و فشار مخزن ذخیره پایینی بر تولید انتروپی با فرض گاز ایده آل

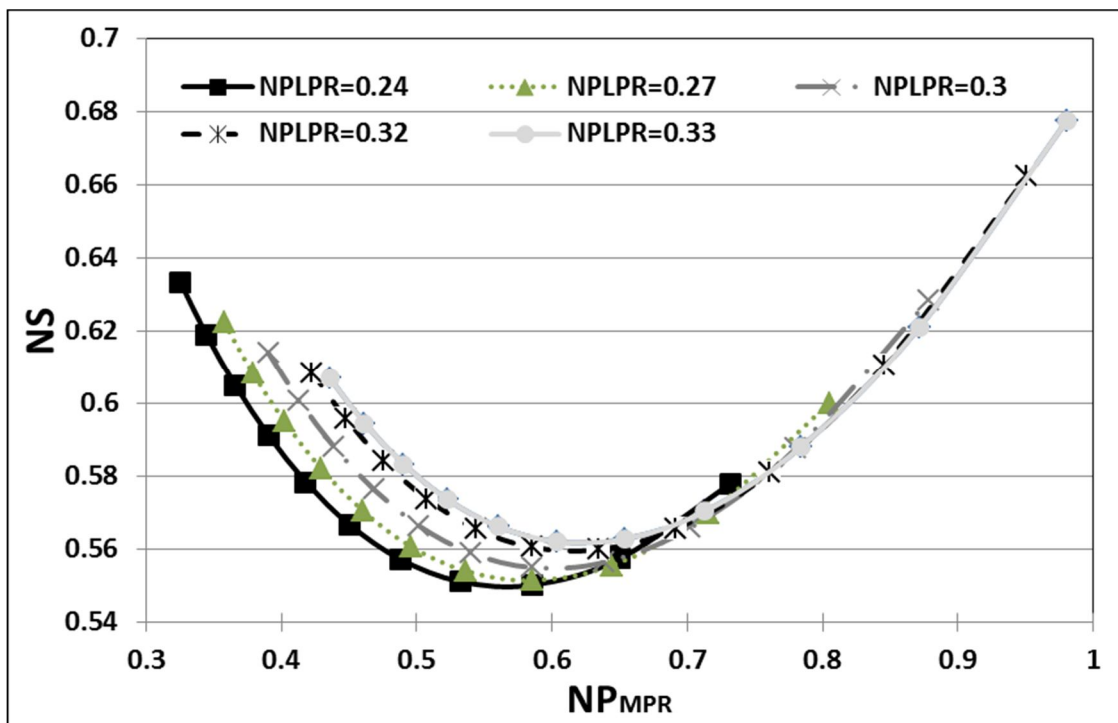
در شکل 6-87 تاثیر فشار اولیه و فشار مخزن ذخیره میانی بر تولید انترویی با فرض گاز ایده آل بررسی شده است. برای فشارهای اولیه متفاوت کمترین انترویی تولیدی هنگامی اتفاق می افتد که NP_{MPR} تقریباً برابر 0.58 (و یا فشار مخزن میانی 11.6MPa) باشد. همچنین چنان که در شکل نیز مشهود است هرچه فشار اولیه سیلندر خودرو بیشتر باشد میزان انترویی تولیدی کاهش می یابد. لازم به ذکر است که در بررسی تاثیر فشار مخازن پایینی بر زمان سوخت گیری فشار مخازن میانی حدود 5.6375MPa ($NP_{LPR} = 0.275$) در نظر گرفته شده است.



شکل 6-87 تاثیر فشار اولیه و فشار مخزن ذخیره میانی بر تولید انترویی با فرض گاز ایده آل

در شکل 6-88 به بررسی تاثیر همزمان فشار مخازن پایینی و میانی بر تولید انترویی با فرض گاز ایده آل پرداخته شده است. بر اساس شکل در شرایط سیلندر خودرو خالی، $NP_{ci} = 0.005$ ، کمترین انترویی تولیدی برای سوخت گیری کامل یک خودرو هنگامی رخ می دهد که اعداد $NP_{LPR} \approx 0.24$ و $NP_{MPR} \approx 0.58$ باشند. با تعیین این اعداد میتوان دریافت فشار متناظر با آنها یعنی 4.8MPa برای

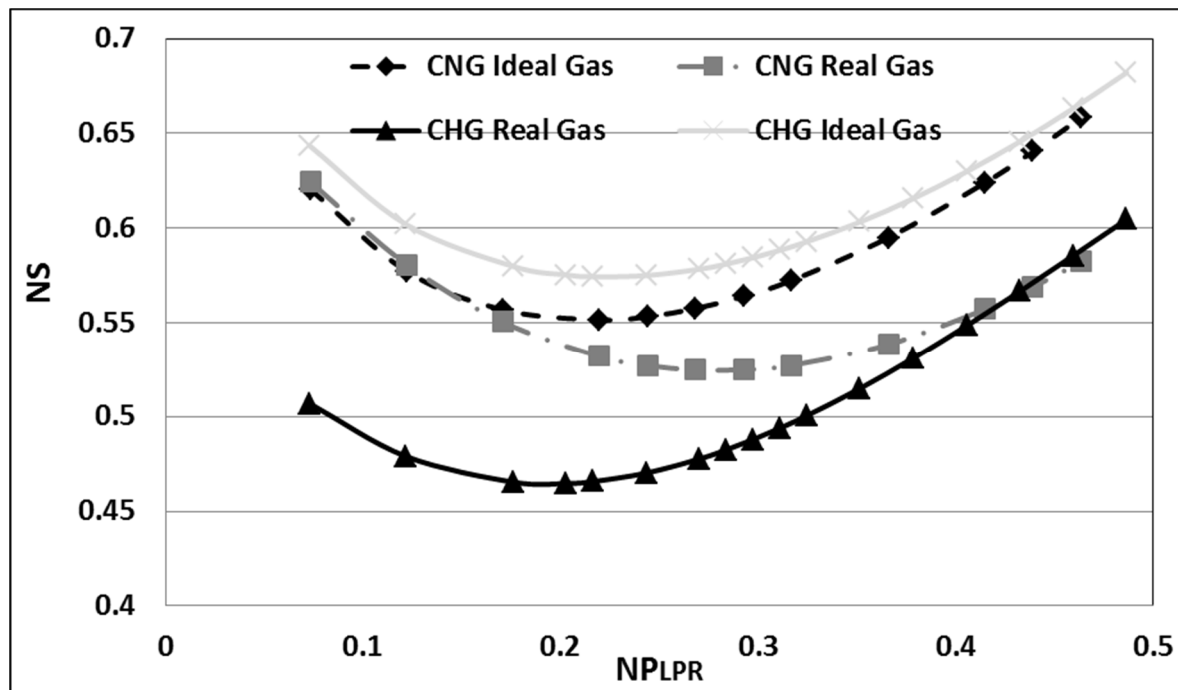
مخازن فشار پایین و 11.6MPa برای مخازن فشار متوسط مقادیر مناسب برای تولید انرژی بر پایه کمپرسور می باشد. با تعیین فشارهای بهینه برای مخازن پایینی و میانی میتوان کار کمپرسور را برای سوخت گیری کامل یک خودرو کاهش داد که در نهایت منجر به کاهش مصرف برق کمپرسور می گردد.



شکل 6-88 تاثیر فشار مخازن پایینی و میانی بر تولید انرژی با فرض گاز ایده آل

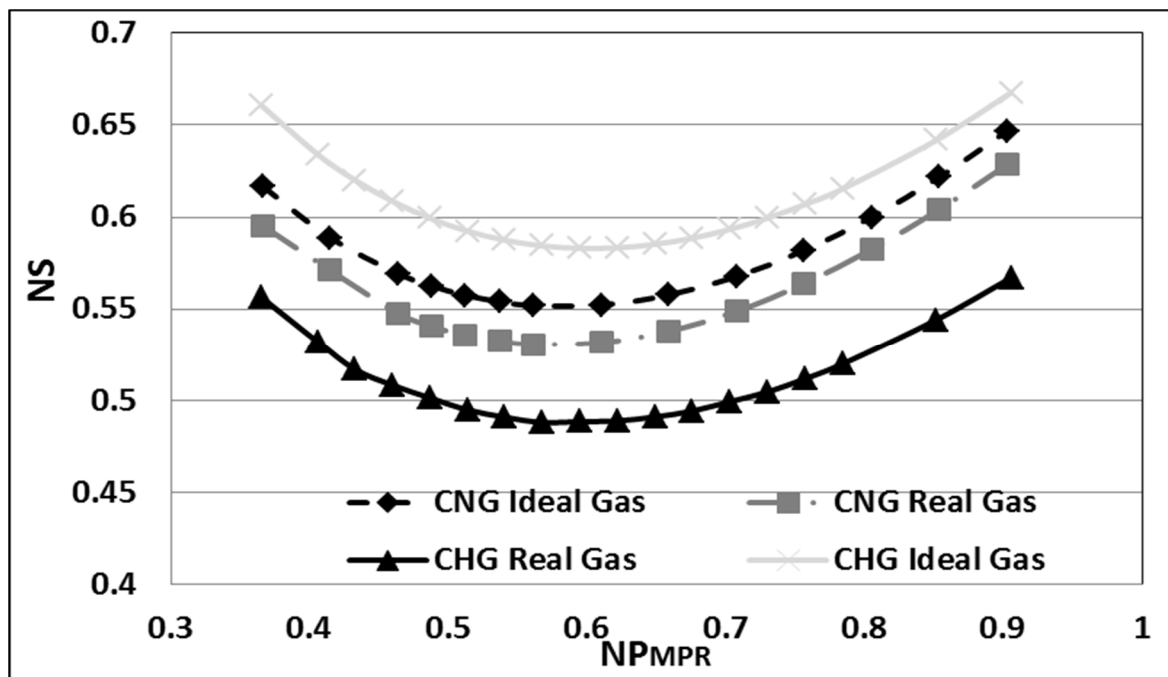
در شکل 6-89 به بررسی تاثیر فشار مخازن پایینی بر تولید انرژی با فرض گاز ایده آل و واقعی برای گاز طبیعی متراکم (CNG) و هیدروژن متراکم (CHG) پرداخته شده است. لازم به ذکر است که گاز طبیعی در این بخش بصورت متان خالص فرض شده است و بقیه شرایط منطبق بر بخش 6-8-1 می باشد. در این شکل NP_{MPR} (فشار مخزن میانی) ثابت و برابر 0.53 در نظر گرفته شده است. با بررسی شکل 6-89 مشخص می گردد که برای هر دو نوع سوخت CNG و CHG و برای هر دو فرض گاز واقعی و ایده آل انرژی تولیدی در یک سوخت گیری کامل زمانی کمینه می گردد که $NPLPR=0.22$ باشد. بر این اساس

برای سوخت CNG بهترین فشار مخازن پایینی برای تولید انتروپی کمینه 4.4MPa می باشد درحالیکه این مقدار برای سوخت CHG به میزان 7.7MPa می باشد.



شکل 6-89 تاثیر فشار مخازن پایینی بر تولید انتروپی با فرض گاز ایده آل و واقعی برای CNG و CHG

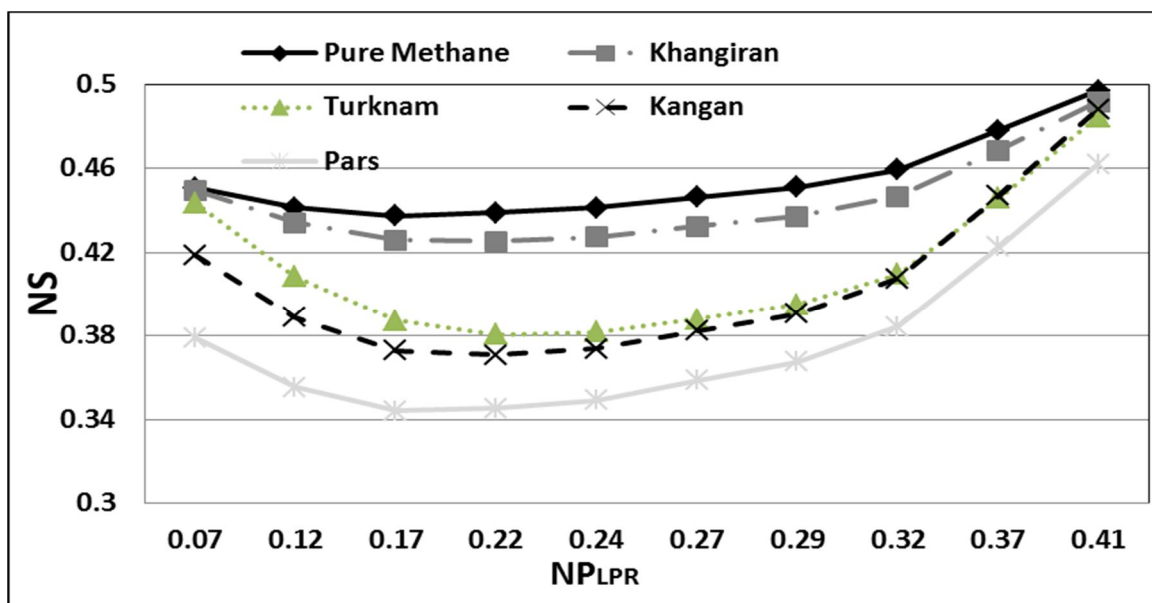
شکل 6-90 تاثیر فشار مخازن میانی بر تولید انتروپی با فرض گاز ایده آل و واقعی برای CNG و CHG را بررسی نموده است. این بررسی درحالی صورت گرفته است که فشار مخزن پایینی ثابت و برابر بررسی شده است. با بررسی شکل 6-90 این مهم حاصل می شود که میزان بهینه $NP_{LPR}=0.275$ در نظر گرفته شده است. برای تولید انتروپی کمینه در یک فرآیند سوخت گیری برای هر دو نوع سوخت CNG و CHG و هر دو فرض گاز واقعی و ایده آل در حدود 0.6 می باشد. با توجه به این یافته مشخص می گردد که فشار بهینه مخازن میانی برای ایستگاه CNG در هر دو نوع گاز واقعی و ایده آل حدود 12MPa و برای ایستگاه CHG حدود 21MPa می باشد.



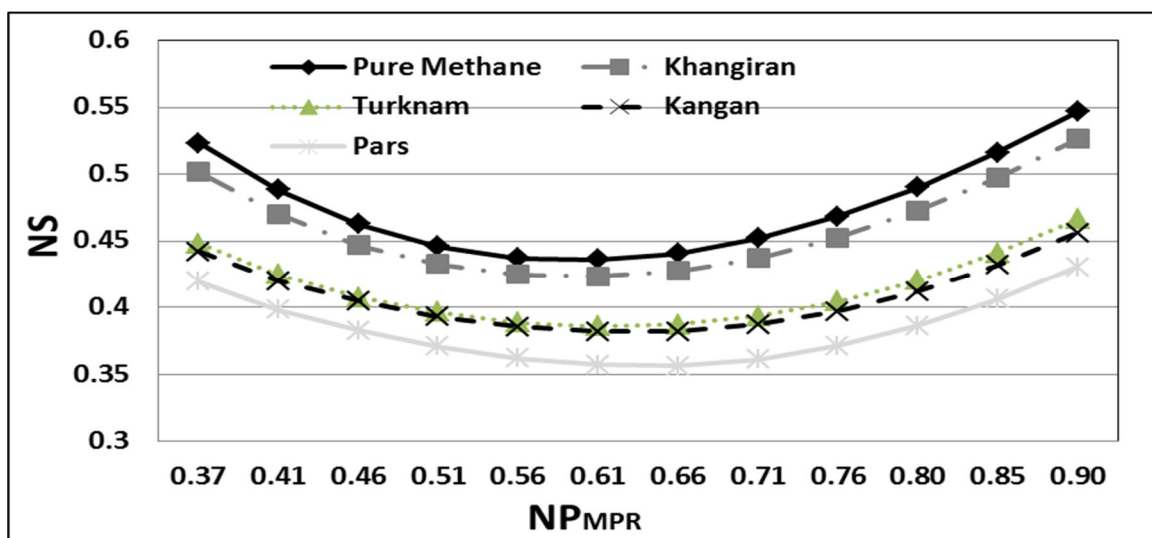
شکل 6-90 تاثیر فشار مخازن میانی بر تولید انتروپی با فرض گاز ایده آل و واقعی برای CNG و CHG

در شکل 6-91 تاثیر ترکیب گاز و فشار مخازن پایینی بر تولید انتروپی مورد بررسی قرار گرفته است. لازم به ذکر است که نتایج در دو شکل ذیل بر اساس شرایط بخش 6-6-1 ارائه شده است. در این 2 شکل با استفاده از ترکیبات مختلف گاز طبیعی موجود در ایران فشارهای بهینه مخازن پایینی و میانی بدست آمده است. در این شکل NP_{MPR} (فشار مخزن میانی) ثابت و برابر 0.53 در نظر گرفته شده است. بر اساس شکل 6-91 میزان کمینه انتروپی تولیدی (تخریب انرژی) در طول یک سوخت گیری کامل، بر حسب ترکیبات مختلف گاز طبیعی بین $NP_{LPR} = 0.17$ تا $NP_{LPR} = 0.22$ رخ می دهد. بر این اساس برای ترکیب گاز خانگیان (با 98 درصد وجود متان) مینیمم انتروپی تولیدی در فشار مخازن پایینی برابر 4.4MPa ($NP_{LPR} = 0.22$) روی می دهد درحالیکه این میزان برای ترکیب پارس (با 87 درصد متان) در حدود 3.4MPa ($NP_{LPR} = 0.17$) می باشد. همچنین در شکل 6-92 به بررسی تاثیر ترکیب گاز و فشار مخازن میانی بر تولید انتروپی پرداخته شده است. این شکل در شرایطی رسم شده است که فشار مخزن پایینی ثابت و برابر $NP_{LPR} = 0.275$ در نظر گرفته شده است. بر اساس شکل میزان کمینه انتروپی تولیدی

در طول یک سوخت گیری کامل، بر حسب ترکیبات مختلف در حدود $NP_{MPR} = 0.62$ رخ می دهد. بر این اساس میتوان دریافت که برای تولید انتروپی مینیمم بدون در نظر گرفتن ترکیب گاز فشار مخازن میانی باید در حدود 12.4MPa باشد.



شکل 91-6 تاثیر ترکیب گاز و فشار مخازن پایینی بر تولید انتروپی



شکل 92-6 تاثیر ترکیب گاز و فشار مخازن میانی بر تولید انتروپی

فصل هفتم: نتیجه گیری نهایی و

پیشنهاد برای کارهای آینده

7-1 نتیجه گیری نهایی

در این رساله بر اساس شبیه سازی ترمودینامیکی حرارتی ایستگاههای CNG بهبود شرایط عملکرد این ایستگاهها مورد انتظار بوده است. در تحقیقات صورت گرفته در ابتدا نتایج بدست آمده در این رساله با نتایج عددی و تجربی قبلی برای گاز هیدروژن مقایسه گردید. لازم به ذکر است که تطابق خوبی بین نتایج این رساله با کارهای قبلی مشاهده شد. سپس فرآیند پر شدن سیلندر خودرو مورد شبیه سازی ترمودینامیکی قرار گرفت. در این شبیه سازی در ابتدا برای ساده سازی متان بعنوان گاز طبیعی در نظر گرفته شد و در گام اول از قوانین گاز ایده آل برای شبیه سازی استفاده شد. سپس شبیه سازی بر مبنای گاز واقعی متان صورت پذیرفت و در نهایت با توسعه معادله AGA8 ترکیبات متفاوت گاز طبیعی مورد بررسی قرار گرفت. در گام بعدی فرآیند همزمان تخلیه مخازن ذخیره و پر شدن سیلندر خودرو مورد بررسی قرار گرفت. همچنین با استفاده از رابطه محاسبه ضریب انتقال حرارت جابجایی بین سوخت ورودی و جدار داخلی سیلندر شبیه سازی حرارتی فرآیند پر شدن سیلندر خودرو صورت پذیرفت. در نهایت نیز بر اساس کمینه کردن انتروپی تولیدی فشار مخازن پایینی و میانی محاسبه گردید.

بطور خلاصه نتایج بدست آمده در این رساله بشرح زیر بیان می گردد:

✓ با مقایسه 2 سیستم ذخیره بافری و آبشاری 3 پارامتر مهم فرآیند پر شدن در ایستگاههای CNG یعنی زمان سوخت گیری، جرم نهایی سوخت در مخزن و میزان کار مورد نیاز کمپرسور مورد بررسی قرار گرفت. با بررسی ها مشخص گردید که زمان مورد نیاز برای کامل شدن فرآیند سوخت گیری با استفاده از سیستم بافری حدود 66٪ کمتر از زمان مورد نیاز با استفاده از سیستم آبشاری می باشد. مولفه مهم بعدی میزان جرم نهایی ذخیره شده در سیلندر خودرو می باشد که در صورت استفاده از سیستم ذخیره آبشاری حدود 80٪ جرم نهایی سوخت با استفاده از سیستم ذخیره بافری می باشد. مهمترین مزیت استفاده از سیستم آبشاری میزان انتروپی تولیدی کمتر

(کار کمپرسور کمتر) نسبت به سیستم آبخاری است. میزان کار مورد نیاز (انرژی تولیدی) در صورت استفاده از سیستم آبخاری حدود 50% می باشد.

✓ فرآیند پر شدن سیلندر خودرو و افزایش فشار سوخت درون مخزن همراه با افزایش دمای سوخت درون مخزن می باشد. این افزایش دما بسته به نوع سیستم ذخیره ایستگاه و همچنین ترکیب گاز طبیعی میتواند بین 50K تا 70K باشد و این درحالی است که بیشترین این افزایش در ابتدای سوخت گیری بوجود می آید.

✓ دمای محیط تاثیر بسزایی در شرایط نهایی سوخت گیری دارد بنحویکه اختلاف جرم نهایی سوخت درون سیلندر در صورت سوخت گیری در دمای 260K و یا 330K میتواند اختلاف جرمی بین 2.5kg تا 3.3kg بر حسب ترکیب گاز مختلف بوجود آورد.

✓ ترکیبات مختلف گاز طبیعی نقش مهمی در پارامترهای سوخت گیری CNG ایفا می کند بنحویکه میتوان این تاثیرات را در تفاوت های ایجاد شده در زمان سوخت گیری، جرم و دمای نهایی سوخت درون مخزن و همچنین کار مورد نیاز کمپرسور برای ترکیبات متفاوت گاز طبیعی مشاهده نمود.

✓ با شبیه سازی ایستگاه CNG مشخص شد که فشار مخازن ذخیره تاثیر بسزایی بر حداقل حجم مورد نیاز این مخازن برای کامل شدن فرآیند سوخت گیری دارد، بنحویکه اگر فشار این مخازن 25MPa باشد حداقل حجم مخازن ذخیره در سیستم بافوری باید 4 برابر حجم سیلندر خودرو باشد در حالیکه اگر این فشار 20.5MPa باشد این حجم به 22 برابر افزایش می یابد. در مورد حجم مخازن ذخیره مورد نیاز در سیستم آبخاری نیز همین واقعیت وجود دارد. در سیستم ذخیره آبخاری با فرض فشار مخازن ذخیره بالای 20.5MPa نسبت حداقل حجم مخازن ذخیره فشار پایین، متوسط و بالا بترتیب 14، 4 و 2 برابر حجم سیلندر خودرو محاسبه گردید.

- ✓ با شبیه سازی حرارتی فرآیند سوخت گیری سیلندر خودرو بخوبی تفاوت شبیه سازی با شرایط عایق در نظر گرفتن سیلندر و همچنین همراه با انتقال حرارت را روشن شد. همچنین در این بخش تاثیر نوع سیلندر خودرو (سیلندر نوع اول و سوم) را بر نحوه سوخت گیری مشخص گردید.
- ✓ در نهایت بر حسب کمینه کردن کار کمپرسور (تولید انتروپی) فشار مخازن پایینی و میانی به ترتیب $NP1=1.7$ تا $NP1=0.22$ و $NP2=0.6$ بدست می آید. بر این مبنا با توجه به فشار 20.5MPa برای مخازن ذخیره فشار بالا فشار مخازن پایینی و میانی به ترتیب 3.4MPa تا 4.4MPa و 12.5MPa محاسبه گردید.

7-2 پیشنهادات برای کارهای آینده

انجام این رساله بطور قطع و یقین تمام مراحل بهینه سازی ایستگاههای CNG را در بر نخواهد داشت و انجام اقداماتی در آینده میتواند مکمل این رساله باشد. در این رساله بخشهای مختلف ایستگاه بصورت جز به جز بررسی شد و در نتیجه ارتباط این بخشها با توجه به شرایط واقعی میتواند برای کارهای بعدی مد نظر باشد. از جمله فعالیتهای که در این رساله انجام نشده و میتواند بعنوان پیشنهاد برای کارهای آینده تلقی گردد میتوان به موارد زیر اشاره نمود:

- ✓ شبیه سازی لوله های ارتباطی بین کمپرسور تا مخازن ذخیره و همچنین تا نازل سوخت رسانی
- ✓ تعیین ضریب انتقال حرارت جابجایی اجباری بین سوخت ورودی از کمپرسور به مخازن ذخیره ایستگاه و شبیه سازی حرارتی دقیق این مخازن
- ✓ وارد کردن تجهیزات دیگر ایستگاه CNG در شبیه سازی از جمله کمپرسور، خشک کن و سیستم اندازه گیری سوخت ورودی به ایستگاه
- ✓ ایجاد ارتباط بین اجزا مختلف ایستگاه بر اساس شرایط کارکرد جدید

✓ تهیه یک نرم افزار User Friendly با هدف استفاده جایگاه داران ایستگاههای CNG

✓ بررسی تجربی فرآیند پر شدن سیلندر خودرو

- [1] Gu len G Hossaina I, "Lifecycle analysis of different urban transport options for Banglades," *Energy Policy*, pp. 4909–4918, 2007.
- [2] IANGV, Latest International NGV Statistics:
http://www.iangv.org/stats/NGV_Global_Stats1.htm. 4/11/2013.
- [3] National Iran Oil Products Distribution Company website available at:
<http://cng.niopdc.ir/Homepage.aspx?site=cng.niopdc&lang=fa-IR&tabid=6128>.4/11/2013.
- [4] وحید اصفهانیان، ایستگاههای سوخت گیری CNG موسسه عالی پژوهشی خودرو، سوخت و محیط زیست، 1383.
- [5] California Energy Commission, *Evaluation of Compressed Natural Gas (CNG) Fueling System.*, 1999.
- [6] M. Sato, *NGV (Natural Gas Vehicle) in Japan.*: NGV Bussines Department Tokyou Gas Co Ltd.
- [7] Kim S.H., Hoon Lee S., Bong Yoon K., "Thermal characteristics during hydrogen fueling process of type IV cylinder," *International journal of hydrogen energy*, vol. 3, no. 5, pp. 6830-6835, 2010.
- [8] Zheng J., Yanga J., Tang P., Zhao L., Kern M., Ye J., "An optimized control method for a high utilization ratio and fast filling speed in hydrogen refuelling stations," *International Journal of Hydrogen Energy*, vol. 35, pp. 3011-3017, 2010.
- [9] NoorAliPour Nahavandi N., Farzaneh-Gord M., "Numerical Simulation of Filling Process of Natural Gas Onboard Vehicle Cylinder," *Journal of Brazilian Society of Mechanical Engineering and Science*, vol. 35, pp. 247-256, 2013.

- [10] Kountz K., Christopher F., Kenneth J., Blazek F., "NGV Fuelling Station and Dispenser Control Systems," Gas Research Institute, Chicago, Illinois, report GRI-97/0398 November 1997.
- [11] Dicken CJB., Merida W., "Modelling the transient temperature distribution within a hydrogen cylinder during refuelling," *Numerical Heat Transfer, Part A*, vol. 53, pp. 685-708, 2008.
- [12] Yang JC., "A thermodynamic analysis of refuelling of a hydrogen tank," *International Journal of Hydrogen Energy*, vol. 34, pp. 6712-6721, 2009.
- [13] Suryan A., Dong Kim H., Setoguchi T., "Numerical analysis on thermo-fluid dynamic behavior of hydrogen gas during fast high pressure filling," *Journal of Mechanical Science and Technology*, vol. 27 (2), pp. 567-573, 2013.
- [14] Heitsch M., Baraldi D., Moretto P., "Numerical investigations on the fast filling of hydrogen tanks," *International of Hydrogen Energy*, vol. 36, pp. 2606–2612, 2011.
- [15] Suryan A., Dong Kim H., Setoguchi T., "Three dimensional numerical computations on the fast filling of a hydrogen tank under different conditions," *International Journal of Hydrogen Energy*, vol. 37, pp. 7600-7611, 2012.
- [16] Zhou J., Chang Q., Xing W., Li Q., "Effects of geometry and inconstant mass flow rate on temperatures within a pressurized hydrogen cylinder during refueling," *International of Hydrogen Energy*, vol. 37, pp. 6043-6052, 2012.
- [17] W.C. Reynolds, W.M. Kays, "Blowdown and Charging Processes in a Single Gas Receiver With Heat Transfer," *Transactions of the ASME*, vol. July 1958, pp. 1160-1168, 1958.
- [18] Farzaneh-Gord M., Hashemi SH. Farzaneh-Kord A., "Thermodynamics Analysis of Cascade Reservoirs Filling Process of Natural Gas Vehicle Cylinders," *World Applied Sciences Journal*, vol. 5, no. 2, pp. 143-149, 2008.

- [19] Zhao Y. Liu J., Zheng J., Chen Y, Zhao L., Guo J., He Y., Liu G., "Numerical study on fast filling of 70 MPa type III cylinder for hydrogen vehicle," *International Journal of Hydrogen Energy*, vol. 37, pp. 17517–17522, 2012.
- [20] Monde M., Woodfield P., Takano T., Kosaka M., "Estimation of temperature change in practical hydrogen pressure tanks being filled at high pressures of 35 and 70 MPa," *International Journal of Hydrogen Energy*, vol. 37, pp. 5723–5734, 2012.
- [21] Hosseini M., Dincer I., Rosen MA., Naterer GF., "Thermodynamic a nalysis of filling compressed gaseous hydrogen storage tanks," *International Journal of hydrogen energy*, vol. 37, pp. 5063-5071, 2012.
- [22] Maus S., Na Ranong Ch., Wuchner E, Friedlmeier G., Wenger D. Hapke J., "Filling procedure for vehicles with compressed hydrogen tanks," *International Journal of Hydrogen Energy*, vol. 33, pp. 4612–4621, 2008.
- [23] Goulding J., Munteam C., Thomas G., "Measurement, Approval and Verification of CNG Dispensers," NWML KT11 Report 2002.
- [24] Shipley E., "Study of natural gas vehicles (NGV) during the fast fills process," College of Engineering and Mineral Resources at West Virginia University, Thesis for Master of Science 2002.
- [25] Winterbone D. E., *Advanced Thermodynamics for Engineers.*: A member of the Hodder Headline Group, 1997.
- [26] Carscallen W.E. Oosthuizen P.H., *An Introduction to Compressible Fluid Flow*. New York : Mc Graw Hill, 1997.
- [27] AGA8-DC92 EoS., "Compressibility and super compressibility for natural gas and other hydrocarbon gases, ," Transmission Measurement Committee Report No. 8, AGA Catalog No. XQ 1285, Arlington,VA, 1992.

- [28] Chapra, Raymond. P. Steven. C., *Numerical method for engineers.*: McGraw -Hill, 2005.
- [29] Marić I', "A procedure for the calculation of the natural gas molar heat capacity, the isentropic exponent, and the Joule–Thomson coefficient," *Flow Measurement and Instrumentation*, vol. 18, pp. 18–26, 2007.
- [30] DIPPR® 801., "Evaluated standard thermophysical property values.Design Institute for Physical Properties," Sponsored by AIChE, 2004.
- [31] Galović A, Šmuc T Marić I, ". Calculation of natural gas isentropic exponent," *Flow Measurement and Instrumentation*, vol. 16, no. 1, pp. 13–20, 2005.
- [32] Marić I., "The Joule–Thomson effect in natural gas flow-rate measurements," *Flow Measurement and Instrumentation*, vol. 16, pp. 387–395, 2005.
- [33] Barry Alpha O., Ramalho Rubens S. Kallagulne Serge C., "Ternary System Methane-Carbon Dioxide-Hydrogen Sulfide.Excess Enthalpy Data by Flow Calorimetry," *J. Chem. Eng Data*, vol. 28, pp. 375-381, 1983.
- [34] Ashton G. J., Haselden G.G., "Measurements of enthalpy and phase equilibrium for simulated natural gas mixtures and correlation of the results by a modified Starling equation," pp. 41-47, JANUARY 1980.
- [35] Grini Per G., Mæhlum Harald Owren Geir A., "Isobaric enthalpy increment and isenthalpic Joule–Thomson effect measurements on synthetic gas containing binary, or ternary mixtures of methane, ethane, propane, and nitrogen," *J. Chem. Thermodynamics*, vol. 30, pp. 1011–1027, 1998.
- [36] Wendland M., Fischer J., Saleh B., "Accurate Thermodynamic Properties from the BACKONE Equation for the Processing of Natural Gas," *Energy Fuels*, vol. 18, pp. 938-951, 2004.

- [37] Wagner W. Setzmann U., "A New Equation of State and Tables of Thermodynamic Properties for Methane Covering the Range from the Melting Line to 625 K at Pressures up to 1000 MPa," *J. Phys. Chem. Ref. Data*, vol. 20, no. 6, pp. 1061-1155, 1991.
- [38] P. Patil et al., "Accurate density measurements for a 91% methane natural gas-like mixture," *J. Chem. Thermodynamics*, vol. 39, pp. 1157–1163, 2007.
- [39] L. Capla et al., "Isothermal PVT measurements on gas hydrocarbon mixtures using a vibrating-tube apparatus," *J. Chem. Thermodynamics*, vol. 34, pp. 657–667, 2002.
- [40] C.-A. Hwang et al., "Buret and pycnometric (p,V ,T) measurements for natural gas mixtures," *J. Chem. Thermodynamics*, vol. 29, pp. 1455-1472, 1997.
- [41] (2013, December) National Institute of Standards and Technology (NIST).available at: <http://www.nist.gov>.
- [42] C., Day , M. Stephan , and L. R. Oellrich, "A new flow calorimeter for the measurement of the isobaric enthalpy increment and the insenthalpic Joule_Thomson effect Results for methane and "methane-ethane," *J. Chem. Thermodynamics*, vol. 29, pp. 949-971, 1997.
- [43] G.J. Ashton and G.G. Haselden, "Measurements of enthalpy and phase equilibrium for simulated natural gas mixtures and correlation of the results by a modified Starling equation," *CRYOGENICS*, pp. 41-47, JANUARY 1980.
- [44] Farzaneh-Gord M., Rahbari HR., "Numerical procedures for natural gas accurate thermodynamic properties calculation," *Journal of Engineering Thermophysics*, vol. 21, pp. 213-234, 2012.

Abstract

In recent years the use of natural gas as the primary fuel for vehicles has increased dramatically in Iran. In the initial investigation it is found in cases (for example selecting optimum pressures for low and medium storages), there is potential to increase efficiency of CNG stations. In this thesis, the author is looking for ways to improve the performance of these stations with thermal and thermodynamic simulations of CNG stations. In this research station, the main sections of CNG station, including compressor, storage tanks, filling process to NGV cylinder have been studied. For determination the thermodynamic properties of natural gas, AGA8 equation of state is used.

The first and second laws of thermodynamics have been employed as theoretical tools in order to investigate filling process and final in-cylinder and in-reservoir conditions of a CNG station.

The results showed that ambient temperature has the big effect on refueling process, chiefly final NGV cylinder and storage bank conditions. Also it is found that, the compositions of natural gas have big effects on the CNG filling process and final in-cylinder values. The results also showed that the initial pressure of cascade storage bank has big effect on the storage bank volumes for bringing up the NGV cylinder to its target pressure.

The charged mass for the Pars gas (lowest methane percentage in the composition with 87% methane) and the Khangiran gas (highest methane percentage in the composition with 98% methane) are 7.5 and 9.1 kg respectively. This shows the significantly of natural gas compositions on the charged mass (21% here). It should be pointed out that the charged mass is directly related to driving range of a NGV.

Also, the result shows the initial pressure of storage bank has a big effect on the storage bank volume for bringing up the NGV cylinder to its target pressure (20MPa). The volumes of low, medium and storage bank that required for bringing up the NGV on-board cylinder to its final pressure (20MPa) for the various initial cascade storage bank pressures, $RP=1.025$ (PLSB=4.62275MPa, PMSB=12.6075MPa and PLSB=20.5MPa), $RP=1.05$ (PLSB=4.7355MPa, PMSB=12.915MPa and PLSB=21MPa) and $RP=1.1$ (PLSB=4.961MPa, PMSB=135.3MPa and PLSB=22MPa) were found .

For $RP=1.025$ the result also shows the filling time is about 130 seconds higher than CNG station with reservoir system with unchanged conditions.

For various Iranian natural gas compositions, the optimized LPR occurs between $NP1 = 0.17$ to $NP1 = 0.22$. Also the optimized non-dimensional MPR occurs near $NP2 = 0.62$. At these points, the exergy destruction during filling is minimized.

Keyword: Natural Gas, CNG Station, Reservoirs, Filling Process, Entropy Generation.



Shahrood University of Technology
Faculty of Mechanical engineering

**Improvement work conditions in CNG
station by using thermal and
thermodynamic analyses**

Mahdi Deymi-Dashtebayaz

Supervisors:

Dr. M. Farzaneh-Gord

Dr. H. Niazmand

December 2013