

تغییراتی



دانشکده مهندسی مکانیک و مکاترونیک

رساله دکتری مهندسی تبدیل انرژی

بررسی فنی و اقتصادی جریان گذرا در خط لوله انتقال گاز طبیعی

نگارنده: حامد عامری

استاد راهنما

دکتر محمود فرزانه گرد

تیرماه ۹۹

شماره: ۳/۲۹۹/۱۱۲
تاریخ: ۹۹ / ۸ / ۱۷
ویرایش:

باسمه تعالی



مدیریت تحصیلات تکمیلی

فرم شماره ۱۱: صورت جلسه نهایی دفاع از رساله دکتری (Ph.D)
(ویژه دانشجویان ورودی های ۹۴ و ما قبل)

بدینوسیله گواهی می شود آقای/حامد عامری دانشجوی دکتری رشته مهندسی مکانیک به شماره دانشجویی ۹۲۱۶۸۸۵ ورودی مهرماه سال ۱۳۹۲ در تاریخ ۹۹/۴/۱۵ از رساله نظری / عملی خود با عنوان : بررسی فنی و اقتصادی جریان گذرا در خط لوله انتقال گاز طبیعی دفاع و با اخذ نمره ۱۵ به درجه : خوب نائل گردید.

الف) درجه عالی: نمره ۱۹-۲۰ ☐
ب) درجه خیلی خوب: نمره ۱۸/۹۹ - ۱۷ ☐
ج) درجه خوب: نمره ۱۶/۹۹ - ۱۵ ☒
د) مردود: کمتر از ۱۵ ☐

ردیف	هیئت داوران	نام و نام خانوادگی	مرتبه علمی	امضاء
۱	دکتر محمود فرزانه گرد	استاد راهنما	استاد	(مهر)
۲	دکتر محمد حسن سعیدی	استاد مدعو خارجی	استاد	(مهر)
۳	دکتر محمود چهارطاقی	استاد مدعو داخلی	دانشیار	(مهر)
۴	دکتر علی خالقی	استاد مدعو داخلی	استادیار	(مهر)
۵	دکتر مسلم صوری	سرپرست (نماینده) تحصیلات تکمیلی دانشکده	استادیار	(مهر)

مدیر محترم تحصیلات تکمیلی دانشگاه:

ضمن تأیید مراتب فوق مقرر فرمائید اقدامات لازم در خصوص انجام مراحل دانش آموختگی آقای حامد عامری بعمل آید.

نام و نام خانوادگی رئیس دانشکده : دکتر مهدی گردویی
تاریخ و امضاء و مهر دانشکده:

۹۹، ۷، ۱۲



تشکر و قدردانی

بعد از شکرگزاری به درگاه ایزدی، بدینوسیله از راهنمایی‌های استاد بزرگوار جناب آقای دکتر فرزانه کرد، بابت راهنمودن ایشان در

انجام این رساله تشکر می‌نمایم. از تلاش‌ها و پشتیبانی بی‌دریغ و بی‌چشم داشت پدر و مادر عزیز، همسر صبور و خواهر دلسوزم که

بدون آنها این رساله به سرانجام نمی‌رسید نیز کمال قدردانی را دارم.

تعمدنامه

اینجانب **حامد عامری** دانشجوی دوره دکتری رشته **مهندسی مکانیک** دانشکده مکانیک دانشگاه صنعتی شاهرود نویسنده پایان‌نامه **بررسی فنی و اقتصادی جریان گذرا در خط لوله انتقال گاز طبیعی تحت راهنمایی آقای دکتر محمود فرزانه** گرد متعهد می‌شوم.

- تحقیقات در این پایان‌نامه 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 پایان‌نامه 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 می‌باشد 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 پایان‌نامه تأثیرگذار بوده اند در مقالات مستخرج از پایان‌نامه رعایت می‌گردد.
- در کلیه مراحل انجام این پایان‌نامه ، در مواردی که از موجود زنده (یا بافتهای آنها) استفاده شده است ضوابط و اصول اخلاقی رعایت شده است .
- در کلیه مراحل انجام این پایان‌نامه، 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

امضای دانشجو

مالکیت نتایج و حق نشر

کلیه حقوق معنوی این اثر و محصولات آن (مقالات مستخرج ، کتاب ، برنامه های رایانه ای ، نرم افزار ها و تجهیزات ساخته شده است) متعلق به دانشگاه صنعتی شاهرود می‌باشد . این مطلب باید به نحو مقتضی در تولیدات علمی مربوطه ذکر شود . استفاده از اطلاعات و نتایج موجود در پایان‌نامه بدون ذکر مرجع مجاز نمی‌باشد.

چکیده:

امروزه استفاده از گاز طبیعی به عنوان پاک ترین سوخت فسیلی، برای تامین انرژی در بخش صنعت و خانگی رشد قابل توجهی داشته است. انتقال گاز طبیعی از محل تولید به مصرف کنندگان در اغلب موارد با استفاده از خطوط لوله انجام می‌گیرد. در طول مسیر گاز طبیعی دچار فرآیندهای ترمودینامیکی متفاوتی از جمله: افزایش فشار، کاهش فشار، گرمایش و غیره می‌شود. گاز طبیعی توسط خطوط اصلی که شبکه انتقال را تشکیل داده به دروازه شهر می‌رسد. سپس با استفاده از شبکه توزیع به مصرف کنندگان که شامل مصارف خانگی، صنعتی و مصرف کنندگان ویژه می‌باشد منتقل می‌شود. انتقال گاز طبیعی از محل تولید تا رسیدن به این مصرف کنندگان نیازمند ایستگاه های تقویت فشار می‌باشند که در این ایستگاه ها کمپرسورهایی با محرک های توربین گاز برای متراکم کردن گاز طبیعی و جبران افت فشار آن در طول مسیر استفاده می‌شوند. سرمایه گذاری برای خطوط لوله و ایستگاه های تقویت فشار هزینه بالایی را می‌طلبد، بنابراین بررسی فنی و اقتصادی این سیستم ها بسیار ضروری می‌باشد.

هدف این پژوهش نگاه فنی و اقتصادی به خطوط لوله و مخصوصا ایستگاه های تقویت فشار می‌باشد. در این پژوهش پس از مدلسازی ریاضی خط لوله انتقال گاز طبیعی، از روش تفاضل محدود ضمنی برای حل معادلات پیوستگی، مومنتوم، انرژی و معادله حالت برای جریان تک فاز درون خطوط لوله استفاده شده است. روش حل مورد استفاده در این پژوهش، از ترم اینرسی در معادله بقای مومنتوم صرف نظر ننموده و شرایط غیرهمدمایی را نیز در جریان گاز لحاظ نموده است. نتایج این بخش نشان می دهد که با کاهش گام زمانی و افزایش سرعت جریان نقش ترم های جابجایی در معادله مومنتوم مخصوصا در زمان تغییرات ناگهانی افزایش می یابد به طوریکه با افزایش ۱۰۰ درصدی سرعت، بیشترین دامنه نوسان نتایج، به میزان ۶۶٪ افزایش می یابد.

در بخش دیگری از این پژوهش ابتدا یک مدل برای پیش بینی میزان مصرف گاز در بخش خانگی بر اساس شرایط محیطی برای یک منطقه فرضی ارائه گردیده است. در ادامه با استفاده از این مدل و روش عددی حل معادلات جریان گاز، یک مدل برای تخمین میزان افت فشار در یک خط لوله مفروض بر اساس شرایط محیطی منطقه مصرف کنندگان ارائه شده است که با استفاده از آن می توان میزان فشار در ورودی ایستگاه های شهری را کنترل نمود. این پژوهش به بی بعد کردن معادلات انتقال گاز در حالت همدمای جهت بررسی حالات گوناگون فشرده سازی و یا تخلیه گاز طبیعی در (از) خطوط لوله انتقال گاز طبیعی پرداخته است. به گونه ای که اپراتور بتواند زمان مورد نیاز برای انجام این عملیات را جهت حجم مشخصی از گاز با در نظر گرفتن محدودیت های پیشرو از جمله فشار مجاز و ... پیش بینی نماید.

در این مطالعه، برای شبیه سازی یک خط لوله انتقال گاز طبیعی چندین حالت مختلف و کلی در نظر گرفته شده است به گونه ای که آرایش مختلف کمپرسورها در ایستگاه های تقویت فشار و شرایط گوناگون خط لحاظ گردیده است. عملکرد کمپرسورها با استفاده از چند جمله ای های بدست آمده از نقشه عملکرد آنها، شبیه سازی شده و با معادلات حاکم بر جریان جهت بررسی عملکرد کل خط لوله ادغام گردیده است و در نهایت یک تحلیل اقتصادی از تاثیر پارامترهای مختلف بر هزینه های سرمایه گذاری و عملیاتی یک پروژه انتقال گاز انجام گرفته است. طبق نتایج با افزایش دبی جریان ارزش خالص فعلی نیز افزایش می یابد به گونه ای که یک افزایش ۳۰ درصدی در میزان دبی باعث افزایش ۸۰ درصدی در ارزش خالص فعلی می گردد. همچنین با استفاده از نتایج می توان دبی بهینه برای هر قطر خط لوله و قطر بهینه را برای یک دبی مشخص تعیین نمود.

کلمات کلیدی: گاز طبیعی، حل عددی، ناپایدار، غیرهمدمای، ایستگاه تقویت فشار، تحلیل اقتصادی

لیست مقالات مستخرج از رساله

- Hamed Ameri , Mahmood Farzaneh-Gord. **Effect of Compressor Emergency Shutdown in Various Compressor Station Configurations on Natural Gas Transmission Pipeline.** Iranian Journal of Science and Technology, Transactions of Mechanical Engineering. Received: ۲۵ April ۲۰۱۸ / Accepted: ۲۵ November ۲۰۱۹
- Hamed Ameri ,Mahmood Farzaneh-Gord. **A finite difference method for set of nonlinear partial differential equations of natural gas flow in transmission pipeline.** International Journal of Industrial Mathematics. Accept Date: ۳۱ August ۲۰۱۹

فهرست مطالب

چکیده	۵
فهرست شکل ها	ل
فهرست جدول ها	ع
فهرست علائم	ف
۱. مقدمه	۱
۱-۱ پیشینه پژوهش	۲
۱-۱-۱ وضعیت ذخایر و مصرف گاز طبیعی در ایران	۵
فصل دوم:	۱۱
۲. مروری بر تاریخچه پژوهش	۱۱
۱-۲ مقدمه	۱۲
۲-۲ حل پایدار معادلات جریان در خط لوله	۱۲
۳-۲ پارامترهای مهم در مدلسازی	۱۳
۱-۳-۲ ضریب اصطکاک	۱۳
۲-۳-۲ عدد رینولدز	۱۴
۳-۳-۲ زبری نسبی	۱۴
۴-۲ معادلات ضریب اصطکاک	۱۵
۱-۴-۲ جریان آرام	۱۵
۲-۴-۲ جریان آشسته	۱۵
۵-۲ حل گذرای معادلات جریان در خط لوله	۲۰

۶-۲	کمپرسورها	۲۴
۶-۲-۱	عملکرد کمپرسورهای گریز از مرکز	۲۴
۶-۲-۲	محدودیت های عملکردی کمپرسور	۲۸
۶-۲-۳	توان کمپرسور	۲۹
۶-۲-۴	انتخاب کمپرسور گریز از مرکز	۳۰
۷-۲	توربینهای گازی ایستگاههای تقویت فشار	۳۱
۷-۲-۱	تعیین قدرت خروجی	۳۲
۷-۲-۲	وضعیت عملکرد توربینهای گازی	۳۲
۸-۲	اقتصاد پروژه های انتقال گاز	۳۴
۸-۱-۲	روش برگشت سرمایه	۳۵
۸-۲-۲	بازگشت سرمایه تنزیل شده	۳۵
۸-۲-۳	نرخ بازده حسابداری	۳۵
۸-۲-۴	ارزش خالص فعلی	۳۶
۹-۲	کمپرسور ایستگاه های تقویت فشار	۳۶
۴۱	فصل سوم:	
۴۱	مدلسازی ریاضی	
۳-۱	مقدمه	۴۲
۳-۲	معادلات حاکم	۴۲
۳-۲-۱	معادله پیوستگی	۴۲
۳-۲-۲	معادله مومنتوم	۴۳
۳-۲-۳	معادله انرژی	۴۵
۳-۲-۴	معادله حالت	۴۸

۳-۳	مدل سازی انتقال حرارت.....	۵۰
۱-۳-۳	ضریب انتقال حرارت بین گاز درون لوله و دیواره لوله.....	۵۱
۲-۳-۳	ضریب انتقال حرارت برای دیواره لوله ، پوشش و لایه ایزوله (عایق)	۵۲
۳-۳-۳	ضریب انتقال حرارت برای لایه خارجی	۵۳
۴-۳-۳	برای خطوط مدفون در خاک	۵۵
۵-۳-۳	برای خطوط بالای زمین.....	۵۵
۴-۳	مدلسازی افت فشار بر حسب دما	۵۵
۳-۵	اهمیت فشار ورودی به CGS	۵۷
۶-۳	پیش بینی میزان مصرف گاز طبیعی	۵۸
۷-۳	روش حل معادلات	۵۹
۸-۳	مدلسازی ایستگاه های تقویت فشار	۶۴
۹-۳	معادلات خط لوله.....	۶۶
۱-۹-۳	معادلات کمپرسورهای گریز از مرکز	۶۷
۱۰-۳	فشرده سازی گاز طبیعی در خطوط لوله.....	۶۹
۱۱-۳	بی بعد سازی معادلات	۶۹
۱۲-۳	اقتصاد پروژه های انتقال گاز.....	۷۰
۱۳-۳	هزینه های سرمایه گذاری	۷۱
۱۴-۳	هزینه های عملیاتی	۷۲
۴	نتایج شبیه سازی	۷۳
۱-۴	صحت سنجی روش مورد استفاده	۷۴
۱-۱-۴	اثر ترم اینرسی.....	۷۸
۲-۱-۴	شرایط غیر همدم.....	۸۳

۳-۱-۴	اثر محیط بر جریان گاز طبیعی در خط لوله	۸۷
۲-۴	نتایج شبیه سازی پیش بینی افت فشار	۹۱
۳-۴	صحت سنجی روش شبیه سازی	۹۳
۴-۴	مدلی برای پیش بینی افت فشار	۹۵
۵-۴	نتایج بی بعد سازی	۹۹
۶-۴	نتایج شبیه سازی ایستگاه تقویت فشار	۱۰۲
۱-۶-۴	دو کمپرسور همسان	۱۰۲
۲-۶-۴	شبیه سازی ایستگاه تقویت فشار با سه کمپرسور متفاوت	۱۰۷
۳-۶-۴	قطع و وصل کمپرسورها در ایستگاه تقویت فشار	۱۱۳
۴-۶-۴	شبیه سازی فشرده سازی گاز در خط انتقال	۱۱۷
۷-۴	بررسی اثر shut down کمپرسورها	۱۲۰
۸-۴	نتایج بررسی اقتصادی	۱۲۰
۹-۴	اثر میزان دبی جریان گاز بر هزینه های عملیاتی و کلی	۱۲۱
۱۰-۴	اثر قطر لوله بر هزینه های عملیاتی و کلی	۱۲۴
۱۱-۴	اثر دبی بر ارزش خالص فعلی	۱۲۵
۱۲-۴	اثر دبی بر هزینه انتقال گاز طبیعی	۱۲۶
۵	خلاصه نتایج، جمع بندی و پیشنهادات	۱۲۹
۱-۵	مقدمه	۱۳۰
۲-۵	جمع بندی و خلاصه نتایج	۱۳۰
۳-۵	پیشنهادات	۱۳۱
	مراجع	۱۳۳
	پیوست الف	۱۴۰

فهرست شکل ها

- شکل ۱-۱. روش های مختلف انتقال گاز طبیعی از تولید تا مصرف ۲
- شکل ۲-۱. کارآمدی روش های مختلف انتقال گاز طبیعی [۲] ۳
- شکل ۳-۱. اجزای اصلی تشکیل دهنده یک خط لوله [۲] ۴
- شکل ۴-۱. زیرساخت های گاز طبیعی ایران [۵] ۶
- شکل ۱-۲. محدوده تقریبی کاربرد کمپرسورهای مختلف [۴۴] ۲۵
- شکل ۲-۲. منحنی های مشخصه یک کمپرسور گریز از مرکز [۴۵] ۲۷
- شکل ۳-۲. توربین گازی دو شفت [۴۶] ۳۱
- شکل ۴-۲. تغییرات بازده بر حسب توان در توربین های گازی مختلف [۴۸] ۳۳
- شکل ۵-۲. شماتیک سیکل ساده توربین گازی دو شفت [۴۹] ۳۴
- شکل ۶-۲. دیاگرام T-S سیکل ساده توربین گازی دو شفت [۴۹] ۳۴
- شکل ۱-۳. حجم کنترل در معادله پیوستگی [۹] ۴۲
- شکل ۲-۳. شکل حجم کنترل برای معادله مومنتوم [۹] ۴۴
- شکل ۳-۳. حجم کنترل برای معادله انرژی [۹] ۴۶
- شکل ۴-۳. خطوط لوله مدفون در خاک ۵۴
- شکل ۵-۳. مسیر فرضی گاز طبیعی از پالایشگاه تا مصرف کنندگان ۵۶
- شکل ۶-۳. تغییرات مصرف گاز طبیعی در بخش خانگی با تغییرات فصل (دما) در طول زمان [۶۱] ۵۶
- شکل ۷-۳. مدل مصرف گاز بر حسب دما ۵۸
- شکل ۸-۳. شبکه مورد استفاده در شبیه سازی ۶۰
- شکل ۹-۳. فرآیند حل عددی معادلات ۶۴
- شکل ۱۰-۳. نمایی ساده از عملکرد کمپرسور و مصرف سوخت در محرک آن ۶۷
- شکل ۱-۴. سیستم مورد استفاده توسط کیوچی و شرایط مرزی آن ۷۴
- شکل ۲-۴. تغییرات جریان در نیمه خط لوله در زمان ۱۱ دقیقه برای تعداد گره های مختلف ۷۵
- شکل ۳-۴. تغییرات جریان در نیمه خط لوله در زمان ۳۱ دقیقه برای تعداد گره های مختلف ۷۶

- شکل ۴-۴. مقایسه نتیجه این پژوهش با مدل کیوچی برای $\Delta t = 1min$ ۷۷
- شکل ۴-۵. مقایسه پژوهش حاضر (الف) و مدل کیوچی (ب) به ترتیب برای ۷۸
- شکل ۴-۶. دبی در ورودی لوله و فشار در نودهای مشخص شده در طول لوله $\Delta t = 0.1min$ ۷۹
- شکل ۴-۷. دبی در ورودی لوله و فشار در نودهای مشخص شده در طول لوله $\Delta t = 0.01min$... ۸۰
- شکل ۴-۸. اثر ترم اینرسی در رفتار جریان برای $\Delta t = 0.1min$ ۸۲
- شکل ۴-۹. اثر ترم اینرسی در رفتار جریان برای دبی های متفاوت در $\Delta t = 0.1min$ ۸۳
- شکل ۴-۱۰. شرط مرزی دما برای مثال بخش ۳-۵-۱ ۸۴
- شکل ۴-۱۱. دبی جریان در ورودی (الف) و توزیع دما برای گره های ۱ تا ۵۰ (ب) در شرایط غیر همدم ۸۵
- برای $\Delta t = 1min, \Delta t = 0.1min, \Delta t = 0.01min$ ۸۵
- شکل ۴-۱۲. دبی جریان در ورودی و توزیع فشار در شرایط غیر همدم برای $\Delta t = 1min$ ۸۶
- شکل ۴-۱۳. دبی جریان در ورودی و توزیع فشار در شرایط غیر همدم برای $\Delta t = 0.1min$ ۸۶
- شکل ۴-۱۴. مقایسه در نظر گرفتن شرایط همدم و غیر همدم برای $\Delta t = 0.1min$ ۸۷
- شکل ۴-۱۵. شرط مرزی فشار در ورودی ۸۸
- شکل ۴-۱۶. تغییرات جریان در نیمه خط لوله در زمان ۱۶۷ دقیقه برای تعداد گره های مختلف ۸۸
- شکل ۴-۱۷. تغییرات جریان در نیمه خط لوله در زمان ۴۵۹ دقیقه برای تعداد گره های مختلف ۸۹
- شکل ۴-۱۸. تغییرات دبی (الف) و تغییرات دما برای گره های ۱ تا ۵۰ (ب) به ترتیب برای حالات غیر همدم (آدیاباتیک) و غیر همدم (غیر آدیاباتیک) ۹۰
- شکل ۴-۱۹. تغییرات مصرف گاز طبیعی بر واحد مصرف کننده بر حسب دما ۹۱
- شکل ۴-۲۰. مقایسه مصرف واقعی گاز طبیعی با مدل پیش بینی شده ۹۲
- شکل ۴-۲۱. شرط مرزی دبی در خروجی ۹۳
- شکل ۴-۲۲. مقایسه نتیجه کار حاضر و کار ژو [۳۹] برای دبی جرمی ورودی ۹۴
- شکل ۴-۲۳. مقایسه نتیجه کار حاضر و کار ژو [۳۹] برای فشار خروجی ۹۵
- شکل ۴-۲۴. نمایی از خط لوله مورد نظر و شرایط در بخش مصرف کننده ۹۶
- شکل ۴-۲۵. مصرف گاز طبیعی شهر مشهد، برای چند روز به عنوان نمونه ۹۶
- شکل ۴-۲۶. فشار خروجی ایستگاه CGS برای چند روز به عنوان نمونه ۹۷
- شکل ۴-۲۷. فشار خروجی ایستگاه CGS برای چند روز به عنوان نمونه ۹۸

- شکل ۴-۲۸. تغییرات افت فشار بر واحد مصرف کننده بر حسب دما..... ۹۹
- شکل ۴-۲۹. تغییرات دبی ورودی بی بعد بر حسب زمان بی بعد در مقادیر مختلف فشار بی بعد ورودی
برای حالت ذخیره ۱۰۰
- شکل ۴-۳۰. تغییرات فشار بی بعد بر حسب زمان بی بعد در مقادیر مختلف دبی بی بعد خروجی برای
حالت تخلیه ۱۰۱
- شکل ۴-۳۱. یک ایستگاه تقویت فشار با دو کمپرسور همسان ۱۰۲
- شکل ۴-۳۲. دبی جرمی در خط لوله ورودی به ایستگاه تقویت فشار ۱۰۳
- شکل ۴-۳۳. دبی جرمی در خط لوله خروجی از ایستگاه تقویت فشار ۱۰۴
- شکل ۴-۳۴. مصرف سوخت ایستگاه کمپرسور ۱۰۵
- شکل ۴-۳۵. توزیع دما در خط لوله ورودی به ایستگاه ۱۰۶
- شکل ۴-۳۶. توزیع دما در خط لوله خروجی از ایستگاه ۱۰۶
- شکل ۴-۳۷. یک ایستگاه تقویت فشار با ۳ کمپرسور متفاوت ۱۰۷
- شکل ۴-۳۸. دبی جرمی در خط لوله ورودی به ایستگاه تقویت فشار ۱۰۸
- شکل ۴-۳۹. دبی جرمی در خط لوله خروجی از ایستگاه تقویت فشار ۱۰۹
- شکل ۴-۴۰. دبی جرمی در هر کمپرسور ۱۱۰
- شکل ۴-۴۱. میزان مصرف سوخت در ۳ کمپرسور ایستگاه تقویت فشار ۱۱۱
- شکل ۴-۴۲. توزیع دما در خط لوله ورودی به ایستگاه ۱۱۲
- شکل ۴-۴۳. توزیع دما در خط لوله خروجی از ایستگاه ۱۱۳
- شکل ۴-۴۴. یک ایستگاه تقویت فشار با ۱۱ کمپرسور همسان و شرایط مرزی در دو طرف ایستگاه .. ۱۱۴
- شکل ۴-۴۵. تغییرات سرعت کمپرسورها بر حسب زمان برای شرایط مرزی مختلف در خروجی ۱۱۵
- شکل ۴-۴۶. تغییرات هد در هر کمپرسور بر حسب دبی ۱۱۶
- شکل ۴-۴۷. نمایی از یک خط لوله با دو ایستگاه مجزا ۱۱۷
- شکل ۴-۴۸. تغییرات دبی جرمی جریان برای نقاط مختلف در طول خط لوله بر حسب زمان ۱۱۸
- شکل ۴-۴۹. تغییرات فشار برای نقاط مختلف در طول خط لوله بر حسب زمان ۱۱۸
- شکل ۴-۵۰. دمای گاز خروجی از ایستگاه های تقویت فشار ۱۱۹
- شکل ۴-۵۱. نسبت فشار برای دو ایستگاه تقویت فشار ۱۲۰

شکل ۴-۵۲. اثر دبی بر هزینه های عملیاتی برای قطر های مختلف خط لوله و قیمت های متفاوت گاز	۱۲۲
شکل ۴-۵۳. اثر دبی بر هزینه های سرمایه گذاری برای قطر های مختلف خط لوله و قیمت های متفاوت گاز	۱۲۲
شکل ۴-۵۴. هزینه عملیاتی و هزینه لوله گذاری برای قطرهای متفاوت خط لوله	۱۲۴
شکل ۴-۵۵. اثر دبی بر ارزش خالص فعلی برای قطرهای متفاوت خط لوله	۱۲۵
شکل ۴-۵۶. اثر دبی بر توان محرک و ارزش خالص فعلی	۱۲۶
شکل ۴-۵۷. اثر دبی بر هزینه انتقال واحد گاز برای قطرهای متفاوت خط لوله	۱۲۷

فهرست جداول

جدول ۱-۲. ضرایب (۲-۲).....	۱۳
جدول ۲-۲. ضرایب معادله ۲-۶ برای ضریب اصطکاک در لوله های صاف.....	۱۶
جدول ۳-۲. روابط ضریب اصطکاک برای لوله های زبر.....	۱۷
جدول ۴-۲. اطلاعات معمول از یک کمپرسور گریز از مرکز [۴۷].....	۳۰
جدول ۵-۲. خلاصه پیشینه پژوهش.....	۳۸
جدول ۱-۳. رابطه عدد ناسلت برای گاز درون لوله.....	۵۱
جدول ۲-۳. ضریب انتقال حرارت بر حسب جنس لوله.....	۵۲
جدول ۳-۳. ضریب هدایت حرارتی انواع خاک.....	۵۳
جدول ۴-۳. هزینه های لوله گذاری.....	۷۱
جدول ۱-۴. مقادیر عدد ماخ و رینولدز در حل مورد نظر.....	۸۱
جدول ۲-۴. شرایط مربوط به ذخیره و تخلیه خط لوله.....	۱۰۰
جدول ۳-۴. ضرایب معادلات ۳-۸۶ و ۳-۸۷ برای کمپرسورهای مورد استفاده.....	۱۰۲
جدول ۴-۴. ضرایب معادلات ۳-۸۶ و ۳-۸۷ برای کمپرسورهای مورد استفاده.....	۱۰۷
جدول ۵-۴. فرضیات اقتصادی [۶۵].....	۱۲۱

فهرست علائم

A	سطح مقطع خط لوله
Bi	عدد بایو(بی بعد)
C_p	ظرفیت گرمایی ویژه در فشار ثابت (J/kg K)
D	قطر خط لوله m
e_D	زبری نسبی(بی بعد)
E	$(2/\sqrt{f})$ فاکتور انتقال در خط لوله
f	ضریب اصطکاک
g	(m/s^2) شتاب گرانشی
G'	پارامتر تنظیم ارتفاع
H	هد آیزنتروپیک (kJ/kg)
h	انتالپی مخصوص
h_{∞}	ضریب انتقال حرارت جابجایی
K	ضریب انتقال حرارت هدایت
L	طول خط لوله m
LHV	ارزش حرارتی پایین سوخت
$\dot{m}$	دبی جرمی (kg/s)
n	گام زمانی
N_r	سرعت کمپرسور (rpm)
Nu	عدد ناسلت(بی بعد)
Pr	عدد پرنتل(بی بعد)
P	فشار گاز (Pa)
P_r	فشار تصحیح شده
Q	دبی جریان (m^3/day)
r	نرخ سود بانکی
Re	عدد رینولدز(بی بعد)
R	ثابت ویژه گاز
s	آنتروپی

t	زمان (s)
T	دما ($^{\circ}\text{C}$)
T_r	دمای تصحیح شده
u	انرژی داخلی
U	ضریب انتقال حرارت کلی
v	سرعت
V	حجم
V_w	سرعت موج
V	دبی حجمی (m^3/h)
W	نیروی اصطکاک بر واحد طول بر واحد زمان
Z	ضریب تراکم پذیری

حروف یونانی

φ	زاویه شیب خط لوله
σ	ضریب آیزنتروپیک
γ	وزن مخصوص
η	بازده
Ω	جریان گرما
δ	ضخامت
τ	تنش برشی
μ	ویسکوزیته دینامیکی
ρ	چگالی
ε	$(2/\sqrt{f})$ فاکتور انتقال در خط لوله
Δt	گام زمانی (s)
Δx	گام مکانی (m)

زیرنویس

d	تخلیه
s	مکش
sc	شرایط استاندارد
dr	محرک

<i>is</i>	آیزنتروپیک
<i>ref</i>	مرجع
<i>mech</i>	مکانیکی
<i>p</i>	پلی تروپیک
<i>sc</i>	شرایط استاندارد
<i>up</i>	بالادست
<i>do</i>	پایین دست
<i>ac</i>	واقعی
	اختصارات
CGS	City gate station
ES	Expert system
IGAT	Iran Gas Trunk-line
MILP	Mixed-integer linear programming
NPV	Net Present Value
PMC	Pipeline Material Cost

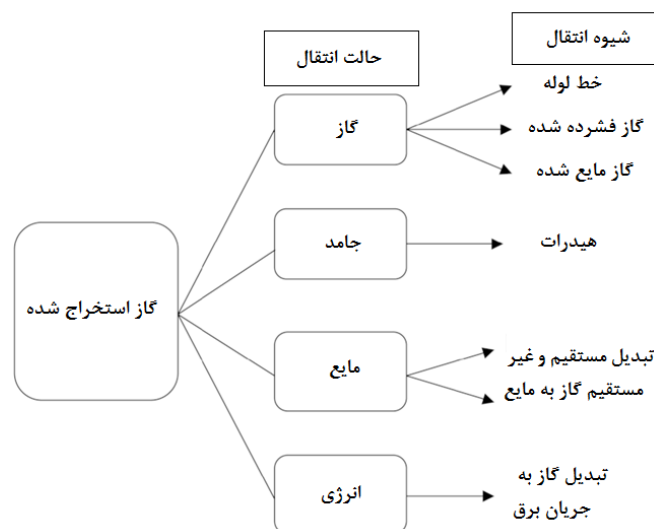
فصل اول:

مقدمه

۱-۱ پیشینه پژوهش

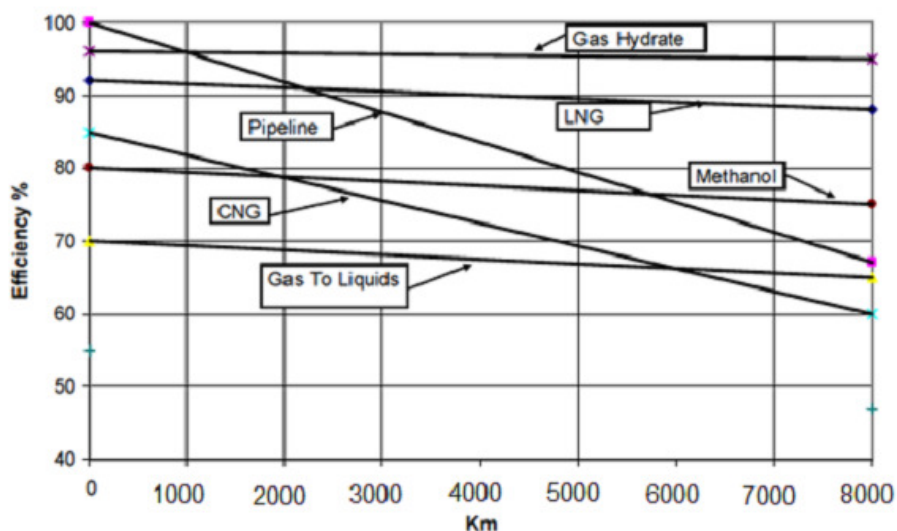
افزایش جمعیت جهان، منجر به رشدی سریع در تقاضا برای انرژی گردیده است. از طرفی با توجه به نگرانی های موجود در رابطه با گرم شدن زمین که با آزادسازی گازهای گلخانه ای اتفاق می افتد، استفاده از سوخت های فسیلی با محدودیت هایی مواجه گشته است. لذا گاز طبیعی به عنوان یک منبع پاک به عنوان جایگزین منابع نفت و زغالسنگ در نظر گرفته شده است. از این رو انتظار می رود مصرف جهانی گاز طبیعی تا سال ۲۰۳۰ دو برابر گردد [۱].

انتقال بهینه گاز طبیعی از مراکز تولید به سمت نواحی مصرف کننده، نیازمند سیستم های حمل و نقل گسترده و سریع می باشد. شکل (۱-۱) روش های مختلف انتقال گاز طبیعی از تولید تا مصرف را نشان می دهد. آسانترین و رایج ترین شیوه انتقال گاز طبیعی از محل تولید به سمت مراکز صنعتی و خانگی استفاده از خطوط لوله می باشد. انتقال گاز با استفاده از خطوط لوله به کیلومترها دورتر، نیازمند استفاده از ایستگاه های تقویت فشار جهت تضمین جریان پیوسته گاز تا رسیدن به مصرف کننده نهایی است.



شکل ۱-۱. روش های مختلف انتقال گاز طبیعی از تولید تا مصرف

خط لوله ها معمولا از فولادهای کربنی ساخته می‌شوند که قطر آنها از ۵۱mm تا ۱۴۰۰ mm بسته به نوع خط لوله تغییر می‌کند. شکل (۲-۱) کارآمدی روش های مختلف انتقال گاز طبیعی را نشان می‌دهد. تکنولوژی خط لوله برای مسافت های کمتر از ۱۰۰۰km دارای بیشترین بازدهی بوده و برای مسافت های کمتر از ۳۰۰۰ km نیز می‌توان گفت مناسب است.

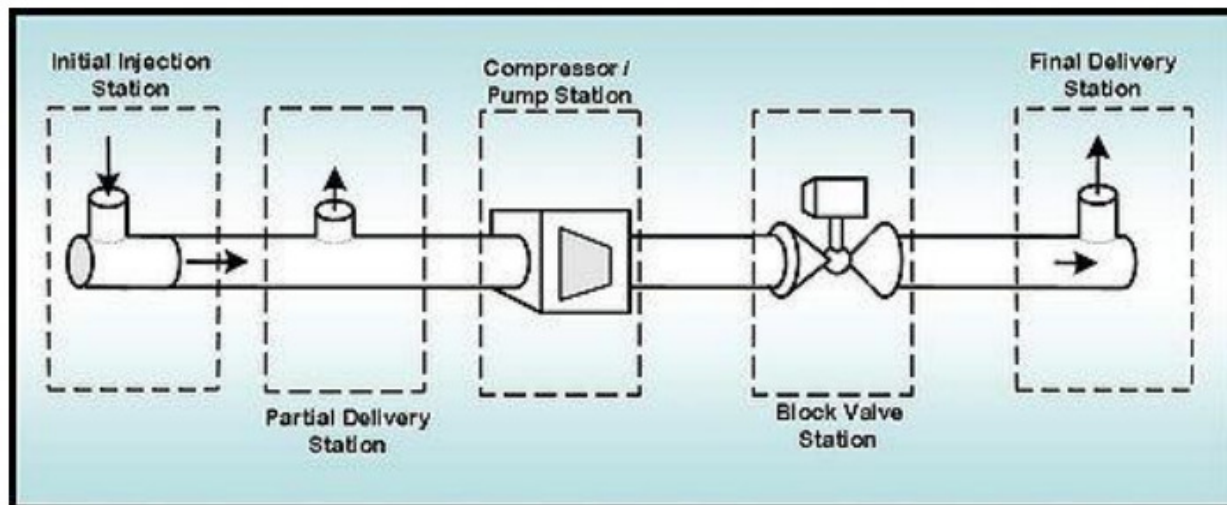


شکل ۲-۱. کارآمدی روش های مختلف انتقال گاز طبیعی [۲].

با در نظر گرفتن اهمیت منابع گازی جهان، یکی از چالش های پیش روی صنایع رسیدن پیوسته و منظم گاز طبیعی به آنها برای کار کردن در حداکثر ظرفیت ممکن می‌باشد. بنابراین واضح است که خط لوله ها به عنوان یک ابزار محبوب برای انتقال گاز طبیعی از چاه تا تاسیسات فرآوری و از آنجا تا آخرین مصرف کننده شناخته شوند، چرا که خط لوله ها رساندن پیوسته گاز را در ضمن اینکه هزینه های نگهداری پایینی را می‌طلبد، تضمین می‌کنند.

خط لوله ها از ترکیب تجهیزات مختلف تشکیل شده اند که برای انتقال گاز از یک نقطه تا نقطه دیگر با یکدیگر کار می‌کنند. شکل (۳-۱) اجزای اصلی تشکیل دهنده یک سیستم خط لوله را نشان می‌دهد. این تجهیزات شامل موارد زیر می‌باشند:

۱. ایستگاه های ابتدایی تزریق: نقطه آغازین یک خط لوله می باشند، جایی که گاز استخراج شده به درون لوله ها تزریق می شود. این ایستگاه ها جایگاه تجهیزاتی مانند کمپرسورها، پمپ ها و تاسیسات ذخیره سازی می باشند.
۲. ایستگاه های تقویت فشار: مکان هایی می باشند که به منظور جبران افت فشار و حفظ جریان گاز طبیعی در مسیر خط لوله قرار می گیرند.
۳. ایستگاه های تحویل جزئی یا میانی: این ایستگاه ها فقط در صورتی در خط لوله وجود دارند که نیاز باشد مقداری از محصولات را قبل از رسیدن به ایستگاه نهایی تحویل داد.
۴. ایستگاه شیر انسداد: این اولین قسمت از تجهیزات پشتیبانی و حفاظت خط لوله می باشد که اجازه می دهد یک قسمت از خط لوله برای نگهداری و تعمیرات از خط خارج شود.
۵. ایستگاه های تنظیم کننده: که با استفاده از یک شیر فشار گاز را تنظیم می کند.
۶. ایستگاه نهایی تحویل: که به همان ایستگاه های شهری اطلاق شده جایی که گاز را به خطوط توزیع برای رساندن به آخرین مصرف کننده ها تحویل می دهد.



شکل ۱-۳. اجزای اصلی تشکیل دهنده یک خط لوله [۲].

وقتی گاز در داخل شبکه جریان می‌یابد، به دلیل اصطکاک بین آن و دیواره های داخلی لوله ها و نیز انتقال حرارت بین گاز و محیط، انرژی خود را از دست داده و موجب افت فشار آن می‌شود. اگر فشار گاز مورد نیاز در نقاط تحویل، مقدار مشخصی تعیین شده باشد، افت فشارهای مختلف در طول خط لوله باید به صورت مقطعی جبران شود. این مهم بوسیله ایستگاه های تقویت فشار که در طول خط لوله قرار دارند انجام می‌شود، که تعداد این ایستگاه ها در خطوط انتقال گاز بسته به طول خط بوده و برای مثال در خط لوله سراسری ایران از ۳ ایستگاه تا ۱۷ ایستگاه وجود دارد، به طوریکه در خطوط انتقال گاز سراسری، مجموع این ایستگاه ها حدودا ۳ تا ۵ درصد گاز انتقالی را مصرف می‌کنند. در گذشته فشار گاز در خط لوله ها ۶ MPa بود و در حال حاضر حدودا ۱۰ MPa می‌باشد [۳].

۱-۱-۱ وضعیت ذخایر و مصرف گاز طبیعی در ایران

ایران از لحاظ ذخایر ثابت شده گاز طبیعی با میزان ۳۳.۷۲ تریلیون متر مکعب، رتبه دوم را در جهان داراست. ۱۷ درصد ذخایر گاز طبیعی دنیا و یک سوم ذخایر اوپک در اختیار ایران می‌باشد [۴]. نرخ موفقیت در اکتشاف منابع گاز طبیعی در ایران ۷۹ درصد می‌باشد که در مقایسه با متوسط جهانی آن که حدود ۳۰ الی ۳۵ درصد است، بالاترین میزان موفقیت را دارا می‌باشد [۵].



Source: U.S. Energy Information Administration, IHS Markit Midstream Database (via IHSM EDIN).

شکل ۴-۱. زیرساخت های گاز طبیعی ایران [۵].

در مقام تولید گاز طبیعی جمهوری اسلامی ایران با تولید ۰.۲۷ تریلیون متر مکعب در سال ۲۰۱۷ در رتبه سوم دنیا قرار دارد. که از این مقدار ۰.۲۱ تریلیون متر مکعب گاز خشک، ۰.۰۴ تریلیون متر مکعب صرف افزایش برداشت چاه های نفت و ۰.۲ تریلیون متر مکعب صرفا به دلیل نبود امکانات فرآوری، بدون هیچ استفاده ای سوزانده می شود و از این حیث صاحب رتبه دوم بعد از کشور عراق در دنیا می باشد [۶].

بیشتر گاز طبیعی تولید شده در ایران به مصرف داخلی می رسد که متوسط این مصرف در سال ۲۰۱۷ حدود ۰.۱۹ تریلیون متر مکعب بوده است که ایران را به چهارمین مصرف کننده بزرگ دنیا مبدل ساخته است. از این میزان ۳۲ درصد سهم نیروگاه های برق، ۲۹ درصد بخش تجاری و مسکونی و ۲۷ درصد بخش صنعتی می باشد [۷].

با توجه به اینکه درصد بالایی از مصرف گاز در کشور ما مربوط به مصارف خانگی و صنعتی از قبیل نیروگاه ها و صنایع فولاد می باشد و در سال های اخیر قسمتی از گاز کشور به همسایگان ایران از جمله

ترکیه صادر می‌شود لازم است گاز تولیدی به مناطق مصرف ارسال گردد. گاز تولیدی از طریق خطوط سراسری و انشعابات فرعی به قطب‌های صنعتی و شهرهای پرجمعیت از جمله تهران و نقاط مرزی جهت صادرات ارسال می‌گردد.

نخستین خط لوله سراسری گاز (IGAT^۱ I) به طول ۱۱۰۰ km، قطر ۴۲ اینچ (۱۰۶۷ متر) و ظرفیت ۴۶ میلیون مترمکعب در روز به همین منظور احداث شد تا گاز پالایشگاه بیدبلند را به آستارا در مرز شوروی سابق برساند. خط لوله دوم سراسری گاز (IGAT II) به طول ۱۸۰۰ km، قطر ۵۶ اینچ (۱۴۲۲ متر) و ظرفیت ۱۱۰ میلیون مترمکعب در روز از پالایشگاه کنگان به خطوط قزوین جهت مصرف منتقل می‌گردد. خط لوله سوم سراسری گاز (IGAT III) به طول ۸۷۰ km، قطر ۵۶ اینچ (۱۴۲۲ متر) و ظرفیت ۱۱۰ میلیون مترمکعب در روز جهت انتقال گاز از فازهای ۱ تا ۵ پارس جنوبی از عسلویه و پالایشگاه کنگان به استان‌های مرکزی و غرب کشور برای تأمین گاز مصرفی مورد نیاز کشور ایجاد شده است. خط لوله چهارم سراسری گاز (IGAT IV) به طول ۱۲۵۰ km، قطر ۵۶ اینچ (۱۴۲۲ متر) و ظرفیت ۱۱۰ میلیون مترمکعب در روز از فازهای ۱ تا ۵ پارس جنوبی و پالایشگاه گاز پارسین تغذیه نموده و پس از عبور از استان‌های فارس و اصفهان به شهرهای ساوه و قزوین می‌رسد و در آینده به خطوط صادراتی آستارا متصل می‌شود.

در حال حاضر طول کل خطوط سراسری انتقال گاز به ۲۶۰۰۰ km رسیده است و برنامه‌ریزی برای توسعه تا ۱۰ خط سراسری در دستور کار شرکت ملی گاز ایران قرار دارد. با توجه به اطلاعات و آمار داده شده در سطور قبلی و حجم بالای ابعاد فنی و اقتصادی انتقال گاز طبیعی، استفاده از یک مدل ریاضی برای شبیه سازی یک خط لوله با در نظر گرفتن ایستگاه های تقویت فشار، جهت تنظیم شرایط عملکردی خط انتقال گاز ضروری به نظر می‌رسد. این شبیه سازی توان پیش بینی رفتار یک شبکه انتقال

^۱ Iran Gas Trunk-line

گاز را در شرایط متفاوت می‌دهد و میتوان از آن در طراحی و تحلیل سیستم های واقعی خطوط لوله استفاده نمود. یکی دیگر از فواید شبیه سازی خطوط لوله، بدست آوردن اطلاعاتی چون فشار و دبی جریان گاز در نقاط مختلف خط لوله می‌باشد به گونه ای که با استفاده از آن بتوان جریان گاز را در شرایط گوناگون کنترل نمود.

به دلیل پویایی جریان گاز، استفاده از یک شبیه سازی پایا اگرچه آسانتر و قابل فهم تر می‌باشد، اما نمی‌توان از خطاهای آن چشم پوشی نمود. لذا به کارگیری یک روش گذرا در شبیه سازی این جریان برای رسیدن به دقت مورد نظر اجتناب ناپذیراست. اگرچه این شیوه گذرا با پیچیدگی های محاسباتی بسیار روبرو می‌باشد.

محققان بسیاری تا کنون در زمینه شبیه سازی و بهینه سازی خطوط لوله انتقال گاز در حالت پایا و یا گذرا مطالعه و پژوهش نموده اند. بررسی تاریخچه این پژوهش ها نشان می‌دهد، عمده تمرکز محققان در این زمینه استفاده از شرایط پایدار در شبیه سازی بوده است، اگرچه اخیرا لزوم توجه به شرایط گذرا در شبیه سازی خطوط لوله برای پژوهشگران آشکار گردیده است. نکته مهم دیگر در بررسی پیشینه این پژوهش ها این می‌باشد که محققان توجه بسیار کمی به در نظر گرفتن شرایط غیرهمدمایی جریان گاز در شبیه سازی خود نموده اند.

تاریخچه کارهای انجام شده در شبیه سازی جریان گاز طبیعی در خطوط لوله انتقال و نیز ایستگاه های تقویت فشار در فصل دوم این پژوهش آورده شده است. این تاریخچه نشان می‌دهد بیشترین تمرکز محققان بر روی شرایط همدمای بوده است و از در نظر گرفتن اثر دما در شبیه سازی صرف نظر شده است.

در فصل سوم جزئیات مدل مربوط به جریان تراکم پذیر و غیرهمدمای در خط لوله گاز طبیعی برای یک بعد آورده شده است. در مدل استفاده شده ضریب اصطکاک تابعی از عدد رینولدز، و ضریب تراکم پذیری

تابعی از فشار و دما در نظر گرفته شده است. همچنین از ترم های اینرسی در معادله بقای مومنتوم بر خلاف کارهای گذشته صرف نظر نشده است. برای حل معادلات مدل شده از یک روش کاملاً ضمنی استفاده گردیده است که بتوان با گام های زمانی بزرگ، زمان محاسبات را در شبیه سازی یک خط لوله انتقال گاز پایین آورد. منظور از گام های زمانی بزرگ مقادیری است که منجر به عدد کورانت بزرگتر از ۱ شود. دلیل استفاده از این روش پایداری بدون قید و شرط معادلات دیفرانسیل پایه مورد استفاده در این روش بر اساس آنالیز پایداری طبق مرجع [۸] می باشد. الگوریتم مورد استفاده برای حل معادلات غیر خطی حاصل مبتنی بر روش نیوتن-رافسون می باشد. در ادامه این فصل یک مدل برای پیش بینی میزان مصرف گاز در بخش خانگی بر اساس شرایط محیطی برای یک منطقه فرضی ارائه شده است. با استفاده از این مدل و روش عددی حل معادلات جریان گاز، یک مدل برای تخمین میزان افت فشار در یک خط لوله مفروض بر اساس شرایط محیطی منطقه مصرف کنندگان ارائه می گردد که با استفاده از آن میتوان میزان فشار در ورودی ایستگاه های شهری را کنترل نمود و این قسمت با توجه به بعد فنی آن در ایم پژوهش لحاظ گردیده است.

فصل چهارم این پژوهش ابتدا به ارائه بی بعد کردن معادلات انتقال گاز در حالت همدمای جهت بررسی حالات گوناگون فشرده سازی و یا تخلیه گاز طبیعی در (از) خطوط لوله انتقال گاز طبیعی پرداخته است. به گونه ای که اپراتور بتواند زمان مورد نیاز برای انجام این عملیات را جهت حجم مشخصی از گاز با در نظر گرفتن محدودیت های پیشرو از جمله فشار مجاز و ... پیش بینی نماید.

نتایج بررسی رفتار دینامیکی جریان گاز در ایستگاه های تقویت فشار با در نظر گرفتن شرایط و آرایش های مختلف برای کمپرسورهای ایستگاه و ادغام معادلات مشتق جزئی جریان گاز با معادلات مورد استفاده برای توصیف عملکرد کمپرسورها، جهت تحلیل همه جانبه خط انتقال گاز، در این فصل آورده

شده است با استفاده از نتایج بدست آمده از این فصل می‌توان در کارهای آینده به بهینه سازی عملکرد خط لوله انتقال گاز پرداخت.

فصل دوم:

مروری بر تاریخچه

پژوهش

۱-۲ مقدمه

با افزایش استفاده از انرژی گاز طبیعی سیستم های مربوط به انتقال آن نیز روز به روز پیچیده تر می شوند. مدلسازی ریاضی یکی از پر اهمیت ترین ابزارهای استفاده شده برای اهداف طراحی و عملکرد این سیستم ها می باشند. سیستم های انتقال گاز دارای طبیعت ناپایدار می باشند، هرچند که در برخی موارد می توان با مدلسازی در حالت پایدار مسئله را حل نمود. بسیاری از محققین مسئله سیال تراکم پذیر در داخل لوله و کمپرسورها را بررسی کرده اند که در ادامه به آن اشاره می شود.

۲-۲ حل پایدار معادلات جریان در خط لوله

در لوله ها معمول ترین محاسبات انجام شده با استفاده از معادلات ویموث و پانهاندل می باشد. عمومی ترین معادله ای که برای جریان پایا، آورده شده است عبارتست از [۹]:

$$Q = a_1 E \left(\frac{T_{sc}}{P_{sc}} \right) \left[\frac{(P_{up}^* - e^{G'} P_{do}^*)}{TZL} \frac{G'}{e^{G'} - 1} \right]^{a_2} \left(\frac{1}{\gamma_g} \right)^{a_2} \left(\frac{D^{a_3}}{\mu_g^{a_4}} \right) \quad (1-2)2$$

پارامتر E معیاری برای صافی لوله، μ ویسکوزیته دینامیکی گاز، γ وزن مخصوص، P فشار، T دما، Z ضریب تراکم پذیری، D قطر لوله، L طول لوله و G' پارامتر تنظیم ارتفاع است. برای لوله های افقی:

$$Q = a_1 E \left(\frac{T_{sc}}{P_{sc}} \right) \left[\frac{(P_{up}^* - P_{do}^*)}{TZL} \right]^{a_2} \left(\frac{1}{\gamma_g} \right)^{a_2} \left(\frac{D^{a_3}}{\mu_g^{a_4}} \right) \quad (2-2)$$

این معادلات می توانند با روابط متفاوتی از ضریب اصطکاک استفاده شود، مقادیر a_1 تا a_5 ثابت بوده و در جدول (۱-۲) آورده شده اند:

جدول ۱-۲. ضرایب (۲-۲)

Equation	a_1 (SI Unit)	a_2	a_3	a_4	a_5
Panhandle[۱۰].	40.3120	0.5394	0.4606	2.6182	0.0788
Blasius[۱۱].	17.1541	0.5714	0.4286	2.7143	0.1429
Modified ۱/۹ power law[۱۲].	24.8841	0.5556	0.4444	2.6667	0.1111

۳-۲ پارامترهای مهم در مدلسازی

پارامترهای مهمی در مدلسازی جریان در داخل لوله اهمیت دارند که عبارتند از:

۱-۳-۲ ضریب اصطکاک

اگرچه ضریب اصطکاک در اینجا به عنوان یک پارامتر مطرح شده است، اما در واقع همانگونه که ذکر شد یک تابع از عدد رینولدز و زبری می باشد. اگرچه برخی از پژوهشگران مقدار آن را همچون یک پارامتر ثابت در نظر گرفته اند [۸]. علاوه بر اندازه خط لوله ، مقاومت دیواره لوله در برابر جریان نیز از عوامل ابتدایی محدود کننده فشار و ظرفیت انتقال گاز توسط خط لوله است. جریان گاز طبیعی در خطوط لوله ، همیشه باعث تبدیل مقداری از انرژی مکانیکی به گرما می شود. این مقدار که کار تلف شده نامیده می شود، نشانگر تمام اتلاف های انرژی در اثر برگشت ناپذیریهای جریان سیال است. این برگشت ناپذیریها در حالت جریان تک فاز ، شامل اتلافهای سایشی (اصطکاکی) ، اتلافهای درونی در اثر تاثیرات لزجت و اتلافهای مرتبط با زبری دیواره داخلی خط لوله هستند [۹].

در شرایط جریان آشفته که همیشه در خطوط لوله انتقال گاز وجود دارد، طبیعت جریان اجازه پیش بینی تئوری میزان اتلافهای انرژی در سیستم های واقعی را نمی دهد؛ بنابراین میزان این اتلافها را می بایست با آزمایشهای واقعی تعیین نمود و سپس به صورت تابعی از متغیرهای جریان، به صورت یک رابطه بیان کرد. معمولاً کار تلف شده را با استفاده از یک ضریب اصطکاک و آنالیز ابعادی محاسبه می کنند. می توان نشان داد که ضریب اصطکاک ، تابعی از عدد رینولدز و زبری نسبی لوله است [۹].

۲-۳-۲ عدد رینولدز

عدد رینولدز به صورت نسبت نیروی اندازه حرکت (مومنتم) سیال به نیروی برش لزجی تعریف می شود. عدد رینولدز را می توان به صورت یک گروه بدون بعد به صورت زیر بیان کرد [۹]:

$$Re = \frac{\rho v D}{\mu} \quad (۳-۲)$$

که در آن D قطر لوله ، v سرعت سیال ، ρ چگالی سیال و μ لزجت سیال می باشد. از عدد رینولدز می توان به عنوان شاخصی جهت تشخیص جریان آرام و آشفته سیال استفاده نمود. معمولاً فرض می شود که در یک لوله دایره ای شکل ، تغییر از حالت جریان آرام به آشفته در عدد رینولدز ۲۱۰۰ صورت می گیرد.

۳-۳-۲ زبری نسبی

اتلافهای ناشی از اصطکاک در انرژی سیال و فشار به زبری دیواره داخلی لوله بستگی دارد. زبری دیواره لوله تابعی از جنس لوله، روش تولید و محیطی که با آن در تماس بوده، می باشد. از دیدگاه میکروسکوپی ، زبری دیواره یکنواخت نیست و لذا فاصله نوک برجستگیها تا عمق فرورفتگی ها به میزان زیادی متفاوت خواهد بود. در صورتیکه بتوان سطح داخلی یک لوله را از دانه های شن هم اندازه و نسبتاً یکنواخت و چفت هم پوشانده گونه ای که رفتار گرادیان فشار در این لوله با یک لوله واقعی شود، می توان زبری

مطلق آن لوله را با ارتفاع متوسط این برجستگیها مساوی فرض کرد. تحلیلها نشان داده است که تاثیر زبری به اندازه زبری مطلق وابسته نیست و عامل موثر در این زمینه نسبت زبری مطلق به قطر داخلی لوله می باشد. زبری نسبی به صورت زبری مطلق به قطر داخلی لوله تعریف می شود [۹]:

$$e_D = \frac{\varepsilon}{D} \quad (4-2)$$

D قطر لوله و ε زبری لوله، واحدهای یکسانی دارند.

۴-۲ معادلات ضریب اصطکاک

رفتار سیال با در نظر گرفتن شاخص عدد رینولدز یا در طیف جریان آرام قرار می گیرد و یا آشفته. معادله ضریب اصطکاک بر حسب عدد رینولدز و زبری نسبی، در هر یک از این نواحی متفاوت است [۹].

۴-۲-۱ جریان آرام

ضریب اصطکاک برای جریان آرام عبارتست از :

$$f = \frac{64}{Re} \quad (5-2)$$

۴-۲-۲ جریان آشفته

مطالعات جریان آشفته نشان داده است که پروفایل سرعت و گرادیان فشار، نسبت به مشخصات دیواره لوله (یعنی زبری دیواره) بسیار حساس هستند. تا کنون روابط تجربی متعددی برای ضریب اصطکاک بدست آمده است. برای لوله های صاف و در گستره های متفاوت از اعداد رینولدز روابط بلازیوس^۱ [۱۱]، درو و همکاران^۲ [۱۳]، (1/9) قانون توان اصلاح شده^۳ [۱۲] و پانهندل^۴ [۱۰] پیشنهاد شده اند :

^۱ Drew et al.

^۲ Modified (1/9) Powerlaw

^۴ Panhandle

$$f = aRe^{-b} \quad (۶-۲)$$

که ضرایب در جدول زیر آورده شده است :

جدول ۲-۲. ضرایب معادله ۶-۲ برای ضریب اصطکاک در لوله های صاف

<i>Parameter</i>	<i>Blasius</i>	<i>modified (1/9)th Powerlaw</i>	<i>Panhandle</i>
<i>a</i>	0.079	0.046	0.02118
<i>b</i>	0.25	0.20	0.1461
Reynolds number application range	$3000 - 10^5$	$2 \times 10^4 - 10^6$	$2 \times 10^6 - 10^8$

معادله درو همکاران^۵ [۱۳] در گستره رینولدز ۲۰۰۰ - ۴۰۰۰ و ۴۰۰۰۰۰ - ۴۰۰۰۰ به کار می رود :

$$f = 0.00140 + 0.125Re^{-0.32} \quad (۷-۲)$$

برای لوله های زیر رابطه جین^۶ [۱۴]. برای زبری نسبی بین 10^{-6} و 10^{-2} و اعداد رینولدز 5×10^3 و 10^8 به صورت زیر ارائه شده است:

$$f^{-0.5} = 1.14 - 2 \log \left[\frac{\epsilon}{D_i} + \frac{21.25}{Re^{0.9}} \right] \quad (۸-۲)$$

برای لوله های زبر ، در تمامی گستره های عدد رینولدز روابط ارائه شده در جدول ۲-۳، پیشنهاد شده

^۵Drew et al.

^۶Jain

اند [۱۴]:

جدول ۳-۲. روابط ضریب اصطکاک برای لوله های زیر

<i>Serghids (I)</i> [۱۵].	$f = 0.25 \left[A - \frac{(B - A)^2}{C - 2B + A} \right]^{-2}$ $A = -2 \log \left(\frac{\varepsilon}{3.7D_i} + \frac{1.2}{Re} \right), B = -2 \log \left(\frac{\varepsilon}{3.7D_i} + \frac{2.51A}{Re} \right)$ $C = -2 \log \left(\frac{\varepsilon}{3.7D_i} + \frac{2.51B}{Re} \right)$
<i>Serghids (II)</i> [۱۵].	$f = 0.25 \left[4.781 - \frac{(A - 4.781)^2}{B - 2A + 4.781} \right]^{-2}$
<i>Zigrang – Sylvester (I)</i> [۱۶].	$f^{-0.5} = -4 \log \left[\frac{\varepsilon}{3.7D_i} - \frac{5.02}{Re} \log \left(\frac{\varepsilon}{3.7D_i} + \frac{13.0}{Re} \right) \right]$
<i>Zigrang – Sylvester (II)</i> [۱۶].	$f^{-0.5} = -4 \log \left\{ \frac{\varepsilon}{3.7D_i} - \frac{5.02}{Re} \log \left[\frac{\varepsilon}{3.7D_i} - \frac{5.02}{Re} \log \left(\frac{\varepsilon}{3.7D_i} + \frac{13}{Re} \right) \right] \right\}$
<i>Chen</i> [۱۷].	$f^{-0.5} = -4 \log \left\{ 0.2698 \frac{\varepsilon}{D_i} - \frac{5.0452}{Re} \times \log \left[0.3539 \left(\frac{\varepsilon}{D_i} \right)^{1.1098} + \frac{5.0452}{Re} \right] \right\}$
<i>Haaland</i> [۱۸].	$f^{-0.5} = -3.6 \log \left[\left(\frac{\varepsilon}{3.7D_i} \right)^{1.11} + \frac{6.9}{Re} \right]$

در ذیل تعدادی از تحقیقات که بر روی حل پایدار متمرکز شده اند آورده شده است:

رادز [۱۹] و اسکرودر [۲۰] به بررسی معادلات حاکم برای سیال تراکم پذیر داخل لوله پرداختند. در این تحقیقات معادلات حاکم بر جریان به فرم ساده شده برای محاسبه افت فشار در اثر اصطکاک، تغییر ارتفاع و انرژی جنبشی بررسی شد.

استونر [۲۱] یک روش جدید برای بدست آوردن حل پایدار سیستم های انتقال گاز شامل خط لوله، کمپرسور و شیرهای کنترل ارائه نمود. او برای حل معادلات جبری غیر خطی خود از روش نیوتن-رافسون استفاده کرد.

برارد و الیسون [۲۲] با استفاده از یک برنامه کامپیوتری که با استفاده از روش نیوتن-رافسون برای حل معادلات جبری غیر خطی نوشته شده بود، یک شبکه انتقال گاز را در حالت پایدار شبیه سازی کردند. برنامه آنها قادر بود تعداد نودهای بهینه در شبکه را پیش بینی نماید و محاسبات مربوط به مقدار مصرف گاز در کمپرسورها را انجام دهد.

تیان [۲۳] با استفاده از مدل یک بعدی معادله جریان تراکم پذیر، بدون صرف نظر از ترم انرژی جنبشی، جریان گاز طبیعی در داخل لوله های انتقال را تعیین کردند. آنها با فرض ثابت بودن دما رابطه ای را بین نرخ جریان گاز و فشارهای ورودی و خروجی در هر لوله ارائه کردند.

کاستا و همکاران [۲۴] به شبیه سازی سیستم انتقال گاز در حالت پایدار پرداخت. آنها در شبیه سازی خود لوله ها و کمپرسورها را به عنوان المانهای ساختمانی در نظر گرفتند. آنها با استفاده از مدل یک بعدی جریان تراکم پذیر به توصیف رابطه بین فشار و دما در طول لوله و نرخ جریان در داخل لوله پرداختند. معادلات جریان و انرژی به طور همزمان برای بررسی اختلاف نتایج در حالات جریان همدما، آدیاباتیک و پلی تروپیک حل شد. کمپرسورها به طور ساده با تعریف رابطه ای بین افزایش فشار و نرخ جرمی جریان در داخل کمپرسور شبیه سازی شدند.

مرکادو و همکاران [۲۵] با استفاده از یک تکنیک کاهشی به بررسی مسائل مربوط به بهینه سازی شبکه های انتقال گاز پرداختند. نتایج آنها برای جریان تراکم پذیر و پایدار گاز طبیعی داخل لوله معتبر بود. متغیرهای تصمیم گیری در این مسئله دبی جرمی گاز در هر حلقه از خطوط انتقال و نیز مقدار فشار در هر گره موجود در شبکه بود.

ازوریو و همکاران [۲۶] جریان تراکم پذیر و پایدار گاز در داخل لوله را شبیه سازی نمود. آنها یک آنالیز حساسیت برای معادلات جریان که پارامترهای مربوط به فرآیند بهینه سازی را تعریف می کردند، ارائه کردند. آنها با استفاده از پکیج نرم افزاری (Gas Net) به حل سیستم معادلات مسئله پرداختند. اساس مدل ریاضی که ازوریو فرض کرده بود دارای دو المان گره ها و رابط یا اتصال دهنده گره ها بود. اتصال دهنده ها معرف المان هایی با فشار متفاوت در ورودی و خروجی خود بودند مانند کمپرسورها، لوله ها، شیرها و رگلاتورها.

راکش و همکاران [۲۷] با استفاده از روش تکامل دیفرانسیلی، یک شبکه انتقال گاز را که شامل یک منبع تغذیه و دو مصرف کننده با فشارهای مشخص بود را بهینه سازی کرد. در این تحقیق متغیرهای تصمیم گیری عبارت بودند از قطر لوله ها، موقعیت و فشار خروجی کمپرسورها.

یک روش بهینه سازی به نام (بهینه سازی رنگ) که پایه آن بر اساس روش بهینه سازی مختلط گسسته^۷ می باشد، توسط ران و همکاران [۲۸] برای حداقل کردن هزینه های عملکردی و سرمایه گذاری خطوط انتقال گاز ارائه شد. متغیرهای تصمیم ساز در این مسئله نیز قطر لوله ها، تعداد ایستگاه های کمپرسور و موقعیت و نسبت فشار آنها بودند. این روش با توجه به ویژگی های مدل ، به تدریج دامنه مقدار متغیرها را کاهش می دهد. به عنوان مثال ، ابتدا کل سری قطرها و ضخامت های لوله وارد می شود ، سپس با

^۷ mixed discrete optimization method

استفاده از اولین قطر سری ، عدد رینولدز محاسبه می شود. اگر عدد رینولدز نتواند شرایط جریان را تأمین کند ، این قطر از سری قطرهای لوله حذف می شود. هر قطر این سری به این ترتیب ارزیابی می شود. بنابراین ، یک سری جدید و کاهش یافته از قطر لوله ها بدست می آید.

مهدی و همکاران [۲۹] با استفاده از روش الگوریتم ژنتیک مجموعه ای از قطرهای بهینه برای لوله های انتقال گاز در یک شبکه پیش فرض را یافتند. آنها کاهش ۱۲.۱ درصدی در میزان هزینه های انجام شده در حالت بهینه را گزارش دادند.

فرزانه گرد و همکاران [۳۰] با استفاده از روشهای عددی تاثیر تشکیل هیدراتهای گازی را درون خطوط لوله در شبکه انتقال گاز مورد بررسی قرار داده اند. آنها خطوط لوله را در حالت پایا مورد تحلیل قرار داده و با فرض خطوط در حالت غیر هم دما محاسبات خود را انجام داده اند. نتایج آنها برای توزیع دما و فشار در طول لوله با مطالعات قبلی خطایی کمتر از ۳٪ داشته و نتایج منطقی تری نسبت به مطالعات قبلی داشته است.

۵-۲ حل گذرای معادلات جریان در خط لوله

شبیه سازی هایی که جریان گاز در خطوط لوله را به صورت جریان گذرا مدل سازی کرده اند نتایج منطقی تر و دقیقتری را گزارش نموده اند. در این بخش به چند نمونه از آنها اشاره می کنیم:

استونر و همکاران [۳۱] یک روش تفاضل محدود ضمنی را برای حل مسئله گذرا ارائه کرد و نتایج خود را با روش مشخصات مقایسه کرد. آنها نشان دادند که این روش ضمنی برای گام های زمانی بلند خیلی دقیق می باشد.

محیط پور و همکارانش [۳۲] شبیه سازی دینامیک را برای طراحی و بهینه سازی سیستم های انتقال گاز ارائه نمودند. آنها در تحقیق خود توضیح دادند که حل پایا برای بهینه سازی در خطوط انتقالی که دارای

تقاضا و تغذیه نسبتاً پایدار می‌باشند کافی و معتبر است. در واقع حل پایا برای وقتی که تغییرات اندک است، خوب است. اما حقیقت این است که نرخ جرمی جریان در برخی موارد مانند باز و بست شیرها و ترکیب در قسمتی از خط لوله با زمان تغییرات ناگهانی و شدید می‌کند.

سانتوس [۳۳] در مورد اهمیت شبیه سازی گذرا در خطوط انتقال گاز و نیز مزایای استفاده از این نوع شبیه سازی به بحث پرداخت. تمرکز او در تحقیق خود بر روی یک خط تک لوله انتقال گاز که شامل یک تقاضای جریان متغیر با زمان و فاقد وسایل ذخیره سازی بود، قرار داشت. او میخواست رفتاری از این خط لوله را نشان دهد و ثابت کند که حل پایا برای جریان ناپایا قابل استفاده نیست.

روشی برای تعیین ضریب اصطکاک موثر و میزان انتقال حرارت در جریان گاز توسط پریس و همکاران [۳۴] ارائه گردید. مدل جریانی آنها بر اساس حل عددی معادلات یک بعدی جریان گذرا با استفاده از یک روش تفاضل محدود دقیق بود. آنها در شبیه سازی خود اثرات مربوط به جریان آشفته را در نظر نگرفتند.

اسیادز [۳۵] با استفاده از تئوری سیستم های چند مرتبه ای به بهینه سازی شبکه های فشار بالای گاز پرداخت. او در تحقیق خود توضیح داد که بهینه سازی حالت گذرا در مدل ریاضی مورد استفاده بسیار پیچیده تر از حالت پایدار می‌باشد، اما استفاده از شبیه سازی دینامیک می‌تواند به اپراتور در رسیدن به یک شرایط بهینه در شبکه بسیار کمک کند. او همچنین توضیح داد که بهینه سازی سیستم های بزرگ که با معادلات دیفرانسیل توصیف می‌شوند برای رسیدن به یک بهینه سازی زمانی واقعی بسیار حائز اهمیت می‌باشد. این محقق همچنین در تحقیق دیگری [۳۶] با استفاده از روش رانگ- کوتا-چبیشف به حل معادلات معمولی دیفرانسیل مربوط به خطوط انتقال پرداخته بود.

چاکيوفسكى و همكاران [37] مدل هاى گذراى خطوط انتقال گاز را براى دو حالت همدمما و غيرهمدمما مقايسه نمودند. جريان آدياباتيك با تغييرات سريع ديناميكي در گاز متناظر بود. در اين نمونه اثرات هدايت حرارتى را نمى توان در نظر نگرفت. جريان همدمما با تغييرات آهسته ديناميكي در جريان گاز همراه شد. تغييرات دما در گاز به دليل انتقال حرارت بين لوله و خاك به اندازه كافى براى صرف نظر كردن از آن آهسته بود.

لواندوفسكى [38] با استفاده از روش شى گرا به مدلسازى شبكه هاى انتقال گاز پرداخت. اين روش مبتنى به استفاده از مجموعه برنامه هاى زبان ++C براى مدلسازى و تحليل حساسيت سيستم ها مى باشد. در اين روش شبكه انتقال گاز به عنوان يك گراف جهت دار فرمول بندى مى شود. هر آرک در اين گراف يك بخش خط لوله را بيان مى كند كه متناظر با يك سري معادلات ديفرانسيل جزئى مى باشد كه به توصيف جريان گاز در همان بخش مورد نظر مى پردازد. گره هاى اين گراف نيز مرتبط با گره هاى موجود در شبكه انتقال گاز مى باشند، مانند گره هاى منبع، گره هاى چاه و ...

يك روش جديد براى حل معادلات تك بعدى و گذراى جريان گاز در لوله هاى افقى بدون صرف نظر كردن از ترم هاى جابجايى در معادله مومنتوم توسط ژو و آدوومى [39] ارائه گرديد. در شبیه سازی خطوط انتقال گاز بسيارى از محققان در گذشته از ترم اينرسى موجود در معادله مومنتوم صرف نظر کرده بودند و از روش هاى مانند روش مشخصات و تفاضل محدود براى حل معادلات استفاده مى کردند. در صورتیکه صرف نظر کردن از ترم اینرسی در معادله مومنتوم منجر به کاهش دقت نتایج شبیه سازی می شود.

تورلی و تیلی [۴۰] قوانین بقا را برای جریان یک بعدی و تراکم پذیر در حالت گذرا و غیر همدما توسعه دادند. آنها همچنین چندین روش حل مرسوم مانند روش مشخصات، تفاضل محدود و المان محدود را از هم جدا و مقایسه کردند.

کیوچی [۸] با استفاده از روش تفاضل محدود کاملاً ضمنی معادلات جریان همدما و تراکم پذیر گاز در داخل لوله را حل کرد. او با استفاده از آنالیز پایداری وان نیومن نشان داد که معادلات به صورت غیر مشروط پایدارند. او همچنین این روش را با روش های دیگری مانند لکس و اندراف، کرنک نیکلسون و ... مقایسه کرد و نشان داد که این روش برای گام های زمانی بزرگ و گام های مکانی کوچک از دقت زیادی نسبت به بقیه روش ها برخوردار است و برای صرفه جویی در زمان در شبیه سازی معادلات خطوط انتقال گاز بسیار سودمند می باشد.

هایتی و همکاران [۴۱] پروفیل های فشار و دبی جرمی جریان گاز را که در اثر باز شدن و بسته شدن جزئی یا کامل شیر در یک لوله افقی نشان دادند. آنها هشت شرط مرزی مختلف را بررسی کردند. همچنین اثر مدل گرمایی را در شبیه سازی خطوط انتقال برای دو سیال مایع و گاز بررسی نمود. آنها مدل سازی خود را با مدل گرمایی گذرای زمین مرتبط کرد.

عباسپور و چاپمن [۴۲] با استفاده از روش ضمنی تفاضل محدود جریان گاز طبیعی را درون خط لوله در حالت ناپایا و غیر هم دما مورد بحث و بررسی قرار داده اند. نتایج آنها نشان می دهد بررسی حالت غیر هم دما درون لوله می تواند اطلاعات درست و دقیقتری از شرایط خط لوله بدهد.

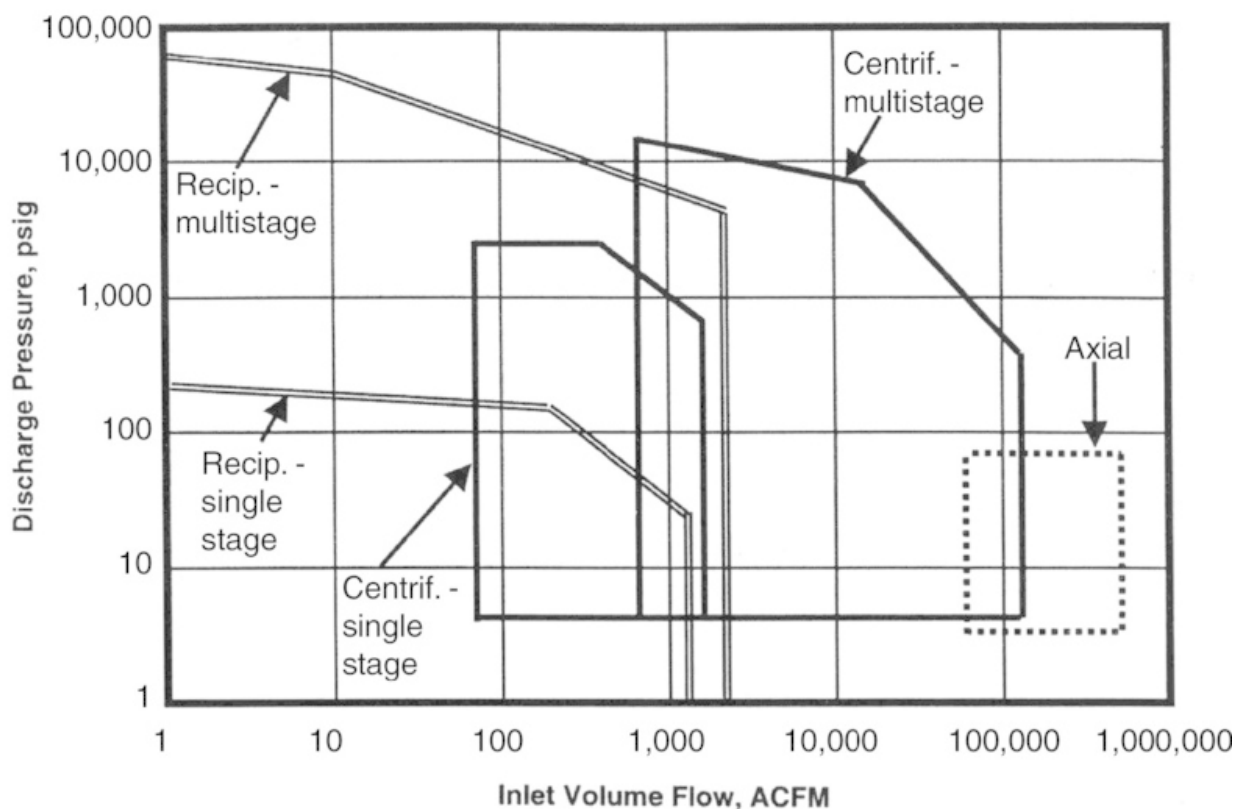
چاکوفسکی [۴۳] معادلات جریان یک بعدی و غیرهمدمای گاز را برای شبیه سازی جریان گذرای خطوط انتقال گاز با فشار بالا حل نمود. او با استفاده از نتایج خود اثر مدل های گرمایی را بر نرخ جریان، فشار و دمای خط لوله بررسی نمود.

۲-۶ کمپرسورها

۲-۶-۱ عملکرد کمپرسورهای گریز از مرکز

عملکرد کمپرسورهای گریز از مرکز بوسیله منحنی های مشخصه تعریف می شود. در این منحنی ها پنجره عملکرد کمپرسور مشخص و تعریف می شود و عملکرد کمپرسور در محدوده این پنجره پایدار می باشد. هرگونه عملکرد خارج این پنجره موجب ناپایداری آیرودینامیکی شده و یا برای کمپرسور از لحاظ مکانیکی ایجاد خطر می کند.

منحنی مشخصه برای یک سرعت خاص کمپرسور، واحد می باشد. برای سرعت های مختلف کمپرسور، منحنی های مشخصه مختلف وجود دارد که در شکل (۲-۱) نشان داده شده است. سرعت بالا بوسیله الزامات فرآیند و یا طراحی مکانیکی پروانه ها محدود شده است. سرعت پایین نیز بوسیله پدیده ای به نام سرعت بحرانی روتور تعریف می شود.



شکل ۱-۲. محدوده تقریبی کاربرد کمپرسورهای مختلف [۴۴].

در حال حاضر افزایش قیمت گاز و نیز افزایش تقاضای محصول کمپانی ها را برای اطمینان از کارکردن سیستم های تولیدشان با حداکثر ظرفیت تحت فشار گذاشته است. عملکرد و مقبولیت کمپرسورهای گریز از مرکز برای نیل به این هدف حیاتی می باشد.

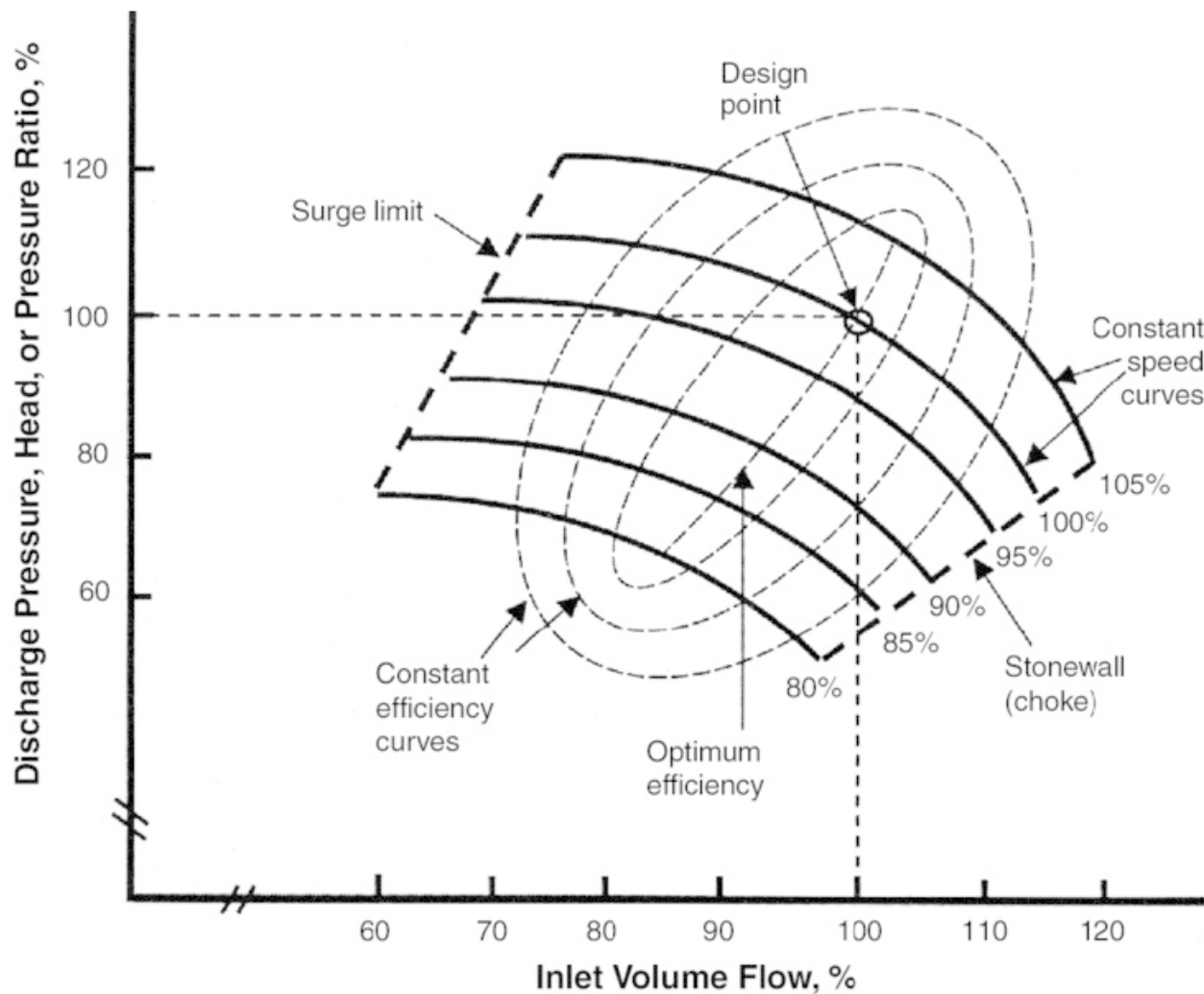
تراکمی که در کمپرسورهای گریز از مرکز اتفاق می افتد خیلی نزدیکتر به فرآیند بی درو یا آیزنتروپیک می باشد. برای کمپرسورهای گریز از مرکز قوانین زیر توسط صنعت پذیرفته شده است:

برای کمپرسور یک طبقه ای و برای کمپرسورهای هوا، تراکم را یک فرآیند آدیاباتیک در نظر می گیرند و تنها برای کمپرسورهای چند طبقه ای که گازی غیر از هوا را متراکم می کنند فرآیند را پلی تروپیک در نظر می گیرند.

به طور کلی پارامترهایی که عملکرد یک کمپرسور گریز از مرکز را توصیف می کنند عبارتند از:

- دبی ورودی
- میزان هد و ضرایب آن
- بازدهی
- توان

این پارامترها بوسیله پارامترهای دیگر مانند ترکیب گاز ورودی، خواص آن و شرایط در ورود به کمپرسور تحت تاثیر قرار می گیرند. برای مثال گازهای با ترکیب متفاوت دارای ارزش حرارتی متفاوت بوده و در نتیجه برای رسیدن به مقدار انرژی مورد نیاز حجم گاز تغییر کرده که این بر عملکرد کمپرسور و افت دما و فشار در طول خط لوله اثر می گذارد. یکی از پارامترهای مستقل برای رسم در مورد عملکرد کمپرسور ها، دبی حجمی ورودی یا واقعی می باشد. پارامترهایی که می توانند بر حسب این متغیر مستقل رسم شوند عبارتند از: هد پلی تروپیک، فشار تخلیه، توان، نسبت فشار، افزایش فشار و دمای تخلیه. شکل ۲-۲ منحنی های مشخصه کمپرسور گریز از مرکز را نشان می دهد.



شکل ۲-۲. منحنی های مشخصه یک کمپرسور گریز از مرکز [۴۵].

شرایط ورودی که عملکرد یک کمپرسور گریز از مرکز را تحت تاثیر قرار می دهد شامل تغییرات فشار ورودی، دما و خواص گاز مانند ضریب تراکم پذیری و وزن مولکولی آن می باشد. عملکرد یک کمپرسور گریز از مرکز را می توان در یک نقشه که بازده پلی تروپیک و هد پلی تروپیک به عنوان تابعی از دبی ورودی و سرعت کمپرسور باشند، نشان داد. زمانیکه قیمت های سوخت پایین باشد، میزان مصرف سوخت در عملکرد این وسایل به عنوان یک موضوع جدی مطرح نیست. به طور کلی کمبود در عملکرد

کمپرسور را باید با افزایش قدرت موتور و یا افزایش مصرف سوخت جبران نمود. با افزایش قیمت سوخت میزان مصرف آن نیز به عنوان یک چالش جدی مطرح می‌شود.

۲-۶-۲ محدودیت های عملکردی کمپرسور

همه کمپرسورها یک یا چند مورد از محدودیت های زیر را دارا می‌باشند:

- حداقل سرعت عملکرد: پایین ترین سرعت برای یک عملکرد مورد قبول می‌باشد. برای سرعت های پایین تر از این مقدار کمپرسور متوقف می‌شود.
- حداکثر سرعت مجاز: بیشترین سرعت عملکردی کمپرسور می‌باشد. سرعت های بالای این مقدار به علت ارتعاشات زیاد باعث ناپایداری کمپرسور می‌شود.
- خفگی یا دیوار سنگی: پدیده ای است که با افزایش جریان و به تبع آن نزدیک شدن سرعت گاز به سرعت صوت در بعضی طبقات کمپرسور اتفاق می‌افتد.
- سرچ یا ضربان: یک پدیده نامطلوب بوده و در نقطه ای اتفاق می‌افتد که کمپرسور نمی‌تواند انرژی کافی برای غلبه بر مقاومت سیستم را تامین کند. این پدیده سبب یک جریان معکوس و پر سرعت شده و در نتیجه آن ارتعاشات شدید شده و دما افزایش می‌یابد.

در شروع کار کمپرسور فشار خروجی و ورودی آن برابر می‌باشند. در نتیجه هیچ هدی در کمپرسور تولید نمی‌شود. با زیاد شدن جرم گاز در ورودی، فشار ورودی نیز افزایش می‌یابد و موجب مقداری مقاومت می‌شود. در اینجا افت ناچیزی در جریان ایجاد می‌شود و نقطه خفگی یا دیوار سنگی نامیده می‌شود. همچنانکه افزایش جرم گاز ادامه می‌یابد، فشار نیز افزایش می‌یابد و اختلاف فشار بیشتری را در ورودی و خروجی کمپرسور باعث می‌شود و در همین زمان مقاومت بیشتری در برابر جریان به وجود می‌آید. وقتی جرم گاز بیشتر افزایش می‌یابد فشار نیز در نهایت به جایی می‌رسد که کمپرسور نمی‌تواند به طور پایدار

عمل کند. این نقطه سرچ می‌باشد. یک نقطه با حداقل جریان پایدار و حداکثر هد. در جریان‌های زیر این نقطه کمپرسور از لحاظ ایروودینامیک ناپایدار می‌شود. زمانی که سرعت خیلی پایین می‌آید کمپرسور مدت زیادی نمی‌تواند پایدار باشد و منجر به جریان معکوس می‌شود.

۳-۶-۲ توان کمپرسور

توان کمپرسور عبارت است از قدرت لازم برای متراکم کردن مقدار مشخصی گاز با نسبت فشار معین. برای تعیین توان ابتدا مقدار هدی که توسط کمپرسور ایجاد می‌شود را باید محاسبه نمود. شکل کلی معادله ترمودینامیکی هد برای یک فرآیند پلی تروپیک عبارت است از:

$$H_p = ZRT_1 \frac{n}{n-1} \left(r_p^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) \quad (9-2)$$

Z ضریب تراکم پذیری، R ثابت گازها، T دما، n ضریب پلی تروپیک و r_p نسبت فشار می‌باشد. همچنین هد پلی تروپیک متناسب است با توان دوم سرعت پروانه:

$$H_p \propto N_r^2 \quad (10-2)$$

$$H_p = \frac{N_r^2 C}{1000} \quad (11-2)$$

در معادله (۱۱-۲) C ضریب هد بوده که برای هر پروانه مقدار به خصوصی است و N_r سرعت کمپرسور می‌باشد. این مقدار با عکس دبی متناسب است [۴۶]. از آنجاکه بازده پلی تروپیک از لحاظ ترمودینامیکی مستقل از نسبت فشار می‌باشد، فرآیند پلی تروپیک بر فرآیند آدیاباتیک ترجیح دارد.

$$\eta_p = \frac{\frac{n}{n-1}}{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (12-2)$$

که γ ضریب آیزنتروپیک می‌باشد. توان کمپرسور برای جرم مشخص از جریان از رابطه زیر بدست می‌آید:

$$power = \frac{mH_p}{3600 \eta_p} \quad (2-13)$$

۲-۶-۴ انتخاب کمپرسور گریز از مرکز

اساس انتخاب نوع و اندازه تجهیزات مورد نیاز را مقدار نرخ جریان، افزایش فشار و خواص گاز تشکیل می‌دهند. کمپرسورهای گریز از مرکز برای نرخ جریان دارای بازه ای از $500 \text{ m}^3/h$ تا $300000 \text{ m}^3/h$ بوده و انواع چند طبقه آن می‌توانند تا افزایش فشاری حدود ۲۰ برابر ایجاد کنند [۴۷].

انتخاب یک کمپرسور مناسب برای دستیابی به هزینه های پایین یک سیکل بسیار مهم می‌باشد چراکه هزینه های جاری و ثابت مربوط به کمپرسورهای گریز از مرکز بسیار زیاد می‌باشد. در جدول ۲-۴ اطلاعات مربوط به انواع کمپرسورهای گریز از مرکز آورده شده است.

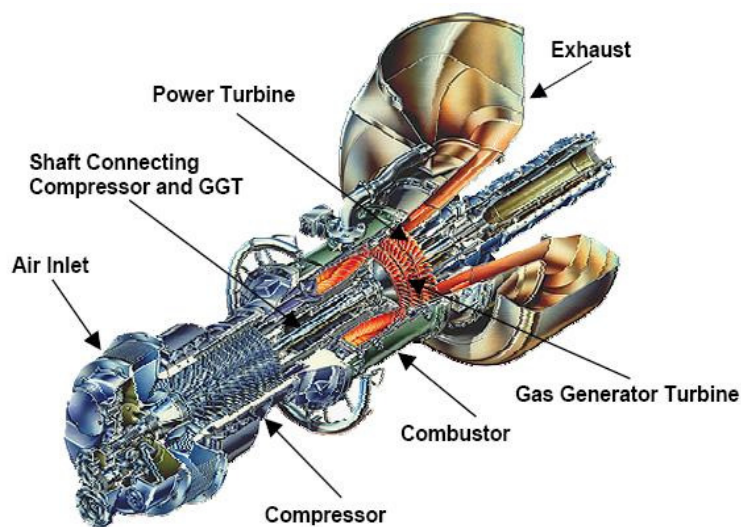
جدول ۲-۴. اطلاعات معمول از یک کمپرسور گریز از مرکز [۴۷].

Frame	Nominal Flow Range – m^3/hr	Maximum Number of stages	Nominal Speed RPM	Nominal Polytropic Efficiency	Nominal H/N^2 per stage
A	425 – 4250	9	15000	0.75	1.13E-05
B	1360 – 15300	9	11500	0.78	2.29E-05
C	8500 – 42500	8	8000	0.80	4.57E-05
D	25500 – 59500	8	600	0.82	7.62E-05
E	51000 – 119000	8	5000	0.83	1.22E-04
F	93500 – 212500	8	3000	0.84	3.05E-04
G	170000 - 289000	8	2700	0.84	3.66E-04

۷-۲ توربینهای گازی ایستگاههای تقویت فشار

در خطوط انتقال گاز از توربین گازی دو محور استفاده میگردد (شکل ۲-۳) که از یک کمپرسور، محفظه احتراق و بخش توربین که از دو قسمت اساسی ژنراتور گاز و توربین قدرت تشکیل شده است. سرعت توربین قدرت متفاوت از سرعت ژنراتور گاز است ولی سرعت ژنراتور گاز نیز در مقدار کار مورد نیاز تاثیر گذار است. توربین قدرت در یک محدوده سرعت عمل میکند، در واقع توربین قدرت و کمپرسور خط لوله که از طریق شفقی به هم متصل هستند در سرعتی متفاوت از سرعت توربین ژنراتور گاز و کمپرسور توربین گاز که آنها از طریق شفقی به توربین ژنراتور متصل است کار کند و این امر موجب آنست تا از این نوع توربین های گازی برای خطوط انتقال که در آن کمپرسورهای سانتریفوژ با سرعت متغیر عمل می کنند مناسب باشد. مزیت توربین های گازی دو شفت تولید گشتاور زیاد در دور پایین می باشد.

از توان تولید شده در توربین قدرت برای راندن تجهیزاتی همانند کمپرسور سانتریفوژ در خط لوله و از توان تولیدی در ژنراتور گاز برای راندن کمپرسور توربین گاز استفاده می گردد.



شکل ۲-۳. توربین گازی دو شفت [۴۶].

۲-۷-۱ تعیین قدرت خروجی

برای تعیین قدرت خروجی یک توربین گاز روشهای بسیاری وجود دارد که در زیر مجموعه دو گروه کلی روشهای مستقیم و روشهای غیر مستقیم میگردد. باید به این نکته اشاره نمود که روشهای مستقیم دارای دقت بالا و عدم اطمینان پایینی هستند در حالی که روشهای غیر مستقیم دارای اطمینان پایینی میباشد ولی با این وجود روش اندازه گیری قنرت خروجی کمپرسور بطور وسیعی در صنعت بکار برده میشود که روش قابل قبولی است در صورتی که بجا و مناسب بکار برده شود.

۲-۷-۲ وضعیت عملکرد توربینهای گازی

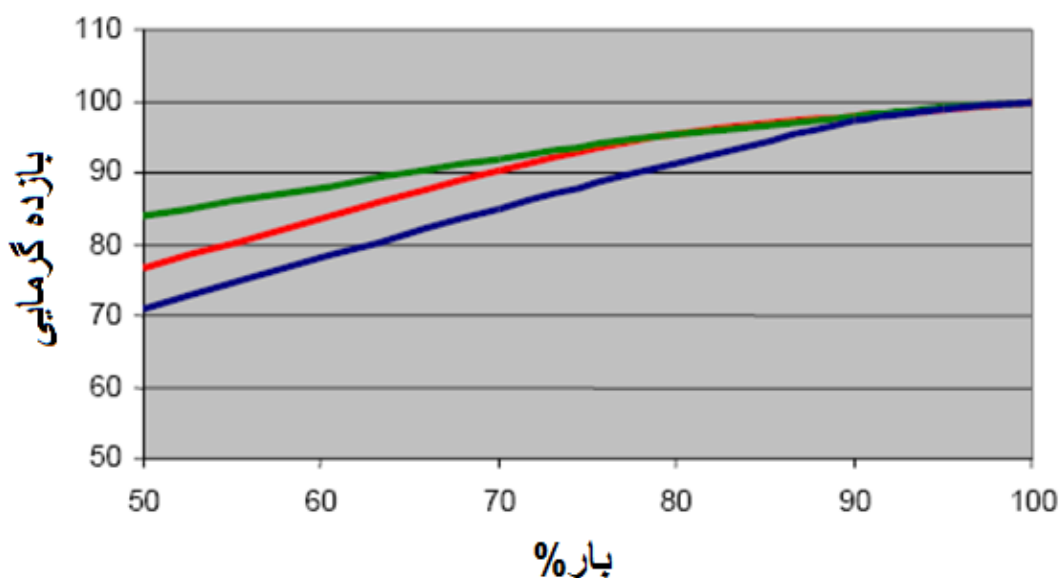
توربینهای گازی از لحاظ وضعیت عملکرد دارای دو حالت هستند :

۱- عملکرد در حالت توان کامل (FULL LOAD)

عملکرد در این حالت نشان دهنده اینست که توربین گازی در شرایط بیشترین تولید توان ممکن خود قرار دارد که این شرایط عموماً بصورت یک جدول که دارای اطلاعات موجود از وضعیت عملکرد اجزای مختلف آن میباشد توسط شرکت سازنده توربین گازی ارائه میگردد.

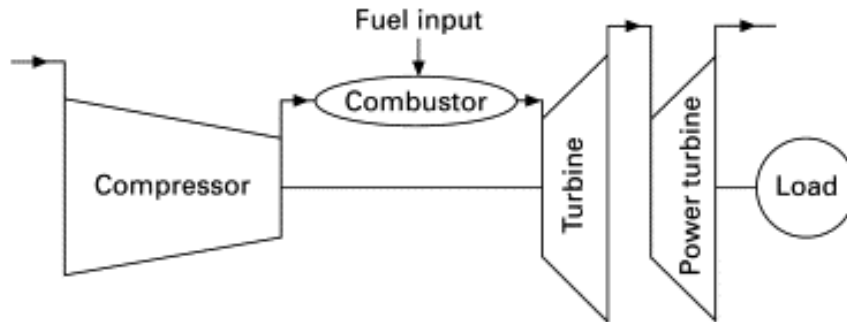
۲- عملکرد در حالت توان جزئی (PART LOAD)

عموماً شرایط به گونه ای است که توربین گازی در موقعیت تولید توان بیشینه خود قرار نداشته و تنها بخشی از این توان را تولید مینماید، برای بررسی و تحلیل توربین گازی در این شرایط از آنجاییکه بازده توربین گازی با کاهش توان کاهش می یابد، نمودارهایی که نشان دهنده عملکرد توربین گازی بوده و در آن بازده بر حسب توان تولیدی توربین گاز رسم میگردد، توسط شرکت سازنده ارائه میگردد که این نمودارها از توربین گازی به توبین گاز دیگر متفاوت میباشد شکل (۲-۴) نمونه ای از این منحنی ها را نمایش میدهد)

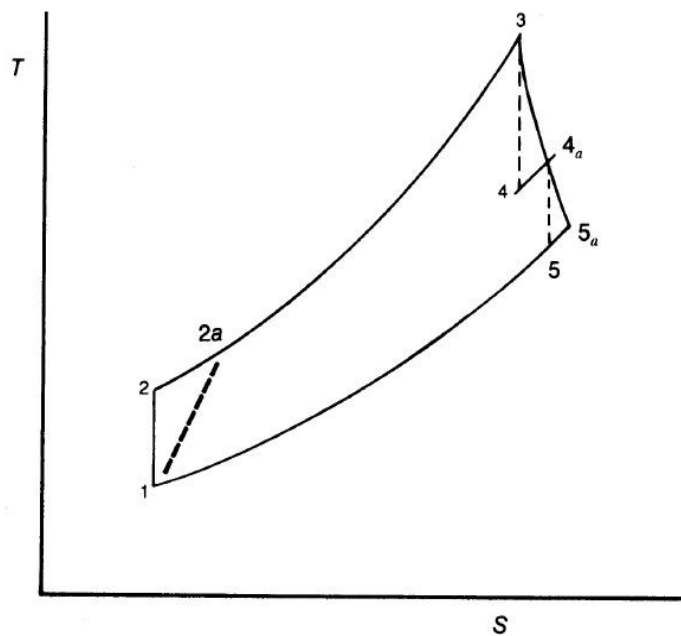


شکل ۴-۲. تغییرات بازده بر حسب توان در توربین های گازی مختلف [۴۸].

شکل (۵-۲) نشان دهنده یک دیاگرام شماتیک از یک سیکل توربین گازی دوشفت و شکل (۶-۲) نمودار T-S مربوط به آن می باشد که سیکل ساده ای را طی می کند. همانطور که در شکل پیداست هوا وارد کمپرسور توربین گازی شده و کمپرسور با استفاده از کار در یافتی بوسیله توربین ژنراتور گاز هوای دریافتی را متراکم ساخته و سپس هوای فشار بالا وارد محفظه احتراق شده و به همراه سوخت وارد شده به محفظه احتراق ترکیب شده و احتراق حاصل می گردد، سپس محصولات حاصل از احتراق به همراه هوای اضافی در حالی که دارای دما و فشار بالایی هستند وارد توپین ژنراتور گاز شده و در آنجا منبسط می گردند که کار حاصله از این انبساط برای راندن کمپرسور توربین گازی استفاده می گردد، سپس ترکیبات وارد توربین قدرت شده در حالیکه هنوز دارای دما و فشار بالایی هستند، در توربین قدرت نیز ترکیبات ورودی منبسط شده و از کار تولیدی حاصل از این انبساط برای راندن تجهیزاتی از قبیل کمپرسور خط لوله استفاده می گردد.



شکل ۲-۵. شماتیک سیکل ساده توربین گازی دو شفت [۴۹].



شکل ۲-۶. دیاگرام T-S سیکل ساده توربین گازی دو شفت [۴۹].

۲-۸ اقتصاد پروژه های انتقال گاز

پروژه های خط لوله گاز طبیعی پروژه هایی هزینه بر بوده و بنابراین استفاده از تکنیک های ارزیابی اقتصادی در تحلیل این پروژه ها از اهمیت زیادی برخوردار می باشد. در ذیل به بررسی اجمالی تکنیک های ارزیابی اقتصادی می پردازیم:

۲-۸-۱ روش برگشت سرمایه

مدت زمانی که طول می کشد تا جریانات نقدی تجمعی پروژه صفر شود را دوره بازگشت سرمایه گویند. به عبارتی مدت زمانی است که طول می کشد تا سرمایه گذاری اولیه در پروژه با عایدات آن برابر شود. دوره بازگشت سرمایه یکی از روش های استاندارد ارزیابی طرح های اقتصادی است که به دلیل آسان بودن محاسبه آن توسط بیشتر تحلیل گران مالی مورد استفاده قرار می گیرد. در این روش معیار ارزیابی طرح کوتاهی و بلندی زمان بازگشت سرمایه می باشد. طرح هایی با دوره بازگشت سرمایه کوتاهتر جذابیت بیشتری نسبت به طرح هایی با دوره بازگشت بلندتر دارند. این روش آیتم های غیر نقدی مانند استهلاک را در محاسبات خود وارد نمی کند.

۲-۸-۲ بازگشت سرمایه تنزیل شده

این روش نیز مشابه روش قبل بوده با این تفاوت که ارزش زمانی پول را در محاسبات خود وارد می کند و جریانات نقدی پس از تنزیل شدن با هم جمع می شوند.

۲-۸-۳ نرخ بازده حسابداری

نسبت تخمین زده شده سود حسابداری سالانه یک پروژه به سرمایه گذاری متوسط انجام شده در پروژه می باشد و از این شاخص در ارزیابی سرمایه گذاری استفاده می شود.

$$\text{نرخ بازده حسابداری} = \frac{\text{سود سالانه}}{\text{سرمایه گذاری}} \times 100 \quad (2-14)$$

اگر این شاخص بزرگتر از نرخ بازده مورد نیاز باشد پروژه قابل قبول است. این روش همچنین ارزش فعلی سرمایه انباشته در پروژه را در محاسبات وارد نمی کند.

۲-۸-۴ ارزش خالص فعلی

یکی از روش های استاندارد ارزیابی طرح های اقتصادی می باشد. در این روش جریان نقدینگی بر اساس زمان وقوع به نرخ روز تنزیل می شود. به این ترتیب در جریان نقدینگی ارزش زمانی مبالغ ورودی و خروجی طرح نیز لحاظ می گردد. در محاسبه شاخص NPV^A در واقع سرمایه گذاری در طرح با سرمایه گذاری در یک بازار با نرخ سود سالانه i که همان نرخ تنزیل می باشد و به نوعی حداقل نرخ مورد انتظار از سرمایه گذاری است مقایسه می گردد. بر این اساس در صورتیکه رقم محاسبه شده برای شاخص در یک طرح خاص و بر اساس نرخ تنزیل تعیین شده منفی گردد این طرح دارای نرخ سود سالانه کمتر از i می باشد و لذا توجیه پذیر نخواهد بود و در صورتیکه این رقم صفر و یا مثبت گردد نشانگر آن است که طرح دارای نرخ بازدهی حداقل معادل نرخ تنزیل می باشد.

$$NPV = \sum_i \frac{\text{revenue stream}}{(1+r)^i} - \sum_i \frac{\text{capital \& operating cost}}{(1+r)^i} \quad (2-15)$$

که در رابطه بالا r نرخ سود بانکی، i دوره زمانی یا طول عمر پروژه می باشند.

۲-۹ کمپرسور ایستگاه های تقویت فشار

صنایع و محمدی مهر [۵۰] یک خط لوله واقعی را به صورت بهینه باز طراحی نمودند. هزینه های مربوط به سرمایه گذاری و عملیاتی خط لوله تابع هدف آنها را در این بهینه سازی تشکیل می داد. آنها در بهینه سازی خود پارامترهای مختلف طراحی مانند قطر لوله ها، فشار ها در نقاط چشمه و چاه و نیز محل مناسب کمپرسورها را در نظر گرفتند. ابزار بهینه سازی آنها در این پژوهش الگوریتم ژنتیک بود.

^A Net Present Value

فصیحی زاده و همکاران [۵۱] روش های معمول بهینه سازی مصرف سوخت را در شبکه های انتقال گاز امتحان کرده و در نهایت یک خط ساده را با استفاده نرم افزار سیمون شبیه سازی کردند.

چان و همکاران [۵۲] به بررسی روش های مختلف برای بهینه سازی مصرف سوخت در ایستگاه های تقویت فشار پرداختند. آنها در پژوهش خود با استفاده از روش های الگوریتم ژنتیک، MILP^۹ و ES^{۱۰} به بررسی چینش بهینه کمپرسورها در ایستگاه های تقویت فشار پرداختند و نتایج این سه روش را با هم مقایسه کردند. آنها به مطالعه یک خط لوله معمولی با تعدادی ایستگاه تقویت فشار پرداختند. شبیه سازی آنها تعیین دقیق شاخص های هیدرولیکی خط لوله را شامل می شد. همچنین آنها نوسانات دمایی قابل توجه را در محاسبات خود وارد نمودند. روش مورد استفاده آنها در این شبیه سازی و تعیین قابلیت دسترسی شبکه روش مونت کارلو بود.

نتیجه مهمی که از مرور پیشینه پژوهش حاصل می شود و می توان آن را در قالب نوآوری این پژوهش عنوان نمود، انجام کارهای کم در زمینه ایستگاه های تقویت فشار می باشد که در بیشتر پژوهش های انجام شده ایستگاه کمپرسور را به صورت یک بلوک که یک فشار ورودی داشته و این فشار درصدی تغییر می کند در نظر گرفته اند. در پژوهش پیش رو، هدف شبیه سازی جریان تراکم پذیر، غیرهمدمای و یک بعدی گاز طبیعی در خطوط لوله با در نظر گرفتن: ضریب اصطکاک به عنوان تابعی از عدد رینولدز، ضریب تراکم پذیری به عنوان تابعی از دما و فشار، در نظر گرفتن تمام ترم های معادله مومنوم که در پژوهش های مورد اشاره در نظر گرفته نشده می باشد و در این رساله میزان تاثیر آن مورد بررسی قرار گرفته است.

^۹ Mixed-integer linear programming

^{۱۰} Expert system

نوآوری دیگر این پژوهش پرداختن به مسئله بی بعدسازی معادلات برای بررسی پدیده های مربوط به ذخیره و تخلیه گاز در خطوط لوله می باشد که در این راستا فرم نهایی معادلات پیوستگی، مومنتوم و انرژی بر اساس دبی جرمی استخراج شده است. روش حل معادلات یک روش تفاضل محدود کاملاً ضمنی میباشد که برای شبیه سازی جریان گاز در خطوط انتقال به دلیل گام زمانی بزرگ و در نتیجه زمان محاسبات کمتر، مناسب می باشد. الگوریتم حل معادلات غیرخطی نیز بر اساس روش نیوتن-رافسون در نظر گرفته شده است.

خلاصه پیشینه پژوهش

خلاصه ای از پیشینه کارهای انجام شده در جدول قابل مشاهده می باشد.

جدول ۲-۵. خلاصه پیشینه پژوهش

پژوهشگران	کار انجام شده
رادز [۱۹] و اسکرودر [۲۰]	بررسی معادلات حاکم برای سیال تراکم پذیر داخل، محاسبه افت فشار در اثر اصطکاک، تغییر ارتفاع و انرژی جنبشی
استونر [۲۱]	یک روش جدید برای بدست آوردن حل پایدار سیستم های انتقال گاز شامل خط لوله، و شیرهای کنترل
برارد و الیسون [۲۲]	حل معادلات جبری غیر خطی برای یک شبکه انتقال گاز در حالت پایدار. پیش بینی تعداد نودهای بهینه در شبکه
تیان [۲۳]	مدل یک بعدی معادله جریان تراکم پذیر، جریان گاز طبیعی در داخل لوله های انتقال، با فرض ثابت بودن دما تعیین رابطه بین نرخ جریان گاز و فشارهای ورودی و خروجی در هر لوله
کاستا و همکاران [۲۴]	شبیه سازی سیستم انتقال گاز در حالت پایدار، لوله ها و کمپرسورها را به عنوان المانهای ساختمانی، توصیف رابطه بین فشار و دما در طول لوله و نرخ جریان در داخل

لوله	
بررسی مسائل مربوط به بهینه سازی شبکه های انتقال گاز، جریان تراکم پذیر و پایدار گاز طبیعی داخل لوله	مرکادو و همکاران [۲۵]
جریان تراکم پذیر و پایدار گاز در داخل لوله، آنالیز حساسیت برای معادلات جریان که پارامترهای مربوط به فرآیند بهینه سازی را تعریف می کردند، استفاده از پکیج نرم افزاری (Gas Net)	ازوریو و همکاران [۲۶]
بهینه سازی شبکه انتقال گاز که شامل یک منبع تغذیه و دو مصرف کننده با فشارهای مشخص بود.	راکش و همکاران [۲۷]
یک روش بهینه سازی به نام (بهینه سازی رنگ) که پایه آن بر اساس روش بهینه سازی مختلط گسسته ^{۱۱} می باشد، برای حداقل کردن هزینه های عملکردی و سرمایه گذاری خطوط انتقال گاز ارائه شد.	ران و همکاران [۲۸]
استفاده از روش الگوریتم ژنتیک برای یافتن مجموعه ای از قطره های بهینه لوله های انتقال گاز در یک شبکه	مهدی و همکاران [۲۹]
بررسی تاثیر تشکیل هیدراتهای گازی را درون خطوط لوله در شبکه انتقال گاز، با فرض خطوط در حالت غیر هم دما	فرزانه گرد و همکاران [۳۰]
یک روش تفاضل محدود ضمنی را برای حل مسئله گذرا، مقایسه با روش مشخصات	استونر و همکاران [۳۱]
شبیه سازی دینامیکی برای طراحی و بهینه سازی سیستم های انتقال گاز در حالت همدم	محیط پور و همکارانش [۳۲]
بررسی اهمیت شبیه سازی گذرا در خطوط انتقال گاز و نیز مزایای استفاده از این نوع شبیه سازی	سانتوس [۳۳].
روشی برای تعیین ضریب اصطکاک موثر و میزان انتقال حرارت در جریان گاز	پریس و همکاران [۳۴]
بهینه سازی شبکه های فشار بالای گاز	اسیادز [۳۵]

^{۱۱} mixed discrete optimization method

چاکوفسکی و همکاران [۳۷]	مقایسه مدل های گذرای خطوط انتقال گاز را برای دو حالت همدمای و غیرهمدمای
کیوچی [۸]	حل معادلات جریان همدمای و تراکم پذیر گاز در داخل لوله استفاده از روش تفاضل محدود کاملاً ضمنی
چاکوفسکی [۴۳]	معادلات جریان یک بعدی و غیرهمدمای گاز را برای شبیه سازی جریان گذرای خطوط انتقال گاز با فشار بالا
پژوهش حاضر	بررسی جریان تراکم پذیر و غیرهمدمای گاز طبیعی در خطوط لوله در حالت ناپایا با در نظر گرفتن ترم های اینرسی در معادله مومنتوم، بررسی کمی اثر ترم های اینرسی و اثر غیرهمدمایی در نتایج، بی بعدسازی معادلات جهت بررسی تخلیه و یا ذخیره گاز در خطوط لوله، یافتن رابطه ای برای افت فشار در خط لوله با استفاده از دما، بررسی ایستگاه های تقویت فشار در حالات مختلف

فصل سوم:

مدلسازی ریاضی

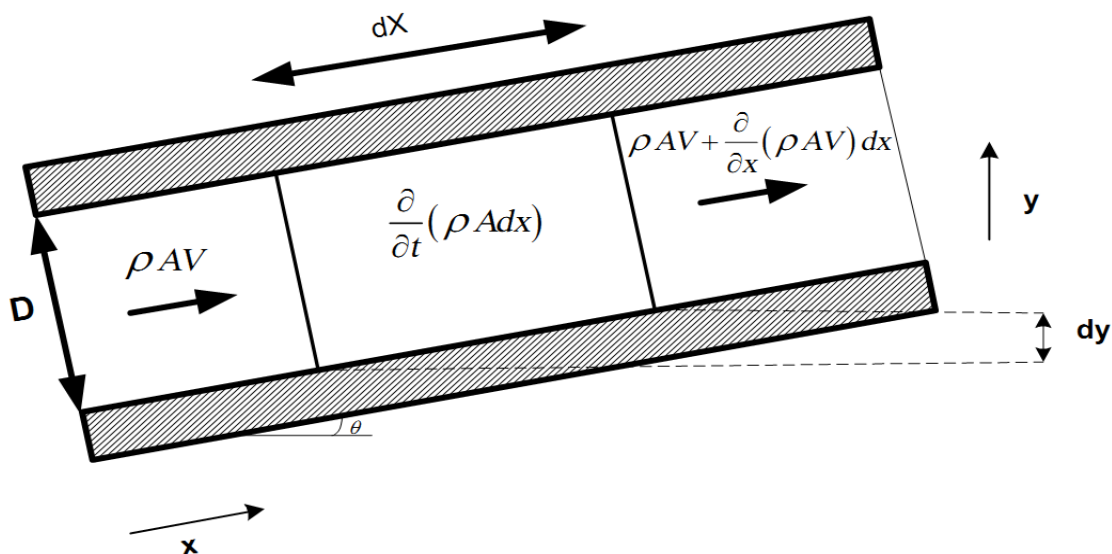
۳-۱ مقدمه

برای مدل‌سازی شبکه‌های گاز طبیعی ابتدا لازم است گاز طبیعی را درون خطوط انتقال و توزیع، شبیه‌سازی کرده و توزیع دما و فشار و سرعت را در این خطوط بدست آوریم. در این فصل ابتدا با استفاده از مدل‌سازی معادلات حاکم مانند: پیوستگی، مومنتوم و انرژی جریان گاز درون لوله مدل‌سازی شده سپس با توجه به نکات طراحی شبکه‌ها مدل‌سازی شبکه‌ها مورد تحلیل و بررسی قرار می‌گیرد.

۳-۲ معادلات حاکم

۳-۲-۱ معادله پیوستگی

بر طبق قانون بقای جرم، جرم نه تولید می‌شود و نه از بین می‌رود. بنا براین خالص خروجی جرم از سطح کنترل برابر است با نرخ کاهش جرم داخل حجم کنترل.



شکل ۳-۱. حجم کنترل در معادله پیوستگی [۹]

مطابق با حجم کنترل نشان داده شده در شکل (۳-۱) ، پس از ساده سازی ، معادله پیوستگی رابه صورت زیر خواهیم داشت:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho v) = 0 \quad (۳-۱)$$

که در آن، ρ چگالی سیال می‌باشد و v نیز سرعت سیال در جهت محور لوله می‌باشد.

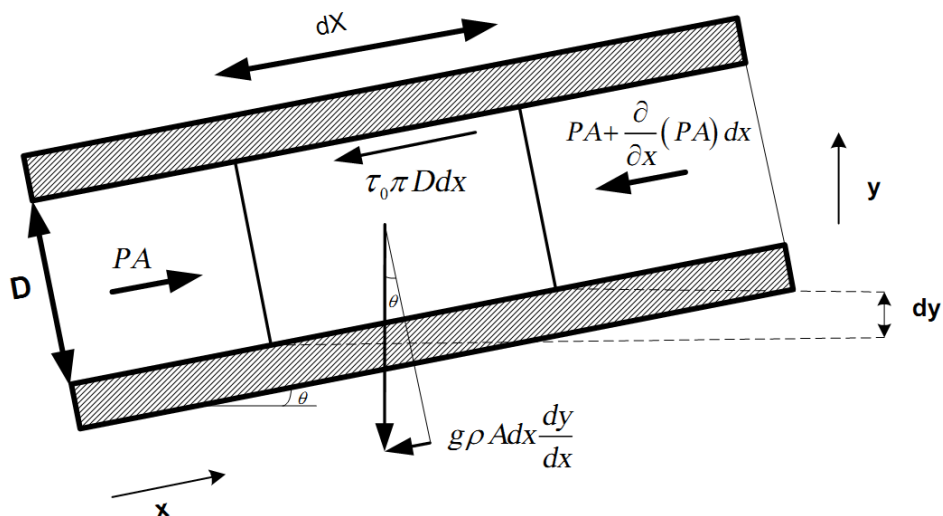
۳-۲-۲ معادله مومنتوم

کاربرد قانون دوم نیوتن در مورد مدل جریان را معادله مومنتوم می‌نامند. قانون دوم نیوتن در مورد حجم کنترل می‌گوید که نیروی خالص وارد بر حجم کنترل برابر است با جرم حجم کنترل ضربدر شتاب آن. که این نیرو دو منشأ دارد:

۱- نیروهای داخلی یا بدنه ای که مستقیماً بر روی جرم حجمی سیال وارد می‌شوند. مانند نیروهای

ثقلی، نیروهای مغناطیسی و نیروی گریز از مرکز

۲- نیروهای سطحی که مستقیماً بر سطح حجم کنترل وارد می‌شوند مانند نیروی اصطکاک دیواره



شکل ۲-۳. شکل حجم کنترل برای معادله مومنوم [۹]

با در نظر گرفتن نیروهای وارد بر حجم کنترل شکل (۲-۳)، معادله مومنوم بدین صورت نوشته می‌شود:

$$\begin{aligned}
 PA - PA - \frac{\partial}{\partial x}(PA)dx - \tau \cdot \pi D - \rho g A \left(\frac{dy}{dx} \right) \\
 = \rho A \left(v \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial t} \right)
 \end{aligned}
 \quad (۲-۳)$$

پارامتر τ_0 تنش برشی بین سیال و دیواره لوله می‌باشد و برابر است با :

$$\tau_0 = \frac{f \rho v |v|}{\lambda} \quad (۳-۳)$$

متغیر f ضریب اصطکاک داریسی است. محققان، از روابط متفاوتی برای ضریب اصطکاک بهره برده اند که

در ادامه به آن پرداخته خواهد شد. با استفاده از تعریف $\frac{dy}{dx} = \sin \theta$:

$$-A \frac{\partial P}{\partial x} - \frac{f \rho v |v|}{\lambda} \pi D - \rho g A \sin \theta = \rho A \left(v \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial t} \right) \quad (4-3)$$

و همچنین:

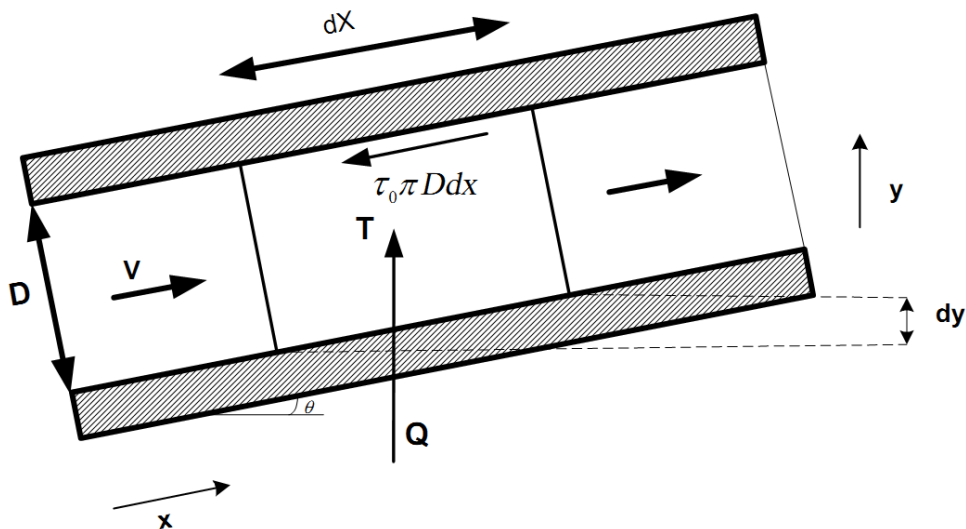
$$w = \frac{f \rho v |v|}{\lambda} \pi D \quad (5-3)$$

و فرم نهایی معادله مومنتوم به صورت زیر ارائه می‌شود:

$$\rho \frac{\partial v}{\partial t} + \rho v \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial P}{\partial x} = -\frac{w}{A} - \rho g \sin \theta \quad (6-3)$$

۳-۲-۳ معادله انرژی

اصل بقای انرژی چیزی غیر از قانون اول ترمودینامیک نیست. این اصل عبارتست از : مقدار انرژی گرمایی و مکانیکی ورودی به حجم کنترل ، به اضافه مقدار انرژی گرمایی تولید شده در آن، منهای انرژی گرمایی و مکانیکی خروجی از حجم کنترل بایستی با مقدار انرژی ذخیره شده در حجم کنترل برابر باشند. اگر مجموع انرژی ورودی و تولید شده بیش از انرژی خروجی باشد ، مقدار انرژی ذخیره شده در حجم کنترل، افزایش خواهد یافت. اگر عکس آن باشد مقدار انرژی ذخیره شده کاهش خواهد یافت.



شکل ۳-۳. حجم کنترل برای معادله انرژی [۹]

فرم پایه معادله انرژی برای شکل (۳-۳) ، از قانون اول ترمودینامیک نوشته می شود:

$$Q = q\rho A dx = \frac{\partial}{\partial t} \left[\rho A dx \left(u + \frac{v^2}{2} + gy \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x} \left[\rho v A \left(u + \frac{v^2}{2} + \frac{P}{\rho} + gy \right) \right] dx \quad \text{Type equation here.} \quad (7-3)$$

جایی که q انتقال حرارت به حجم کنترل در واحد جرم و در واحد زمان و u ، انرژی داخلی است.

جدا سازی ترم دوم نتیجه می دهد :

$$q\rho A dx = \rho A dx \left[\frac{\partial}{\partial t} \left(u + \frac{v^2}{2} + gy \right) + v \frac{\partial}{\partial x} \left(u + \frac{v^2}{2} + gy \right) \right] + \left[\left(u + \frac{v^2}{2} + gy \right) \left(\frac{\partial(\rho A)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho v A)}{\partial x} \right) \right] dx + \left[\frac{P}{\rho} \frac{\partial(\rho v A)}{\partial x} + (\rho v A) \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{P}{\rho} \right) \right] dx \quad (8-3)$$

از معادله پیوستگی ، ترم دوم برابر صفر خواهد بود. $\left(\frac{\partial(\rho A)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho v A)}{\partial x} = 0 \right)$ پس از تقسیم بر $\rho A dx$ خواهیم داشت :

$$q = \frac{D}{Dt} \left(u + \frac{v^2}{2} + gy \right) + \frac{v}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + \frac{P}{\rho A} \frac{\partial(vA)}{\partial x} \quad (9-3)$$

با ضرب معادله مومنوم در v خواهیم داشت:

$$\frac{v}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} = -v \frac{Dv}{Dt} - \frac{wv}{\rho A} - vg \sin \theta \quad (10-3)$$

معادله پیوستگی را نیز می توان به فرم زیر باز نویسی کرد:

$$\frac{\partial}{\partial x} (vA) = - \frac{D\rho A}{Dt \rho} \quad (11-3)$$

با استفاده از (۱۰-۳) ، خواهیم داشت:

$$q = \frac{D}{Dt} \left(u + \frac{v^2}{2} + gy \right) + \frac{v}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + \frac{P}{\rho A} \frac{\partial(vA)}{\partial x} \quad (12-3)$$

به عبارت دیگر:

$$q = \frac{Du}{Dt} - \frac{P}{\rho} \frac{D\rho}{Dt} - \frac{wv}{\rho A} \quad (13-3)$$

با استفاده از تعریف h به عنوان آنتالپی:

$$\frac{Dh}{Dt} = \frac{Du}{Dt} + \frac{D}{Dt} \left(\frac{P}{\rho} \right) \quad (14-3)$$

و برای معادله انرژی خواهیم داشت :

$$q + \frac{wv}{\rho A} = \frac{Dh}{Dt} - \frac{1}{\rho} \frac{DP}{Dt} \quad (15-3)$$

با در نظر گرفتن تساوی $\Omega = q\rho A$ شکل نهایی معادله انرژی نوشته می‌شود:

$$\rho \frac{Dh}{Dt} + \rho v \frac{\partial h}{\partial x} - \frac{\partial P}{\partial x} - v \frac{\partial P}{\partial x} = \frac{\Omega + wv}{A} \quad (16-3)$$

که h آنتالپی ویژه بر حسب kJ/kg و Ω گرمای وارده به لوله در واحد طول و در واحد زمان و A سطح مقطع لوله در جهت عمود بر جریان می‌باشند.

۴-۲-۳ معادله حالت

معادله حالت برای یک گاز، متغیرهای T, P و ρ را به هم مرتبط می‌سازد. معادلات حالت در فرم کلی عبارتست از:

$$\frac{P}{\rho} = ZRT \quad (17-3)$$

در اینجا Z ضریب تراکم پذیری بوده و تابعی از P و T می‌باشد و R ثابت ویژه گازها است بر حسب $\left(\frac{J}{kg.k}\right)$. معادلات حاکم به راحتی قابل حل نبوده بنابراین، این معادلات باید با استفاده از معادله حالت، بر حسب متغیرهای وابسته دما، فشار و سرعت نوشته شوند. برای جایگزینی ρ با عبارتهایی از P ، T و Z از معادله حالت داریم:

$$\rho = \frac{P}{ZRT} \quad (18-3)$$

که در این مطالعه برای ضریب تراکم پذیری از معادله درانچکوک^{۱۲} استفاده شده است [۶۲].

^{۱۲} Dranchuk

با استفاده از روابط موجود در پیوست الف، به راحتی می‌توان این معادلات را بر حسب دبی جرمی جریان ($\dot{m}$) نوشت. زیرا داشتن دبی جرمی جریان در هر نقطه از خطوط لوله کاربردی تر نسبت به سرعت گاز در آن نقطه می‌باشد. برای انجام این کار، سرعت با عبارتی بر حسب دبی جرمی نوشته می‌شود:

$$v = \frac{\dot{m}}{\rho A} = \frac{\dot{m} Z R T}{P A} \quad (۱۹-۳)$$

سپس:

$$\begin{aligned} \frac{\partial v}{\partial x} &= \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\dot{m} Z R T}{P A} \right) = \frac{R}{A} \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\dot{m} Z T}{P} \right) \\ &= \frac{R}{A P^v} \left(P \left(Z T \frac{\partial \dot{m}}{\partial x} + \dot{m} T \frac{\partial Z}{\partial x} + \dot{m} Z \frac{\partial T}{\partial x} \right) - \dot{m} Z T \frac{\partial P}{\partial x} \right) \end{aligned} \quad (۲۰-۳)$$

و:

$$\frac{\partial v}{\partial t} = \frac{R}{A P^v} \left(P \left(Z T \frac{\partial \dot{m}}{\partial t} + \dot{m} T \frac{\partial Z}{\partial t} + \dot{m} Z \frac{\partial T}{\partial t} \right) - \dot{m} Z T \frac{\partial P}{\partial t} \right) \quad (۲۱-۳)$$

همچنین:

$$\frac{\partial Z}{\partial x} = \left(\frac{\partial Z}{\partial P} \right)_T \frac{\partial P}{\partial x} + \left(\frac{\partial Z}{\partial T} \right)_P \frac{\partial T}{\partial x} \quad (۲۲-۳)$$

$$\frac{\partial Z}{\partial t} = \left(\frac{\partial Z}{\partial P} \right)_T \frac{\partial P}{\partial t} + \left(\frac{\partial Z}{\partial T} \right)_P \frac{\partial T}{\partial t} \quad (۲۳-۳)$$

با جایگذاری این معادلات در (۲۱-۳) خواهیم داشت:

$$\frac{\partial v}{\partial x} = \frac{ZRT}{AP^\gamma} \left[P \frac{\partial \dot{m}}{\partial x} - \dot{m} \left(\gamma - \frac{P}{Z} \left(\frac{\partial Z}{\partial P} \right)_T \right) \frac{\partial P}{\partial x} \right. \quad (24-3)$$

$$\left. + \frac{P\dot{m}}{T} \left(\gamma + \frac{T}{Z} \left(\frac{\partial Z}{\partial T} \right)_P \right) \frac{\partial T}{\partial x} \right]$$

$$\frac{\partial v}{\partial t} = \frac{ZRT}{AP^\gamma} \left[P \frac{\partial \dot{m}}{\partial t} - \dot{m} \left(\gamma - \frac{P}{Z} \left(\frac{\partial Z}{\partial P} \right)_T \right) \frac{\partial P}{\partial t} \right. \quad (25-3)$$

$$\left. + \frac{P\dot{m}}{T} \left(\gamma + \frac{T}{Z} \left(\frac{\partial Z}{\partial T} \right)_P \right) \frac{\partial T}{\partial t} \right]$$

جایگذاری این معادلات خواهیم داشت :

$$\frac{\partial P}{\partial t} + \frac{\dot{m}ZRT}{PA} \left[\gamma - \frac{V_w^\gamma}{ZRT} \left(\gamma - \frac{P}{Z} \left(\frac{\partial Z}{\partial P} \right)_T \right) \right] \frac{\partial P}{\partial x} + \dot{m}V_w^\gamma \quad (26-3)$$

$$\left(\gamma \frac{\partial \dot{m}}{\partial x} + \frac{\dot{m}}{T} \left(\gamma + \frac{T}{Z} \left(\frac{\partial Z}{\partial T} \right)_P \right) \frac{\partial T}{\partial x} \right) = \frac{V_w^\gamma}{C_p} \left\{ \gamma + \frac{T}{Z} \left(\frac{\partial Z}{\partial T} \right)_P \right\} \left(\frac{\Omega}{A} + \frac{\dot{m}ZRT}{PA^\gamma} w \right)$$

$$\frac{ZRT}{AP^\gamma} \left\{ P \left(\frac{\partial \dot{m}}{\partial t} + \frac{\dot{m}ZRT}{PA} \frac{\partial \dot{m}}{\partial x} \right) - \dot{m} \left(\gamma - \frac{P}{Z} \left(\frac{\partial Z}{\partial P} \right)_T \right) \times \left(\frac{\partial P}{\partial t} + \frac{\dot{m}ZRT}{PA} \frac{\partial P}{\partial x} \right) \right. \quad (27-3)$$

$$\left. + \frac{P\dot{m}}{T} \left(\gamma + \frac{T}{Z} \left(\frac{\partial Z}{\partial T} \right)_P \right) \times \left(\frac{\partial T}{\partial t} + \frac{\dot{m}ZRT}{PA} \frac{\partial T}{\partial x} \right) \right\} + \frac{ZRT}{P} \frac{\partial P}{\partial x} = - \frac{wZRT}{PA} - gSi$$

$$\frac{\partial T}{\partial t} + \frac{V_w^\gamma}{C_p} \left(\gamma + \frac{T}{Z} \left(\frac{\partial Z}{\partial T} \right)_P \right) \frac{ZRT}{AP^\gamma} \left[P \frac{\partial \dot{m}}{\partial x} - \dot{m} \left(\gamma - \frac{P}{Z} \left(\frac{\partial Z}{\partial P} \right)_T \right) \frac{\partial P}{\partial x} \right] + \frac{\dot{m}ZRT}{PA} \quad (28-3)$$

$$\times \left(\gamma + \frac{V_w^\gamma}{C_p T} \left(\gamma + \frac{T}{Z} \left(\frac{\partial Z}{\partial T} \right)_P \right) \right) \frac{\partial T}{\partial x} = \frac{V_w^\gamma}{C_p T} \left\{ \gamma - \frac{P}{Z} \left(\frac{\partial Z}{\partial P} \right)_T \right\} \left(\frac{\Omega}{A} + \frac{\dot{m}ZRT}{PA^\gamma} w \right)$$

۳-۳ مدل سازی انتقال حرارت

به طور کلی رابطه انتقال حرارت برای خطوط لوله به صورت زیر تعریف می شود:

$$Q = UA\Delta T \quad (29-3)$$

که A سطح مقطع، U ضریب انتقال حرارت کلی می باشد. در این حالت برای محاسبه انتقال حرارت محاسبه ضریب انتقال حرارت کلی U ، بسیار مهم می باشد. مکانیزم های انتقال حرارت برای یک خط لوله به صورت زیر تعریف می شود:

۳-۳-۱ ضریب انتقال حرارت بین گاز درون لوله و دیواره لوله

در این حالت ابتدا باید عدد ناسلت به صورت زیر تعریف می شود:

$$Nu = \frac{h_i D_i}{k_g} \quad (3-3)$$

جائیکه در آن h_i ضریب انتقال حرارت گاز درون لوله، k_g ضریب هدایت حرارتی گاز درون لوله و D_i قطر داخلی لوله می باشد. عدد روابط متعددی برای محاسبه عدد ناسلت جریان گاز درون لوله ارائه شده است که آنها را به صورت جدول زیر بیان می کنیم:

جدول ۳-۱. رابطه عدد ناسلت برای گاز درون لوله

محدوده استفاده	رابطه ناسلت	ارائه دهنده
$13 \ll Re \ll 2300$ $0.48 \ll Pr \ll 16700$ $0.0044 \ll \frac{\mu}{\mu_w} \ll 9.75$	$Nu = 1.86 \left(\frac{Re Pr D_i}{l} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}$	Tosun[۵۴] Sider and Tate [۵۵]
$2300 \ll Re \ll 5 \times 10^6$ $0.5 \ll Pr \ll 2000$	$Nu = \frac{\frac{f}{\lambda} Re \cdot Pr}{1.07 + 12.7 \left(\frac{f}{\lambda} \right)^{1/4} (Pr^{1/4} - 1)}$	Petukhov-Kirilov[۵۶]

Genielinski[۵۷]	$Nu = \frac{\frac{f}{\lambda}(Re - 100)Pr}{1.07 + 12.7\left(\frac{f}{\lambda}\right)^{\frac{1}{4}}(Pr^{\frac{1}{4}} - 1)}$	$2300 \ll Re \ll 5 \times 10^6$ $0.5 \ll Pr \ll 2000$
Dittus-Boelter[۵۸]	$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{1/3}$	$2300 \ll Re \ll 10^4$ $0.6 \ll Pr \ll 160$

۳-۳-۲ ضریب انتقال حرارت برای دیواره لوله ، پوشش و لایه ایزوله (عایق)

ضریب انتقال حرارت برای لوله ای با ضخامت δ ، قطر داخلی D و ضریب انتقال حرارت هدایتی دیواره k_w عبارت است از:

$$U_i = U h_i = \frac{\frac{2k_w}{D}}{\ln\left(1 + \frac{2\delta}{D}\right)} \quad (31-3)$$

جدول (۳-۲)، ضریب انتقال حرارت هدایتی را برای انواع جنس لوله ها و عایق های مختلف نشان می دهد.

جدول ۳-۲. ضریب انتقال حرارت بر حسب جنس لوله

جنس لوله های تجاری		جنس عایق های تجاری	
نوع	ضریب $k_w \left(\frac{W}{m.K}\right)$	نوع	ضریب $k_w \left(\frac{W}{m.K}\right)$
فولاد	۴۵-۵۲	آسفالت	۰/۱۷
آلومینیوم	۲۰۰	سیمان	۱/۰۵
مس	۳۸۰	بتن (عایق)	۰/۱-۰/۶
پی وی سی	۰/۱۹	نئوپرن	۰/۲۵
پلی اتیلن	۰/۳۶	پلی استر	۰/۱۵۷
چدن نشکن	۵۲	فوم پی وی سی	۰/۰۴

۳-۳-۳ ضریب انتقال حرارت برای لایه خارجی

۳-۳-۳-۱ خطوط لوله مدفون در خاک

برای خط لوله نشان داده شده در شکل (۳-۴) که به فاصله H در زیر زمین قرار دارد رابطه زیر برای ضریب انتقال حرارت ارائه شده است [۵۹]:

$$U_i = h_i = \frac{2\eta k_s}{D \cosh^{-1}\left(\frac{2H}{D + 2\delta}\right)} \quad (32-3)$$

جائیکه در آن k_s ضریب انتقال حرارت هدایتی خاک می‌باشد. جدول (۳-۳) این ضریب را بر حسب نوع خاک نشان می‌دهد.

جدول ۳-۳. ضریب هدایت حرارتی انواع خاک

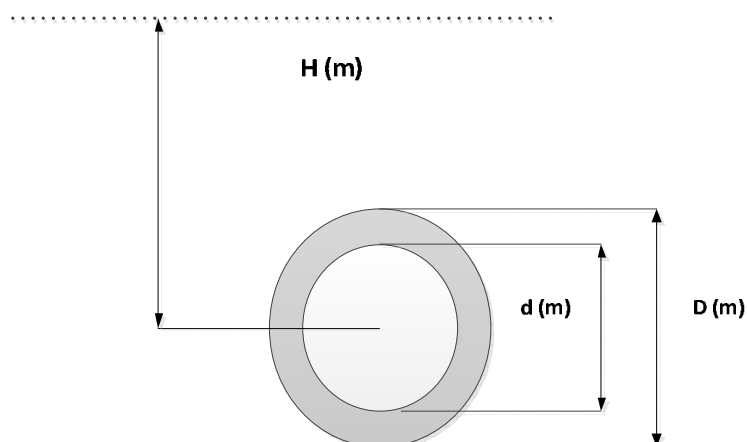
نوع	ضریب $k_s \left(\frac{W}{m.K}\right)$
زغال سنگ نارس (خشک)	۰/۱۷
زغال سنگ نارس (مرطوب)	۰/۵۴
زغال سنگ نارس (یخی)	۰/۸۹
خاک گلدانی	۰/۱۷۵

اثر پانل η عبارت است از تاثیر انتقال حرارت جابه جایی بی نهایت در مواجهه با سطح زمین. این پارامتر

تابعی از عدد بایو می‌باشد. برای نسبت $\frac{H}{D} = ۱.۵$ ، روابط زیر پیشنهاد شده است [۵۹]:

$$\eta = \begin{cases} ۰.۸۸۸۲ Bi^{۰.۲۳۷۹}, & \text{if } ۰.۰۰۱ < Bi \ll ۰.۵ \\ ۰.۹۰۲۵ Bi^{۰.۰۲۷۶}, & \text{if } ۰.۵ < Bi \ll ۱۰۰ \end{cases} \quad (33-3)$$

جائیکه عدد بایو عبارت است از: $Bi = h_{\infty} \left(\frac{D}{\gamma} + \delta\right) / k_s$



شکل ۳-۴. خطوط لوله مدفون در خاک

۳-۳-۲ خط لوله بالای سطح زمین

در این حالت رابطه زیر برای عدد ناسلت پیشنهاد داده شده است [۶۰]:

$$Nu_o = \frac{h_o D}{k_o} = 0.3 + \frac{0.62 Re_o^{1/2} Pr_o^{1/3}}{\left[1 + \left(\frac{0.4}{Pr_o}\right)^{1/4}\right]^{1/4}} \left[1 + \left(\frac{Re_o}{2820}\right)^{4/5}\right]^{5/8} \quad (34-3)$$

جائیکه زیرنویس 0 مربوط به سطح خارجی می‌باشد. به طور کلی برای دمای هوای بین ۲۲۳ و ۳۳۳ کلوین و فشار یک اتمسفر با درصد خطای زیر ۳٪ روابط زیر برای محاسبه ضریب انتقال حرارت هوا، لزجت سینماتیک و عدد پرانتل هوا پیشنهاد شده است [۶۰]:

$$k_{air} = 6.55 \times 10^{-5} T + 0.00594 \quad (35-3)$$

$$\nu_{air} = 0.0818 \times 10^{-6} T - 8.6471 \times 10^{-6} \quad (36-3)$$

$$Pr_{air} = -1.587 \times 10^{-4} T + 0.759 \quad (37-3)$$

در نهایت ضریب انتقال حرارت کلی از روابط زیر محاسبه می‌شود:

۳-۳-۴ برای خطوط مدفون در خاک

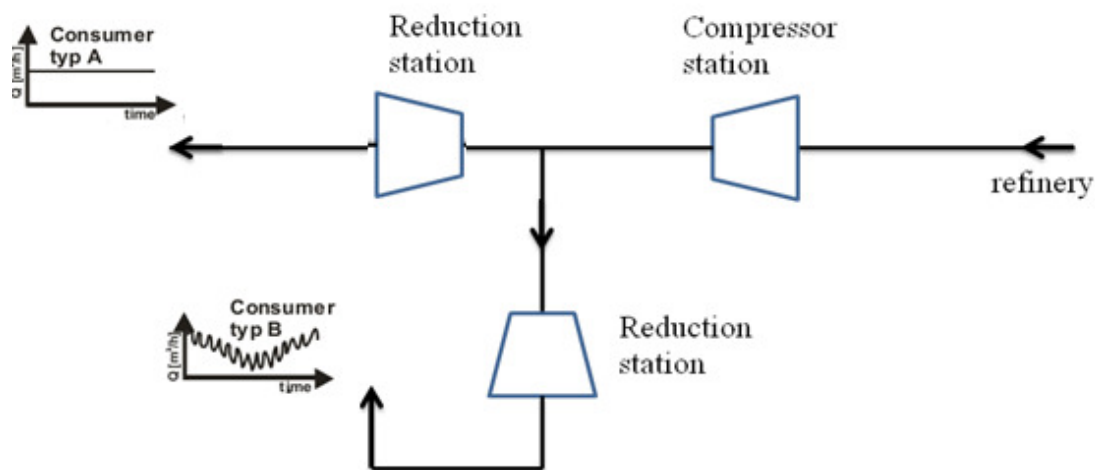
$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i} + \frac{\ln\left(1 + \frac{2\delta}{D}\right)}{\frac{2k_w}{D}} + \frac{D \cosh^{-1}\left(\frac{2H}{D + 2\delta}\right)}{2k_s \cdot \eta} \quad (3-38)$$

۳-۳-۵ برای خطوط بالای زمین

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i} + \frac{\ln\left(1 + \frac{2\delta}{D}\right)}{\frac{2k_w}{D}} + \frac{1}{h_o} \quad (3-39)$$

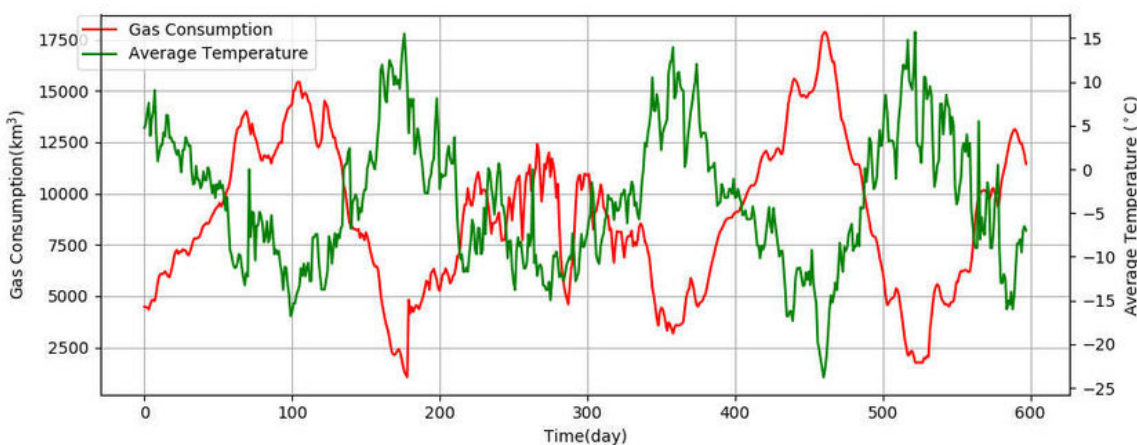
۳-۴ مدل سازی افت فشار بر حسب دما

گاز طبیعی خروجی از پالایشگاه همانگونه که در شکل (۳-۵) مشاهده می شود در نهایت به مصرف کنندگان صنعتی، تجاری و خانگی می رسد. در صنعت از گاز طبیعی به عنوان یک ماده خام و منبع اصلی گاز متان استفاده می شود، در حالیکه بخش خانگی از گاز طبیعی برای بحث پخت و پز و گرمایش استفاده می کند. در شکل (۳-۵) دو مدل مصرف در طول سال مشاهده می شود. مدل A که یک مصرف کننده صنعتی می باشد مقدار مشخص و تقریباً ثابتی گاز را در طول سال دریافت می کند که این مقدار گاز به مشخصه زمان در طول سال و روز بستگی ندارد.



شکل ۳-۵. مسیر فرضی گاز طبیعی از پالایشگاه تا مصرف کنندگان

مدل B یک مصرف کننده خانگی با میزان مصرف متغیر گاز طبیعی را نشان می‌دهد که میزان مصرف آن در طول شبانه روز و فصول مختلف متفاوت است و این نشان از مصرف گاز برای مصارف گرمایشی در این بخش دارد. بنابراین میزان مصرف گاز در این بخش به شدت تحت تاثیر شرایط آب و هوایی می‌باشد. شکل (۳-۶) تغییرات مصرف گاز طبیعی در بخش خانگی را با تغییرات فصل و دما نشان می‌دهد.



شکل ۳-۶. تغییرات مصرف گاز طبیعی در بخش خانگی با تغییرات فصل (دما) در طول زمان [۶۱].

همانطور که مشاهده می‌شود در طول سال و در فصول گرم با افزایش دما میزان مصرف گاز در بخش خانگی برای گرمایش کاهش یافته و برعکس با کاهش دما در طول فصول سرد سال میزان مصرف گاز در این بخش افزایش می‌یابد.

شرکت های تامین کننده گاز طبیعی موظف به تامین جریان پیوسته گاز طبیعی برای مصرف کنندگان در طول سال می‌باشند. از لحاظ فنی، در صورتی که فشار ورودی در ایستگاههای فشار گاز طبیعی (CGS^{۱۳}) بالاتر از یک نقطه خاص حفظ شود این امر قابل دستیابی است. برای حفظ این فشار در حد مطلوب، دانستن تغییرات مصرف گاز طبیعی به دلیل تغییرات دمای محیط ضروری است. از آنجاییکه مصرف بخش صنعتی تقریباً ثابت و مصرف بخش خانگی به شدت تحت تاثیر دمای محیط می‌باشد، بنابراین وجود یک مدل پیش بینی برای مصرف گاز طبیعی خانگی به دلیل تغییرات دمایی محیط و در ادامه، یک مدل پیش بینی برای فشار ورودی به CGS به دلیل تغییرات دما ضروری به نظر می‌رسد.

در این قسمت یک مدل پیش بینی مصرف گاز بر مبنای اطلاعات هواشناسی ارائه شده است. در مرحله دوم، با استفاده از مدل عددی ارائه شده در این پژوهش برای حل معادلات جریان گاز، فشار ورودی CGS محاسبه شده است و در نهایت مدلی برای میزان افت فشار در خط لوله بر حسب تغییرات دما پیشنهاد شده است.

۳-۵ اهمیت فشار ورودی به CGS

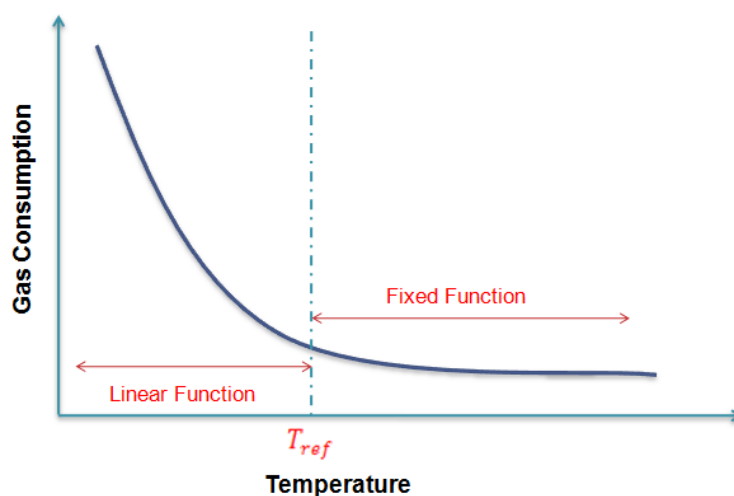
یکی از مهمترین بخش ها در صنعت انتقال گاز طبیعی CGS است که در آن گاز طبیعی فشار بالا وارد شده و فشار آن به مقادیر پایین تر کاهش می‌یابد. اگر فشار ورودی CGS کمتر از یک مقدار مشخص شده (معمولاً ۱.۷۲ MPa) باشد، تجهیزات CGS به درستی کار نمی‌کنند و این موجب قطع جریان گاز برای مصرف کنندگان می‌شود. این امر در فصل زمستان به دلیل مصرف زیاد گاز طبیعی در بخش خانگی

^{۱۳} City Gate Station

و فشار کم در ورودی CGS بسیار مهم است. بنابراین وجود یک مدل برای پیش بینی فشار در ورودی CGS به علت تغییرات دمای محیطی برای شرکت های گاز طبیعی جهت فراهم کردن جریان گاز پیوسته، ضروری است.

۳-۶ پیش بینی میزان مصرف گاز طبیعی

پیش بینی مصرف گاز طبیعی برای بخش خانگی براساس رابطه ای است که معمولا بین درجه حرارت و مصرف روزانه گاز وجود دارد. از آنجایی که بیشترین مصرف گاز طبیعی در بخش خانگی مربوط به گرمایش است، برای پیش بینی مصرف گاز دمای محیط عامل مهمی می باشد. مصرف گاز طبیعی تقریبا به صورت خطی با افزایش دما کاهش می یابد، تا زمانی که درجه حرارت به مقدار مشخصی برسد. از این نقطه به بعد، مصرف گاز تقریبا ثابت است زیرا نیازی به گرمایش بیشتر وجود ندارد. این رفتار در شکل ۳-۷ نشان داده شده است.



شکل ۳-۷. مدل مصرف گاز بر حسب دما

همانطور که در بالا ذکر شد، رفتار مصرف گاز بر حسب دما شامل یک بخش ثابت و یک بخش شبه خطی می باشد. برای ادغام این دو رفتار، با توجه به ماهیت تابع $erfc(x)$ که به صورت ذیل می باشد [۶۶]:

$$erfc(x) = 1 - erf(x) = 1 - \frac{2}{\sqrt{\pi}} \int_0^x e^{-t^2} dt \quad (72-3)$$

یک تابع به مطابق رابطه (73-3) در نظر گرفته شده است. مدل مورد استفاده در پژوهش حاضر بر اساس دمای روز و دمای مرجع است. در این عبارت، تمام پارامترها، ΔT ، T_{ref} و a و b بستگی به منطقه مورد مطالعه دارد. تابع خطا نیز به شرح ذیل می‌باشد:

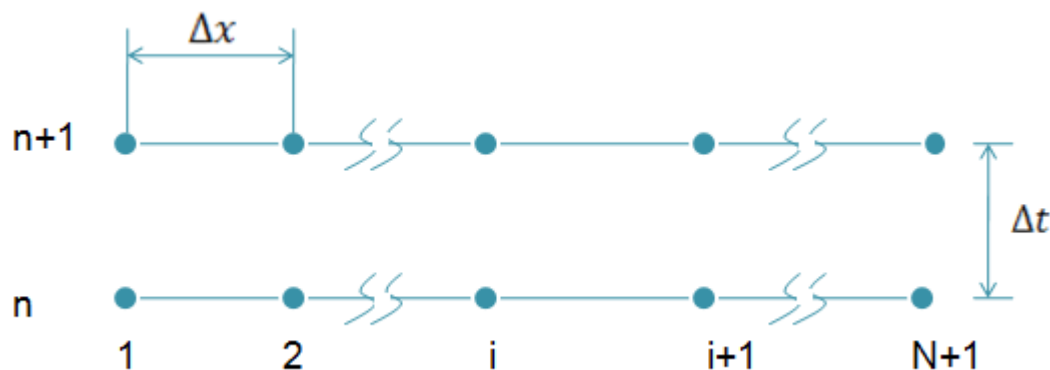
$$Q(T) = a. (b - erf(\frac{2T - T_{ref}}{\Delta T})) \quad (73-3)$$

با استفاده از میزان مصرف گاز به دست آمده در محل مصرف به عنوان شرایط مرزی و حل عددی معادلات حاکم بر جریان گاز طبیعی در خط لوله، افت فشار در طول خط لوله به دست می‌آید. سپس، با ترسیم افت فشار به دست آمده بر حسب درجه حرارت، مدل رفتاری افت فشار بر حسب دما حاصل می‌گردد.

۷-۳ روش حل معادلات

هر دو روش تحلیلی و عددی را می‌توان برای حل مسائل جریان ناپایای گاز در خطوط لوله مورد استفاده قرار داد اما روش تحلیلی که منجر به یک راه حل سریع و پایدار می‌شود برای شرایط خیلی ساده مانند فرض ایده آل بودن گاز و... مورد استفاده قرار می‌گیرد لذا در شرایطی که برای گاز واقعی در خطوط لوله با ایستگاه‌های تقویت فشار سروکار داریم و معادلات مشتق جزئی جریان، معادلاتی ضمنی و وابسته به هم می‌باشند که باید به صورت همزمان حل شوند، استفاده از روش عددی حلی دقیق تر و مقرون به صرفه تر را در اختیار ما قرار می‌دهد. ضمن اینکه با توجه به ماهیت هذلولوی معادلات و عدم حذف ترم‌های مشکل ساز همچون ترم اینرسی استفاده از حل تحلیلی بسیار مشکل به نظر می‌رسد. روش مورد استفاده در این پژوهش برای حل معادلات جریان، یک روش تفاضل محدود کاملاً ضمنی می‌باشد. این روش پایداری حل را برای گام‌های زمانی بزرگ تضمین می‌کند اما نیازمند یک روش مانند نیوتن

رافسون برای حل معادلات غیرخطی شبیه سازی شده در هر گام زمانی می‌باشد. منظور از گام های زمانی بزرگ مقادیری است که منجر به عدد کورانت بزرگتر از ۱ شود. دلیل استفاده از این روش پایداری بدون قید و شرط معادلات دیفرانسیل پایه مورد استفاده در این روش بر اساس آنالیز پایداری طبق مرجع [۸] می‌باشد. طبیعت این روش گسسته سازی سرعت بخشیدن به حل مساله با استفاده از گام های زمانی بزرگ می‌باشد. اگرچه گام زمانی بزرگ مسئله را به سمت حل پایا سوق می‌دهد اما همانگونه که در نتایج اشاره شده است با انتخاب گام های زمانی کوچک در مواردی که تغییرات ناگهانی در جریان وجود دارد، می‌توان جزئیات فیزیک جریان را به درستی مشاهده نمود. نتایج حل بدست آمده با استفاده از این روش با نتایج کیوچی مقایسه گردیده است. این قسمت از پژوهش با استفاده از نرم افزار متلب کد نویسی شده است. شکل ۳-۸ شبکه مورد استفاده در این پژوهش را نشان می‌دهد.



شکل ۳-۸. شبکه مورد استفاده در شبیه سازی

مشتقات زمانی، مکانی و ترم های ثابت در این شبیه سازی مطابق معادلات ذیل می‌باشند:

$$\frac{\partial B}{\partial t} = \frac{(B_{i+1}^{n+1} + B_i^{n+1} - B_{i+1}^n - B_i^n)}{2\Delta t} + O(\Delta t) \quad (74-3)$$

$$\frac{\partial B}{\partial x} = \frac{(B_{i+1}^{n+1} - B_i^{n+1})}{\Delta x} + O(\Delta x^2) \quad (75-3)$$

$$B = \frac{(B_{i+1}^{n+1} + B_i^{n+1})}{2} \quad (76-3)$$

در این روش دقت زمانی مرتبه اول و در مشتقات مکانی مرتبه دوم لحاظ شده است. به دلیل استفاده از گام های زمانی بزرگ برای کاهش خطا در محاسبات مشتقات زمانی، از مرتبه اول استفاده شده است. که پارامتر B معرف $\dot{m}, T$ و P می باشد. با انجام فرآیند ذکر شده برای هر گره سه سری معادله بدست می آید. بنابراین با در نظر گرفتن $N - 1$ بخش در لوله در مجموع $3N - 3$ معادله بدست می آید. تعداد مجهولات در مرتبه زمانی $n + 1$ که شامل فشار، دما و دبی جرمی در هر گره می باشد $3N$ است. بنابراین سه معادله دیگر از شرایط مرزی بدست می آید. برای حل معادلات مربوط به جریان گذرای تراکم پذیر و غیرهمدمای گاز طبیعی در لوله از روش نیوتن-رافسون استفاده می شود.

معادلات حاکم بر جریان گاز در فرم ماتریسی به صورت ذیل ظاهر می شوند:

$$F_t + G_x + H = 0 \quad (77-3)$$

که با جایگذاری تقریب های (3-74 الی 3-76) مربوط به گسسته سازی معادلات حاکم، در معادله (4-77) فرم ذیل حاصل می گردد:

$$F_i^{n+1} + F_{i+1}^{n+1} + 2 \frac{\Delta t}{\Delta x} (G_{i+1}^{n+1} - G_i^{n+1} + \Delta t (H_i^{n+1} + H_{i+1}^{n+1})) = F_i^n + F_{i+1}^n \quad (78-3)$$

سیستم معادلات (معادله 3-78 و شرایط مرزی) مجموعه ای از معادلات جبری غیر خطی با $(N + 1)$ معادله و $(N + 1)$ مجهول است. با استفاده از روش نیوتن-رافسون برای حل معادلات غیر خطی:

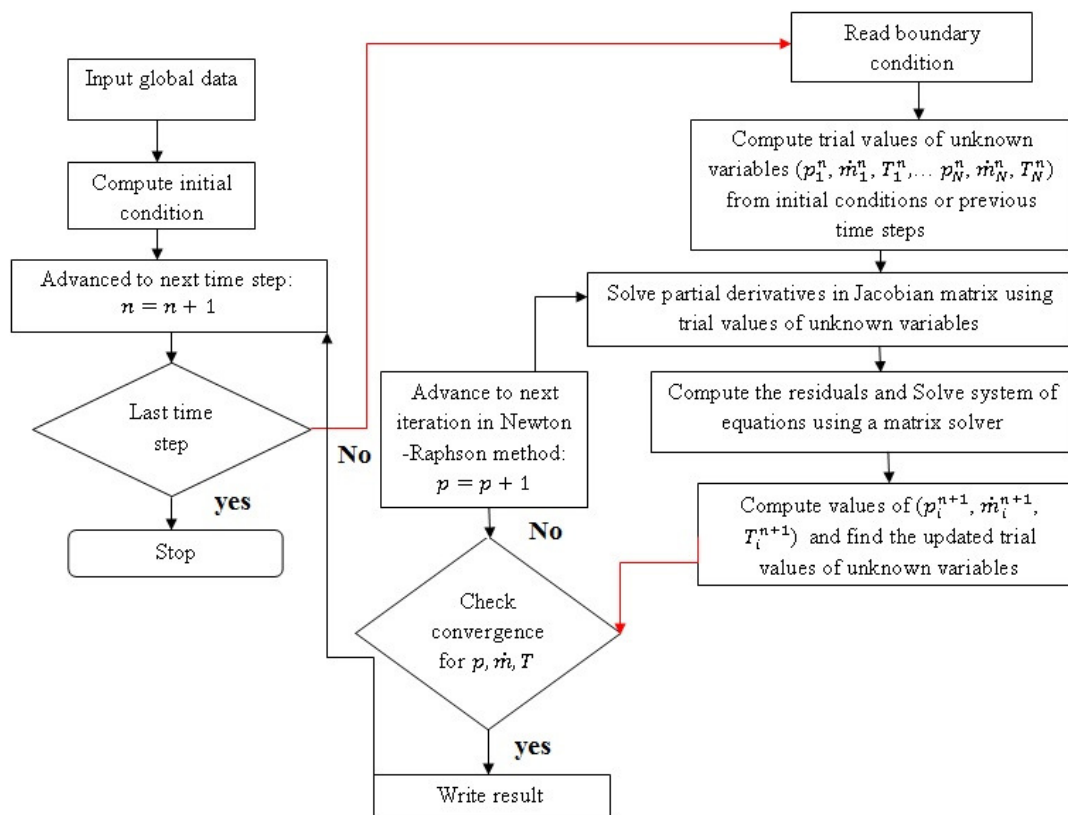
$$x_1^{p+1} = x_1^p - W^{-1}(x_1^p) R(x_1^p) \quad (79-3)$$

x_1 ماتریس مجهولات (T و $\dot{m}$ ، برای هر نقطه از شبکه) در گام زمانی پیشرو است. x^p ماتریس حدس اولیه برای پارامترهای مجهول بوده و نشانگر p تعداد تکرارها است؛ $(p = 0, 1, 2, \dots)$ ماتریس W ژاکوبین می‌باشد؛ R ماتریس توابع است که از معادله ۷۸-۳ بدست می‌آید. بنابراین فرم ماتریسی معادله ۷۹-۳ برابر است با:

$$x_1^{p+1} = \begin{pmatrix} p_1^{n+1} \\ \dot{m}_1^{n+1} \\ T_1^{n+1} \\ p_2^{n+1} \\ \dot{m}_2^{n+1} \\ T_2^{n+1} \\ \vdots \\ \vdots \\ \vdots \\ p_{N+1}^{n+1} \\ \dot{m}_{N+1}^{n+1} \\ T_{N+1}^{n+1} \end{pmatrix}; x^p = \begin{pmatrix} p_1^n \\ \dot{m}_1^n \\ T_1^n \\ p_2^n \\ \dot{m}_2^n \\ T_2^n \\ \vdots \\ \vdots \\ \vdots \\ p_{N+1}^n \\ \dot{m}_{N+1}^n \\ T_{N+1}^n \end{pmatrix}$$

$$R = \begin{pmatrix} R_1(p_1^{n+1}, \dot{m}_1^{n+1}, T_1^{n+1}) \\ R_2(p_1^{n+1}, \dot{m}_1^{n+1}, T_1^{n+1}) \\ R_3(p_1^{n+1}, \dot{m}_1^{n+1}, T_1^{n+1}, p_2^{n+1}, \dot{m}_2^{n+1}, T_2^{n+1}) \\ R_4(p_1^{n+1}, \dot{m}_1^{n+1}, T_1^{n+1}, p_2^{n+1}, \dot{m}_2^{n+1}, T_2^{n+1}) \\ R_5(p_1^{n+1}, \dot{m}_1^{n+1}, T_1^{n+1}, p_2^{n+1}, \dot{m}_2^{n+1}, T_2^{n+1}) \\ \vdots \\ \vdots \\ \vdots \\ R_{N+1}(p_N^{n+1}, \dot{m}_N^{n+1}, T_N^{n+1}, p_{N+1}^{n+1}, \dot{m}_{N+1}^{n+1}, T_{N+1}^{n+1}) \\ R_{N+2}(p_N^{n+1}, \dot{m}_N^{n+1}, T_N^{n+1}, p_{N+1}^{n+1}, \dot{m}_{N+1}^{n+1}, T_{N+1}^{n+1}) \\ R_{N+3}(p_N^{n+1}, \dot{m}_N^{n+1}, T_N^{n+1}, p_{N+1}^{n+1}, \dot{m}_{N+1}^{n+1}, T_{N+1}^{n+1}) \\ R_{N+4}(p_{N+1}^{n+1}, \dot{m}_{N+1}^{n+1}, T_{N+1}^{n+1}) \end{pmatrix}$$

جزئیات فرآیند حل عددی معادلات جریان در شکل (۳-۹) آورده شده است:



شکل ۳-۹. فرآیند حل عددی معادلات

۳-۸ مدل سازی ایستگاه های تقویت فشار

برای تبیین عملکرد واقعی یک ایستگاه تقویت فشار باید معادلات دیفرانسیل غیرخطی مربوط به جریان گاز در خطوط لوله، معادلات جبری جریان پایدار در داخل کمپرسورها و معادلات مربوط به محرک های کمپرسور به طور همزمان مورد بررسی قرار گرفته و حل گردند.

تا کنون تحقیقات گسترده ای در زمینه ایستگاه های تقویت فشار انجام گرفته است که در اکثر آنها از جریان همدمما برای جریان گاز در خطوط لوله استفاده گردیده است. همانگونه که در فصل سوم نیز ذکر شد، در این پژوهش جریان گاز در خط انتقال یک جریان غیرهمدمما، گذرا، تراکم پذیر و یک بعدی می باشد که در آن ضریب تراکم پذیری و ضریب اصطکاک به ترتیب به عنوان تابعی از دما و فشار و عدد رینولدز در نظر گرفته شده اند. جهت پایداری حل و استفاده از گام های زمانی بزرگ برای صرفه جویی

در زمان حل مسئله، از روش تفاضل محدود کاملاً ضمنی که شرح آن در فصل سوم گذشت، استفاده شده است. الگوریتم حل معادلات دیفرانسیل غیر خطی نیز بر پایه ی روش نیوتن رافسون می‌باشد. برای توصیف عملکرد کمپرسورها از معادلات چند جمله ای که مبنای آنها نقشه عملکرد کمپرسورهای گریز از مرکز می‌باشد، استفاده گردیده است.

در این بخش تغییرات شرایط مرزی خط لوله بر نحوه عملکرد ایستگاه تقویت فشار و اثر آن پارامترهای مختلف همچون سرعت کمپرسورها، مصرف سوخت و... مورد بررسی قرار خواهد گرفت. شبیه سازی این قسمت از پژوهش در نرم افزار الگا انجام شده است.

معرفی نرم افزار الگا (OLGA)

نرم‌افزار الگا که ابتدا توسط شرکت Statoil در سال ۱۹۸۳ توسعه یافت، می‌تواند جریان چندفازی را که یک پدیده دینامیک است مدل‌سازی کند. شبکه‌های خطوط لوله که دارای تجهیزات فرآیندی مانند پمپ، کمپرسور، مبدل حرارتی، تفکیک‌کننده، شیر، و ... است به راحتی به صورت دینامیک قابل شبیه‌سازی شدن هستند. این نرم افزار یکی از قوی‌ترین نرم افزارهای موجود برای شبیه سازی جریان درون خطوط لوله نفت و گاز است و قابلیت شبیه‌سازی دینامیک لوله‌ها در شرایط مختلف را دارد. همچنین الگا می‌تواند انشعاب لوله‌ها، انتقال حرارت بین دیواره خط لوله و محیط، خوردگی لوله‌ها و ... را در نظر بگیرد. این نرم افزار از جمله نرم افزارهای پرکاربرد در مهندسی شیمی، مکانیک و مهندسی نفت است. علاوه بر این، الگا اغلب برای نظارت بر شرایط خط لوله و پیش بینی و برنامه ریزی عملیات در سیستم های آنلاین تعبیه شده است. شبیه‌ساز جریان چندفازی الگا، رفتار جریان را به صورت وابسته به زمان Time-Dependent یا Transient Flow شبیه سازی می‌کند. این نوع مدل‌سازی یکی از

شرایط مهم در مطالعات امکان سنجی، توسعه میدان و ... می باشد. علاوه بر این، محاسبات و مدل سازی Steady State نیز به منظور بررسی چالش ها و مشکلات جریان انجام می شود.

همچنین می تواند به صورت پویا با همه شبیه سازهای مهم فرآیند دینامیکی ، مانند Hysys ، DynSim ، UniSim ، D-SPICE ، INDISS و ASSETT ارتباط برقرار کند. الگا ابزاری قدرتمند برای مهندس طراح هنگام در نظر گرفتن مفاهیم مختلف برای تولید و حمل و نقل هیدروکربن است.

برای توصیف جریان گاز در خط لوله از معادلات پیوستگی، مومنتوم، انرژی و معادله حالت در شرایط گذرا استفاده شده است و برای توصیف نحوه عملکرد کمپرسورها از چند جمله ای هایی که بر مبنای نقشه عملکرد کمپرسور به دست آمده اند استفاده شده است.

۳-۹ معادلات خط لوله

معادلات نهایی برای توصیف جریان در خط لوله بر پایه دبی جریان گاز، فشار و دما بوده و مطابق ذیل می باشد:

$$\frac{\partial P}{\partial t} + \frac{\dot{m}ZRT}{PA} \left[\gamma - \frac{V_w}{ZRT} \left(\gamma - \frac{P}{Z} \left(\frac{\partial Z}{\partial P} \right)_T \right) \right] \frac{\partial P}{\partial x} + \dot{m}V_w \quad (۸۰-۳)$$

$$\left(\gamma \frac{\partial \dot{m}}{\partial x} + \frac{\gamma}{T} \left(\gamma + \frac{T}{Z} \left(\frac{\partial Z}{\partial T} \right)_P \right) \frac{\partial T}{\partial x} \right) = \frac{V_w}{C_p} \left\{ \gamma + \frac{T}{Z} \left(\frac{\partial Z}{\partial T} \right)_P \right\} \left(\frac{\Omega}{A} + \frac{\dot{m}ZRT}{PA} w \right)$$

$$\frac{ZRT}{AP} \left\{ P \left(\frac{\partial \dot{m}}{\partial t} + \frac{\dot{m}ZRT}{PA} \frac{\partial \dot{m}}{\partial x} \right) - \dot{m} \left(\gamma - \frac{P}{Z} \left(\frac{\partial Z}{\partial P} \right)_T \right) \times \left(\frac{\partial P}{\partial t} + \frac{\dot{m}ZRT}{PA} \frac{\partial P}{\partial x} \right) \right. \quad (۸۱-۳)$$

$$\left. + \frac{P\dot{m}}{T} \left(\gamma + \frac{T}{Z} \left(\frac{\partial Z}{\partial T} \right)_P \right) \times \left(\frac{\partial T}{\partial t} + \frac{\dot{m}ZRT}{PA} \frac{\partial T}{\partial x} \right) \right\} + \frac{ZRT}{P} \frac{\partial P}{\partial x} = - \frac{wZRT}{PA} - gS_i$$

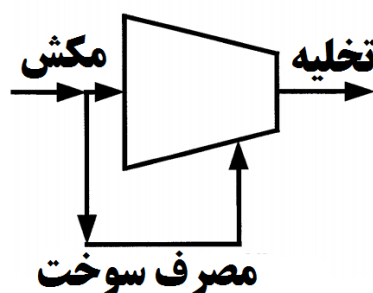
$$\frac{\partial T}{\partial t} + \frac{V_w}{C_p} \left(\gamma + \frac{T}{Z} \left(\frac{\partial Z}{\partial T} \right)_P \right) \frac{ZRT}{AP} \left[P \frac{\partial \dot{m}}{\partial x} - \dot{m} \left(\gamma - \frac{P}{Z} \left(\frac{\partial Z}{\partial P} \right)_T \right) \frac{\partial P}{\partial x} \right] + \frac{\dot{m}ZRT}{PA} \quad (۸۲-۳)$$

$$\times \left(\gamma + \frac{V_w}{C_p T} \left(\gamma + \frac{T}{Z} \left(\frac{\partial Z}{\partial T} \right)_P \right) \right) \frac{\partial T}{\partial x} = \frac{V_w}{C_p T} \left\{ \gamma - \frac{P}{Z} \left(\frac{\partial Z}{\partial P} \right)_T \right\} \left(\frac{\Omega}{A} + \frac{\dot{m}ZRT}{PA} w \right)$$

۳-۹-۱ معادلات کمپرسورهای گریز از مرکز

در عملکرد کمپرسورها تعدادی پارامتر مهم همچون هد آیزنتروپیک، بازده آیزنتروپیک، سرعت و توان

وجود دارد [۶۲].



شکل ۳-۱۰. نمایی ساده از عملکرد کمپرسور و مصرف سوخت در محرک آن

هد کمپرسور طبق رابطه دیل به دست می‌آید:

$$head = 0.28704 \frac{T_s Z_s}{\sigma \gamma_g} \left\{ \left(\frac{P_d}{P_s} \right)^\sigma - 1 \right\} \quad (83-3)$$

که P_d فشار تخلیه، P_s فشار مکش، σ ضریب آیزنتروپیک، γ وزن مخصوص، Z ضریب تراکم پذیری و T دما می باشد و رابطه بین نرخ جریان در شرایط استاندارد و دبی جرمی واقعی به صورت ذیل می باشد:

$$Q_{sc} = \frac{\dot{m}_{ac} R}{0.0977} \quad (84-3)$$

و توان طبق رابطه ذیل تعریف می شود:

$$power = \frac{head \times \dot{m}_{ac}}{\eta_{is} \eta_{mech}} \quad (85-3)$$

که η_{mech} بازده مکانیکی و η_{is} بازده آیزنتروپیک می باشد. برای وارد نمودن مشخصات کمپرسور در مدل شبیه سازی باید اطلاعات نقشه کمپرسور را به نحوی به صورت جدول ذخیره و استفاده نمود. با استفاده از تعدادی پارامترهای نرمال شده که عبارتند از $head/N_r$ ، Q_{sc}/N_r و η_{is} می توان به سادگی نقشه عملکرد کمپرسور را پیاده نمود [۶۲]. رابطه بین این پارامترها به صورت ذیل می باشد:

$$head/N_r = a_1 + a_2 \left(Q_{sc}/N_r \right) + a_3 \left(Q_{sc}/N_r \right)^2 \quad (86-3)$$

$$\eta_{is} = a_4 + a_5 \left(Q_{sc}/N_r \right) + a_6 \left(Q_{sc}/N_r \right)^2 \quad (87-3)$$

که N_r سرعت کمپرسور می باشد. از رابطه ذیل برای محاسبه میزان مصرف سوخت محرک کمپرسور استفاده می شود:

$$\dot{m}_f = \frac{power}{LHV \times \eta_{dr}} \quad (۸۸-۳)$$

که LHV ارزش حرارتی پایین سوخت می باشد. دما در خروجی کمپرسور مطابق رابطه ذیل است:

$$T_d = T_s + \frac{T_s}{\eta_{is}} \left\{ \left(\frac{P_d}{P_s} \right)^\sigma - 1 \right\} \quad (۸۹-۳)$$

۳-۱۰ فشرده سازی گاز طبیعی در خطوط لوله

اپراتورهای خطوط انتقال گاز طبیعی برای تطبیق میزان مصرف گاز طبیعی (که با زمان تغییر می کند) و ذخایر موجود گاز طبیعی، مقدار موجودی گاز را در خطوط لوله انتقال افزایش یا کاهش می دهند. افزایش موجودی گاز در خطوط لوله را در اصطلاح پک (فشرده) کردن و کاهش موجودی را درفت (تخلیه) کردن می نامند. در این قسمت با بی بعد نمودن معادلات حاکم بر جریان گاز، زمان مورد نیاز برای پک و درفت و پارامترهای موثر برای این موضوع، در یک خط لوله مشخص از لحاظ فنی مورد بررسی قرار می گیرد.

۳-۱۱ بی بعد سازی معادلات

معادلات پیوستگی و مومنتوم با فرض جریان یک بعدی و همدمای گاز طبیعی در خطوط لوله به صورت ذیل می باشد:

$$\frac{\partial P}{\partial t} + \frac{V_w}{A} \frac{\partial \dot{m}}{\partial x} = 0 \quad (۹۰-۳)$$

$$\frac{1}{A} \frac{\partial \dot{m}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\dot{m} V_w}{PA} \right) + \frac{\partial P}{\partial x} + \frac{f V_w \dot{m} |\dot{m}|}{2 D P A} = 0 \quad (۹۱-۳)$$

که V_w سرعت موج، P فشار، $\dot{m}$ دبی جرمی، A سطح مقطع و f ضریب اصطکاک می باشد. با استفاده از

گروه های بی بعد ذیل می توان معادلات را بی بعد نمود:

$$P^* = \frac{P}{P_i}, \quad t^* = \frac{tV_w}{L} = \frac{t\sqrt{ZRT}}{L}, \quad x^* = \frac{x}{L}, \quad \dot{m}^* = \frac{\dot{m}V_w}{P_i A} \quad (92-3)$$

بعد از بی بعد سازی معادلات بدست آمده به شرح ذیل می باشد:

$$\frac{\partial P^*}{\partial t^*} = - \frac{\partial \dot{m}^*}{\partial x^*} \quad (93-3)$$

$$\frac{\partial \dot{m}^*}{\partial t^*} + \frac{\partial}{\partial x^*} \left(\frac{\dot{m}^{*2}}{P^*} \right) + \frac{\partial P^*}{\partial x^*} + \frac{fL}{2D} \frac{\dot{m}^{*2}}{P^*} = 0 \quad (94-3)$$

بنابراین همانگونه که ملاحظه می گردد رفتار ذخیره کردن و یا تخلیه خط لوله تنها به پارامتر $\frac{fL}{2D}$ بستگی دارد. شرایطی که برای اپراتور جهت ذخیره و یا تخلیه خط لوله وجود دارد، می تواند با تغییر دو پارامتر فشار و یا دبی در هر دو قسمت ورودی و یا خروجی خط لوله حاصل گردد. بالابردن فشار و یا دبی در ورودی خط لوله موجب ذخیره و فشرده شدن گاز و کاهش فشار خروجی یا افزایش دبی خروجی سبب تخلیه خط لوله گاز طبیعی می شود.

۳-۱۲ اقتصاد پروژه های انتقال گاز

خطوط انتقال گاز طبیعی به دلیل حجم بالای سرمایه مورد استفاده نیازمند به کار بردن روش های ارزیابی سرمایه گذاری برای تحلیل اقتصادی می باشند. یکی از نگرانی های سرمایه گذاران در مورد سودآوری پروژه دستیابی به روش های قابل اعتماد ارزیابی اقتصادی پروژه ها می باشد. انتخاب یک روش ارزیابی نه تنها به هزینه سرمایه گذاری که به طول عمر پروژه و موارد دیگر بستگی دارد. دو جزء مهم سرمایه گذاری در بخت انتقال گاز مربوط به هزینه های اجزای خط لوله و هزینه های ایستگاه های تقویت فشار می باشد. که خود این هزینه ها به دو بخش هزینه های سرمایه گذاری که مربوط به آغاز پروژه می گردد و هزینه های تعمیر و نگهداری در طول عمر پروژه می باشد.

۳-۱۳ هزینه های سرمایه گذاری

هزینه های سرمایه گذاری در آغاز پروژه شامل موارد زیر می باشد:

خط لوله: هزینه های مربوط به خط لوله یکی از مهمترین بخش ها در ارزیابی اقتصادی خطوط انتقال گاز می باشد که مرتبط با جنس لوله ها، پوشش لوله ها و اتصالات و فیتینگ های مورد استفاده می باشد. قیمت لوله تابعی از قطر (D)، ضخامت (t) و طول خط لوله (L) بوده و مطابق رابطه (۶-۱) می باشد:

$$PMC^{14} = 0.024t(D - t)LC_T \quad (95-3)$$

که در آن ضریب (C_T) معرف قیمت لوله (\$/ton) می باشد. هزینه نصب لوله ها طبق اطلاعات موجود مطابق جدول (۳-۴) می باشد.

جدول ۳-۴. هزینه های لوله گذاری

قیمت متوسط (دلار بر اینچ-مایل)	قطر لوله (اینچ)
۱۸۰۰۰	۸
۲۰۰۰۰	۱۰
۲۲۰۰۰	۱۲
۱۴۹۰۰	۱۶
۲۰۱۰۰	۲۰
۳۳۹۵۰	۲۴
۳۴۶۰۰	۳۰
۴۰۷۵۰	۳۶

^{۱۴} Pipeline Material Cost

ایستگاه های کمپرسور: انتخاب نوع محرک کمپرسورها نقش زیادی در هزینه تمام شده ایستگاه های تقویت فشار در بخش مصرف سوخت، آلاینده‌گی و .. دارد.

ایستگاه های اندازه گیری، ایستگاه های تقلیل فشار گاز و هزینه های مدیریت مهندسی و ساخت از دیگر بخش هایی هستند که باید در ارزیابی اقتصادی در نظر گرفته شوند.

۳-۱۴ هزینه های عملیاتی

هزینه های عملیاتی عمدتاً شامل هزینه مصرف سوخت در ایستگاه های تقویت فشار بوده که خود تحت تاثیر دو پارامتر بازدهی و محدوده عملکرد کمپرسورها و محرک های آنها می باشد. بازدهی مستقیماً مرتبط با هزینه سوخت مصرفی برای افزایش فشار مقدار مشخصی گاز تا فشار خروجی ایستگاه می باشد.

این پژوهش با استفاده از داده های به دست آمده از مرجع [۶۳] به تحلیل اثر پارامترهای مختلف بر میزان هزینه های کلی و عملیاتی برای یک خط لوله فرضی به طول ۳۰۰ کیلومتر که دارای دو ایستگاه تقویت فشار می باشد، می پردازد.

فصل چهارم:

نتایج شبیه سازی

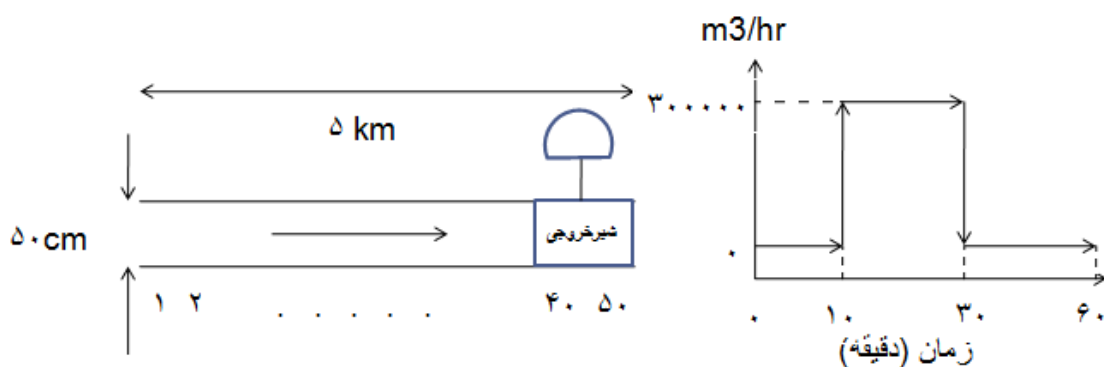
۱-۴ صحت سنجی روش مورد استفاده

کیوچی با استفاده از یک روش تفاضل محدود ضمنی، معادلات حاکم یک جریان همدمما که به صورت ذیل می‌باشد را حل نمود:

$$\frac{\partial P}{\partial t} + \frac{ZRT}{A} \frac{\partial \dot{m}}{\partial x} = 0 \quad (۱-۴)$$

$$\frac{1}{A} \frac{\partial \dot{m}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\dot{m}^2 ZRT}{PA^2} \right) + \frac{\partial P}{\partial x} + \frac{f ZRT \dot{m} |\dot{m}|}{2 D P A^2} = 0 \quad (۲-۴)$$

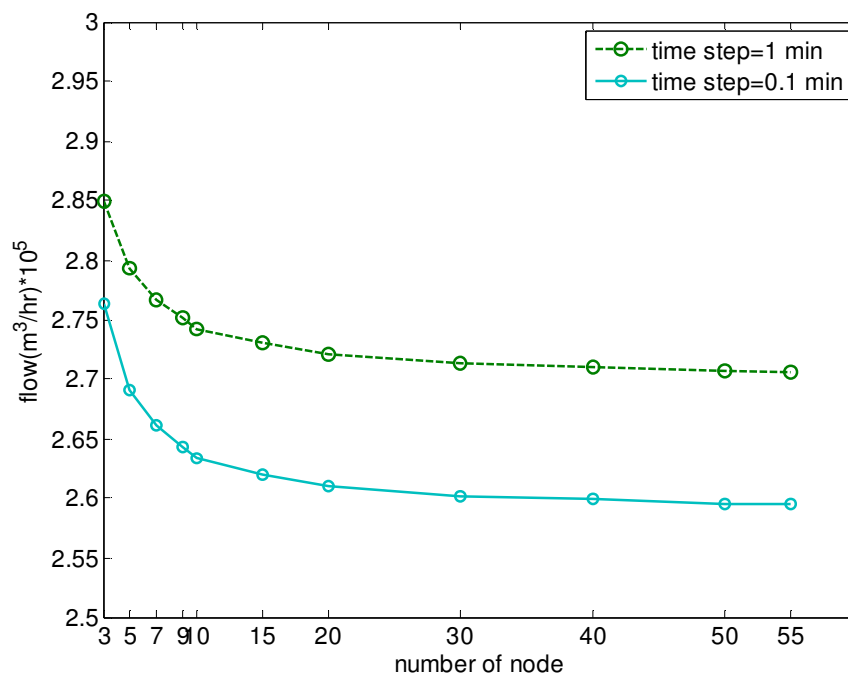
ترم های اول و دوم در معادله (۲-۴) ترم های اینرسی می‌باشند. در تحقیق کیوچی [۴۱] از ترم دوم با فرض پایین بودن سرعت جریان نسبت به سرعت صوت، صرف نظر شده است. برای مقایسه نتایج مدل به کار رفته در این پژوهش و نتایج مدل کیوچی [۸] این دو مورد در نظر گرفته شده است: (۱) ترم دوم اینرسی برابر صفر می‌باشد، (۲) جریان همدمما فرض گردیده است. سیستم مورد استفاده توسط کیوچی [۸] در شکل (۱-۴) نمایش داده شده است. این سیستم شامل یک لوله مستقیم به طول ۵ km و قطر داخلی ۵۰ cm که حامل گاز با وزن مولکولی ۱۸ در فشار ۵ MPa و ضریب اصطکاک ۰.۰۰۸ می‌باشد.



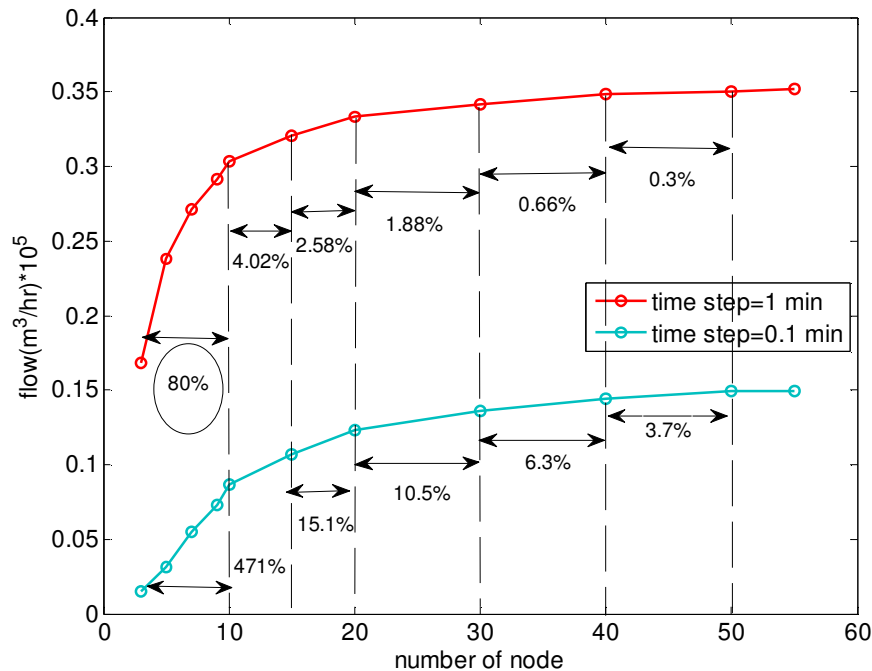
شکل ۱-۴ سیستم مورد استفاده توسط کیوچی و شرایط مرزی آن

همانطور که در شکل (۱-۴) نشان داده شده است شرایط مرزی در خروجی شرط دبی خروجی بوده که توسط یک شیر که در زمان های مختلف باز و بسته می‌شود تعیین می‌شود. شرط مرزی ورودی نیز فشار

ثابت $5MPa$ می‌باشد. حل مسئله برای تعداد گره های مختلف (۳، ۵، ۷، ۹، ۱۰، ۱۵، ۲۰،) انجام شده است تا از عدم وابسته بودن حل به تعداد گره ها اطمینان حاصل گردد و به همین منظور تعداد گره ۵۰ برای این مسئله ویژه، در نظر گرفته شده است. شکل های (۲-۴) و (۳-۴) تغییرات دبی در مرکز خط لوله را برای تعداد نودهای مختلف در دو زمان ۱۱ و ۳۱ دقیقه نشان می‌دهد و راهنمای خوبی برای یافتن تعداد گره مناسب در این مسئله می‌باشد. لازم به ذکر است مقدار عدد کورانت برای گام های زمانی ۱، ۰.۱ و ۰.۰۱ دقیقه به ترتیب برابر است با ۲۰۸.۸، ۲۰.۸ و ۲.۰۸.

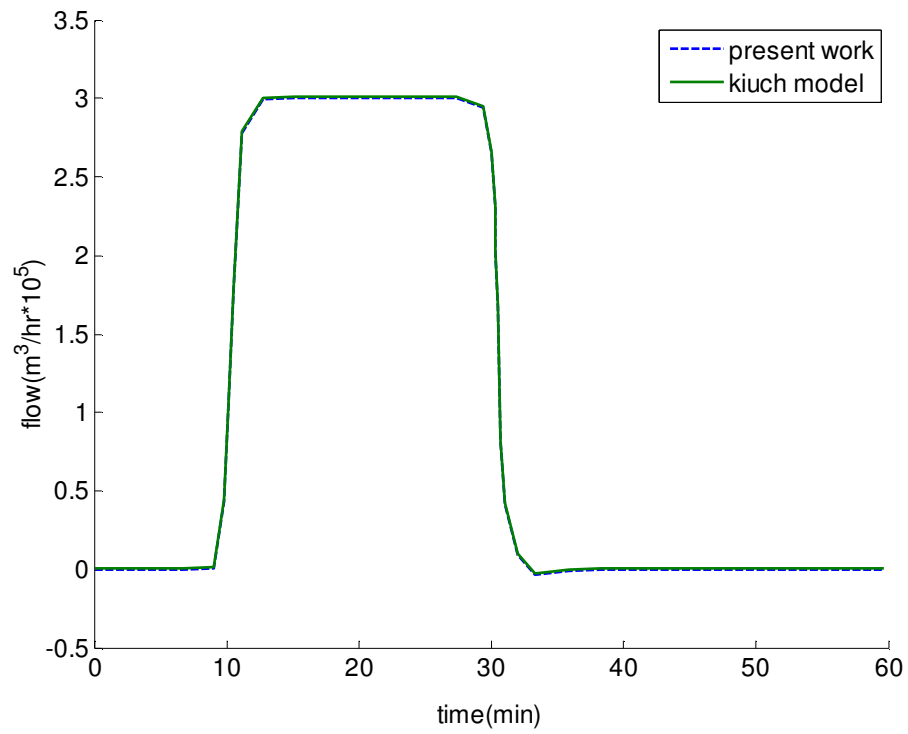


شکل ۲-۴. تغییرات جریان در نیمه خط لوله در زمان ۱۱ دقیقه برای تعداد گره های مختلف

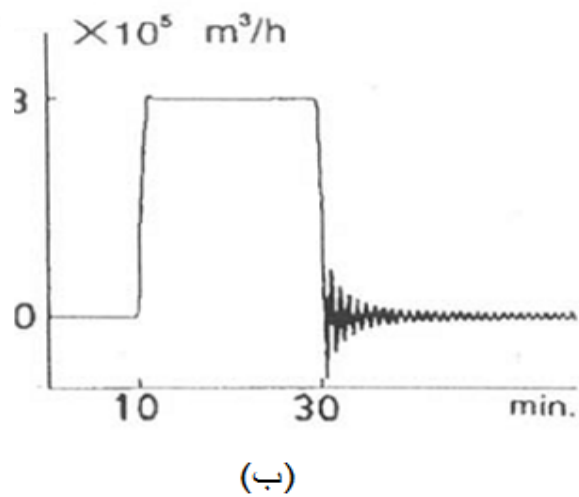
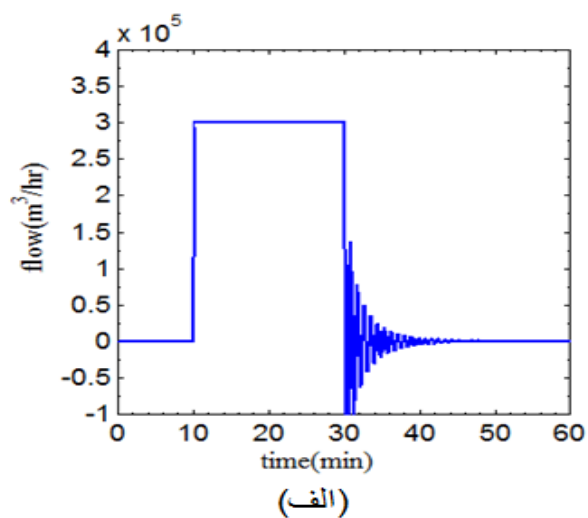
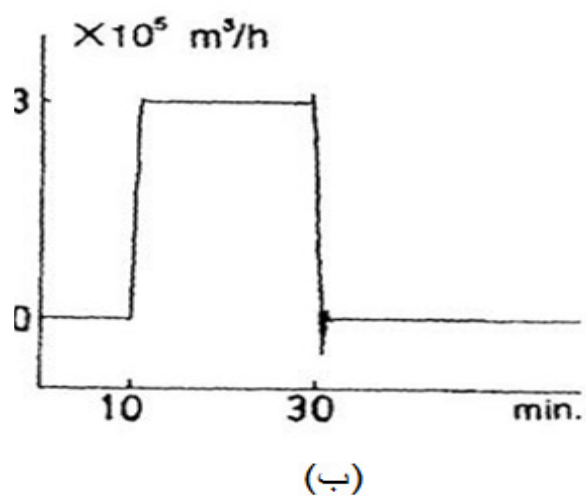
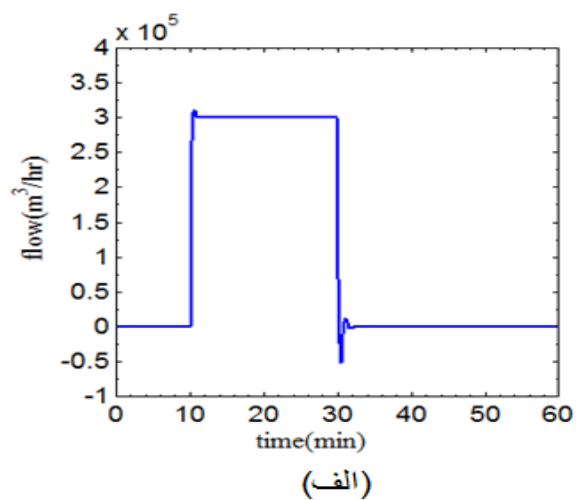


شکل ۳-۴. تغییرات جریان در نیمه خط لوله در زمان ۳۱ دقیقه برای تعداد گره های مختلف

شکل های (۴-۴) و (۵-۴) نتایج کار حاضر را با نتایج مدل کیوچی [۸] مقایسه کرده است. همانطور که در این شکل ها دیده می شود نتایج کار حاضر مطابق نتایج کیوچی می باشد. Ramp هایی که در شکل (۴-۴) دیده می شود به دلیل تراکم پذیری سیال و وابستگی سرعت به فشار می باشد. در حل معادلات Δt_{ramp} لحاظ نشده است. برای اطلاعات بیشتر در این زمینه می توان به تحقیقات دکتر خالقی و همکاران [۶۴] مراجعه نمود. برای مقایسه نتایج مدل به کار رفته در این پژوهش و نتایج مدل کیوچی [۸] با در نظر گرفتن: (۱) ترم دوم اینرسی برابر صفر می باشد، (۲) جریان همدمای ملاحظه می گردد که نتایج این دو پژوهش کاملاً منطبق بوده است. در ادامه ترم اینرسی و شرایط غیرهمدمایی نیز به مسئله اضافه شده و مورد بررسی قرار گرفته اند. با کاهش گام های زمانی توانایی ثبت نوسانات فیزیکی موجود در جریان بیشتر شده است. در نهایت این نوسانات به دلیل پایداری جرم و مومنتوم میرا می شوند.



شکل ۴-۴. مقایسه نتیجه این پژوهش با مدل کیوچی برای $\Delta t = 1min$



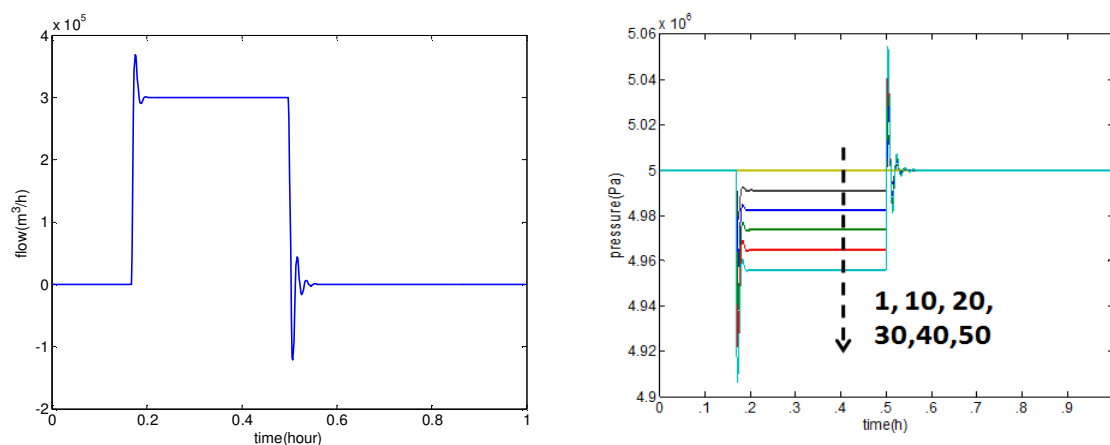
شکل ۴-۵. مقایسه پژوهش حاضر (الف) و مدل کیوچی (ب) به ترتیب برای

$$\Delta t = 0.1min, \Delta t = 0.01min$$

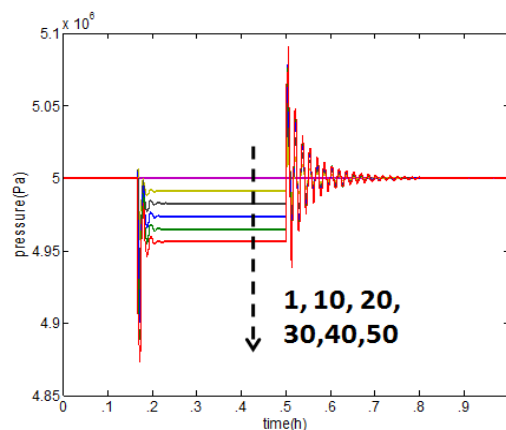
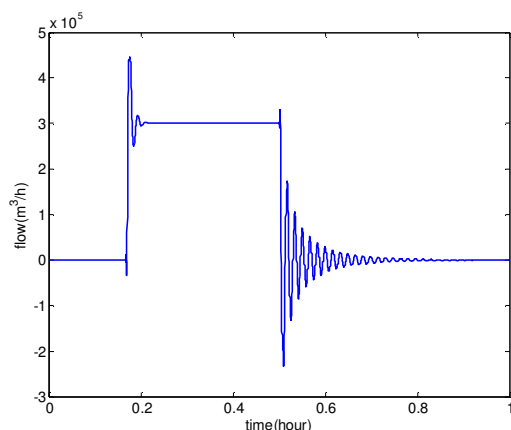
۴-۱-۱ اثر ترم اینرسی

کیوچی در پژوهش خود از ترم اینرسی در معادله (۴-۲) صرف نظر کرده بود. در پژوهش حاضر ترم اینرسی در نظر گرفته شده است. برای گام های زمانی بزرگ اثر ترم اینرسی در جریان گاز داخل لوله برای تغییرات ناگهانی مانند باز و بسته شدن شیر مهم نمی باشد. اما برای گام های زمانی کوچک این ترم

نقش مهمی در دامنه نوسانات و دوره میرا شدن نوسانات برای رسیدن جریان به شرایط پایدار ایفا می‌کند و نمی‌توان در تغییرات ناگهانی مانند باز و بسته شدن شیر از آن صرف نظر کرد. اثر در نظر گرفتن تمامی ترم‌ها در معادله مومنتوم بر روی دبی در ورودی لوله و فشار در تمامی نقاط لوله در شکل‌های (۴-۶) و (۴-۷) نشان داده شده است. این شکل‌ها فشار جریان گاز را در نقاط مشخصی از خط لوله که شماره گره‌های آن در شکل مشخص می‌باشد نشان می‌دهد. همچنین دبی ورودی به خط لوله در این اشکال نشان داده شده است. هدف از ترسیم این شکل‌ها بررسی اثر اندازه گام زمانی و ترم‌های اینرسی بر ثبت فیزیک جریان می‌باشد.



شکل ۴-۶. دبی در ورودی لوله و فشار در نودهای مشخص شده در طول لوله $\Delta t = 0.1 \text{ min}$



شکل ۴-۷. دبی در ورودی لوله و فشار در نودهای مشخص شده در طول لوله $\Delta t = 0.01min$

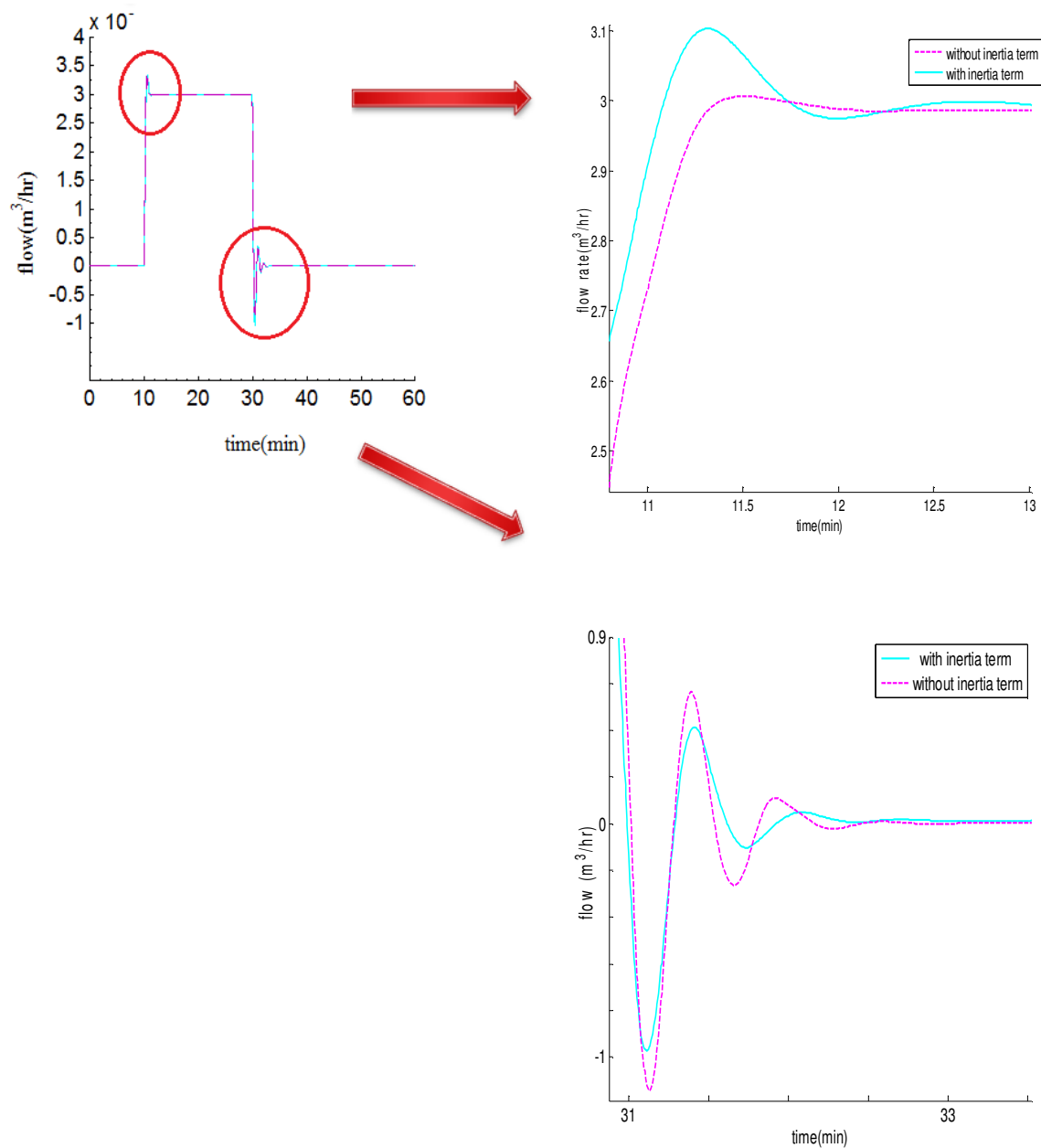
با کاهش گام های زمانی در حل معادلات، اثر ترم اینرسی مورد نظر حائز اهمیت شده و نقش مهمی در دامنه نوسانات و میرا شدن قبل از رسیدن به حالت جریان پایدار دارد. زمانیکه شیر در خروجی لوله ناگهان بسته می شود، سیال پایین دست فوراً به سمت حالت سکون پیش رفته و باعث افزایش فشار می شود. این موج فشار به تدریج به سمت ورودی لوله حرکت کرده و از آنجا که نرخ افزایش فشار در نقطه انتهایی بیشتر از نقاط بالادست آن می باشد موجب ایجاد جریان معکوس در لوله می گردد. جریان برگشتی نیز به نوبه خود سبب کاهش فشار می شود. در نتیجه نوساناتی در تغییر فشار مشاهده می گردد که به مقدار گام زمانی در محاسبات بستگی دارد.

اگرچه در نگاه اول نقش ترم اینرسی در معادله مومنتوم کم رنگ به نظر می رسد اما با بررسی کمی آن، می توان به نقش آن پی برد به گونه ای که با افزایش دبی جرمی در خطوط لوله و به تبع آن افزایش سرعت، نقش ترم اینرسی مورد نظر اهمیت بیشتری پیدا می کند. برای گام های زمانی بزرگ اثر ترم اینرسی در جریان گاز داخل لوله برای تغییرات ناگهانی مانند باز و بسته شدن شیر مهم نمی باشد. اما برای گام های زمانی کوچک این ترم نقش مهمی در دامنه نوسانات و دوره میرا شدن نوسانات برای رسیدن جریان به شرایط پایدار ایفا می کند که این موضوع در شکل (۴-۸) نشان داده شده است. جدول ۲

مقدار اعداد ماخ و رینولدز را برای شرایط باز و بسته شدن شیر نشان می دهد. همانطور که در این جدول نشان داده شده است ، مقدار اعداد ماخ و رینولدز با کاهش گام زمان افزایش می یابد. این اصطلاح اینرسی همرفت را تحت تأثیر قرار می دهد ، که باعث نوسان بیشتر می شود.

جدول ۱-۴ مقادیر عدد ماخ و رینولدز در حل مورد نظر

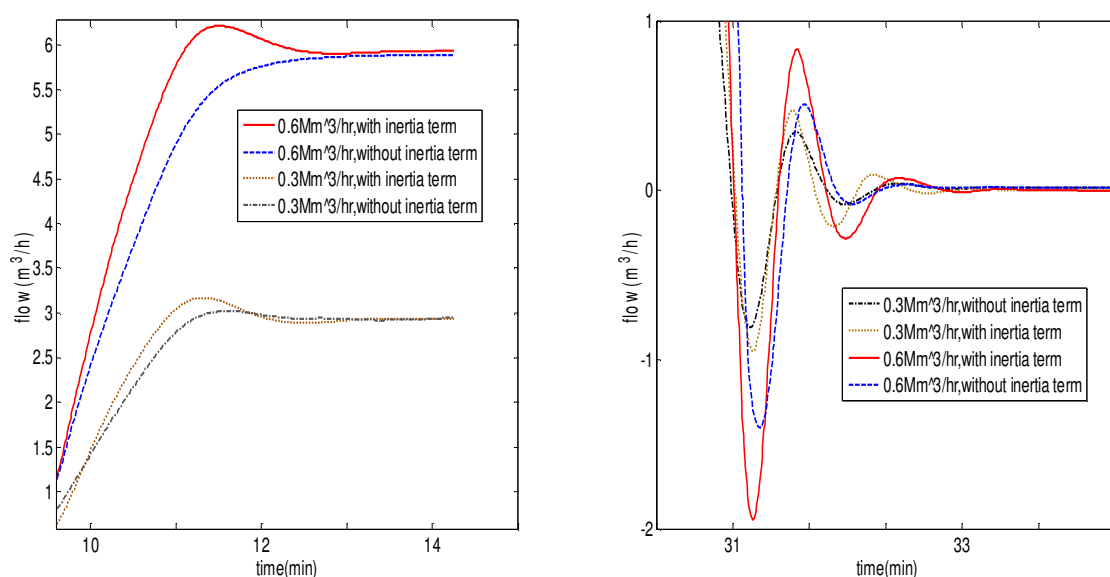
گام زمانی	بسته شدن شیر		باز شدن شیر	
	بیشترین رینولدز	بیشترین ماخ	بیشترین رینولدز	بیشترین ماخ
۱ دقیقه		۰.۰۲۱		۰.۰۲۶
۰.۱ دقیقه		۰.۰۲۲		۰.۰۲۹
۰.۰۱ دقیقه		۰.۰۲۳		۰.۰۳۲



شکل ۸-۴. اثر ترم اینرسی در رفتار جریان برای $\Delta t = 0.1 \text{ min}$

همانطور که در شکل (۸-۴) مشاهده می‌شود از ترم اینرسی در معادله مومنتوم در زمان باز و بسته شدن شیرها (تغییرات ناگهانی) نمی‌توان چشم پوشید. در زمان باز شدن شیر، سرعت گاز ناگهان زیاد شده، بنابراین ترم $\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\dot{m}^2 ZRT}{PA^2} \right)$ اهمیت بیشتری پیدا میکند. اما در فرآیند بسته شدن شیر، دبی جرمی کاهش پیدا کرده و بنابراین سرعت گاز نیز ناگهان به صفر نزدیک می‌شود. در این زمان ترم اینرسی مورد

نظر، همانطور که در شکل (۴-۸) مشاهده می‌شود حائز اهمیت نمی‌باشد. با افزایش دبی جرمی در خطوط لوله و به تبع آن افزایش سرعت، نقش ترم اینرسی مورد نظر اهمیت بیشتری پیدا می‌کند. همانگونه که در شکل (۴-۹) مشاهده می‌شود، تغییرات جریان برای دبی $0.6 \text{ Mm}^3/\text{hr}$ نسبت به $0.3 \text{ Mm}^3/\text{hr}$ در زمان باز و بسته شدن شیر بسیار قابل توجه می‌باشد. به عنوان نمونه درصد تغییرات برای دبی $0.6 \text{ Mm}^3/\text{hr}$ نسبت به $0.3 \text{ Mm}^3/\text{hr}$ تقریباً ۵ درصد بیشتر می‌باشد.

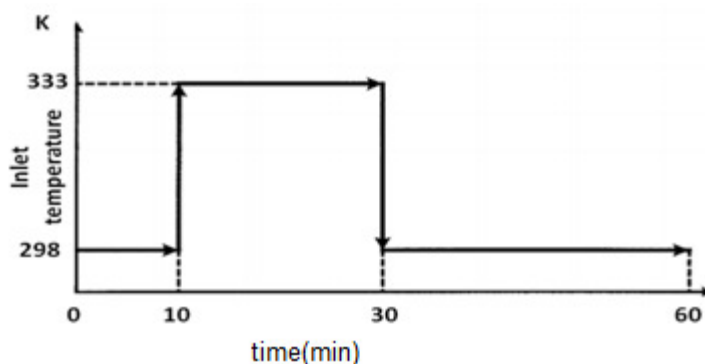


شکل ۴-۹. اثر ترم اینرسی در رفتار جریان برای دبی های متفاوت در $\Delta t = 0.1 \text{ min}$

۴-۱-۲ شرایط غیر همدمای

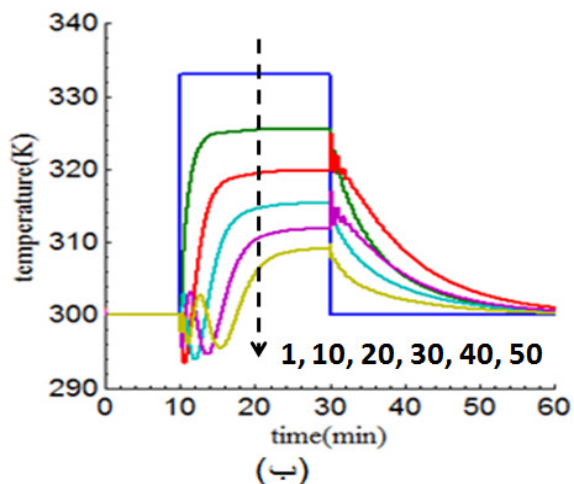
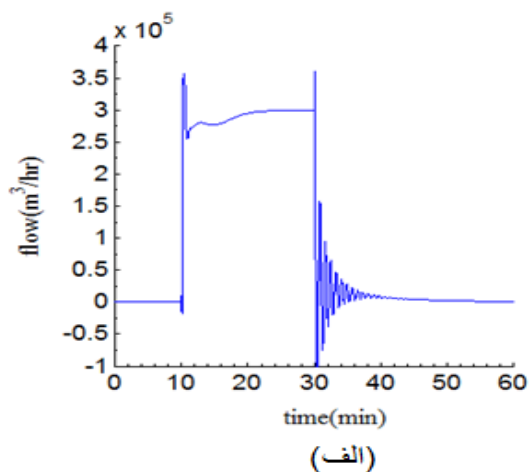
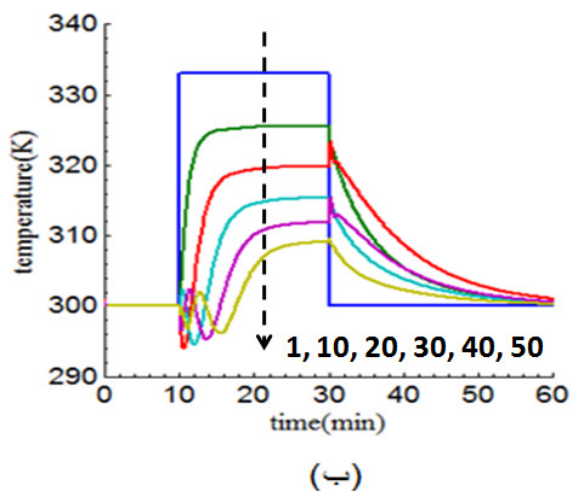
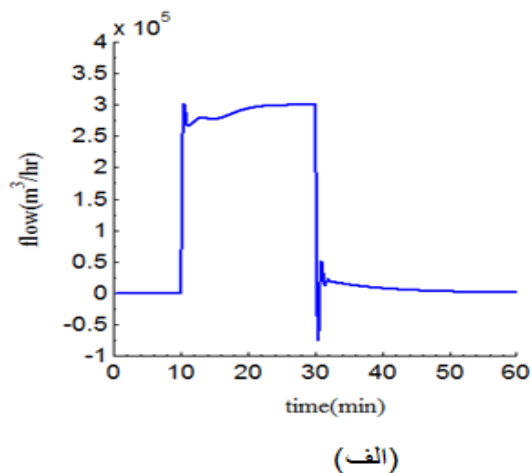
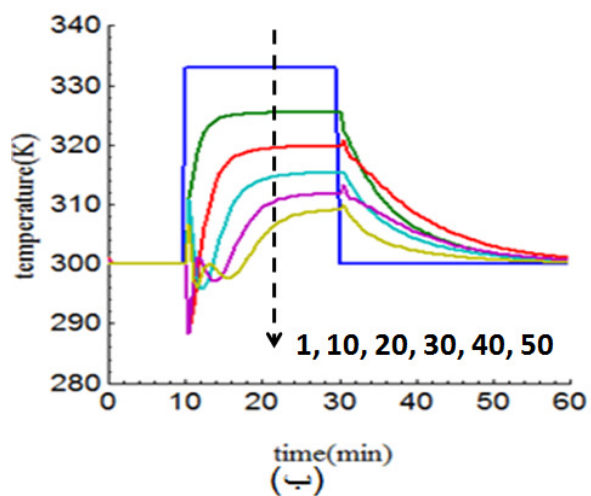
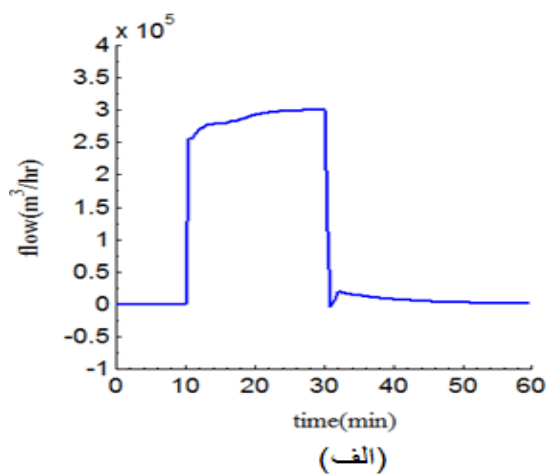
برای بررسی تغییرات دما در طول خط لوله انتقال معادله انرژی (۳-۶۰) که با معادله پیوستگی و مومنوم کوپل می‌باشد حل می‌گردد. شرایط مرزی فشار و دبی شبیه مسئله قبل بوده و شرط مرزی دما که همان دمای سیال می‌باشد، مطابق شکل (۴-۱۰) بدین صورت است که در زمان بسته بودن شیر خروجی دما در ورودی ۲۹۸ درجه کلوین و در زمان باز بودن شیر خروجی دمای ورودی ۳۳۳ درجه کلوین فرض می‌گردد. در خط لوله واقعی اگر یک کمپرسور دچار تغییرات شده یا منبع جریان از مخزنی به مخزن دیگر تغییر کند، در شرایطی که دمای گاز متفاوت است، ممکن است چنین وضعیتی ایجاد

شود. در واقع اهمیت تحلیل غیرهمدمای فقط در بازه زمانی تغییرات دمایی نمی باشد، بلکه فرض همدمایی از آن جهت دقیق نیست که دمای گاز به دلیل افت فشار ، اصطکاک و انتقال گرما هنگام عبور از طریق خط لوله ، تغییر می کند. لذا حل معادله انرژی در کنار معادلات مومنتوم و پیوستگی اهمیت دارد.

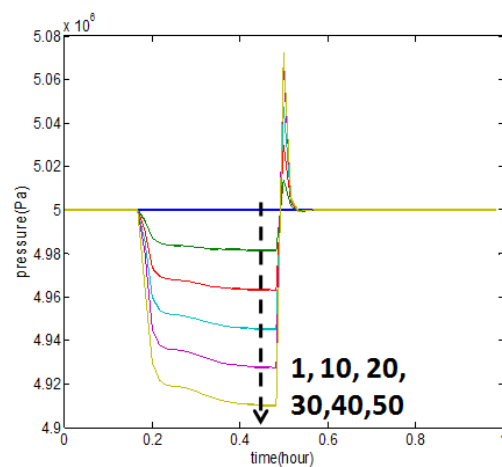
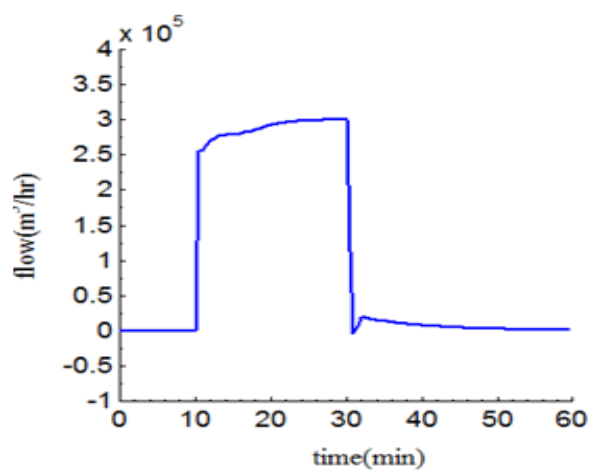


شکل ۴-۱۰. شرط مرزی دما برای مثال بخش ۳-۵-۱

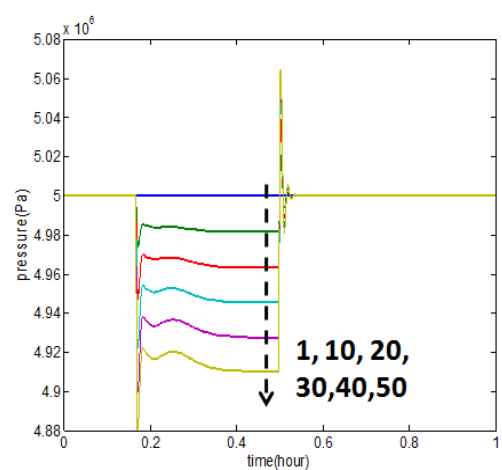
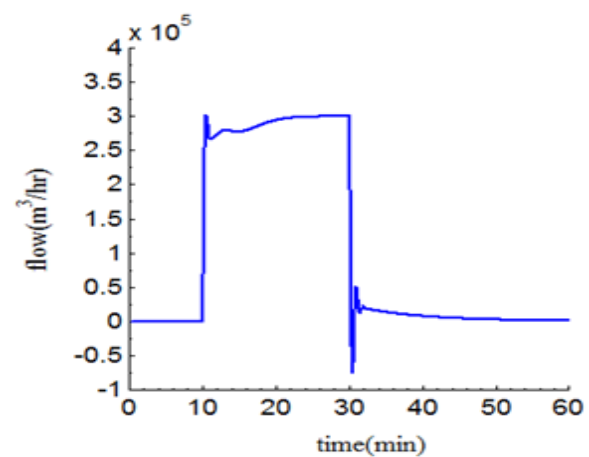
اثر شرایط غیر همدما بودن بر جریان در شکل (۴-۱۱) نمایش داده شده است. عدد رینولدز در این مسئله تقریباً ۷۲۲۰۰۰ می باشد. این شکل ها نشان می دهند که دبی به طور قابل ملاحظه ای تا رسیدن به شرایط پایدار تحت تاثیر دما می باشد و تدریجاً تا رسیدن به شرایط پایدار افزایش می یابد در حالیکه برای شرایط همدما دبی فوراً به شرط پایدار میل می کند و این به دلیل تغییرات چگالی جریان با دما می باشد. این تغییرات چگالی به تدریج از بالا دست جریان به پایین دست آن انتشار یافته و سبب تغییر در خواص دیگر جریان می شود. از این رو اثر دما برای تحلیل جریان گاز طبیعی در خط لوله با توجه به تغییرات دمایی در فصول مختلف حائز اهمیت می باشد.



شکل ۴-۱۱. دبی جریان در ورودی (الف) و توزیع دما برای گره های ۱ تا ۵۰ (ب) در شرایط غیر همدمای برای
 $\Delta t = 1min, \Delta t = 0.1min, \Delta t = 0.01min$



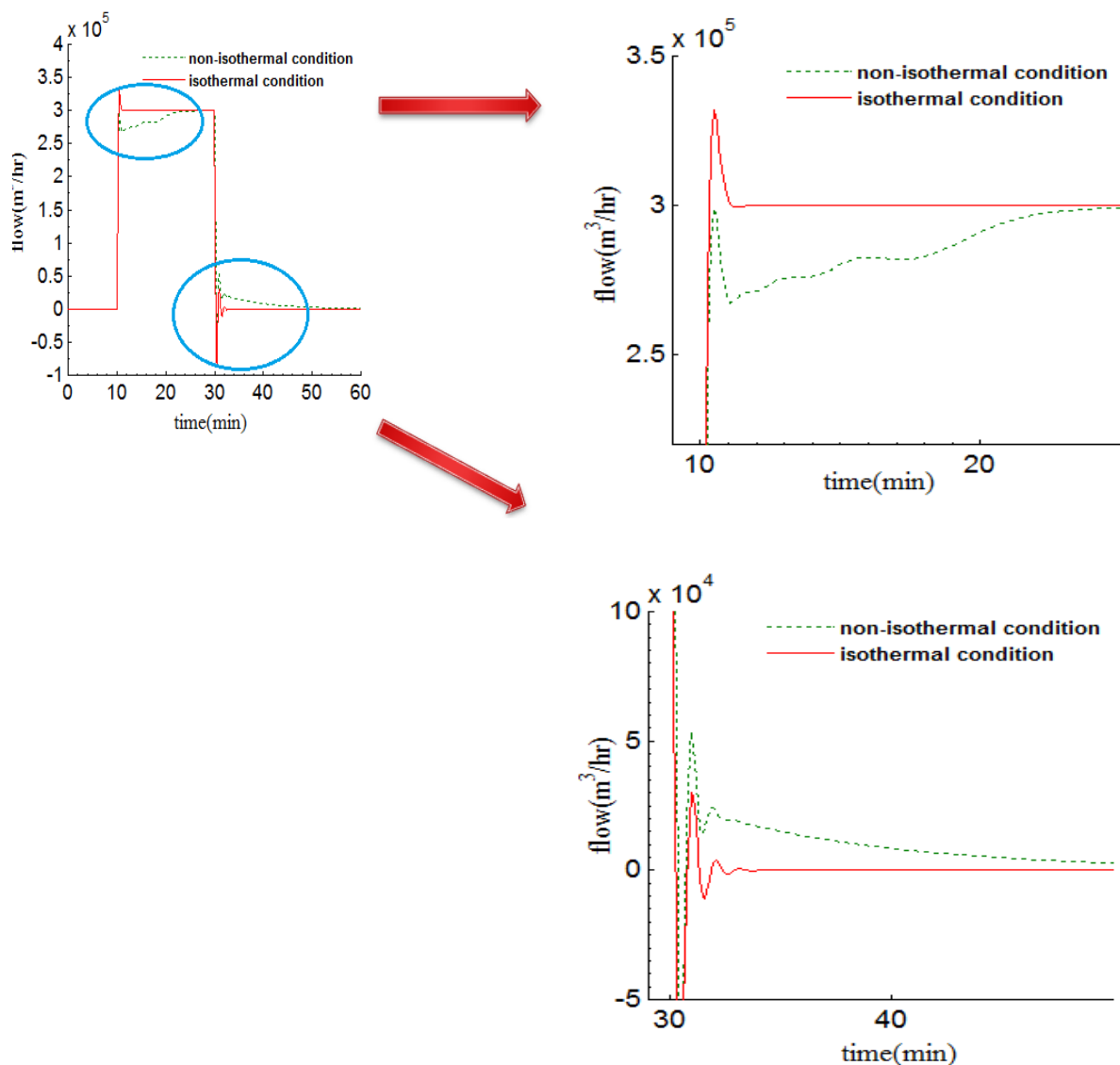
شکل ۴-۱۲. دبی جریان در ورودی و توزیع فشار در شرایط غیر همدمای برای $\Delta t = 1min$



شکل ۴-۱۳. دبی جریان در ورودی و توزیع فشار در شرایط غیر همدمای برای $\Delta t = 0.1min$

شکل (۴-۱۴) اثر استفاده از مدل غیرهمدمای بر دبی جرمی را در مقایسه با مدل همدمای نشان می‌دهد. در

شرایط غیر همدمای دبی به دلیل تغییرات چگالی با دما به صورت مجانبی به شرایط پایدار میل می‌کند.

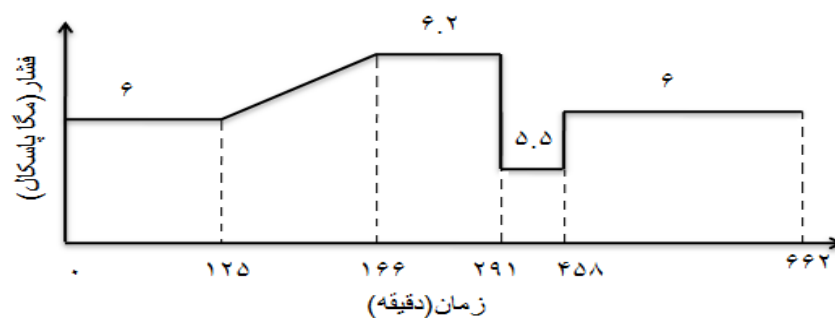


شکل ۴-۱۴. مقایسه در نظر گرفتن شرایط همدمای و غیر همدمای برای $\Delta t = 0.1 \text{ min}$

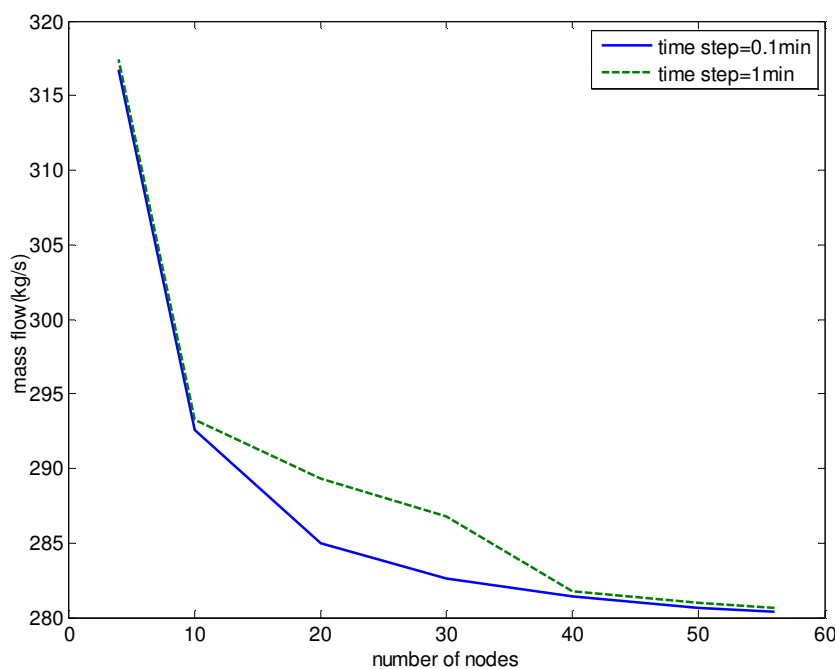
۳-۱-۴ اثر محیط بر جریان گاز طبیعی در خط لوله

در این قسمت اثر شرایط محیطی با استفاده از مدل گذرا و غیر همدمای جریان گاز طبیعی در خط لوله بررسی شده است. خط لوله فرضی به طول 50 km و قطر داخلی 50 cm برای این قسمت در نظر گرفته شده است که در ورودی آن یک رگولاتور برای تنظیم فشار وجود دارد. شرایط مرزی این مسئله عبارت است از: (۱) فشار متغیر در ورودی مطابق شکل (۴-۱۵) نشانگر شرط مرزی فشار در ورودی لوله را می باشد. اپراتور در محل پالایشگاه فشار گاز ورودی به خط را بدین صورت تغییر می دهد. در واقع این

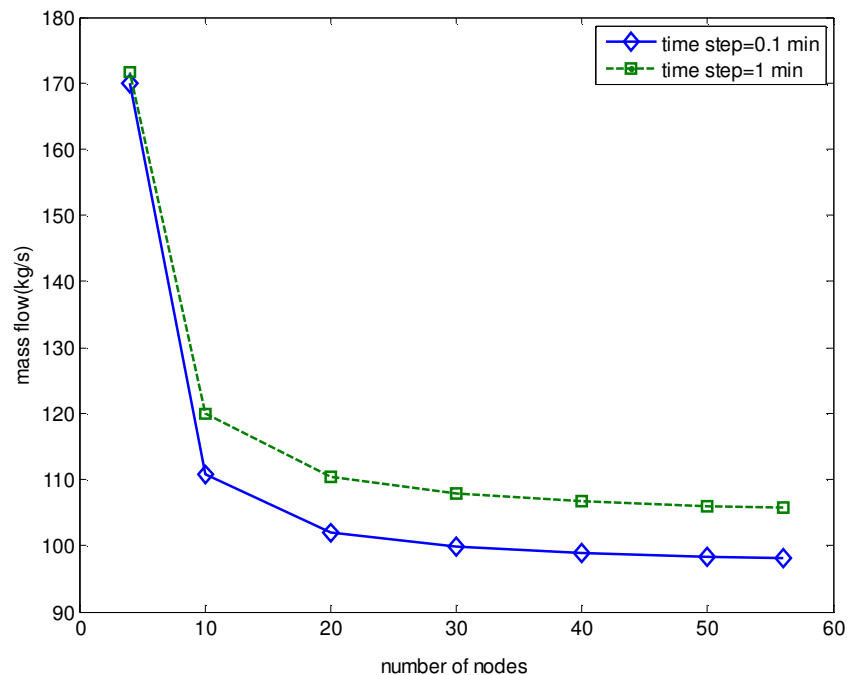
لوله یک شیر تنظیم کننده در سر خود دارد تا فشار را در گره شماره یک کنترل کند. (۲) فشار ثابت 4MPa در خروجی (۳) دمای ثابت 60°C در ورودی. شرایط مرزی محیطی در نظر گرفته شده در طول لوله عبارتند از: الف) غیر همدمای و آدیاباتیک ب) غیر همدمای با ضریب انتقال حرارت $200\text{W/m}^2\cdot\text{K}$. در حل این مسئله گام های زمانی 60s و تعداد ۵۰ گره در طول لوله در نظر گرفته شده است. استقلا از شبکه این مسئله در اشکال (۴-۱۶) و (۴-۱۷) مورد بررسی قرار گرفته است.



شکل ۴-۱۵. شرط مرزی فشار در ورودی



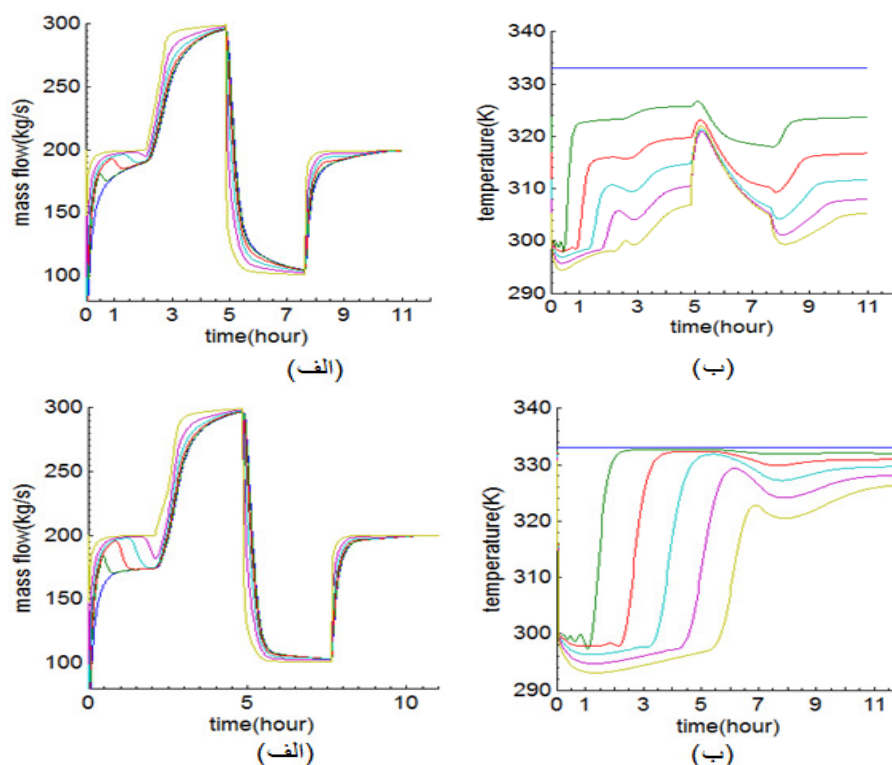
شکل ۴-۱۶. تغییرات جریان در نیمه خط لوله در زمان ۱۶۷ دقیقه برای تعداد گره های مختلف



شکل ۴-۱۷ تغییرات جریان در نیمه خط لوله در زمان ۴۵۹ دقیقه برای تعداد گره های مختلف

۴-۱-۳-۱ غیر همدم، آدیاباتیک

شکل (۴-۱۸) تغییرات دبی و دما را بر حسب زمان در گره های مختلف برای یک لوله عایق بندی شده نشان می دهد. با تغییرات دما در طول خط، چگالی جریان تغییر کرده و منجر به تغییرات دبی می شود. این تغییرات تا زمانی که دمای تمامی گره ها به مقدار ثابت برسد ادامه می یابد. دمای نهایی در هر گره مقداری پیرامون دمای ورودی می باشد زیرا انتقال حرارتی در این حالت جود ندارد.



شکل ۴-۱۸. تغییرات دبی (الف) و تغییرات دما برای گره های ۱ تا ۵۰ (ب) به ترتیب برای حالات غیرهمدم (آدیاباتیک) و غیرهمدم (غیرآدیاباتیک)

۴-۳-۱-۲ حالت غیرهمدم

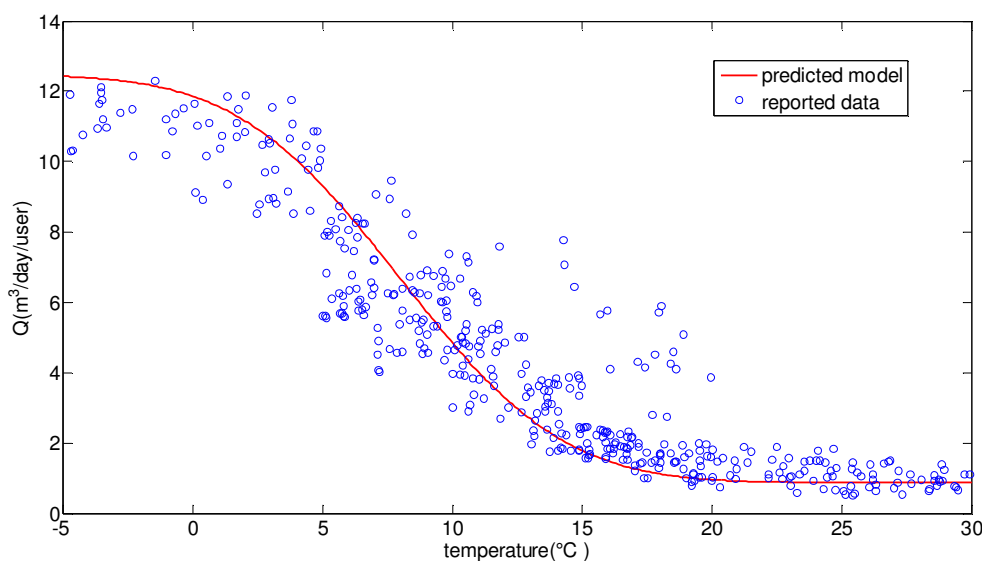
در این حالت تغییرات دبی جرمی کم و بیش شبیه حالت همدم می باشد. به دلیل انتقال حرارت پیوسته در طول لوله دمای هر گره به مقداری ثابت اما متفاوت میل می کند. در نظر گرفتن حالت غیر همدم برای شبیه سازی جریان در لوله های بین دو ایستگاه تقویت فشار نتایج دقیق تری از رفتار واقعی جریان می دهد.

نکته قابل توجه تفاوت دبی جرمی در سه حالت همدم، غیر همدم آدیاباتیک و غیرهمدم غیر آدیاباتیک می باشد که ناشی از تغییر شرایط دمایی محیط دارد. به گونه ای که برای حالت غیر همدم آدیاباتیک و غیرهمدم غیر آدیاباتیک نسبت به حالت همدم به ترتیب ۷.۸ و ۰.۶۷ درصد تغییرات را نشان می دهد. این بدان معنا می باشد که زمانیکه دمای گره ها به دمای محیط برسد استفاده از شرایط همدم قابل قبول

می‌باشد اما زمانیکه لوله در ایستگاه تقویت فشار یا بعداز آن قرار دارد استفاده از شرایط غیرهمدما نتایج دقیقتری می‌دهد. بنابراین شرایط دمایی در فصول مختلف سال و تاثیر آن را بر روی خط لوله می‌توان با انتخاب ضریب انتقال حرارت کلی مناسب در مدلسازی، مشاهده نمود. در مثال های بالا صرفا شرایط مرزی خاص مانند دمای ثابت و متغیر در ورودی مورد بررسی قرار گرفت و هدف آنها بررسی تاثیر تغییرات دما بر جریان گاز در خطوط لوله بود.

۲-۴ نتایج شبیه سازی پیش بینی افت فشار

در این قسمت شهر مشهد برای مطالعه موردی در نظر گرفته شد. داده های مربوط به میزان مصرف گاز طبیعی از گزارش های شرکت ملی گاز ایران استخراج شد که در این پژوهش مصرف خانگی و تجاری برای مدت ۷۳۰ روز رصد گردید. اطلاعات دمایی شهر مشهد نیز از گزارش های سازمان هواشناسی به دست آمد. نمودار میزان مصرف گاز طبیعی برای هر مصرف کننده بر حسب دمای متوسط روزانه در شکل (۴-۱۹) نشان داده شده است.

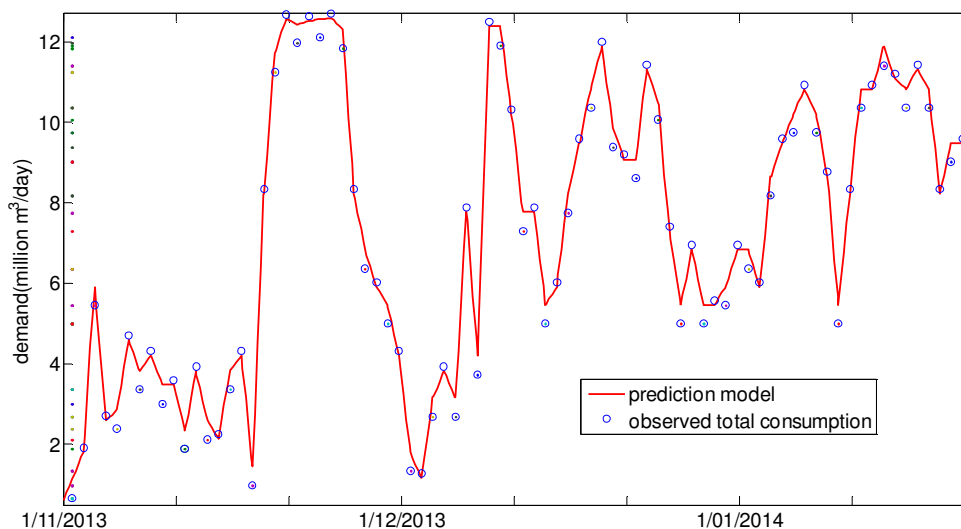


شکل ۴-۱۹. تغییرات مصرف گاز طبیعی بر واحد مصرف کننده بر حسب دما

می‌توان مشاهده کرد که تقریباً در دمای کمتر از ۱۵ درجه سانتیگراد تا حدود ۰ درجه سانتیگراد رابطه بین مصرف گاز طبیعی و درجه حرارت خطی است و مصرف گاز طبیعی به تغییرات دما پاسخ می‌دهد. با استفاده از این داده‌ها، می‌توان رابطه مصرف Q نسبت به دمای T را با تابع زیر نشان داد:

$$Q(T) = Q_0 \cdot (1.18 - \operatorname{erf}(\frac{\sqrt{2}T - T_{ref}}{\Delta T})) \quad (3-4)$$

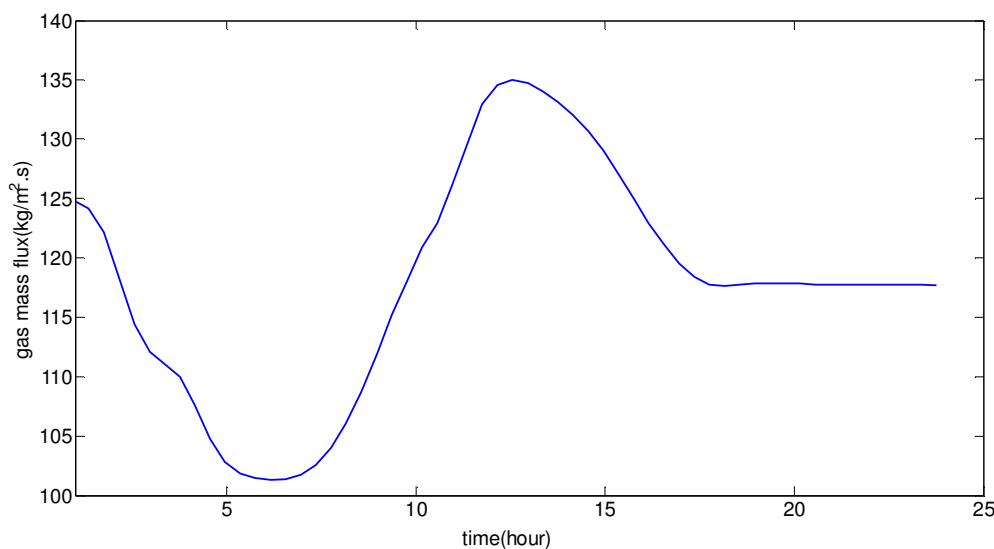
در این رابطه، تمام پارامترهای T_{ref} ، ΔT و Q_0 بستگی به منطقه مورد مطالعه دارد. این مقادیر برای شهر مشهد به ترتیب ۱۵ درجه سانتیگراد، ۱۴.۱ درجه سانتیگراد و ۵.۶۷ می‌باشند. همانطور که در شکل ۴-۱۹ دیده می‌شود، معادله (۳-۴) توصیف کافی از اطلاعات را فراهم می‌کند. شکل ۴-۲۰ مقایسه مقادیر گزارش شده مصرف گاز طبیعی با مدل پیش بینی را ارائه می‌دهد. فاصله زمانی که در این نمودار نشان داده می‌شود، فصل پاییز است. همانطور که مشاهده می‌شود، مقادیر پیش بینی شده و گزارش شده (اندازه گیری شده) بسیار به هم نزدیک می‌باشند.



شکل ۴-۲۰. مقایسه مصرف واقعی گاز طبیعی با مدل پیش بینی شده

۳-۴ صحت سنجی روش شبیه سازی

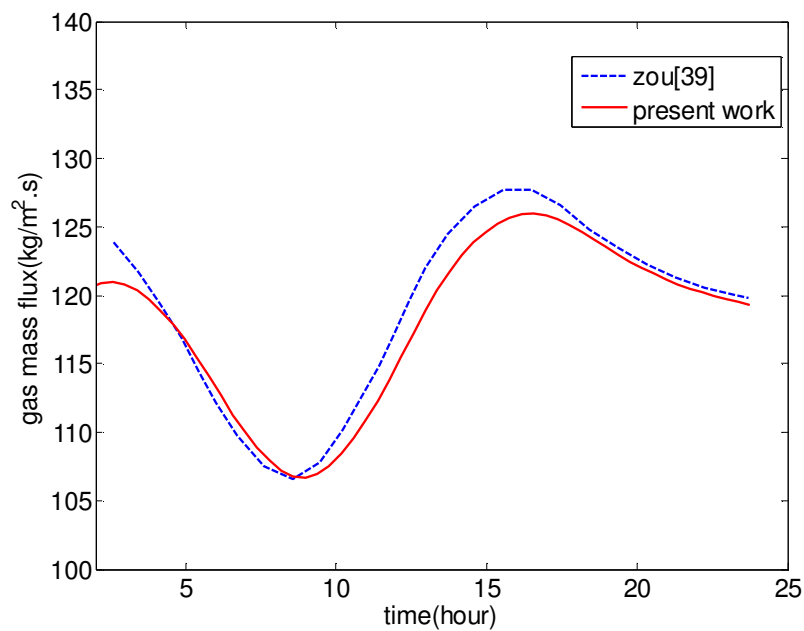
یک خط لوله گاز واقعی با طول ۷۲.۲۵۹ کیلومتر و قطر ۰.۲ متر به عنوان مدل آزمایشی در نظر گرفته شد. این مدل آزمایشی توسط ژو [۳۹] مورد بررسی قرار گرفته و اطلاعات تجربی آن در دسترس است. این خط لوله گاز طبیعی با وزن مخصوص ۰.۶۷۵ را در دمای ۱۰ درجه سانتیگراد انتقال می‌دهد. ویسکوزیته دینامیکی گاز $1.018 \times 10^{-5} \text{ N.s / m}^2$ و زبری لوله ۰.۶۲ میلی متر است. شرط مرزی، در ورودی خط لوله، فشار ثابت گاز بوده، و در خروجی دبی جرمی گاز خط لوله در طول یک چرخه ۲۴ ساعت متناسب با تقاضای مصرف کننده مطابق شکل ۴-۲۱ تغییر می‌کند.



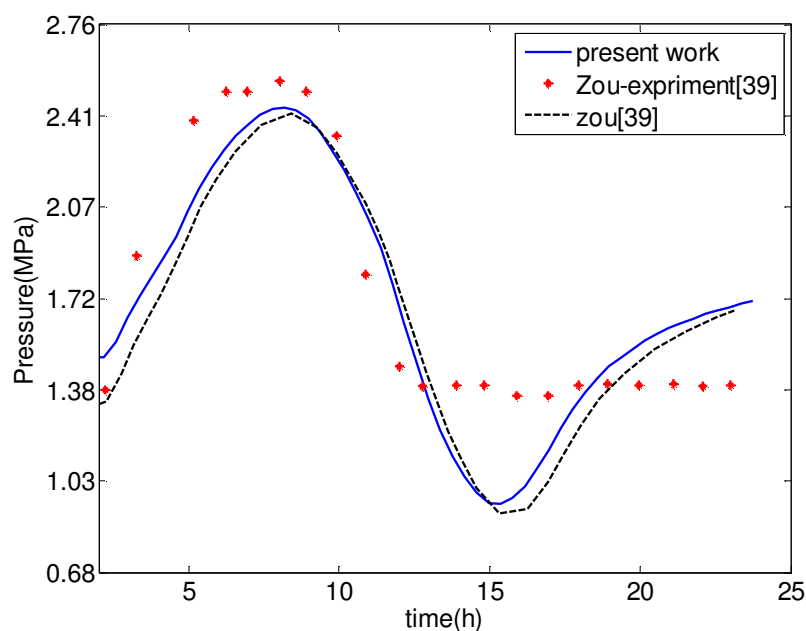
شکل ۴-۲۱. شرط مرزی دبی در خروجی

شکل ۴-۲۲ و شکل ۴-۲۳ مقایسه نتایج حاصل از مدل حاضر برای دبی جریان گاز در ورودی و مقدار فشار در خروجی خط لوله را با داده های تجربی و مطالعات دیگر محققان نشان می‌دهد. درصد کمی اختلاف بین نتایج این پژوهش و نتایج حاصل از کار دیگران وجود دارد. هنگامی که این نتایج با داده

های تجربی مقایسه می‌شود (شکل ۴-۲۲)، به نظر می‌رسد که تمام این روش‌ها دارای تفاوت‌های مشابه هستند.



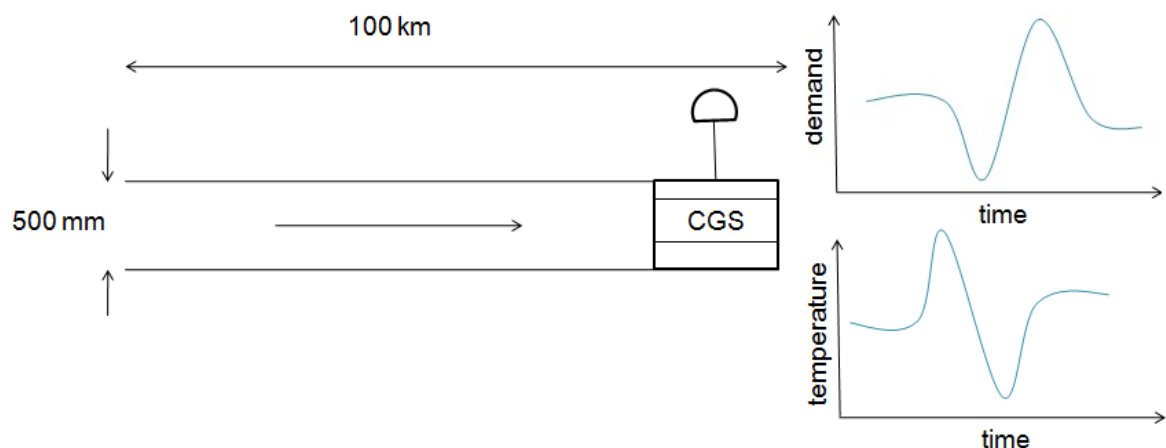
شکل ۴-۲۲. مقایسه نتیجه کار حاضر و کار ژو [۳۹] برای دبی جرمی ورودی



شکل ۴-۲۳. مقایسه نتیجه کار حاضر و کار ژو [۳۹] برای فشار خروجی

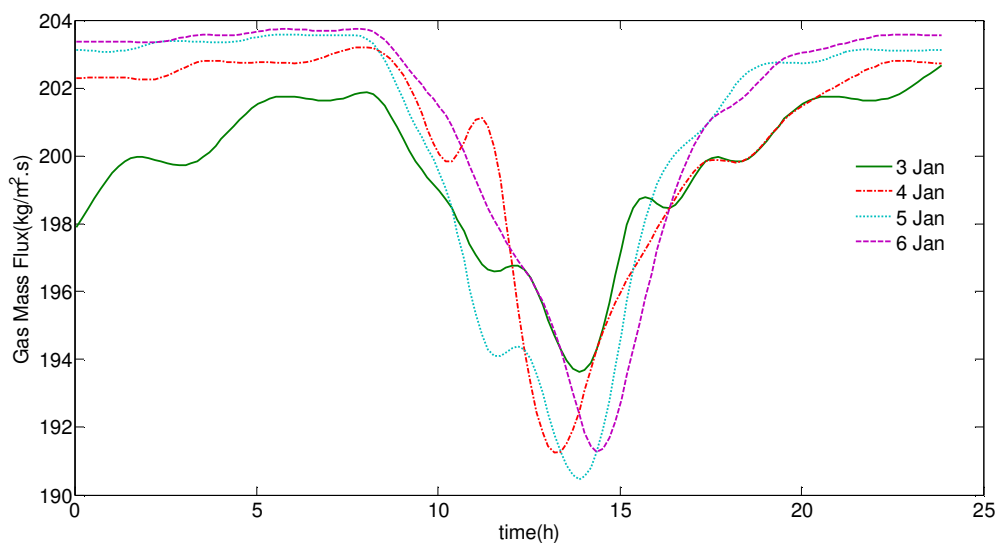
۴-۴ مدلی برای پیش بینی افت فشار

در این بخش، یک خط لوله گاز ساده از پالایشگاه گاز طبیعی خانگیران تا ایستگاه تقلیل فشار گاز شهر مشهد (CGS) در نظر گرفته شده است. طول خط لوله ۱۰۰ کیلومتر، قطر آن ۵۰۰ میلی متر و زبری ۰.۰۱۵ میلی متر است. چگالی و وزن مخصوص گاز به ترتیب ۰.۷ کیلوگرم بر متر مکعب و ۰.۶ است.



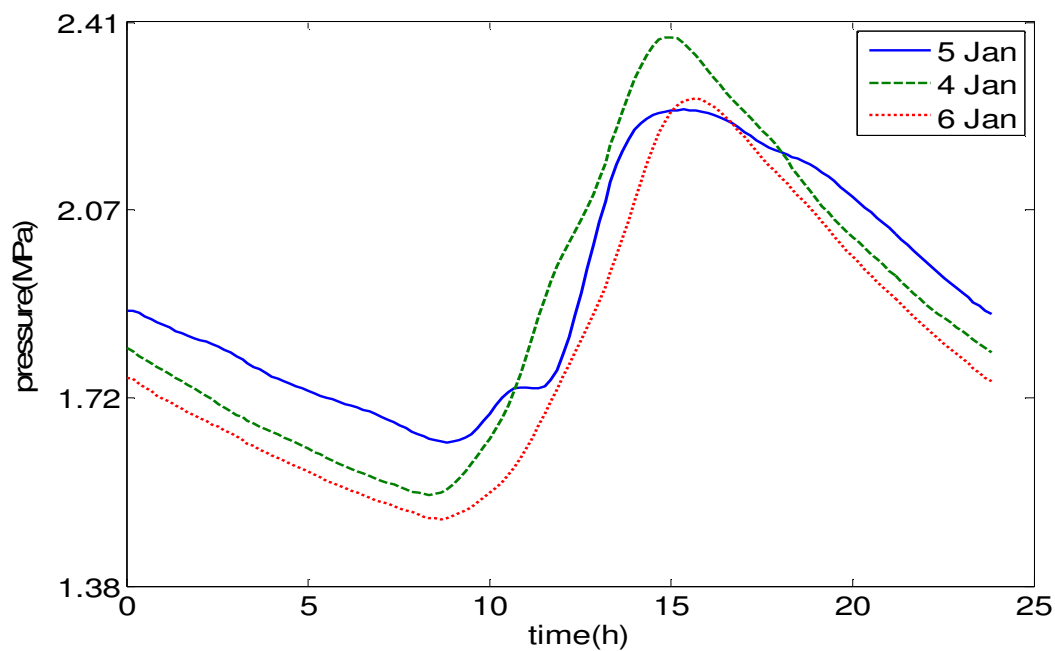
شکل ۴-۲۴. نمایی از خط لوله مورد نظر و شرایط در بخش مصرف کننده

فشار در خروجی پالایشگاه ۷.۵ MPa و ثابت است. در خروجی CGS مصرف گاز طبیعی با تغییرات دما تغییر می‌کند. با استفاده از دمای گزارش شده توسط ایستگاه های هواشناسی شهر مشهد و استفاده از معادله (۳-۴) میزان مصرف روزانه گاز طبیعی برای شهر مشهد در طی چند ماه محاسبه گردید. شکل (۴-۲۵).

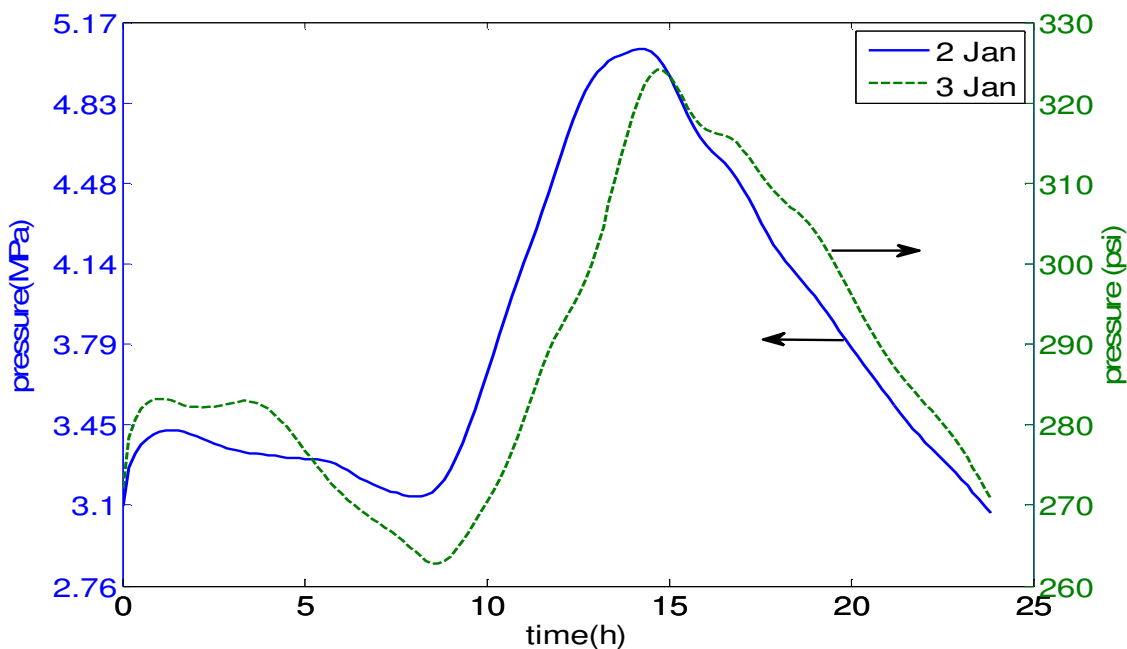


شکل ۴-۲۵. مصرف گاز طبیعی شهر مشهد، برای چند روز به عنوان نمونه

با حل معادلات (۱-۴ و ۲-۴) با توجه به شرایط مرزی ذکر شده در ابتدا و انتهای خط لوله، تغییرات فشار در ایستگاه CGS مشهود در شکل ۲۶-۴ و ۲۷-۴ نشان داده شده است. حال، با استفاده از نتایج بدست آمده برای فشار، افت فشار در خط لوله بر اساس شرایط دمایی در منطقه مصرف کننده به دست می‌آید.



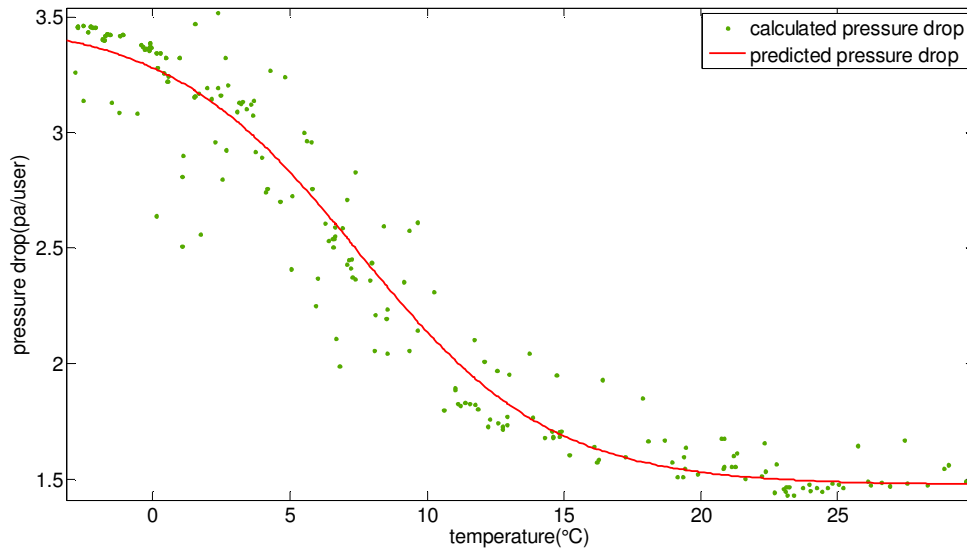
شکل ۲۶-۴. فشار خروجی ایستگاه CGS برای چند روز به عنوان نمونه



شکل ۴-۲۷. فشار خروجی ایستگاه CGS برای چند روز به عنوان نمونه

نتایج افت فشار برای چهار ماه در چهار فصل مختلف در بازه زمانی دو سال، محاسبه و در شکل ۴-۲۸ بر حسب درجه حرارت نشان داده شده است. می‌توان دید که این داده‌ها رفتاری مشابه با تغییرات مصرف گاز طبیعی نسبت به درجه حرارت دارند، بنابراین میتوان از مدلی مشابه مدل پیش بینی مصرف گاز طبیعی برای تخمین میزان افت فشار بر حسب دما استفاده نمود. مدل پیش بینی افت فشار در ورودی ایستگاه تقلیل فشار شهر مشهد در شکل ۴-۲۶ نشان داده شده و مطابق معادله زیر می‌باشد:

$$\Delta P_T (Pa) = 0.17 \times Q \cdot (2.46 - \tanh(\frac{2T - T_{ref}}{\Delta T})) \quad (4-4)$$



شکل ۴-۲۸. تغییرات افت فشار بر واحد مصرف کننده بر حسب دما

همانطور که انتظار می‌رود و در شکل ۴-۲۸ دیده می‌شود، افت فشار برای هر کاربر با افزایش دمای منطقه مصرف، کاهش می‌یابد و برعکس، به طوری که در دماهای بالاتر از ۱۵ درجه سانتی گراد به دلیل عدم وجود وسایل گرمایشی، افت فشار تقریباً ثابت و برای دمای کمتر از ۱۵ درجه سانتی گراد تقریباً به طور خطی تغییر می‌کند.

۵-۴ نتایج بی بعد سازی

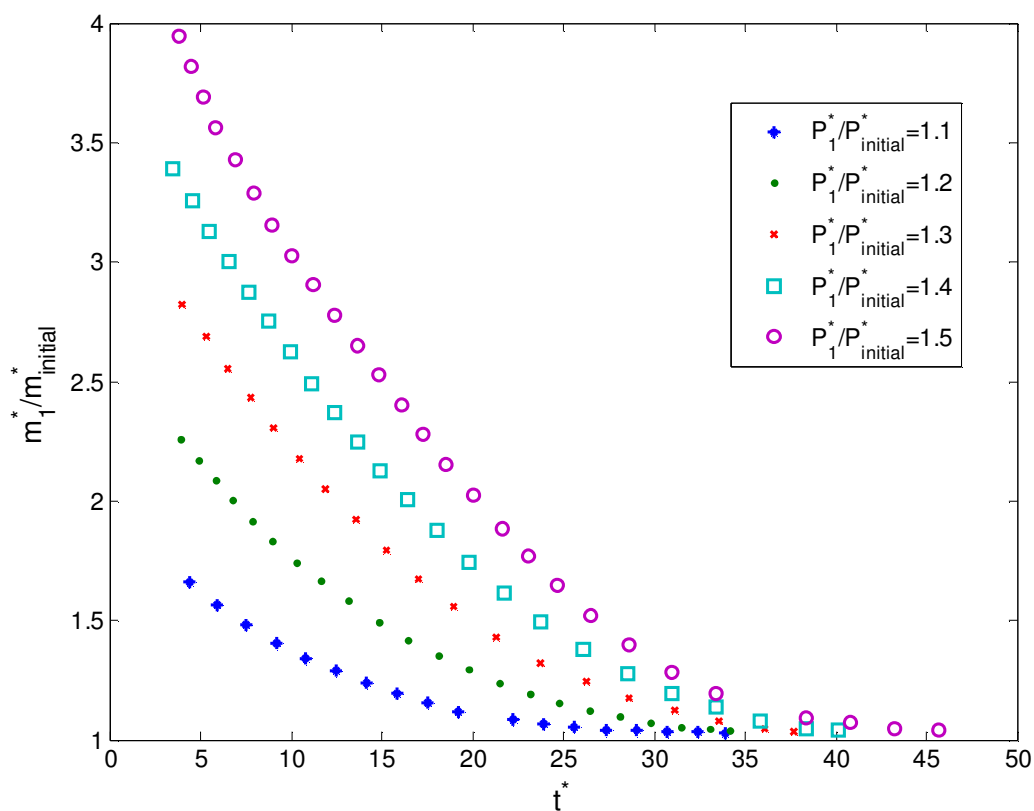
بنابراین همانگونه که ملاحظه می‌گردد رفتار ذخیره کردن و یا تخلیه خط لوله تنها به پارامتر $\frac{fL}{D}$ بستگی دارد. شرایطی که برای اپراتور جهت ذخیره و یا تخلیه خط لوله وجود دارد، می‌تواند با تغییر دو پارامتر فشار و یا دبی در هر دو قسمت ورودی و یا خروجی خط لوله حاصل گردد. بالابردن فشار و یا دبی در ورودی خط لوله موجب ذخیره و فشرده شدن گاز و کاهش فشار خروجی یا افزایش دبی خروجی سبب تخلیه خط لوله گاز طبیعی می‌شود که در این قسمت دو حالت در نظر گرفته شده است:

جدول ۲-۴ شرایط مربوط به ذخیره و تخلیه خط لوله

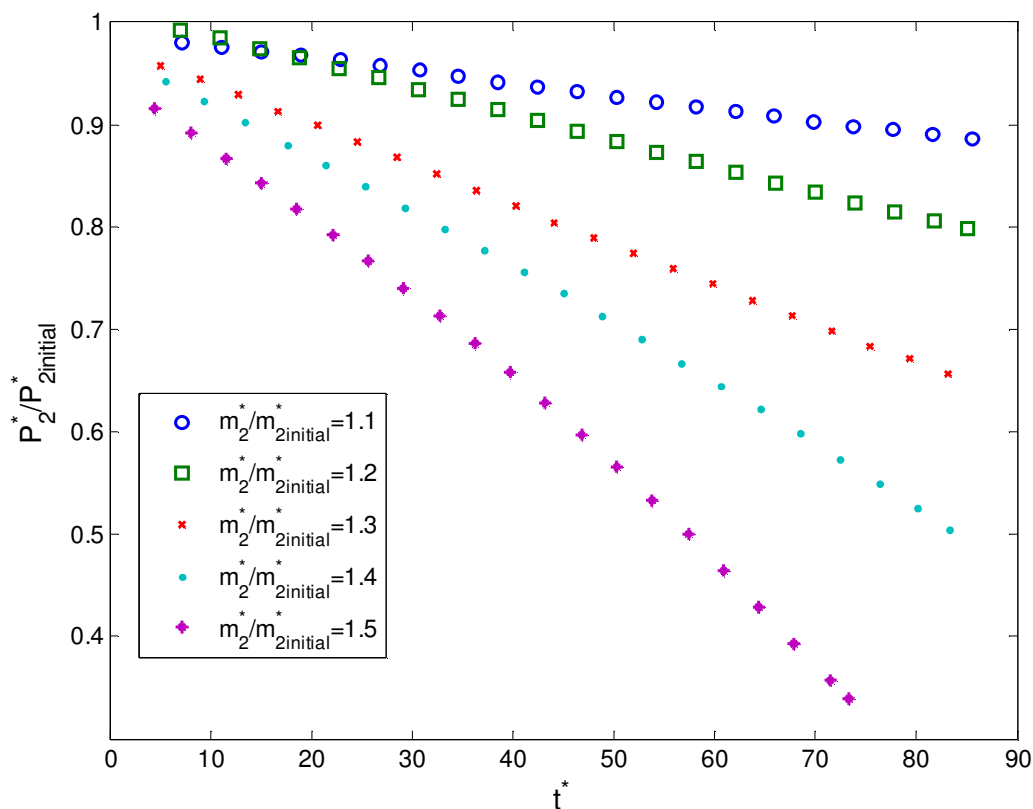
محدودیت	شرایط متغیر	شرایط ثابت	فرآیند
ماکزیمم فشار ورودی P_{in}	فشار ورودی P_{in}	دبی خروجی $\dot{m}_{out}$	ذخیره
مینیمم فشار خروجی P_{out}	دبی خروجی $\dot{m}_{out}$	دبی ورودی $\dot{m}_{in}$	تخلیه

در این بخش نتایج حل عددی معادلات (۳-۹۳) و (۳-۹۴) برای مقدار $\frac{fL}{D} = 1500$ نشان داده شده

است.



شکل ۲۹-۴. تغییرات دبی ورودی بی بعد بر حسب زمان بی بعد در مقادیر مختلف فشار بی بعد ورودی برای حالت ذخیره



شکل ۳-۴. تغییرات فشار بی بعد بر حسب زمان بی بعد در مقادیر مختلف دبی بی بعد خروجی برای حالت تخلیه

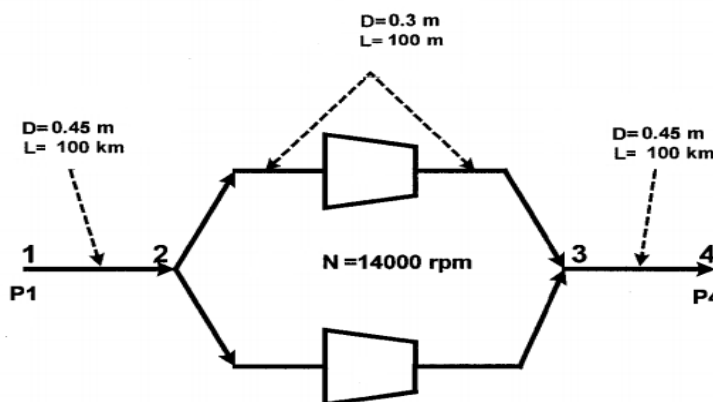
به عنوان مثال یک اپراتور در نظر دارد یک خط لوله را با افزایش دبی خروجی به میزان ۱.۵ برابر حالت معمول، تخلیه نماید. شرط انجام این عمل عدم کاهش فشار خروجی تا ۷۰ درصد مقدار جاری می باشد. با استفاده از نمودار ۳۰-۴ زمان بی بعد برای این عملیات حدود ۳۳ تعیین می شود. بنابراین اگر برای مثال $\sqrt{ZRT} = 445$ و طول خط لوله ۱۰۰ کیلومتر باشد حداکثر مدت این عملیات برابر است با $t = \frac{t^*L}{\sqrt{ZRT}} = 2.06h$. یعنی اپراتور حدود ساعت فرصت دارد تا ایت عملیات را انجام دهد و اگر این زمان افزایش یابد موجب عدم ارضای شرط بیشترین کاهش فشار در خروجی خط لوله می شود.

۶-۴ نتایج شبیه سازی ایستگاه تقویت فشار

مشخصات هر خط از قبیل قطر و طول لوله در شکل ها مشخص گردیده است. زبری مطلق نیز 1.5×10^{-5} لحاظ گردیده است.

۱-۶-۴ دو کمپرسور همسان

شرایط مرزی و مشخصات کمپرسورها برای ایستگاهی با دو کمپرسور مشابه در شکل (۴-۳۱) نشان داده شده است. این ایستگاه کمپرسور بین دو خط لوله با طول ۱۰۰ کیلومتر واقع شده است و شرایط مرزی آن به این ترتیب است که فشار و دمای جریان ورودی در بالادست و فشار در پایین دست خط لوله ثابت و مشخص می باشد. شرط دیگر در این شبیه سازی سرعت ثابت کمپرسورها قرار داده شده است. ضرایب نقشه عملکرد کمپرسورها برای این شبیه سازی مطابق جدول (۴-۳) می باشد.

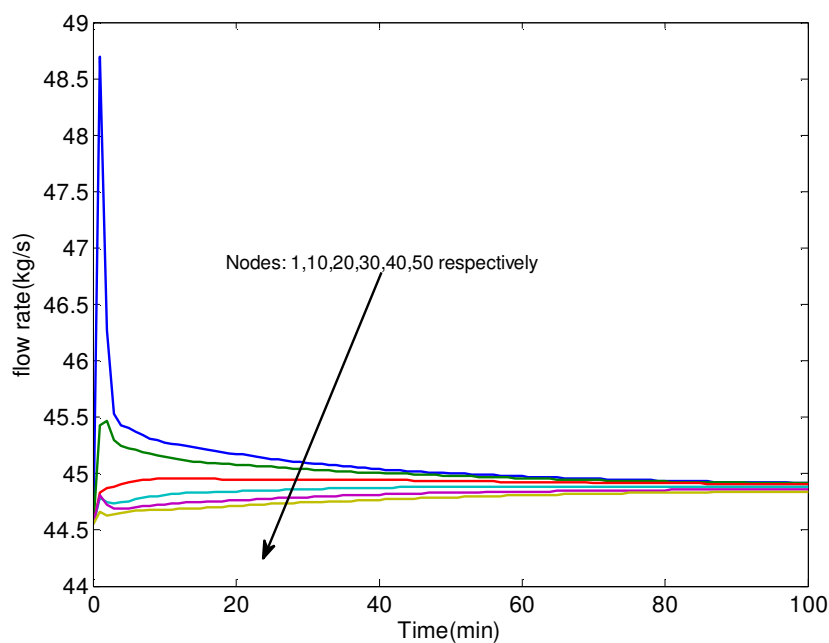


شکل ۴-۳۱. یک ایستگاه تقویت فشار با دو کمپرسور همسان

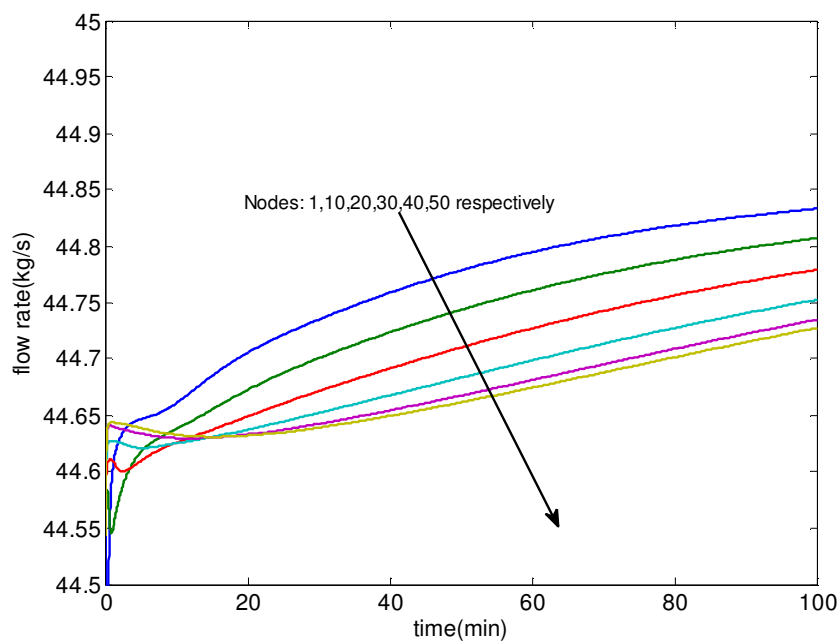
جدول ۴-۳. ضرایب معادلات ۳-۸۶ و ۳-۸۷ برای کمپرسورهای مورد استفاده

ضریب	a_1	a_2	a_3	a_4	a_5	a_6
مقدار	$0.35e - 4$	$0.1e - 2$	$-0.48e - 4$	۱۷.۲۷	۹۱۶.۶۴	-۳۳۵۰.۸

شکل (۴-۳۲) نرخ دبی جرمی جریان را در نقاط مختلف خط لوله ورودی به ایستگاه تقویت فشار نشان می‌دهد. همانگونه که در شکل نیز دیده می‌شود، بعد از طی مدت زمانی دبی جریان در نقاط مختلف خط لوله به دلیل پایداری جرم به حالت پایدار میرسد. در مورد دبی جریان در خط لوله خروجی از ایستگاه نیز به همین ترتیب بعد از مدتی حالت پایدار پدید می‌آید.

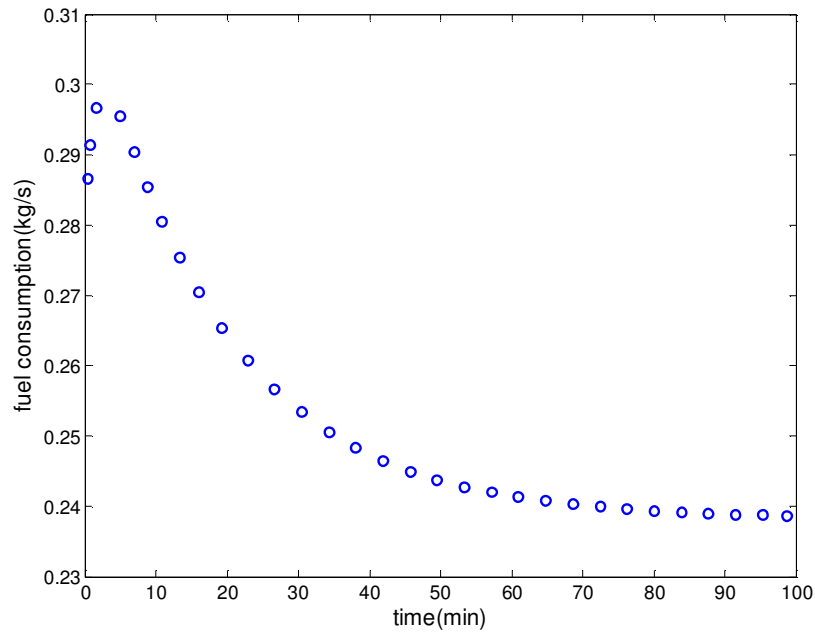


شکل ۴-۳۲. دبی جرمی در خط لوله ورودی به ایستگاه تقویت فشار



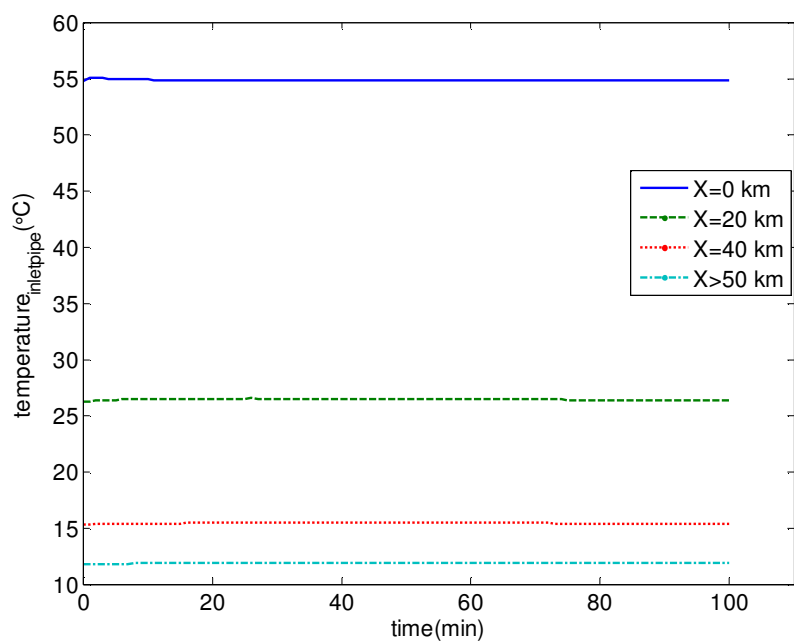
شکل ۴-۳۳. دبی جرمی در خط لوله خروجی از ایستگاه تقویت فشار

شکل (۴-۳۴) مصرف سوخت ایستگاه تقویت فشار را نشان می‌دهد که از اختلاف دبی جریان گاز در قبل و بعد از ایستگاه بدست آمده است.

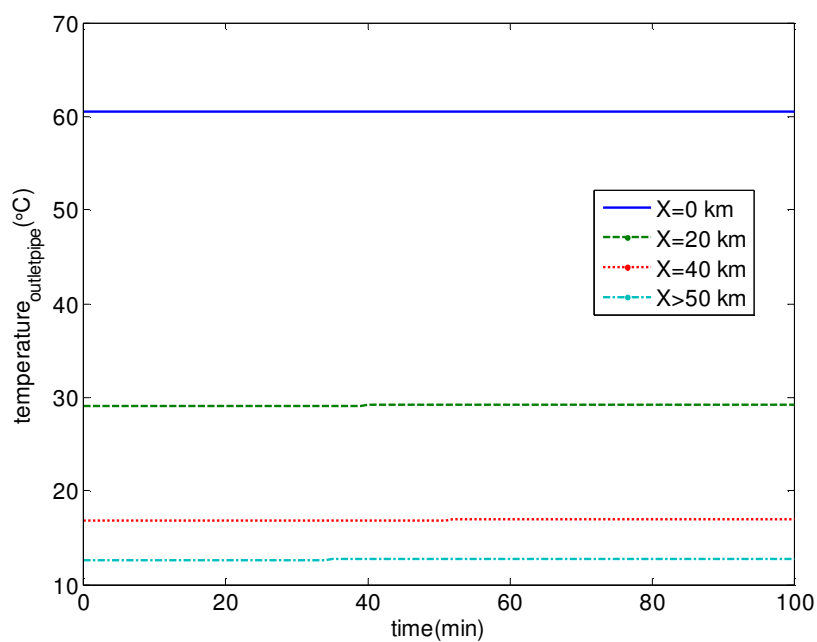


شکل ۴-۳۴. مصرف سوخت ایستگاه کمپرسور

مقادیر دما برای خط لوله های قبل و بعد از ایستگاه در شکل های (۴-۳۵ و ۴-۳۶) نشان داده شده است. مقادیر دمایی متفاوت در بخش های هر خط لوله نتیجه انتقال حرارت با محیط و پایداری انرژی می باشد. همانطور که در نمودار مشاهده می شود بعد از طی مسافتی دمای گاز به دمای محیط رسیده و ثابت می ماند. با استفاده از این مدل می توان دما در خروجی کمپرسورها را که پارامتر مهمی برای تخصیص یک سیستم خنک ساز می باشد را بدست آورد.



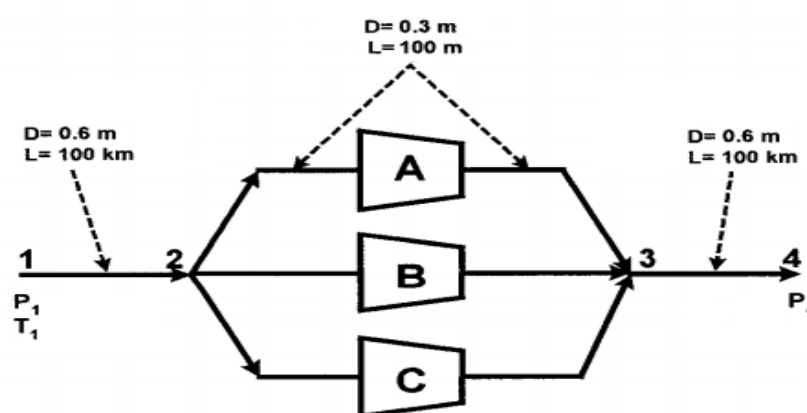
شکل ۴-۳۵. توزیع دما در خط لوله ورودی به ایستگاه



شکل ۴-۳۶. توزیع دما در خط لوله خروجی از ایستگاه

۴-۶-۲ شبیه سازی ایستگاه تقویت فشار با سه کمپرسور متفاوت

با توجه به اینکه در هر ایستگاه تقویت فشار تعداد کمپرسورها و نیز شرایط مرزی ممکن است متفاوت باشد، این شبیه سازی انجام گرفته است. نمایی فرضی از یک ایستگاه تقویت فشار با سه کمپرسور متفاوت در شکل (۴-۳۷) نشان داده شده است. ایستگاه تقویت فشار بین دو خط لوله ۱۰۰ کیلومتری واقع شده است. ضرایب مربوط به نقشه عملکرد هر کمپرسور در جدول (۴-۴) نشان داده شده است.



شکل ۴-۳۷. یک ایستگاه تقویت فشار با ۳ کمپرسور متفاوت

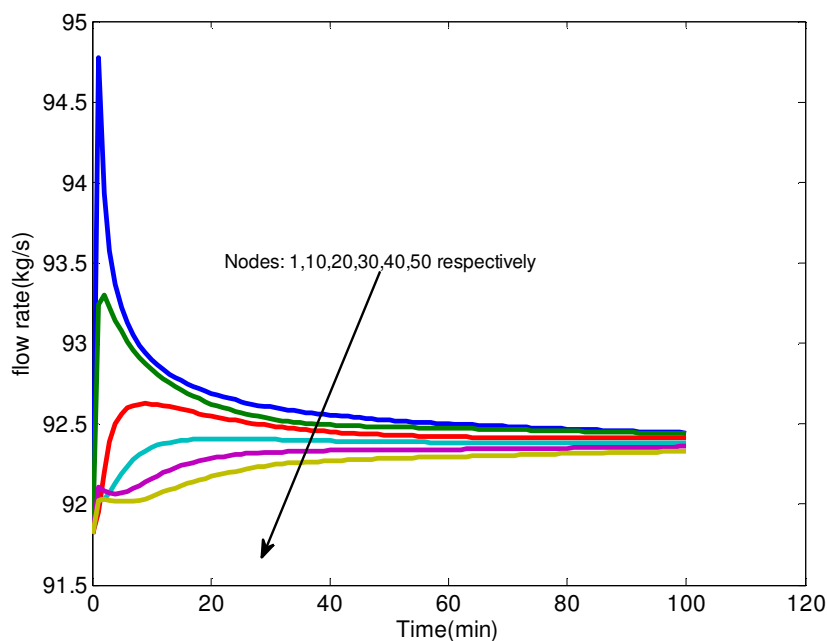
جدول ۴-۴. ضرایب معادلات ۳-۸۶ و ۳-۸۷ برای کمپرسورهای مورد استفاده

ضریب	a_1	a_2	a_3	a_4	a_5	a_6
A	$0.35e-4$	$0.1e-2$	$-0.48e-4$		۹۱۶.۶۴	-۳۳۵۰.۸
B	$0.34e-4$	$0.18e-2$	$-0.79e-4$	۲۳.۰۲	۶۱۲.۰۸	-۱۶۶۲.۶۴
C	$0.29e-4$	$0.25e-2$	$-0.97e-4$	۱۹	۶۳۲.۵۳	-۱۶۹۵.۸۶

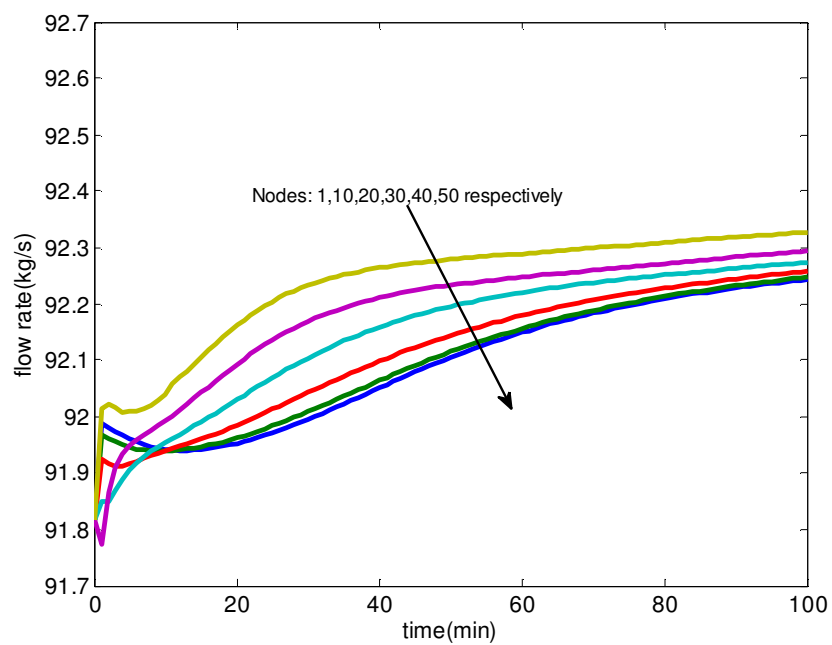
شرایط مرزی به صورت فشار و دمای ثابت در ابتدای خط لوله ورودی به ایستگاه و فشار ثابت در انتهای خط لوله خروجی از ایستگاه می‌باشد. شرط مرزی دیگر سرعت ثابت برای هر کمپرسور مطابق ذیل می‌باشد:

$$N_A = 14000, N_B = 13000, N_C = 12000$$

شکل (۴-۳۸) نرخ دبی جرمی جریان را در نقاط مختلف خط لوله ورودی به ایستگاه تقویت فشار نشان می‌دهد. همانگونه که در شکل نیز دیده می‌شود، بعد از طی مدت زمانی دبی جریان در نقاط مختلف خط لوله به دلیل پایداری جرم به حالت پایدار می‌رسد. در مورد دبی جریان در خط لوله خروجی از ایستگاه نیز به همین ترتیب بعد از مدتی حالت پایدار پدید می‌آید.

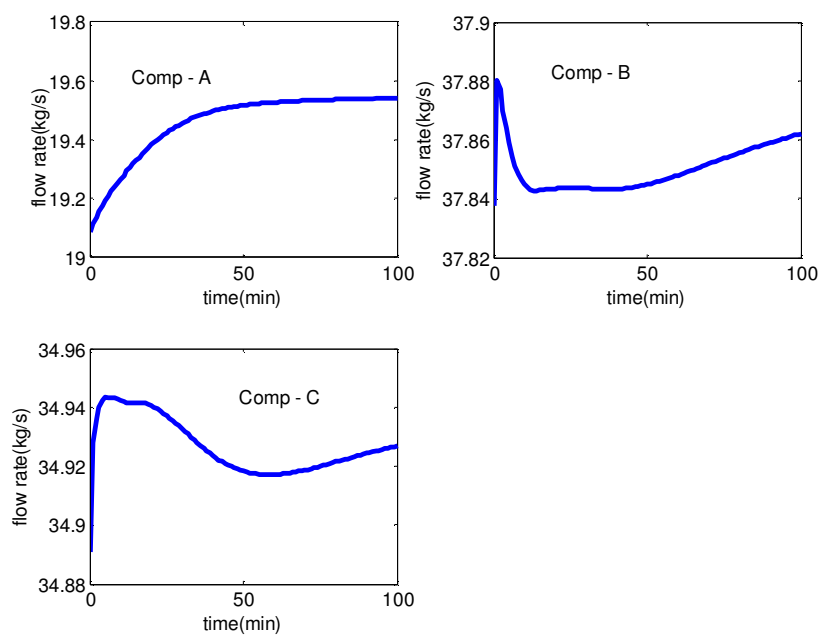


شکل ۴-۳۸. دبی جرمی در خط لوله ورودی به ایستگاه تقویت فشار



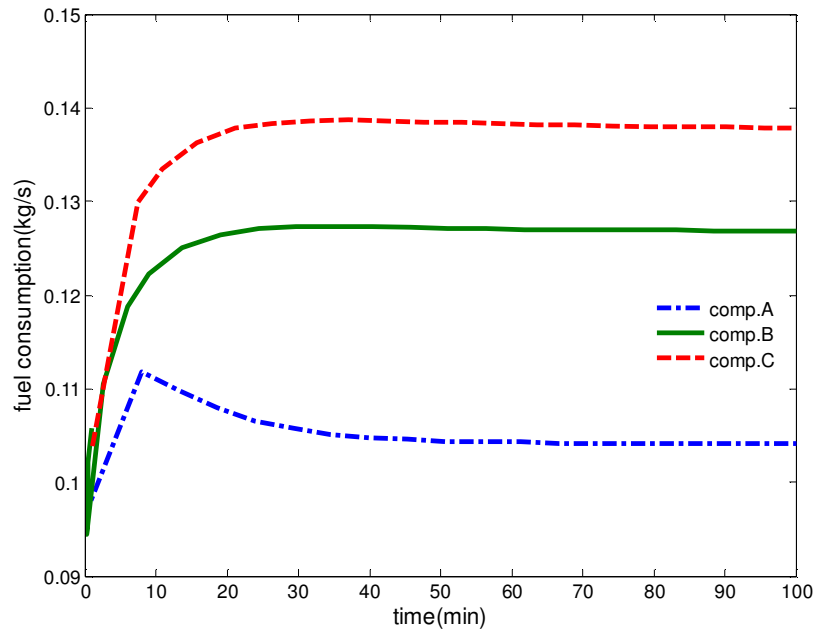
شکل ۴-۳۹. دبی جرمی در خط لوله خروجی از ایستگاه تقویت فشار

از آنجاییکه کمپرسورهای مورد شبیه سازی متفاوت می باشند لذا دبی جرمی در هر کمپرسور متفاوت و مطابق شکل (۴-۴۰) می باشد.



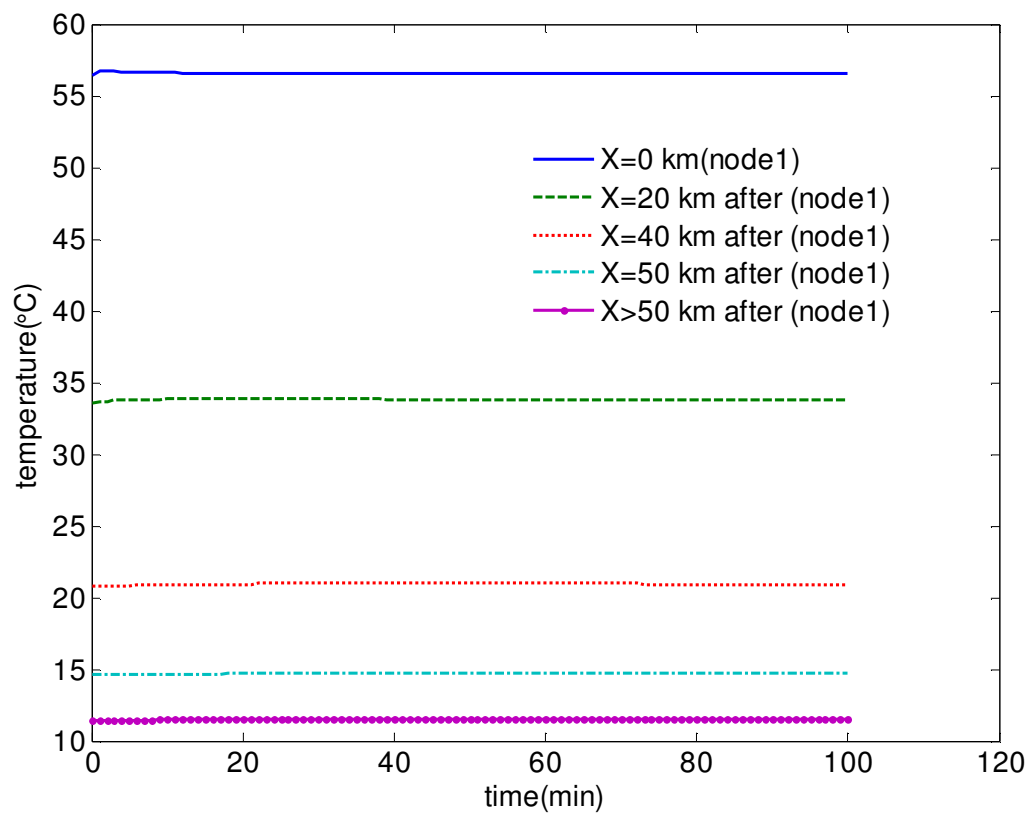
شکل ۴-۴۰. دبی جرمی در هر کمپرسور

شکل (۴-۴۱) مصرف سوخت ایستگاه تقویت فشار را نشان می‌دهد که از اختلاف دبی جریان گاز در قبل و بعد از ایستگاه بدست آمده است.

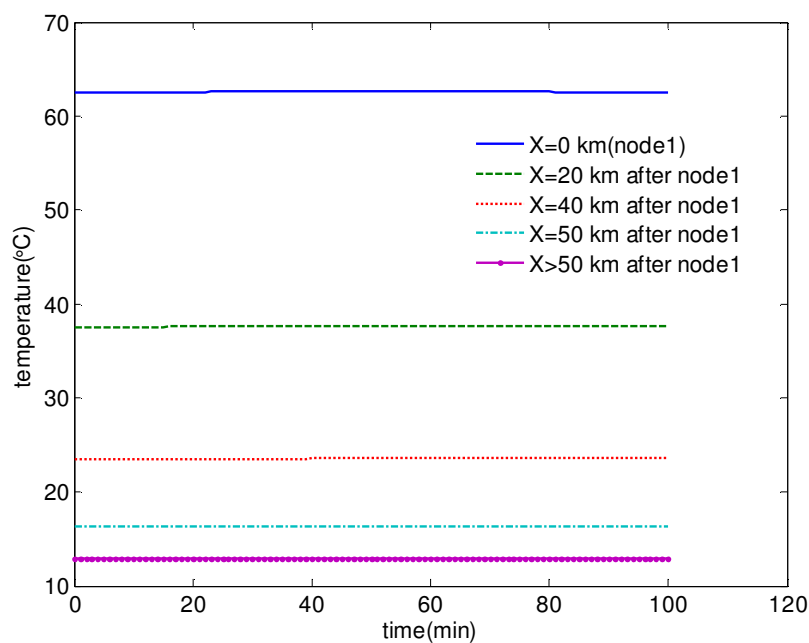


شکل ۴-۴۱. میزان مصرف سوخت در ۳ کمپرسور ایستگاه تقویت فشار

مقادیر دما برای خط لوله های قبل و بعد از ایستگاه در شکل (۴-۴۲) نشان داده شده است. مقادیر دمایی متفاوت در بخش های هر خط لوله نتیجه انتقال حرارت با محیط و پایداری انرژی می باشد. همانطور که در نمودار مشاهده می شود بعد از طی مسافتی دمای گاز به دمای محیط رسیده و ثابت می ماند.



شکل ۴-۴۲. توزیع دما در خط لوله ورودی به ایستگاه

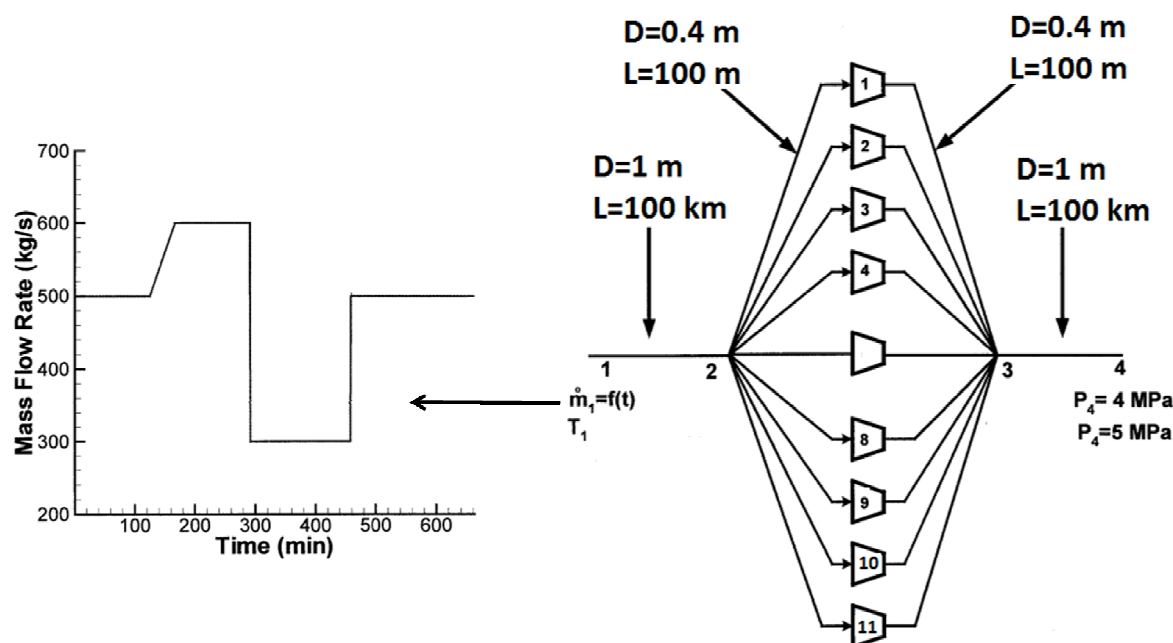


شکل ۴-۴۳. توزیع دما در خط لوله خروجی از ایستگاه

همانطور که ملاحظه گردید این مثال نشان می‌دهد می‌توان با استفاده از این مدل شرایط مرزی گوناگون، کمپرسورهای متفاوت و ایستگاه‌هایی با تعداد کمپرسور متفاوت را جهت بررسی فنی خط مدل نمود.

۴-۶-۳ قطع و وصل کمپرسورها در ایستگاه تقویت فشار

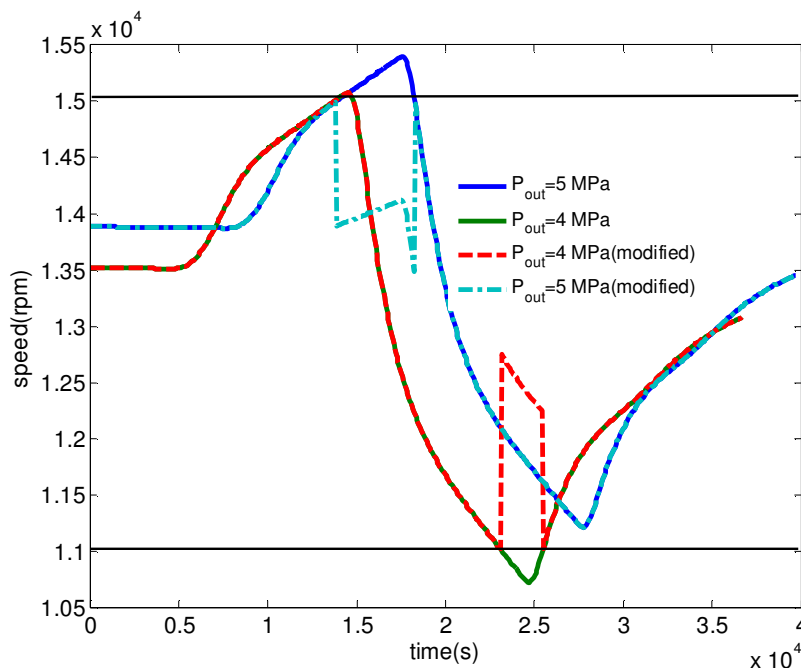
شکل (۴-۴۴) نمایی از یک ایستگاه تقویت فشار با ۱۱ کمپرسور همسان را نشان می‌دهد که بین دو خط لوله با طول ۱۰۰ کیلومتر واقع شده‌اند. شرایط مرزی برای بررسی دو نمونه از این مسئله در شکل نشان داده شده است.



شکل ۴-۴۴. یک ایستگاه تقویت فشار با ۱۱ کمپرسور همسان و شرایط مرزی در دو طرف ایستگاه

شرط مرزی برای هر کمپرسور به صورت فشار ثابت در مرحله مکش (نقطه ۲) تعریف شده است. دبی جرمی اولیه برای مدت ۱۲۵ دقیقه مقدار ثابت ۵۰۰ کیلوگرم بر ثانیه بوده که بعد از این مدت در طول زمان ۴۲ دقیقه به صورت خطی به مقدار ۶۰۰ کیلوگرم بر ثانیه افزایش می‌یابد. برای مدت ۱۲۵ دقیقه مقدار دبی ثابت مانده و ناگهان تا ۳۰۰ کیلوگرم بر ثانیه کاهش یافته و به مدت ۱۶۵ دقیقه در این مقدار ثابت می‌ماند. بعد از این مدت مقدار دبی دوباره به صورت ناگهانی به مقدار اولیه رسیده و تا پایان دوره در این مقدار ثابت می‌ماند.

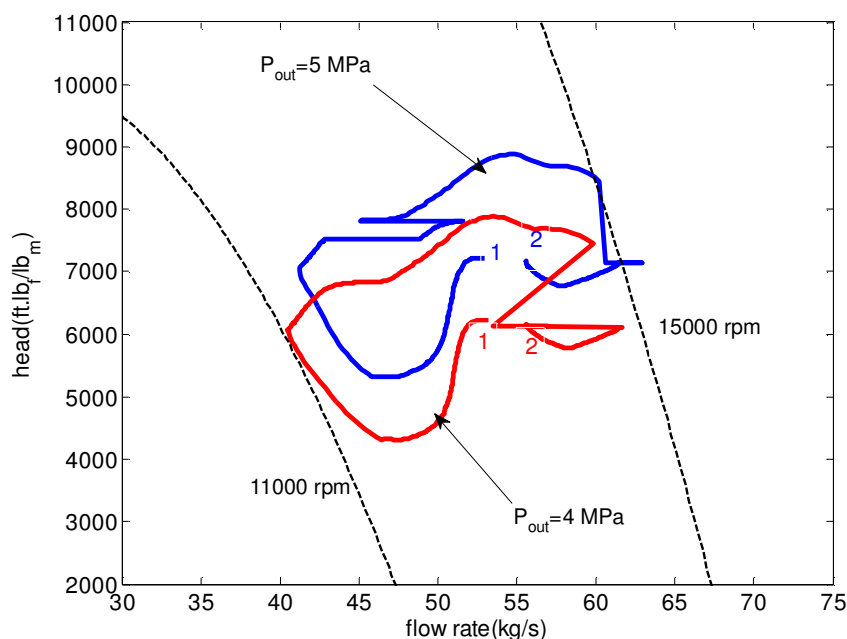
در این مثال برای فشار خروجی لوله بعد از ایستگاه تقویت فشار دو حالت در نظر گرفته شده است. شکل (۴-۴۵) تغییرات سرعت کمپرسورها بر حسب زمان را برای هر حالت نشان می‌دهد. سرعت کمپرسورها در دو مقدار بیشینه (۱۵۰۰۰ rpm) و کمینه (۱۱۰۰۰ rpm) محدود شده اند.



شکل ۴-۴۵. تغییرات سرعت کمپرسورها بر حسب زمان برای شرایط مرزی مختلف در خروجی

ایستگاه کار خود را با تعداد ۹ کمپرسور در دبی ۵۰۰ کیلوگرم بر ثانیه آغاز می‌نماید. افزایش فشار در نقطه انتهایی خط لوله بر سرعت کمپرسورها تاثیر گذاشته و موجب افزایش آن می‌شود. همانگونه که در شکل مشاهده می‌شود بعد از گذشت مدتی که دبی از مقدار ۵۰۰ کیلوگرم بر ثانیه به تدریج شروع به افزایش می‌کند سرعت کمپرسورها نیز افزایش می‌یابد. هنگامیکه مثال، برای شرط مرزی فشار ۵ مگاپاسکال در انتهای خط حل می‌شود، همانگونه که شکل (۴-۴۵) نشان می‌دهد بعد از گذشت مدتی با افزایش سرعت کمپرسورها این سرعت از محدوده مجاز عبور کرده و نشان می‌دهد که تعداد ۹ کمپرسور در این شرایط جوابگو نبوده و به ناچار یک کمپرسور دیگر وارد مدار می‌گردد تا سرعت کمپرسورها در محدوده مجاز قرار گیرد. زمانیمه شرط مرزی فشار ۴ مگاپاسکال در انتهای خط اعمال می‌گردد، این اتفاق نیفتاده و ایستگاه با همان ۹ کمپرسور پاسخگوی دبی ۶۰۰ کیلوگرم بر ثانیه می‌باشد. زمانیکه دبی به مقدار ۶۰۰ کیلوگرم بر ثانیه رسید ناگهان تا مقدار ۳۰۰ کیلوگرم بر ثانیه افت پیدا کرده و باعث

می‌شود سرعت کمپرسورهای ایستگاه کاهش یابد. زمانی که انتهای خط در فشار ۴ مگاپاسکال می‌باشد سرعت کمپرسورها در محدوده مجاز قرار نگرفته و ایجاب می‌کند که یک کمپرسور از مدار خارج شده تا سرعت‌ها در محدوده مجاز قرار گیرند. هنگامیکه فشار انتهای خط مقدار ۵ مگاپاسکال را دارد سرعت کمپرسورها با کاهش دبی در محدوده مجاز قرار دارد و نیاز به کاهش تعداد کمپرسورها نیست.

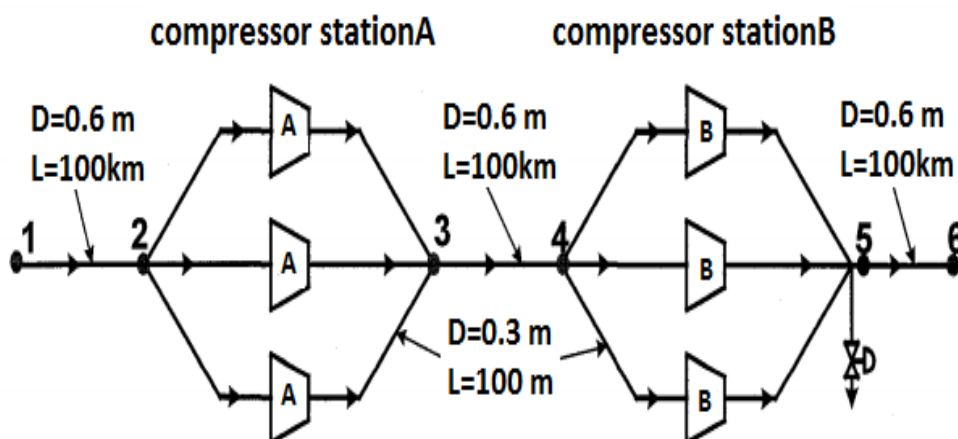


شکل ۴-۴۶. تغییرات هد در هر کمپرسور بر حسب دبی

شکل (۴-۴۶) تغییرات هد هر کمپرسور را بر حسب دبی نشان می‌دهد. همانطور که ملاحظه می‌گردد این تغییرات در محدوده سرعت مجاز هر کمپرسور می‌باشد. همانگونه که قبلاً نیز بدان اشاره گردید با عبور سرعت کمپرسور از حد بیشینه یک کمپرسور به مدار اضافه شده و با عبور سرعت از مقدار کمینه یک کمپرسور از مدار خارج می‌گردد.

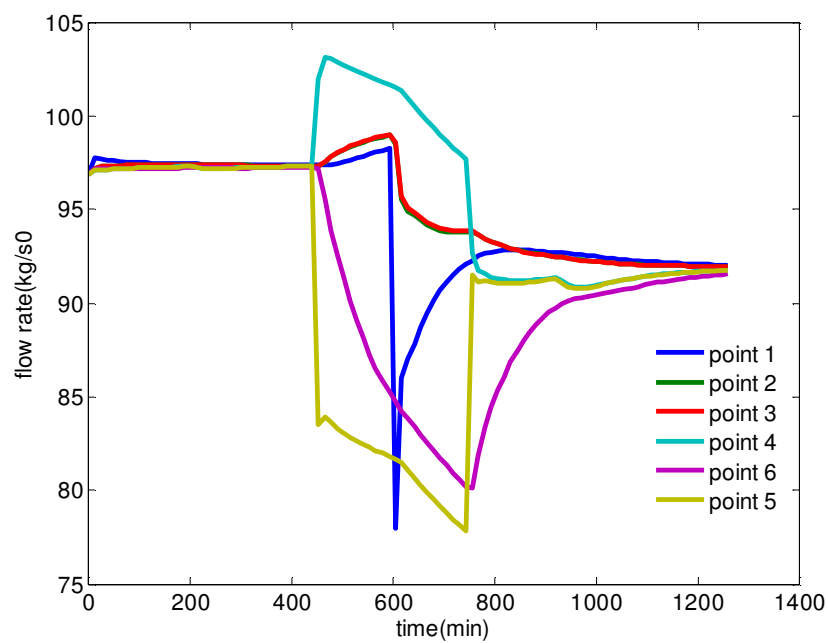
۴-۶-۴ شبیه سازی فشرده سازی گاز در خط انتقال

شکل (۴-۴۷) نمایی از یک خط لوله با دو ایستگاه مجزا را نشان می‌دهد که هر ایستگاه شامل سه کمپرسور همسان می‌باشد. خط لوله های قبل از ایستگاه اول، بعد از ایستگاه دوم و بین دو ایستگاه مشابه و دارای طول ۱۰۰ کیلومتر و قطر ۶۰ سانتی متر می‌باشند. میزان فشار در انتهای خط ثابت و به مقدار ۴۱ بار می‌باشد. نقطه ۵ نیز مربوط به یک مصرف کننده می‌باشد که از واحد کنترل ۱۰ درصد از دبی جریان را برای مدت ۵ ساعت تقاضا می‌کند. بنابراین واحد کنترل باید قبل از تحویل مقداری از گاز به نقطه ۵، شروع به فشرده سازی گاز در خط لوله نماید تا بتواند شرط مرزی در انتهای خط لوله (نقطه ۶) را ارضا کند.

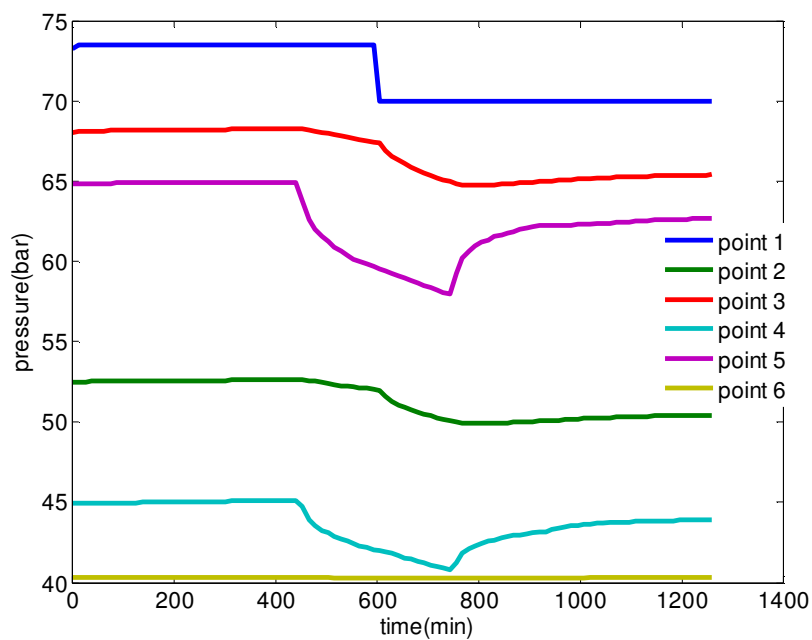


شکل ۴-۴۷. نمایی از یک خط لوله با دو ایستگاه مجزا

شکل (۴-۴۸) تغییرات دبی جرمی جریان را برای نقاط مختلف در طول خط لوله در مدت زمان شبیه سازی نشان می‌دهد. دبی جرمی جریان در نقطه ۴ در زمان باز شدن شیر مصرف کننده برای ارضای میزان دبی مصرفی مصرف کننده ناگهان افزایش یافته و بنابراین دبی خروجی از ایستگاه B کاهش می‌یابد. شکل (۴-۴۹) تغییرات فشار در طول خط لوله را برای نقاط مختلف نشان می‌دهد.

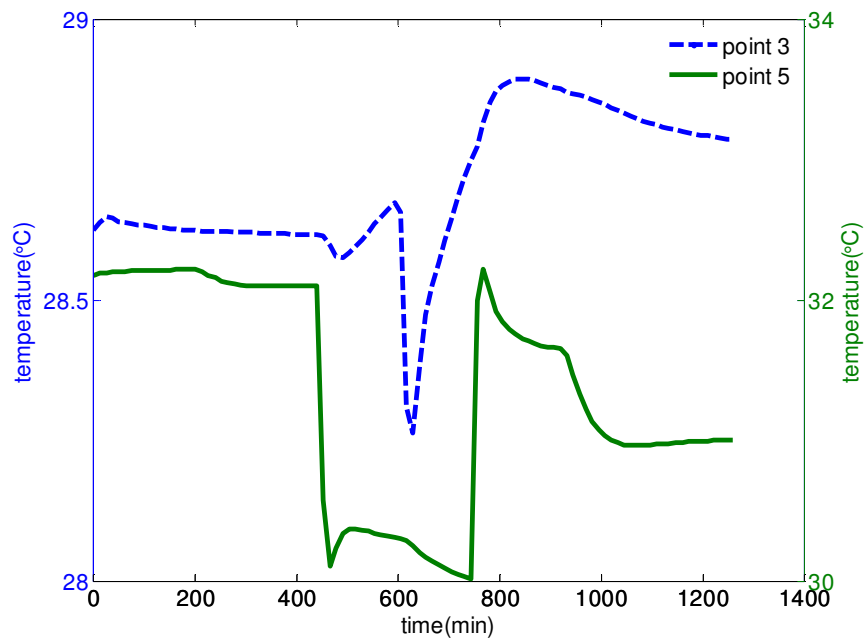


شکل ۴-۴۸. تغییرات دبی جرمی جریان برای نقاط مختلف در طول خط لوله بر حسب زمان



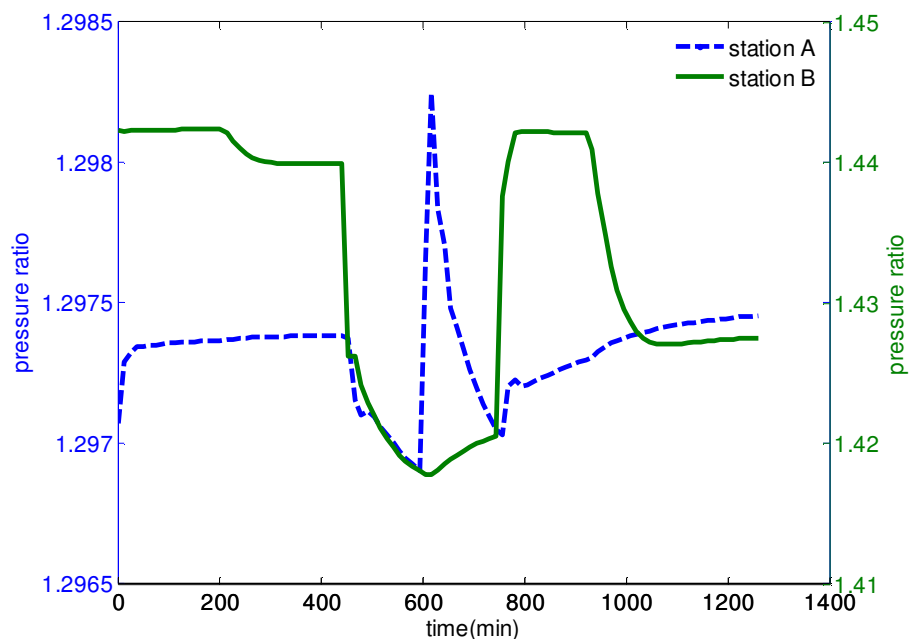
شکل ۴-۴۹. تغییرات فشار برای نقاط مختلف در طول خط لوله بر حسب زمان

یک فاکتور مهم در ایستگاه های تقویت فشار دمای گاز خروجی از ایستگاه می باشد که برای نقاط ۳ و ۵ در شکل (۴-۵۰) نشان داده شده است. کاهش دما در نقطه ۵ به دلیل کاهش فشار ناشی از باز شدن شیر در محل مصرف مننده می باشد.



شکل ۴-۵۰. دمای گاز خروجی از ایستگاه های تقویت فشار

شکل (۴-۵۱) نسبت فشار را برای دو ایستگاه موجود نشان می دهد. از آنجاییکه ایستگاه تقویت فشار B در نقطه نزدیکتری به مصرف کننده قرار دارد میزان تغییرات نسبت فشار در آن مشهودتر می باشد.



شکل ۴-۵۱. نسبت فشار برای دو ایستگاه تقویت فشار

۷-۴ بررسی اثر shut down کمپرسورها

رفتار ناپایای ایستگاه های کمپرسور، به ویژه در صورت تغییر ناگهانی شرایط، و تأثیر آن بر عملکرد خط انتقال گاز طبیعی یکی از مهمترین نگرانی های اپراتورها است. در این قسمت بررسی نحوه چیدمان کمپرسورها در ایستگاه های کمپرسور برای حالتی که کمپرسور جایگزین وجود ندارد، انجام شده است. حالت موازی و سری برای حالت ناپایا مورد تجزیه و تحلیل قرار گرفته و مشخص شده است که کدام یک از آنها مزایای بیشتری دارند. با توجه به شرایط مرزی در مواقع بحرانی، آرایش سری در مقایسه با موازی، دوره طولانی تری را از لحاظ تامین حداقل شرایط برای نیازهای مصرف کنندگان فراهم می کند. جزئیات این بررسی در مقاله ای از همین نویسنده چاپ شده و قابل دسترسی می باشد [۶۷].

۸-۴ نتایج بررسی اقتصادی

فرضیات اقتصادی در نظر گرفته شده برای معادله (۴-۵) مطابق جدول (۴-۵) می باشد:

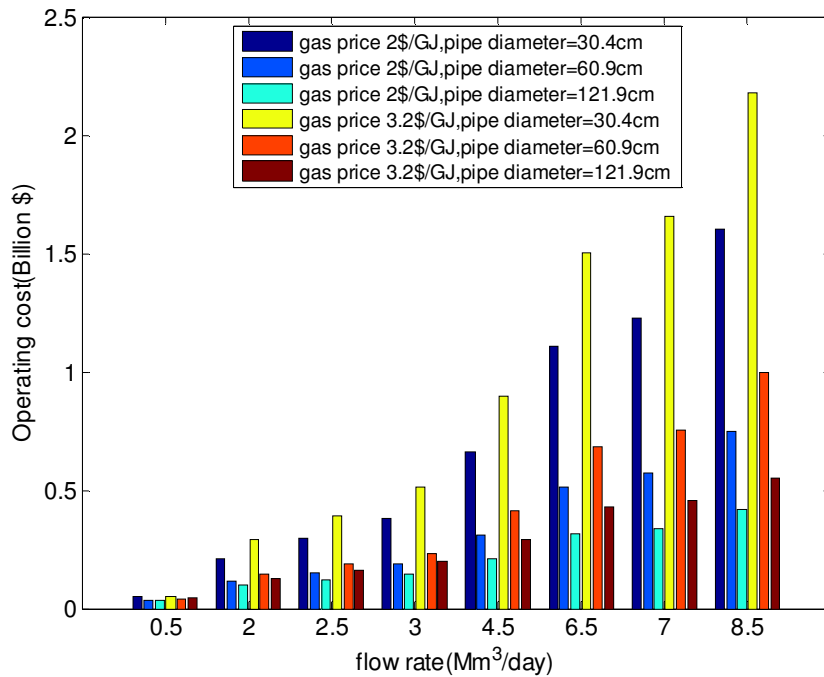
$$NPV = \sum_i \frac{revenue\ stream}{(1+r)^i} - \sum_i \frac{capital\ \&\ operating\ cost}{(1+r)^i} \quad (5-4)$$

جدول ۵-۴ فرضیات اقتصادی [۶۵]

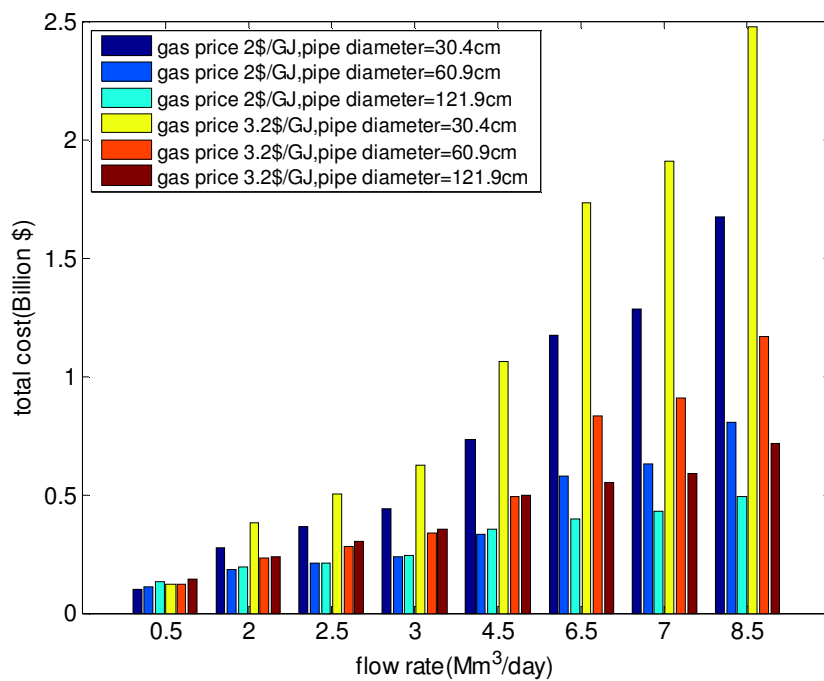
مقدار	پارامتر
۳۰ سال	طول عمر پروژه
۱۰ درصد	نرخ تنزیل
۱۰ درصد	نرخ بهره
۳۰ درصد کل سرمایه گذاری	سرمایه موجود

۴-۹ اثر میزان دبی جریان گاز بر هزینه های عملیاتی و کلی

شکل (۴-۵۲) اثر میزان دبی جریان را بر هزینه عملیاتی یک خط لوله انتقال گاز برای اندازه های مختلف لوله و قیمت های متفاوت گاز نشان می دهد. برای دبی $2.5 \text{ Mm}^3/\text{d}$ در یک خط لوله با قطر 30.4 cm هزینه عملیاتی 0.294 میلیارد دلار و برای همان میزان دبی در یک خط لوله با قطر 60.9 cm هزینه عملیاتی 0.149 میلیارد دلار می باشد که تفاوتی قابل توجه به میزان 0.145 میلیارد دلار را دارد. اگرچه از اثر افزایش هزینه لوله به دلیل ازدیاد قطر نیز نباید غافل شد. همچنین برای دبی $4.5 \text{ Mm}^3/\text{d}$ هزینه عملیاتی برای یک خط لوله با قطر 30.4 cm نسبت به قطر 60.9 cm تقریباً به میزان 113% بیشتر می باشد.



شکل ۴-۵۲. اثر دبی بر هزینه های عملیاتی برای قطر های مختلف خط لوله و قیمت های متفاوت گاز



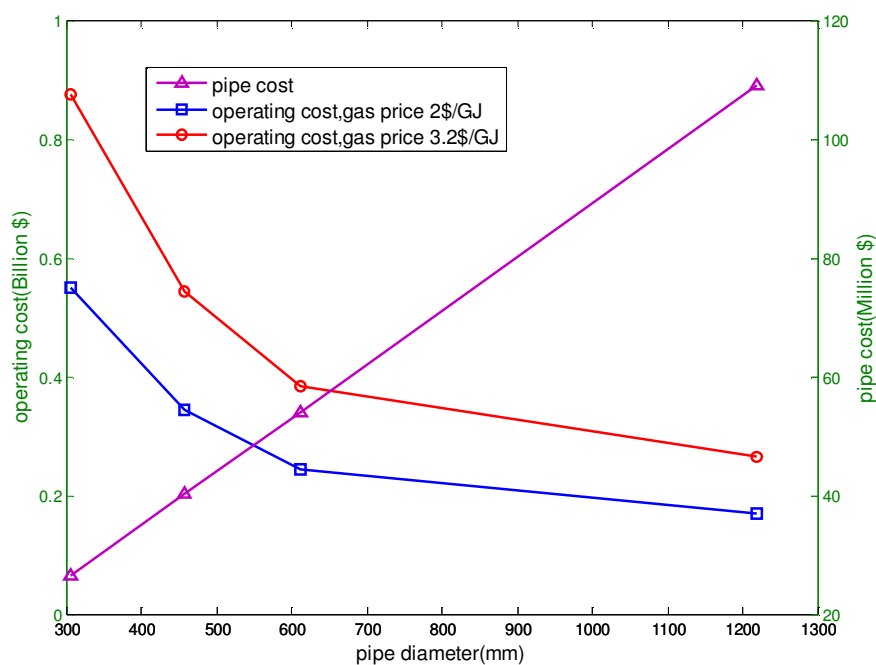
شکل ۴-۵۳. اثر دبی بر هزینه های سرمایه گذاری برای قطر های مختلف خط لوله و قیمت های متفاوت گاز

با افزایش دبی، توان مورد نیاز در ایستگاه های تقویت فشار برای رسیدن به فشار مطلوب در محل مصرف کننده افزایش یافته و به تبع آن هزینه های عملیاتی نیز افزایش می یابد. برای مثال با افزایش دبی از $2.5 \text{ Mm}^3/d$ به $4.5 \text{ Mm}^3/d$ در یک خط لوله با قطر 30.4 cm میزان هزینه های عملیاتی ۱۲۸ درصد افزایش یافته که حدوداً ۰.۵ میلیارد دلار می شود. همچنین همانطور که انتظار می رود هزینه های عملیاتی با افزایش قیمت گاز زیاد می شود.

شکل (۴-۵۳) اثر میزان دبی را بر هزینه کلی نشان می دهد که صورت کلی آن شبیه نمودار مربوط به هزینه های عملیاتی (شکل (۴-۵۲)) می باشد. هزینه کلی در یک خط لوله با قطر 30.4 cm در دبی $2.5 \text{ Mm}^3/d$ زمانیکه قیمت گاز را $3.2 \text{ \$/GJ}$ در نظر بگیریم برابر است با ۰.۵۰۴ میلیارد دلار در حالیکه همین هزینه برای یک خط لوله با قطر 60.9 cm برابر است با ۰.۲۷۸ میلیارد دلار و برای یک خط لوله با قطر 121.9 cm برابر است با ۰.۳ میلیارد دلار و این اعداد نشان می دهد که هزینه های کلی همیشه با افزایش قطر خط لوله کاهش نمی یابد و این به دلیل اثر گذاری قیمت لوله در قطر 121.9 cm بر هزینه های کلی می باشد. در دبی $2 \text{ Mm}^3/d$ هزینه های کلی برای یک خط لوله با قطر 60.9 cm و قیمت گاز $2 \text{ \$/GJ}$ حدوداً ۰.۰۵ میلیارد دلار کمتر از زمانی که قطر خط لوله 121.9 cm و قیمت گاز $3.2 \text{ \$/GJ}$ بوده، می باشد. با افزایش دبی این اختلاف روند کاهشی یافته به گونه ای که در دبی $5.8 \text{ Mm}^3/d$ مقدار هزینه در ۲ حالت برابر می شود و بعد از این دبی روند اختلاف هزینه بر عکس شده و استفاده از خط لوله با قطر 121.9 cm ارزانتر از خط لوله با قطر 60.9 cm تمام می شود. دلیل این امر این می باشد که با افزایش قطر لوله هزینه مورد استفاده برای لوله افزایش یافته و از طرفی هزینه های مربوط به متراکم کردن گاز در ایستگاه های تقویت فشار به دلیل نیاز به انرژی کمتر برای تراکم کاهش می یابد.

۴-۱۰ اثر قطر لوله بر هزینه های عملیاتی و کلی

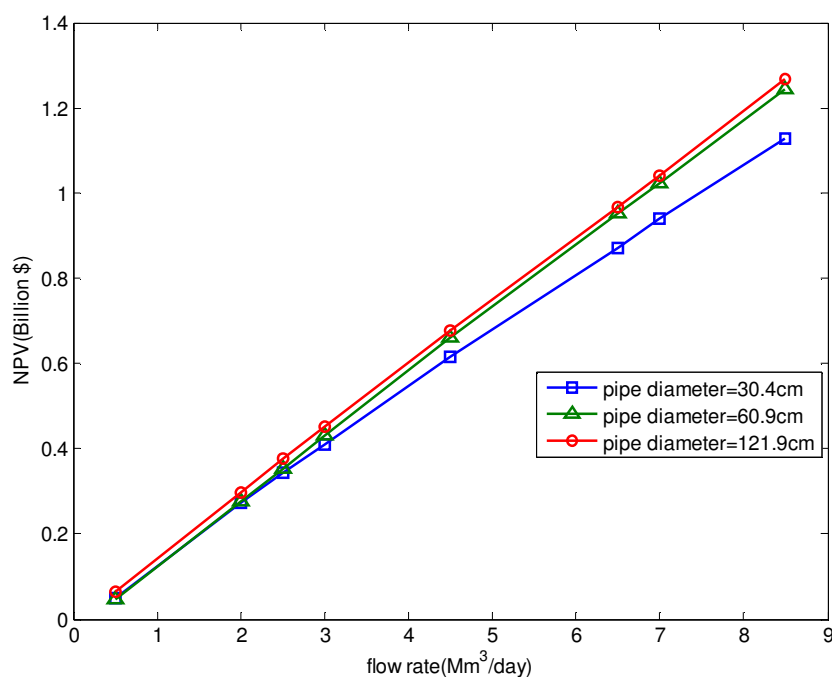
شکل (۴-۵۴) اثر قطر لوله را بر هزینه های مربوط به لوله ها و هزینه های عملیاتی نشان می دهد. برای یک خط لوله با قطر 121.9 cm هزینه لوله ها برابر است با 109.11 میلیون دلار و هزینه های عملیاتی برای قیمت گاز $2\text{ \$/GJ}$ و $3.2\text{ \$/GJ}$ به ترتیب برابر است با 0.422 و 0.664 میلیارد دلار. کاهش قطر خط لوله به 60.9 cm موجب صرفه جویی 55.175 میلیون دلاری در هزینه لوله ها شده اما هزینه های عملیاتی را برای قیمت گاز $2\text{ \$/GJ}$ و $3.2\text{ \$/GJ}$ به ترتیب 0.188 و 0.294 میلیارد دلار افزایش می دهد. این نشان می دهد اگرچه با کاهش قطر لوله ها کاهش می یابد اما این کاهش هزینه ها در مقایسه با افزایش هزینه های عملیاتی ناچیز می باشد.



شکل ۴-۵۴. هزینه عملیاتی و هزینه لوله گذاری برای قطرهای متفاوت خط لوله

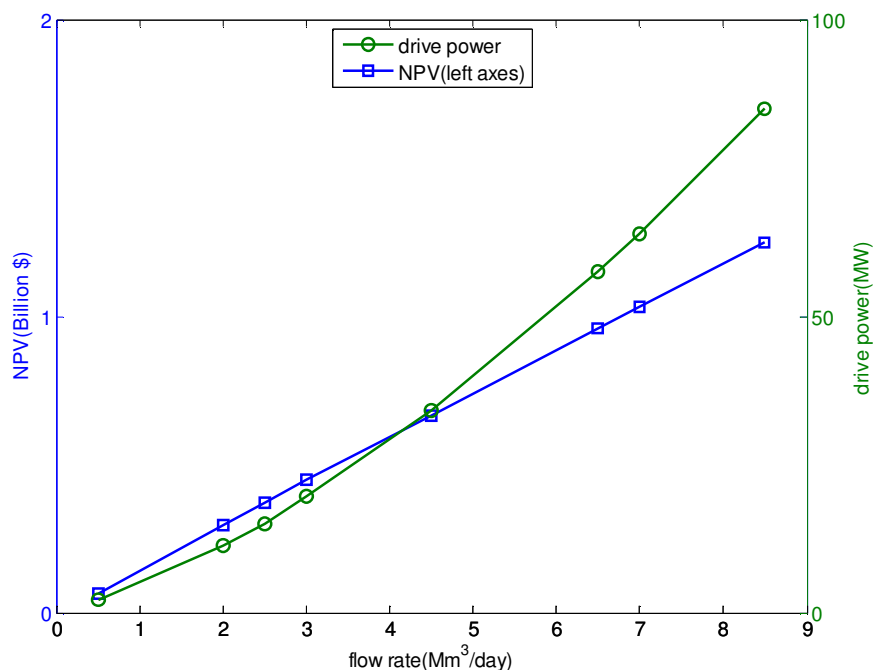
۱۱-۴ اثر دبی بر ارزش خالص فعلی

شکل (۴-۵۵) و (۴-۵۶) اثر دبی را بر ارزش خالص فعلی که روش مورد ارزیابی در این پژوهش می باشد نشان می دهد. ارزش خالص فعلی بیانگر اقتصادی بودن و یا سودآور بودن یک سرمایه گذاری در یک دوره زمانی مشخص می باشد. برای دبی $4.5 \text{ Mm}^3/\text{d}$ مقدار ارزش خالص فعلی برای قطرهای 30.4 cm ، 60.9 cm و 121.9 cm به ترتیب برابر است با 0.613 ، 0.659 و 0.679 میلیارد دلار. با افزایش دبی به مقدار $6.5 \text{ Mm}^3/\text{d}$ همین مقادیر برابر است با 0.87 ، 0.951 و 0.966 میلیارد دلار. بنابراین همان طور که مشاهده می شود با افزایش دبی جریان ارزش خالص فعلی نیز افزایش می یابد به گونه ای که یک افزایش 30 درصدی در میزان دبی باعث افزایش 80 درصدی در ارزش خالص فعلی می گردد.



شکل ۴-۵۵. اثر دبی بر ارزش خالص فعلی برای قطرهای متفاوت خط لوله

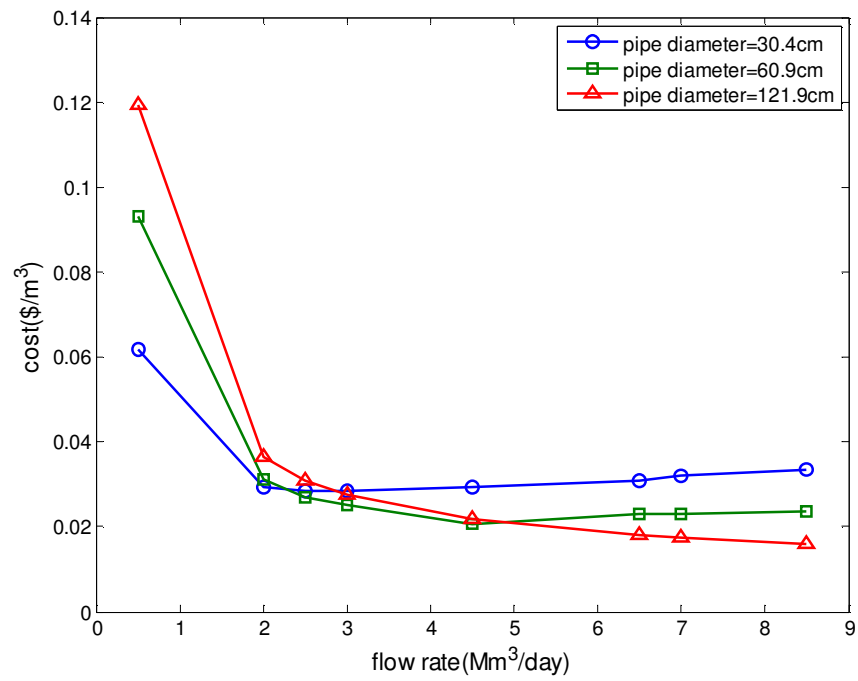
شکل (۴-۵۶) نشان می‌دهد که با افزایش دبی توان مورد نیاز در ایستگاه‌های تقویت فشار و به تبع آن هزینه‌های سرمایه‌گذاری و عملیاتی افزایش می‌یابد. افزایش ارزش خالص فعلی علی‌رغم افزایش هزینه‌های سرمایه‌گذاری و عملیاتی از منظر اقتصادی قابل بررسی می‌باشد.



شکل ۴-۵۶. اثر دبی بر توان محرک و ارزش خالص فعلی

۴-۱۲ اثر دبی بر هزینه انتقال گاز طبیعی

شکل (۴-۵۷) اثر دبی را بر هزینه انتقال گاز طبیعی برای قطرهای مختلف یک خط لوله نشان می‌دهد. هزینه انتقال $0.5 \text{ Mm}^3/d$ با در نظر گرفتن قیمت گاز به میزان $2 \text{ \$/GJ}$ برای قطرهای 30.4 cm ، 60.9 cm و 121.9 cm به ترتیب برابر است با 0.6 ، 0.09 و 0.11 دلار بر متر مکعب. این نمودار همچنین دبی بهینه برای هر قطر خط لوله را نشان می‌دهد همچنین می‌توان برای یک دبی مشخص قطر بهینه را با استفاده از این نمودار تعیین نمود.



شکل ۴-۵۷. اثر دبی بر هزینه انتقال واحد گاز برای قطرهای متفاوت خط لوله

فصل پنجم:

خلاصه نتایج، جمع

بندی و پیشنهادات

۵-۱ مقدمه

تجزیه و تحلیل شبکه ها و خطوط انتقال گاز بر مبنای حالت پایدار یک تجزیه و تحلیل کامل و مکفی نمی باشد زیرا میزان تقاضای گاز از سوی مصرف کنندگان ثابت نبوده و ممکن است ساعت به ساعت و روز به روز تغییر کرده و متفاوت باشد. بنابراین در نظر گرفتن حالت گذرا در تجزیه و تحلیل و طراحی خطوط انتقال گاز بسیار حائز اهمیت می باشد.

۵-۲ جمع بندی و خلاصه نتایج

در پژوهش حاضر پس از مدلسازی ریاضی خط لوله انتقال گاز طبیعی، از روش تفاضل محدود ضمنی برای حل معادلات پیوستگی، مومنتوم، انرژی و معادله حالت برای جریان تک فاز درون خطوط لوله استفاده شد. روش حل مورد استفاده در این پژوهش، از ترم اینرسی در معادله بقای مومنتوم صرف نظر ننموده و شرایط غیرهمدمایی را نیز در جریان گاز در نظر گرفت.

در بخش دیگری از این پژوهش ابتدا یک مدل برای پیش بینی میزان مصرف گاز در بخش خانگی بر اساس شرایط محیطی برای یک منطقه فرضی ارائه گردید. در ادامه با استفاده از این مدل و روش عددی حل معادلات جریان گاز، یک مدل برای تخمین میزان افت فشار در یک خط لوله مفروض بر اساس شرایط محیطی منطقه مصرف کنندگان ارائه شد که با استفاده از آن میتوان میزان فشار در ورودی ایستگاه های شهری را کنترل نمود.

قسمت دیگر این پژوهش به بی بعد کردن معادلات انتقال گاز در حالت همدمای جهت بررسی حالات گوناگون فشرده سازی و یا تخلیه گاز طبیعی در (از) خطوط لوله انتقال گاز طبیعی پرداخت. به گونه ای که اپراتور بتواند زمان مورد نیاز برای انجام این عملیات را جهت حجم مشخصی از گاز با در نظر گرفتن محدودیت های موجود از جمله فشار مجاز و ... پیش بینی نماید.

در بخش نهایی پژوهش، برای شبیه سازی یک خط لوله انتقال گاز طبیعی چندین حالت مختلف و کلی در نظر گرفته شد، به گونه ای که شرایط گوناگون خط در قبل و بعد ایستگاه های تقویت فشار لحاظ گردید. عملکرد کمپرسورها با استفاده از چندجمله ای های بدست آمده از نقشه عملکرد آنها، شبیه سازی شده و با معادلات حاکم بر جریان جهت بررسی عملکرد کل خط لوله ادغام شد.

بسیاری از پژوهشگران از ترم اینرسی در معادله مومنتوم به دلیل ناچیز بودن آن در مقایسه با گرادیان فشار و ترم اصطکاک صرف نظر نموده اند. در صورتیکه تغییرات در خط انتقال همیشه به صورت آرام اتفاق نیفتاده و گاهی اوقات شرایط تغییر ناگهانی (باز و بست شیرها، از مدار خارج شدن کمپرسورها و...) در خطوط انتقال به وجود می آید. برای این تغییرات سریع و ناگهانی ترم اینرسی نقش مهمی را ایفا نموده و نمی توان از آن در محاسبات چشم پوشی نمود.

در این پژوهش از یک مدل غیر همدمای محاسبات جریان گاز در خط انتقال استفاده گردید که نتایج عددی اثر و اهمیت این موضوع را در رابطه با دقت محاسبات مربوط به جریان گاز روشن ساخت.

برای توصیف جریان گاز در ایستگاه های تقویت فشار از معادلات دیفرانسیل غیرخطی (پیوستگی، مومنتوم، انرژی و معادله حالت) در شرایط گذرا استفاده شد و برای توصیف نحوه عملکرد کمپرسورها از چند جمله ای هایی که بر مبنای نقشه عملکرد کمپرسور به دست آمده اند استفاده گردید که این معادلات همزمان برای بررسی عملکرد یک ایستگاه تقویت فشار حل شدند.

۳-۵ پیشنهادات

- سالانه مقدار قابل توجهی گاز تحت عنوان گازهای گم شده از خطوط انتقال گاز هدر می رود که عوامل مختلفی از جمله نشت گاز از لوله و اتصالات، خطاهای اندازه گیری و... در این امر موثر می باشند. از بین این عوامل یاد شده نشت گاز با سهم ۷۹ درصدی از میزان کل گازهای گم

شده نقش مهمی داشته و با توجه به اهمیت تاثیر نشت از خطوط لوله بر عملکرد فرآیندهای تولید و مهمتر از آن تاثیر منفی بر محیط زیست، شبیه سازی خطوط لوله انتقال گاز برای شناسایی مقدار و مکان دقیق نشتی در طول خط از کارهای مهمی می باشد که در آینده باید مورد بررسی قرار گیرد.

- از آنجائیکه الگوهای جریان دوفازی گاز- مایع در خطوط لوله متفاوت می باشد، وجود یک مدل دقیق جهت تحلیل جریان دوفازی گاز- مایع برای رژیم های مختلف این نوع جریان در خطوط و شبکه های انتقال گاز، در آینده ضروری می باشد.
- در شبیه سازی غیر همدمای خطوط انتقال گاز، ضریب انتقال حرارت کلی یک پارامتر مهم می باشد. لذا ضرورت وجود اطلاعات کافی برای تعیین این پارامتر در شرایط مختلف محیطی غیر قابل انکار بوده و باید در تحقیقات میدانی در آینده مورد توجه قرار گیرد.

مراجع

- [١] Riva, A., D'Angelosante, S. and Trebeschi, C. (٢٠٠٦), "Natural gas and the environmental results of life cycle assessment", **Energy**, vol. ٣١, no. ١ SPEC. ISS., pp. ١٣٨-١٤٨.
- [٢] Rajnauth, J., Ayeni, K. and Barrufet, M. (٢٠٠٨), "Gas Transportation: present and future", **Vol. ٢**, pp. ٥٢٨.
- [٣] L. and Yingbai, X Liyong, ٢٠٠٨ "Gas turbine cycle recovering pressure energy of natural gas transportation pipelines by vortex tube," , **Ohio**.
- [٤] Oil & Gas Journal, (**December ٢٠١٧**). Worldwide look at reserves and production,
- [٥] Facts Global Energy, (**December ٢٠١٧**).Iran's Oil and Gas Annual Report .
- [٦] Gas production data (**January ٢٠١٨ update**): Rystad Energy UCube .
- [٧] Facts Global Energy, (**February ٢٠١٨**) Iran Oil and Gas Monthly, Data File.
- [٨] T.Kiuchi, ١٩٩٤ "An Implicit Method for Transient Gas Flow in Pipe Networks," Int. J. Heat and Fluid Flow, vol. ١٥, p. ٣٧٨.
- [٩] A. gou B. ghalambor, ٢٠١٢ "**natural Gas Engineering Handbook**,"
- [١٠] IGT, ١٩٦٥ "**Stedy Flows in Gas Piplines**," New York.
- [١١] Blasius, H., ١٩١٣. Das Aehnlichkeitsgesetz bei Reibungsvorgangen in Flussigkeiten. [The Law of Similarity in Friction Processes in Liquids]. **VDI Mitt. Forschungsarb., Vol.١٣١, no:PP ١-٣٩**.
- [١٢] D.L. Knuddsen J.G. and Katz, ١٩٥٨ "**Fluid Dynamic and Heat Transfer**". New York: McGraw-Hill.
- [١٣] Koo,E.C., and McAdams,W.H. Drew T.B., ١٩٣٠, "The friction factor for clean round pipes," vol. ٣٠
- [١٤] A.K. Jain, ١٩٧٦ "**An Accurate Explicit Equation for Friction Factor**" vol. ١٠٢.
- [١٥] T.K. Serghides, ١٩٨٤ "**Estimate friction factor accuraely**" Chem.Eng.(New York), vol. ٩١.
- [١٦] N.D. Zigrang D.L. and Sylvester, ١٩٨٢ "**Explitit approximations to the solution of Colebrook'sfriction factor equation**", AIChE J. vol. ٢٨.

- [17] N.H. Chen, 1979 "An explicit equation for friction factor in pipe" , Ind.Eng.Chem.Fundam. vol. 18,.
- [18] S.E. Haaland, 1981 "simple and explicit formula for the friction factor in turbulent pipe flow including natural gas pipelines". **J. Fluids Eng. Mar**, 103(1): 89-90.
- [19] G. A. Rhoads, 1983 "Which Flow Equation—Does It Matter?" 10th Annual Meeting Pipeline Simulation Interest Group (PSIG), Detroit, 27-28 October.
- [20] D.W.Schroeder, 2001 A Tutorial on Pipe Flow Equations, Pipeline Simulation Interest Group, Annual Conference October 17-19, Salt Lake City, USA, www.onepetro.org.
- [21] M.A. Stoner, 1992 "Sensitivity Analysis Applied to a Steady-State Model of Natural Gas Transportation Systems", **Society of Petroleum Engineers Journal**, vol. 12, p. 110.
- [22] G.P., and Eliason, B.G Berard, 1978 "An Improved Gas Transmission System Simulator," **Society of Petroleum Engineers Journal**, vol. 18, p. 389.
- [23] S. and Adewumi, M.A. Tian, 1994 "Development of Analytical Design Equation for Gas Pipelines", **Society of Petroleum Engineers Journal**, vol. 9, p. 100.
- [24] L.H, de Medeiros, J.L., and Pessoa, F.L.P Costa, 1998 "Steady State Modeling and Simulation of Pipeline Networks for Compressible Fluids," , **Braz. J. Chem. Eng. vol. 15**.
- [25] R.Z., Suming, W., Ridgway, S., and Boyd, A. Rios-Mercado, 2001 "A Reduction Technique for Natural Gas Transmission Network Optimization Problems," , **Annals of Operations Research**, vol. 117, p. 217.
- [26] N., Osorio-Peralta, O., and Santamaria-Vite, I. Martinez-Romero, 2002 "Natural Gas Network Optimization and Sensibility Analysis," , SPE International Petroleum Conference and Exhibition , Mexico.
- [27] B.V., Rakesh, A., Pallavi, G.C., Mubeen, J.H.S. Babu, 2003 "optimal design of gas transmission network using differential," , Singapore.

- [٢٨] Y., Liu, Q., Zhou, W., Batty, B., Gao, W., Ren, J., Watanabe, T. Ruan, ٢٠٠٩ "A procedure to design the mainline system in natural gas networks," **Appl. Math. Model**, vol. ٣٣, p. ٣٠٤٠.
- [٢٩] O.F.M., Ahmed, M.E.H., Metwalli, S. El-Mahdy, ٢٠١٠ "Computer aided optimization of natural gas pipe networks using genetic algorithm," **Applied Soft Computing**, vol. ١٠, p. ١١٤١.
- [٣٠] M,Farzaneh-Gord,H,Rahbari,M,Bajelan,L,Pilehvari,٢٠١٣
"Investigation of hydrate formation in natural gas flow through underground transmission pipeline," **Journal of Natural Gas Science and Engineering**, vol. ١٥, pp. ٢٧-٣٧.
- [٣١] E.B., Stoner, M.A., and Streeter, V.L. Wylie, ١٩٧١ "Network System Transient Calculation by Complex Piping Systems," **Society of Petroleum Engineers Journal**,vol.١١, p. ٣٥.
- [٣٢] M., Thompson, W., and Asante, B. Mohitpour, ١٩٩٦ "Importance of Dynamic Simulation on the Design and Optimization of Pipeline Transmission Systems," International Pipeline Conference, Alberta, Canada , vol. ٢, p. ١١٨٣.
- [٣٣] S.P. Santos, ١٩٩٧ "Transient Analysis, A Must in Gas Pipeline Design," in Annual Meeting Pipeline Simulation Interest Group (PSIG), Arizona.
- [٣٤] G.R, McBrien, R.K., Rizopoulos, S.N., and Golshan, H. Price, ١٩٩٦ "Evaluating the Effective Friction Factor and Overall Heat Transfer Coefficient During Unsteady Pipeline Operation," **J. Offshore Mech. Arct. Eng. May**, vol.١٢١,p ١٣١.
- [٣٥] A.J. Osiadacz, ١٩٩٤ "Dynamic Optimization of High Pressure Gas Networks Using Hierarchical Systems Theory," PSIG Annual Meeting , California.
- [٣٦] A.J. Osiadacz,١٩٨٧"**Simulation and Analysis of Gas Networks**", Gulf Pub Co, Texas,.
- [٣٧] AJ ,Osiadacz, M, Chaczykowski, ٢٠٠١ "Simulation of non-isothermal transient gas flow in a pipeline''. **Arch Thermodyn** vol.٢٢,p.٥١-٧٠.
- [٣٨] A. Lewandowski, ١٩٩٤ "Object-oriented Modeling of the Natural Gas Pipeline Network," in Annual Meeting Pipeline Simulation Interest Group (PSIG) , California.

- [٣٩] J. and Adewumi, M.A. Zhou, ١٩٩٥ "Simulation of Transient Flow in Natural Gas Pipelines," , PSIG Annual Meeting, ١٨-٢٠ October New Mexico.
- [٤٠] A.R.D.,Tiley, C.H. Thorley, ١٩٨٧ "Unsteady and Transient Flow of Compressible Fluids in Pipelines - A Review of Theoretical and Some Experimental Studies," , **International Journal of Heat and Fluid Flow**,vol. ٨,p.٣.
- [٤١] A., Verma, N., and Chhabra, R. Hati, ٢٠٠١ "Transient Analysis of Gas Flow in a Straight Pipe,"**The Canadian Journal of Chemical Engineering**, vol. ٧٩, p. ١٨.
- [٤٢] M. Abbaspour and K. S. Chapman, ٢٠٠٨ "Nonisothermal Transient Flow in Natural Gas Pipeline," **Journal of Applied Mechanics**, vol. ٧٥, no. ٣, pp. ١٨١.
- [٤٣] M. Chaczykowski, ٢٠١٠ "Transient flow in natural gas pipeline – The effect of pipeline thermal model," **Applied Mathematical Modelling** vol. ٣٤, p. ١٠٥١.
- [٤٤] W Dimoplon, ١٩٧٨ "What Process Engineers Need to Know About Compressors," ,**Hydrocarbon Processing**, vol. ٥٧, p. ٢٢١,.
- [٤٥] M.S. Akhtar, ٢٠٠٦ “Determining The Real Performance Of Centrifugal Compressors Operating In Oil & Gas Production Facilities”. Middle East Conference, MSE (Consultants) Limited, Carshalton, Surrey UK.
- [٤٦] K. H Lüdtke, ٢٠٠٤ “**Process centrifugal compressors: basics, function,operation, design, application**”: Springer Verlag.
- [٤٧] P Girdhar, ٢٠٠٨ “**Performance Evaluation of Pumps and Compressors**”: Amazon.
- [٤٨] R Kurz, M Lubomirsky, K Brun, ٢٠١٢ "Gas Compressor Station Economic Optimization", **International Journal of Rotating Machinery**, vol., ٩ pages, ٢٠١٢.
- [٤٩] .M.Y. Razak ٢٠٠٧,"**Industrial Gas Turbines: Performance and Operability explains important aspects of gas turbine performance such as performance deterioration, service life and engine emissions**",Woodhead Publishing,p.٢٩٣

- [٥٠] J. Mahmoudimehr Sepehr Sanaye, ٢٠١٣ "Optimal design of a natural gas transmission network layout", **Chemical Engineering Research and Design**, vol. ٩, p. ٢٤٦٥.
- [٥١] M. Sefti, M. Fasihzadeh, ٢٠١٤ "Improving gas transmission networks operation using simulation algorithms: Case study of the National Iranian Gas Network", **Journal of Natural Gas Science and Engineerin**, vol. ٢٠, p. ٣١٩.
- [٥٢] V. Uraikul, C.W. Chan H.H. Nguyen, ٢٠٠٨ "A comparison of automation techniques for optimization", **Advances in Engineering Software**, vol. ٣٩, pp. ١٧٨-١٨٨.
- [٥٣] M.W.Zemansky, ١٩٦٨ **"Heat and thermodynamics"**: MacGraw Hill.
- [٥٤] I. Tosun, ٢٠٠٢ **"Modelling in Transport Phenomena: A Conceptual Approach"** Elsevier Science, United States.
- [٥٥] E.N. Sieder, G.E. Tate, ١٩٣٦ "Heat transfer and pressure drop of liquids in tubes", **Ind. Eng. Chem. Vol. ٢٨** pp. ١٤٢٩.
- [٥٦] B. S. Petukhov, ١٩٧٠ "Heat transfer and friction in turbulent pipe flow with variable physical properties", in **Advances in Heat Transfer**, Vol. ٦, pp. ٥٠٣-٥٦٤.
- [٥٧] V. Gnielinski, ١٩٧٦ "New Equations for Heat and Mass Transfer in Turbulent Pipe and Channel Flow," **Int Chem Eng** , vol. ١٦, p. ١٠,.
- [٥٨] Frank P.Incropera and David P.Dewitt, ٢٠٠٧ **"Fundamentals of Heat and Mass Transfer"**, ٦th ed. New York: Wiley.
- [٥٩] M. Chung, J. Pyung-Suk, R.H. Roge, ١٩٩٩ "Semi-analytical solution for heat transfer from a buried pipe with convection on the exposed surface," **International Journal of Heat and Mass Transfer**, vol. ٤٢, no. ٢٠, pp. ٣٧٧١-٣٧٨٦.
- [٦٠] S.W Churchill,. and M. Bernstein, ١٩٧٧ "correlating equation for forced convection from gases and liquids to a circular cylinder in cross flow," **Journal of Heat Transfer**, vol. ٩٩, p. ٣٠٠.
- [٦١] Xue, Guixiang & Song, Jiancai & Kong, Xiangfei & Pan, Yu & Qi, Chengying & Li, Han. ٢٠١٩. "Prediction of Natural Gas Consumption for City-level DHS Based on Attention GRU: A Case Study for a Northern Chinese City". **IEEE Access**. PP. ١-١. ١٠.١١٠٩.

- [٦٢] F. M. Odom, ١٩٩٠, “Tutorial on Modeling of Gas Turbine Driven Centrifugal Compressors”. ٢٢nd Annual Meeting Pipeline Simulation Interest Group (PSIG) , Oct, ١٨-١٩.
- [٦٣] Menon, E. S. ٢٠٠٥, “**Gas Pipeline Hydraulics**”, CRC Press, Taylor and Francis Group, London.
- [٦٤] A.Khaleghi, M.Pasandidefard, ٢٠١١, "Modification of SST Turbulence Model on the Basis of Delay Time Concept for Unsteady Flows" **International Journal of Multidisciplinary Sciences and Engineering**,P:١-٧
- [٦٥] M.Khalili, A. Haji Heydari, Z.Kasraie, ٢٠١٣. ” Feasibility Study of Liquefied Natural Gas Project for the "South-Pars" Gas Field of Iran” **Iranian Economic Review** ,Vol.١٧,N.٢
- [٦٦] Abramowitz, M. and Stegun, I. A. (Eds.). ١٩٧٢ "Repeated Integrals of the Error Function." §٧.٢ in Handbook of Mathematical Functions with Formulas, Graphs, and Mathematical Tables, ٩th printing. New York: Dover, pp. ٢٩٩-٣٠٠
- [٦٧] H.Ameri, M.Farzaneh-Gord, ٢٠١٩, "Effect of Compressor Emergency Shutdown in Various Compressor Station Configurations on Natural Gas Transmission Pipeline." **Iran J Sci Technol Trans Mech Eng**, <https://doi.org/10.1007/s40997-019-00335-7>

پیوست الف

با استفاده از معادله حالت داریم :

$$\ln(\rho) = \ln(P) - \ln(R) - \ln(T) - \ln(Z) \quad (\text{الف-۱})$$

با مشتق گیری بر حسب زمان :

$$\frac{1}{\rho} \frac{D\rho}{Dt} = \frac{1}{P} \frac{DP}{Dt} - \frac{1}{R} \frac{DR}{Dt} - \frac{1}{T} \frac{DT}{Dt} - \frac{1}{Z} \frac{DZ}{Dt} \quad (\text{الف-۲})$$

عبارت $\frac{1}{R} \frac{DR}{Dt}$ برابر صفر است پس ضریب تراکم پذیری تابعی از P و T است و همچنین :

$$dZ = \left(\frac{\partial Z}{\partial P} \right)_T dP + \left(\frac{\partial Z}{\partial T} \right)_P dT \quad (\text{الف-۳})$$

$$\frac{DZ}{Dt} = \left(\frac{\partial Z}{\partial P} \right)_T \frac{DP}{Dt} + \left(\frac{\partial Z}{\partial T} \right)_P \frac{DT}{Dt} \quad (\text{الف-۴})$$

بنابر این :

$$\frac{1}{\rho} \frac{D\rho}{Dt} = \left\{ \frac{1}{P} - \frac{1}{Z} \left(\frac{\partial Z}{\partial P} \right)_T \right\} \frac{DP}{Dt} - \left\{ \frac{1}{T} + \frac{1}{Z} \left(\frac{\partial Z}{\partial T} \right)_P \right\} \frac{DT}{Dt} \quad (\text{الف-۵})$$

با جایگذاری این رابطه در معادله پیوستگی ، خواهیم داشت :

$$\left\{ \frac{1}{P} - \frac{1}{Z} \left(\frac{\partial Z}{\partial P} \right)_T \right\} \frac{DP}{Dt} - \left\{ \frac{1}{T} + \frac{1}{Z} \left(\frac{\partial Z}{\partial T} \right)_P \right\} \frac{DP}{Dt} - \left\{ \frac{1}{T} + \frac{1}{Z} \left(\frac{\partial Z}{\partial T} \right)_P \right\} \frac{DT}{Dt} + \frac{\partial v}{\partial x} = 0 \quad (\text{الف-۵})$$

برای تعریف h بر حسب P ، T و Z ، زمانسکی^{۱۵} [۵۳] رابطه ای ترمودینامیکی برای آنتالپی ارائه داد :

$$dh = C_p dT + \left\{ \frac{T}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_P + 1 \right\} \frac{dP}{\rho} \quad (\text{الف-۶})$$

و سپس :

$$\frac{Dh}{Dt} = C_p \frac{DT}{Dt} + \left\{ \frac{T}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_P + 1 \right\} \frac{1}{\rho} \frac{dP}{Dt} \quad (\text{الف-۷})$$

جایگذاری این رابطه در (۳-۱۶)، خواهیم داشت :

$$\rho C_p \frac{DT}{Dt} + \left\{ \frac{T}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_P \right\} \frac{dP}{Dt} = \frac{\Omega + wv}{A} \quad (\text{الف-۸})$$

$\frac{DT}{Dt}$ و $\frac{DP}{Dt}$ را جایگزین می کنیم:

$$\begin{aligned} \rho C_p \left[\frac{1}{P} - \frac{1}{Z} \left(\frac{\partial Z}{\partial P} \right)_T \right] \frac{DP}{Dt} + \left[\frac{1}{T} + \frac{1}{Z} \left(\frac{\partial Z}{\partial T} \right)_P \right] \frac{T}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_P \frac{DP}{Dt} \\ = -\rho C_p \frac{\partial v}{\partial x} + \left[\frac{1}{T} + \frac{1}{Z} \left(\frac{\partial Z}{\partial T} \right)_P \right] \frac{\Omega + wv}{A} \end{aligned} \quad (\text{الف-۹})$$

از معادله حالت و با در نظر گرفتن فشار ثابت خواهیم داشت :

^{۱۵} Zemansky

$$\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_P = - \frac{1}{T} \left\{ 1 + \frac{T}{Z} \left(\frac{\partial Z}{\partial T} \right)_P \right\} \quad (\text{الف } ۱۰)$$

برای تعیین $\frac{DT}{Dt}$:

$$\begin{aligned} \rho C_p \left[\frac{1}{P} - \frac{1}{Z} \left(\frac{\partial Z}{\partial P} \right)_T \right] \frac{DT}{Dt} + \left[\frac{1}{T} + \frac{1}{Z} \left(\frac{\partial Z}{\partial T} \right)_P \right] \frac{T}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_P \frac{DT}{Dt} \\ = \frac{T}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_P \frac{\partial v}{\partial x} + \left[\frac{1}{P} - \frac{1}{Z} \left(\frac{\partial Z}{\partial P} \right)_T \right] \frac{\Omega + wv}{A} \end{aligned} \quad (\text{الف } ۱۱)$$

با تقسیم این عبارت بر C_p و جایگذاری $\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_P$ از معادله حالت، خواهیم داشت :

$$\begin{aligned} \frac{\rho}{P} \left\{ \left[1 - \frac{P}{Z} \left(\frac{\partial Z}{\partial P} \right)_T \right] - \frac{P}{\rho C_p T} \left[1 + \frac{T}{Z} \left(\frac{\partial Z}{\partial T} \right)_P \right] \right\} + \frac{1}{C_p} \left[1 + \frac{T}{Z} \left(\frac{\partial Z}{\partial T} \right)_P \right] \frac{\partial v}{\partial x} \\ = \frac{1}{C_p T} \left[1 - \frac{P}{Z} \left(\frac{\partial Z}{\partial P} \right)_T \right] \frac{\Omega + wv}{A} \end{aligned} \quad (\text{الف } ۱۲)$$

۵-۳-۱ سرعت موج

اگر آنتروپی s ، به صورت تابعی از فشار و چگالی باشد، خواهیم داشت:

$$ds = \left(\frac{\partial s}{\partial P} \right)_\rho dP + \left(\frac{\partial s}{\partial \rho} \right)_P d\rho \quad (\text{الف } ۱۳)$$

برای یک فرآیند آیزنتروپیک :

$$\left(\frac{\partial s}{\partial P} \right)_\rho \left(\frac{\partial P}{\partial \rho} \right)_s + \left(\frac{\partial s}{\partial \rho} \right)_P = 0 \quad (\text{الف } ۱۴)$$

بنابراین :

$$\left(\frac{\partial P}{\partial \rho}\right)_s = - \frac{\left(\frac{\partial s}{\partial t}\right)_P \left(\frac{\partial T}{\partial \rho}\right)_P}{\left(\frac{\partial s}{\partial T}\right)_\rho \left(\frac{\partial P}{\partial \rho}\right)_\rho} \quad (\text{الف-۱۵})$$

در روشی مشابه ، دما (T) نیز تابعی از فشار و چگالی است $T = T(P, \rho)$ ، پس داریم :

$$dT = \left(\frac{\partial T}{\partial p}\right)_\rho dP + \left(\frac{\partial T}{\partial \rho}\right)_P d\rho \quad (\text{الف-۱۶})$$

برای دمای ثابت $dT=0$ ، پس :

$$\frac{\left(\frac{\partial T}{\partial \rho}\right)_P}{\left(\frac{\partial T}{\partial P}\right)_\rho} = - \frac{\left(\frac{\partial P}{\partial \rho}\right)_T}{\left(\frac{\partial T}{\partial P}\right)_\rho} \quad (\text{الف-۱۷})$$

همچنین :

$$\left(\frac{\partial P}{\partial \rho}\right)_s = \left[\frac{\left(\frac{\partial s}{\partial T}\right)_P}{\left(\frac{\partial s}{\partial T}\right)_\rho} \right] \left[\frac{\left(\frac{\partial P}{\partial \rho}\right)_T}{\left(\frac{\partial T}{\partial P}\right)_\rho} \right] \quad (\text{الف-۱۸})$$

اما از رابطه زمانسکی [۵۳] :

$$\left(\frac{\partial s}{\partial T}\right)_P = \frac{C_P}{T} \quad (\text{الف-۱۹})$$

و :

$$\left(\frac{\partial s}{\partial T}\right)_\rho = \frac{C_v}{T} = \frac{C_P}{T} - \left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P \left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_v \quad (\text{الف-۲۰})$$

بنابراین :

$$\left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_v = - \frac{\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P}{\left(\frac{\partial v}{\partial P}\right)_T} \quad (\text{الف-۲۱})$$

با استفاده از رابطه بالا می‌توان (الف-۲۰) را به صورت زیر بازنویسی کرد :

$$\left(\frac{\partial s}{\partial T}\right)_\rho = \frac{C_P}{T} - \frac{1}{\rho} \left[\frac{\left(\frac{\partial \rho}{\partial T}\right)_P}{\left(\frac{\partial \rho}{\partial P}\right)_T} \right] \quad (\text{الف-۲۲})$$

و با ساده سازی :

$$\left(\frac{\partial s}{\partial T}\right)_\rho \left(\frac{\partial \rho}{\partial P}\right)_T = \frac{C_P}{T} \left(\frac{\partial \rho}{\partial P}\right)_T - \frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T}\right)_P \quad (\text{الف-۲۳})$$

از معادله حالت داریم :

$$\left(\frac{\partial \rho}{\partial T}\right)_P = - \frac{\rho}{T} \left[1 + \frac{T}{Z} \left(\frac{\partial Z}{\partial T}\right)_P \right] \quad (\text{الف-۲۴})$$

و همچنین :

$$\left(\frac{\partial \rho}{\partial P}\right)_T = \frac{\rho}{P} \left[1 - \frac{P}{Z} \left(\frac{\partial Z}{\partial P}\right)_T \right] \quad (\text{الف-۲۵})$$

با جایگذاری این عبارات در (الف-۱۸) خواهیم داشت :

$$\left(\frac{\partial P}{\partial \rho}\right)_s = \frac{C_P}{T} \left[\frac{C_P}{T} \left\{ \frac{\rho}{P} \left[\gamma - \frac{P}{Z} \left(\frac{\partial Z}{\partial P} \right)_T \right] - \frac{\gamma}{C_P T} \left[\gamma + \frac{T}{Z} \left(\frac{\partial Z}{\partial T} \right)_P \right] \right\} \right]^{-1} \quad (\text{الف-۲۶})$$

و نتیجه می‌دهد :

$$\left(\frac{\partial P}{\partial \rho}\right)_s = \frac{\gamma}{\left[\frac{\rho}{P} \left\{ \gamma - \frac{P}{Z} \left(\frac{\partial Z}{\partial P} \right)_T - \frac{P}{\rho C_P T} \left[\gamma + \frac{T}{Z} \left(\frac{\partial Z}{\partial T} \right)_P \right] \right\} \right]} \quad (\text{الف-۲۷})$$

عبارت $\left(\frac{\partial P}{\partial \rho}\right)_s^{\frac{1}{2}}$ را میتوان به عنوان سرعت آیزنتروپیک موج V_w تعریف کرد. با استفاده از معادله حالت

$$\frac{P}{\rho} = ZRT, \quad \text{سرعت آیزنتروپیک موج، اینگونه تعریف می‌شود:}$$

$$V_w = \sqrt{\frac{ZRT}{\left\{ \gamma - \frac{P}{Z} \left(\frac{\partial Z}{\partial P} \right)_T - \frac{P}{\rho C_P T} \left[\gamma + \frac{T}{Z} \left(\frac{\partial Z}{\partial T} \right)_P \right] \right\}}} \quad (\text{الف-۲۸})$$

با جایگذاری روابط گفته شده می‌توان خلاصه معادلات حاکم را به صورت زیر بیان نمود:

$$\left(\frac{\partial P}{\partial t}\right) + v \left(\frac{\partial P}{\partial x}\right) + \rho V_w \left(\frac{\partial v}{\partial x}\right) = \frac{V_w}{C_P T} \left[\gamma + \frac{T}{Z} \left(\frac{\partial Z}{\partial T} \right)_P \right] \frac{\Omega + wv}{A} \quad (\text{الف-۲۹})$$

$$\left(\frac{\partial v}{\partial t}\right) + v \left(\frac{\partial v}{\partial x}\right) + \frac{\gamma}{\rho} \left(\frac{\partial P}{\partial x}\right) = -\frac{w}{A\rho} - g \sin \theta \quad (\text{الف-۳۰})$$

$$\begin{aligned} \left(\frac{\partial T}{\partial t}\right) + v \left(\frac{\partial T}{\partial x}\right) + \frac{V_w}{C_P} \left[\gamma + \frac{T}{Z} \left(\frac{\partial Z}{\partial T} \right)_P \right] \left(\frac{\partial v}{\partial x}\right) \\ = \frac{V_w}{C_P P} \left[\gamma - \frac{P}{Z} \left(\frac{\partial Z}{\partial P} \right)_T \right] \frac{\Omega + wv}{A} \end{aligned} \quad (\text{الف-۳۱})$$

Abstract

Today, the use of natural gas as the cleanest fossil fuel for energy supply in the industrial and domestic sectors has grown significantly. The transfer of natural gas from the production site to consumers is often done through pipelines. Along the way, natural gas undergoes various thermodynamic processes, such as: increasing pressure, decreasing pressure, heating, and so on. Natural gas reaches the city gate through the main lines that form the transmission network. It is then transferred to consumers using the distribution network, which includes domestic, industrial and special consumers. The transfer of natural gas from the production site to these consumers requires compressor stations, in which compressors with gas turbine actuators are used to compress the natural gas and compensate for the pressure drop along the route. Investing in pipelines and compressor stations is costly, so a technical and economic review of these systems is essential.

The purpose of this study is to provide a technical and economic perspective on pipelines, especially compressor stations. In this research, after mathematical modeling of natural gas transmission pipeline, the implicit finite difference method has been used to solve the equations of continuity, momentum, energy and state equation for single-phase flow within pipelines. The solution method used in this study did not neglect the inertia term in the momentum survival equation and also considered non-isothermal conditions in the gas flow. The results of this section show that by decreasing the time step and increasing the flow velocity, the role of displacement terms in the momentum equation increases, especially during sudden changes, so that with a 100% increase in velocity, the maximum amplitude of the results increases by 66%.

In another part of this study, first, a model for predicting gas consumption in the domestic sector based on environmental conditions for a hypothetical area is presented. Then, using this model and numerical method for solving gas flow equations, a model for estimating the amount of pressure drop in a hypothetical pipeline based on the environmental conditions of the consumer area is presented, which can be used to control the amount of pressure at the

inlet of urban stations. This study deals with the dimensionless of gas transfer equations in isothermal mode to investigate various states of compression or discharge of natural gas in (of) natural gas transmission pipelines. In such a way that the operator can predict the time required to perform this operation for a certain volume of gas by considering the leading constraints such as allowable pressure and etc.

In this study, in order to simulate a natural gas transmission pipeline, several different and general modes have been considered, so that different arrangements of compressors in compressor stations and different line conditions have been considered. The performance of the compressors has been simulated using polynomials obtained from their performance map and integrated with the flow equations to evaluate the performance of the entire pipeline. Finally, an economic analysis of the impact of various parameters on the investment and operating costs of a gas transmission project has been performed. According to the results, as the flow rate increases, the net present value flow also increases, so that a 30% increase in the flow rate causes an 10% increase in the current net value.

Also, using the results, the optimal flow rate for each pipeline diameter and the optimal diameter for a specific flow rate can be determined.

Keywords: Natural gas, Numerical solution, Unsteady, Non-isothermal, Compressor station, Economic analysis



Shahrood University of
Technology

Faculty of Mechanical and Mechatronics Engineering

Ph.D. Thesis in Energy Conversion Engineering

Technical and economic investigation of unsteady flow in natural gas transmission pipelines

By: Hamed Ameri

Supervisor:

Dr. Mahmood Farzaneh-Gord

July, ۲۰۲۰