

دیاگرام بدون بعد دامنه کارکرد شیرهای کنترلی

اتوماتیک شکست خط انتقال گاز

شیرهای کنترلی اتوماتیک شکست خط به دلایل متعدد در مناطق صعب العبور و با توجه به نیاز پدافندی غیرعامل یا حفاظت از اکوسیستم روی خطوط انتقال گاز نصب می‌گردند. اثر مشخصه‌های قطر اوریفیس، فشار اولیه خط و نرخ افت فشار شکست خط بر اختلاف فشار تنظیمی شیر بصورت آزمایشگاهی با گاز نیتروژن بررسی شد. با افزایش نرخ افت فشار شکست یا کاهش قطر اوریفیس یا فشار اولیه خط، این اختلاف فشار افزایش می‌یابد. زمان دستیابی به اختلاف فشار تنظیمی، تخمین زده شد. دیاگرام اختلاف فشار تنظیمی بدون بعد برحسب نرخ افت فشار بدون بعد در دامنه کارکرد شیر کنترلی اتوماتیک ارائه شد.

مهدی محمودی^۱

دانشجوی دکترا

مفید گرجی^۲

استاد

واژه‌های راهنما: شیرکنترل اتوماتیک، شکست خط گاز، فشار اولیه، نرخ افت فشار، دیاگرام بدون بعد

۱- مقدمه

شیرهای کنترلی اتوماتیک شکست خط^۳ به منظور عملکرد خودکار، کنترل از راه دور و یا تغییر وضعیت (باز یا بسته نمودن) شیرهای بزرگ جهت جلوگیری از خروج گاز در خطوط انتقال نفت یا گاز طبیعی به هنگام وقوع شکست یا نشستی استفاده می‌شود. از منابع تامین انرژی مورد نیاز این عملگرهای نصبی روی شیرهای ربع گرد در خطوط انتقال می‌توان به مخازن تحت فشار هوا، نیتروژن، روغن هیدرولیک و یا فشار عملکردی خط لوله اشاره کرد. عملگر این نوع شیرهای کنترلی اتوماتیک در حالت کلی به دو دسته خطی و دورانی تقسیم می‌شوند. عملگرهای خطی و دورانی در شیرهای کنترلی اتوماتیک به ترتیب، نیروی خطی و دورانی تولید می‌نمایند. عملگرهای دورانی به سه دسته؛ یوک شیاردار^۴ (شکل ۱)، پره دوار^۵، چرخ و شانه^۶ تقسیم می‌گردند [۱]. اجزای عملگرهای یوک شیاردار به شرح زیر است: (۱) فنر، (۲) راهنمای فنر، (۳) شاتون و میله‌های راهنمای پیستون، (۴) سیلندر، (۵) استاپر، (۶) فلنج، (۷) یوک، (۸) محافظ فنر و (۹) نگهدارنده فنر.

^۱ نویسنده مسئول، دانشجوی دکترا، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی نوشیروانی بابل، بابل mmahmoodi@stu.nit.ac.ir

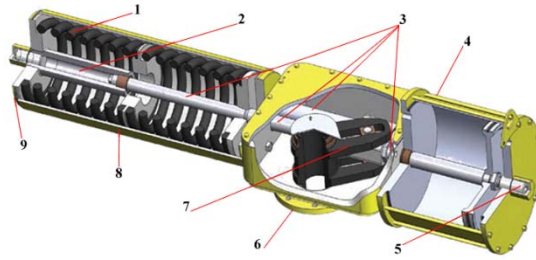
^۲ استاد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی نوشیروانی بابل، بابل gorji@nit.ac.ir

^۳ Automatic Line –break Control Valve

^۴ Scotch-Yoke

^۵ Rotary vane

^۶ Rack and pinion



شکل ۱- عملگر ربع گرد یوک شیاردار [۱]

مهمترین ویژگی مکانیزم یوک که سبب کاربرد گسترده آن در عملگرها شده است، تولید گشتاور متناسب با کورس حرکتی مورد نیاز شیرهای دورانی می‌باشد، به نحوی که مقدار گشتاور تولیدی در نقاط ابتدا و انتهای حرکت بیشتر و در نقاط میانی کمتر است. از سوی دیگر، هزینه ساخت عملگرهای نوع یوک به ویژه جهت تولید گشتاور بالاتر، کمتر از سایر انواع عملگرها است [۲].

مقدار اختلاف فشار با توجه به شرایط عملکردی و موقعیت مکانی آن در خط لوله، با اهمیت‌ترین پارامتر تنظیمی شیر کنترلی اتوماتیک می‌باشد. باز یا بسته بودن شیر به واسطه این پارامتر تعیین می‌گردد. عدم تعیین صحیح این مقدار سبب بسته شدن اشتباه شیر یا عدم عملکرد در زمان مورد نظر می‌شود. مقدار پارامتر اختلاف فشار تنظیمی در واقع، وقوع یا عدم وقوع شکست یا نشستی در خط لوله را بررسی می‌نماید. در تمام شیرهای کنترلی اتوماتیک نصب شده در نقاط مختلف سرتاسر خط انتقال، نمی‌توان از یک‌سری مقادیر از قبل تعیین شده به عنوان میزان اختلاف فشار تنظیمی شیر کنترلی اتوماتیک استفاده نمود زیرا ممکن است شیر به اشتباه در شرایط عملکردی نرمال خط، فرمان بسته شدن شیر را صادر نماید و یا در صورت وقوع شکست در خط لوله، اقدامی جهت بستن شیر توسط عملگر انجام نشود.

در کشورهای مختلف در سراسر نقاط جهان از جمله چین [۳-۴]، تعیین مقدار اختلاف فشار تنظیمی شیرهای اتوماتیک اغلب بر اساس نتایج آزمایش‌ها و یا پیش‌بینی بر مبنای مقادیر به دست آمده از جریان پایدار سیال گاز در بازه زمانی‌های طولانی برای شرایط حاکم بر موقعیت عملگر نصب شده، انجام می‌گیرد. برای تنظیم عملگر نیاز به آگاهی از نرخ تغییرات افت فشار نرمال (مربوط به هندسه عملگر و سیستم لوله‌کشی خطوط انتقال و میزان دبی شاخه‌های مصرفی یا تزریقی به خط) و افت فشار غیرنرمال (مربوط به وقوع شکست یا نشستی در خط) وجود دارد. افت فشار نرمال شامل افت فشار اصطکاکی در خط لوله و اتصالات آن از قبیل زانویی و ونتوری و ... می‌باشد که نباید سبب عمل نمودن عملگر شود.

در این مقاله منظور از نرخ افت فشار در واقع همان نرخ افت فشار غیرنرمال است. اختلاف فشار تنظیمی عملگر شیر کنترلی اتوماتیک به پارامترهای هندسی خط لوله همچون قطر و طول آن، پارامترهای هندسی عملگر مانند قطر اوریفیس و نیز شرایط عملکردی خط لوله مثل فشار و دبی سیال عبوری و نرخ افت فشار وابسته است. این وابستگی‌ها سبب پیچیدگی تعیین مقدار مناسب و صحیح برای عملگر نصب شده در خط می‌گردد. ژو و همکاران [۵] دوازده عدد از خطوط انتقال گاز چین به منظور ارزیابی تعیین مقدار مربوط به پارامتر اختلاف فشار عملگرهای نصب شده به صورت متوالی در خط لوله را به کمک نرم‌افزار در حالت یک بعدی مورد مطالعه قرار دادند.

آن‌ها نشان دادند که نرخ افت فشار با افزایش دبی عبوری سیال و یا فشار عملکردی خط، افزایش می‌یابد. تعیین مقدار اختلاف فشار تنظیمی عملگر بازتاب کننده دقت و عملکرد مکانیکی در کمترین زمان ممکن می‌باشد. مطالعات معدودی در زمینه تشخیص نشتی [۹-۶] و یا شکست [۱۳-۱۰] در خطوط انتقال گاز انجام شده است. با این وجود تعداد بسیار اندکی مقاله در زمینه تعیین مقدار نرخ افت فشار تنظیمی عملگر وجود دارد [۱۴]. سورلی و همکاران [۱۵] در عملگر یوک شیاردار با دو سیلندر، به بررسی دینامیکی هوای موجود در سیلندر با فرض پلی‌تروپیک بودن رفتار سیال هوا پرداختند و تغییرات فشار با زمان را هنگام جابجایی پیستون را مطالعه کردند.

سختوت و همکاران [۱۶] به بررسی عددی و آزمایشگاهی مدار کنترلی عملگر هیدرولیکی بر مبنای سیال روغن از حالت بی‌باری عملگر تا حالت بیشینه گشتاور تولیدی پرداختند تا مدلی را ارائه دهند که از اندازه‌گیری مداوم سرعت و نیرو به منظور کنترل سیستم بی‌نیاز باشد. اورپول و همکاران [۱۷] به بررسی عملکرد عملگر به عنوان تابعی از اندازه، پارامترهای طراحی و محدودیت‌های فیزیکی پرداختند. رنجی و همکاران [۱۸] به فرمول‌بندی و شبیه‌سازی موقعیت مکانی در عملگر یوک شیاردار الکتروهیدرواستاتیکی قابل تنظیم پرداختند. مارتون و همکاران [۱۹] مدلی خطی و وابسته به سرعت سیال روغن برای محاسبه تلفات اصطکاکی ارائه دادند. در این مدل، اصطکاک با استفاده از مدل نمایی تعریف و الگوریتم تکرار شونده‌ای برای تعیین پارامترهای مدل اصطکاکی ارائه شده است. محمود و همکاران [۲۰] به مدل‌سازی و شبیه‌سازی عملگر دیافراگمی پرداختند که در این بررسی، پارامترهای هندسی مختلفی شامل ثابت فنر، ضریب استهلاک و اصطکاک به صورت آزمایشگاهی مطالعه و با نتایج شبیه‌سازی عددی مقایسه گردید.

یاوژینگ و همکاران [۲۱] مدلی ریاضی برای شبیه‌سازی بار هیدرولیکی عملگر ارائه دادند که به طراحان عملگر برای بررسی اثر این پارامتر در طراحی کمک می‌کند. مطالعاتی در مورد بهینه‌سازی پارامترها و روش‌های کنترلی بار هیدرولیکی عملگر توسط این محققان انجام شد. لی و همکاران [۲۲] به مدل‌سازی و شبیه‌سازی عددی تغییرات دمایی در بخش هیدرولیکی عملگرهای یوک شیاردار الکتروهیدرواستاتیکی پرداختند. این عملگرها دارای قابلیت اعتماد بالا، نگهداری و تعمیر ساده، وزن کم و توان تولیدی بالا می‌باشند که در هواپیماها نیز به کار گرفته می‌شوند.

هاریس و همکاران [۲۳] به بررسی روش بهینه‌سازی مصرف انرژی عملگر الکتروپنوماتیکی به هدف کسب بیشینه قدرت از آن پرداختند. لیو و همکاران [۲۴] به بررسی آزمایشگاهی عملگرهای میکرو پرداختند و سرعت متوسط سیال را برای توان‌های تولیدی بیشینه به منظور بهینه‌سازی سیستم بررسی نمودند. گوآ و همکاران [۲۵] به شبیه‌سازی نیروهای درگیر با عملگری با سیلندر یک طرفه پرداخته و نیروهای تولیدی و مستهلک کننده با حضور اغتشاشاتی همچون اصطکاک و سایر نیروهای خارجی را بررسی نمودند.

شیرهای کنترلی اتوماتیک با عملگر یوک شیاردار بسیار اندک مورد بررسی قرار داده شده است. از دلایل آن، نبود داده‌های آزمایشگاهی معتبر و مناسب در این زمینه به دلیل هزینه بالای آزمایش‌های مورد نیاز، انحصاری شدن ساخت عملگرهای یوک شیاردار با سرمایه‌گذاری تنها چند شرکت در دنیا، طراحی‌های استراتژیک و حساس و نیز نقش پدافندی غیرعامل این نوع از عملگرها است.

در این مقاله، اثر فشار اولیه و نرخ افت فشار خط لوله و قطر اوریفیس عملگر بر اختلاف فشار تنظیمی شیر کنترلی اتوماتیک به صورت آزمایشگاهی بررسی شده است. ۳ مورد فشار اولیه خط لوله، ۱۲ مورد نرخ افت و ۳ مورد قطر اوریفیس مختلف انتخاب شد (جدول ۱).

در هر آزمایش به مدت ۱۸۰ ثانیه، یک سه‌گانه منحصر به فرد از پارامترهای ذکر شده، مطالعه گردید. هر ۲۰ ثانیه یکبار داده‌ها گزارش شده است. هر آزمایش به دلیل بررسی خطاهای احتمالی در اندازه‌گیری به تعداد ۳ مرتبه تکرار شده است. با توجه به انتخاب ۲۷ مورد شرایط تست مختلف، در مجموع ۸۱ عدد آزمایش انجام شد. برای جلوگیری از ایجاد خطرات احتمالی گاز طبیعی در این آزمایش از گاز نیتروژن استفاده شده است. در انتها، دیاگرام اختلاف فشار بدون بعد تنظیمی شیر کنترلی اتوماتیک بر حسب نرخ افت فشار بدون بعد خط لوله برای مقادیر مختلف فشارهای اولیه خط لوله و قطر اوریفیس عملگر ارائه شده (شکل ۱۳) و معادلات پیشنهادی جهت محاسبه تئوری ارائه گردیده است. در واقع، شکل (۱۳) بیانگر نقاط بیشینه بدون بعد در منحنی‌های موجود در شکل‌های (۴) تا (۱۲) می‌باشد. می‌توان با استفاده از این دیاگرام، با انتخاب و نصب قطر اوریفیس مناسب به تنظیم مجدد عملگرها در شرایط عملکردی مختلف خطوط لوله اقدام کرد. تغییرات در شرایط عملکردی خطوط لوله اغلب با تغییر دبی‌های ورودی یا خروجی انشعابات متصل به خط لوله، افزودن انشعابات جدید به خط لوله اصلی یا تغییر در میزان مصرف یا تولید گاز عبوری رخ می‌دهد.

۲- مشخصات هندسی و شرح آزمایش

فشار سیال گازی از طریق لوله ارتباطی به مجموعه عملگر منتقل شده و به سه شاخه تقسیم می‌گردد. یک مسیر آن به سمت شیر پنوماتیکی نرمال بسته دیافراگمی^۱ می‌رود و به دلیل بسته بودن این شیر، سیال پر فشار در مسیر ۱ در حالت انتظار می‌ماند (شکل ۲). مسیر شماره ۲، خط لوله را به طور مستقیم به سمت راست شیر دیافراگمی متصل می‌کند. مسیر ۳ حاوی سیال پر فشار با عبور از مجموعه‌ای شامل اوریفیس و شیر یک طرفه به دو شاخه تقسیم می‌گردد. یک شاخه از آن به سمت چپ شیر دیافراگمی و شاخه دیگر این مسیر به سمت مخزن انباشتگر^۲ می‌رود.

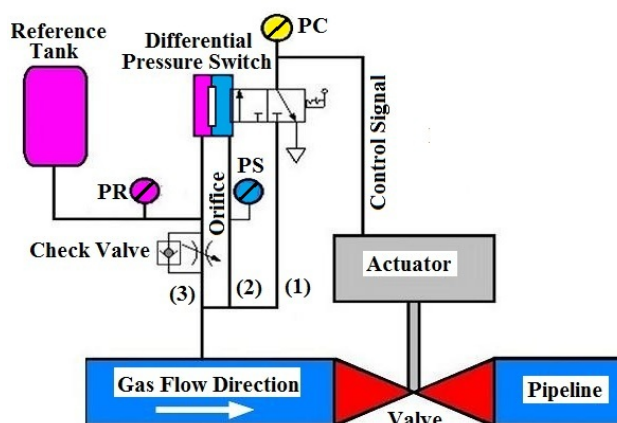
فشار مسیرهای ۲ و ۳ به ترتیب PS و PR در هر لحظه از طریق ترانسمیتر فشار^۳ قابل انتقال و ثبت در رایانه می‌باشد. اگر شکستی در خط لوله به وقوع بپیوندد، سبب ایجاد افت فشار در خط لوله شده و فشار در سمت راست شیر دیافراگمی نیز به دلیل ارتباط مستقیم و بدون واسطه با خط لوله به طور مشابه و همزمان با تغییرات فشار در خط لوله تغییر می‌کند ولی سیال موجود در سمت چپ شیر دیافراگمی برای خروج باید از مجموعه‌ای شامل اوریفیس و شیر یک‌طرفه (شماره ۹ از شکل ۳) عبور نماید و چون شیر یک‌طرفه اجازه عبور سیال را نمی‌دهد، بنابراین سیال گازی باید به اجبار از اوریفیس عبور کرده و این موضوع سبب تغییر نرخ افت فشار در طرفین شیر دیافراگمی می‌شود. در نتیجه، اختلاف فشاری در طرفین شیر دیافراگمی ایجاد می‌گردد. با توجه به پایین تر بودن فشار در سمت راست دیافراگم و حس شدن این اختلاف فشار به صورت مکانیکی و مداوم از طریق دیافراگم، لحظه‌ای که این اختلاف فشار در طرفین شیر دیافراگمی نیرویی بیشتر از نیروی ناشی از بار

¹ Differential Pressure Switch (Normally Closed)

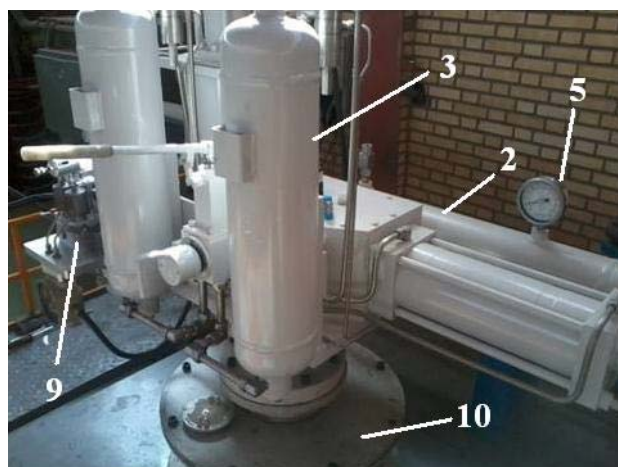
² Accumulator Tank

³ Pressure Transmitter

اعمالی به فنر (شکل ۲) تولید نماید سبب حرکت دیافراگم به سمت راست شده و تغییر وضعیت شیر دیافراگمی را به همراه دارد. با باز شدن مسیر ۱، سیال پر فشار محبوس در این مسیر به مخازن عملگر وارد می‌شود. در نیمه بالایی مخازن فضای خالی و در نیمه پایین روغن هیدرولیک وجود دارد. سیال پر فشار به مخازن عملگر وارد شده و سبب اعمال فشار سیال موجود در مسیر ۱ به سیال روغن هیدرولیک موجود در این مخازن (شماره ۳ از شکل ۳) می‌شود. روغن پر فشار از مخازن به درون سیلندر (شماره ۲ از شکل ۳) وارد شده و سبب حرکت پیستون و شاتون متصل به آن می‌شود. به دلیل اتصال لغزنده به شاتون (شکل ۱)، لغزنده در شیار یوک حرکت کرده و دوران یوک و در نتیجه دوران ساقه شیر را به همراه دارد و در نهایت سبب چرخش شیر می‌شود. بستر آزمایشگاهی در شکل (۳) آمده است که شامل؛ (۱) شبیه‌ساز خط لوله (مخزن تحت فشار)، (۲) مجموعه سیلندر و پیستون، (۳) مخازن روغن عملگر (دو عدد)، (۴) مخزن مرجع، (۵) فشارسنج، (۶) رایانه، (۷) کپسول نیتروژن، (۸) نیروسنج، (۹) مجموعه اوریفیس و شیر یک‌طرفه و (۱۰) شیر کنترلی می‌باشد. به جای سیال گاز پر فشار در خط لوله از نیتروژن فشرده در آزمایش استفاده گردید.



شکل ۲- شماتیک شیر کنترلی اتوماتیک



شکل ۳- بستر آزمایشگاهی مورد مطالعه

در این بستر آزمایشگاهی از یک لوله دو سر بسته به عنوان مخزن تحت فشار به عنوان شبیه‌ساز خط لوله استفاده شده است که توسط یک کپسول نیتروژن به فشار مورد نظر می‌رسد و با یک شیر اطمینان وضعیت حد بالای فشار آن کنترل می‌شود. برای ایجاد افت فشار ناشی از شکست خط به واسطه خروج سیال از مخزن تحت فشار شبیه‌ساز خط لوله، شیری به وسیله لوله‌رابط بر روی آن نصب گردیده است و با تنظیم میزان دبی خروجی سیال نیتروژن موجود در شبیه‌ساز خط لوله با کمک یک شیر مدرج می‌توان افت فشار میانگین مورد نظر را به خط لوله اعمال نمود. فشار مسیرهای ۲ و ۳ از طریق ترانسمیتر فشار به رایانه ارسال و ثبت می‌گردد.

۳- شرایط تست آزمایشگاهی

پارامتر فشار اولیه عملکردی خط لوله مقادیر ۷۵۰۰، ۹۰۰۰ و ۱۰۵۰۰ کیلوپاسکال، پارامتر نرخ افت فشار خط لوله مقادیر ۰/۲، ۰/۴، ۱/۸، ۲، ۲/۴، ۳/۶، ۳/۸، ۴، ۴/۲، ۴/۶، ۵، ۸ کیلوپاسکال بر ثانیه و پارامتر قطر اوریفیس مقادیر ۰/۷، ۱ و ۱/۵ میلی‌متر را شامل می‌شوند. هر شرایط تست آزمایشگاهی شامل یک ترکیب سه‌گانه متفاوت از پارامترهای قطر اوریفیس، نرخ افت فشار شکست خط و فشار اولیه خط لوله است که در مجموع ۲۷ مورد از شرایط متفاوت عملکردی تست شد. در واقع، هر یک از شرایط تست (۲۷ مورد) به تعداد ۳ مرتبه تکرار شد. با توجه به تعداد متغیرها در جدول (۱) و تکرار آزمایش‌ها، تعداد ۸۱ عدد آزمایش انجام شد. میانگین داده‌های به دست آمده (معادله ۱) به همراه انحراف میانگین (معادله ۲) برای آن مقدار میانگین، محاسبه گردید که در شکل‌های (۴) تا (۱۲) ارائه شده است. تجهیزات اندازه‌گیری در جدول (۲) لیست شده است. با وجود دقت بسیار بالای تجهیزات اندازه‌گیری مورد استفاده در این آزمایش، کالیبراسیون انجام شد. نمودار اختلاف فشار شیر دیافراگمی بر حسب زمان برای ثبت داده‌ها در مدت زمان اجرای سه دقیقه‌ای هر آزمایش هر ۲۰ ثانیه یکبار ثبت و ترسیم شده است.

$$\bar{X} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i \quad (1)$$

$$d_i = x_i - \bar{X}; \sum_{i=1}^n d_i = 0; D = \frac{|d_1| + |d_2| + \dots + |d_n|}{n} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n |d_i| \quad (2)$$

جدول ۱- تعداد متغیرهای مطالعه آزمایشگاهی

پارامتر	فشار اولیه خط لوله kPa	نرخ افت فشار شکست خط kPa/s	قطر اوریفیس mm
تعداد	۳	۱۲	۳
مقادیر	۱۰۵۰۰، ۹۰۰۰، ۷۵۰۰	۲/۴، ۲، ۱/۸، ۰/۴، ۰/۲، ۳/۶، ۳/۸، ۴، ۴/۲، ۴/۶، ۵، ۸	۱/۵، ۱، ۰/۷

جدول ۲- لیست تجهیزات اندازه‌گیری

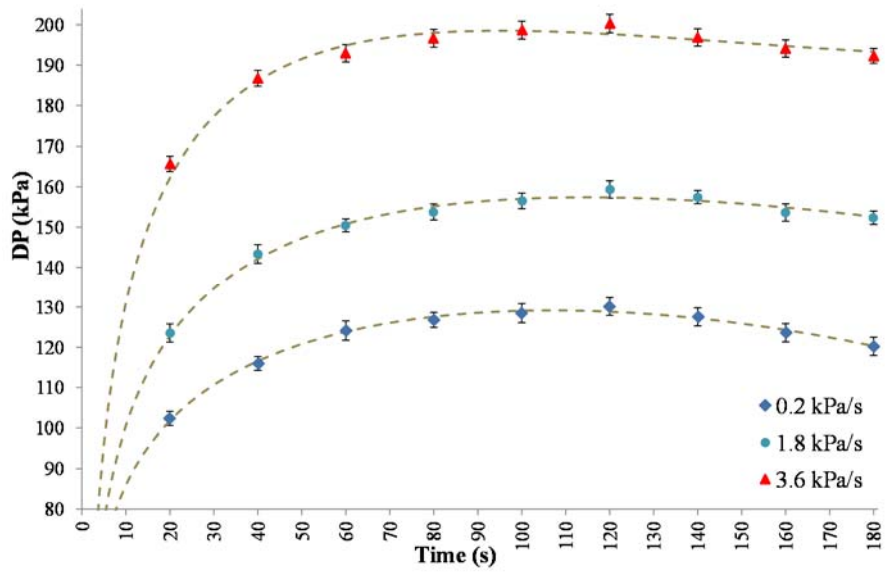
تجهیز	سازنده و مدل	عدم قطعیت
ترانسمیتر فشار <td>WIKA, Class:A10</td> <td>±۰/۰۵ %</td>	WIKA, Class:A10	±۰/۰۵ %
فشارسنج <td>WIKA, Type:332.54</td> <td>±۰/۲۵ %</td>	WIKA, Type:332.54	±۰/۲۵ %

۴- نتایج و بحث

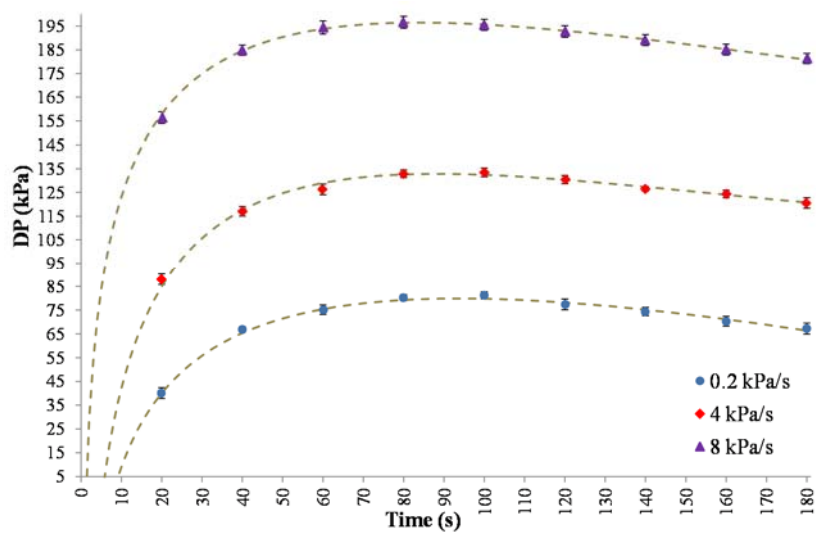
شکست در خط لوله سبب افزایش سرعت گاز و در نتیجه افزایش افت فشار در عبور سیال از شیر می‌شود ولی نمی‌توان از این ویژگی به عنوان سیگنالی برای عملکرد سیستم تشخیص شکست خط لوله استفاده نمود زیرا برای مثال، در مواقعی که شیر به طور کامل باز است، مقدار افت فشار بسیار ناچیز است. اختلاف میان این دو فشار با گذر زمان افزایش یافته تا به یک مقدار بیشینه رسیده و پس از آن کاهش می‌یابد که در واقع بیانگر رفتار ذاتی مجموعه اوریفیس در سیستم تشخیص شکست خط عملگر می‌باشد. اختلاف فشار در طرفین شیر دیافراگمی به هنگام وقوع شکست در خط لوله تابعی از نرخ افت فشار ناشی از شکست خط لوله، قطر اوریفیس و فشار اولیه خط لوله می‌باشد.

در نتایج مطالعه آزمایشگاهی، تا ۱۸۰ ثانیه پس از ایجاد افت فشار ناشی از شکست در خط لوله بررسی شده است. برای قطر اوریفیس‌های ۰/۷، ۱ و ۱/۵ میلی‌متر موجود در عملگر شیر کنترلی اتوماتیک نصب شده بر روی خط لوله انتقال گاز در مطالعه آزمایشگاهی حاضر، تغییرات اختلاف فشار طرفین شیر دیافراگمی با زمان برای فشار اولیه خط لوله ۷۵۰۰ کیلوپاسکال در شکل‌های (۴) تا (۶)، برای فشار اولیه خط لوله ۹۰۰۰ کیلوپاسکال در شکل‌های (۷) تا (۹) و برای فشار اولیه خط لوله ۱۰۵۰۰ کیلوپاسکال در شکل‌های (۱۰) تا (۱۲) برای قطر اوریفیس‌های مذکور نشان داده شده است. هر عملگر با توجه به فشار اولیه خط لوله‌ای که بر روی آن نصب می‌گردد و قطر اوریفیس انتخابی برای عملگر آن که در واقع قلب این مجموعه است، در محدوده خاصی از نرخ‌های افت فشار ممکن الوقوع در وقوع شکست خط لوله عمل می‌نماید. با افزایش قطر اوریفیس عملگر و ثابت ماندن فشار اولیه خط لوله، هرچه نرخ افت فشار ناشی از شکست خط لوله بیشتر شود، اختلاف فشار طرفین شیر دیافراگمی افزایش می‌یابد. از سوی دیگر، برای یک قطر اوریفیس مشخص، زمان $Time_{max}$ مورد نیاز برای رسیدن به اختلاف فشار بیشینه طرفین شیر دیافراگمی برای تمامی نرخ‌های افت فشار ناشی از شکست خط لوله یکسان بوده و تنها به اندازه قطر اوریفیس در عملگر وابسته است. در واقع تنها مشخصه موثر در زمان وقوع اختلاف فشار بیشینه، قطر اوریفیس است و مشخصه‌هایی دیگر همچون فشار اولیه و نرخ افت فشار ناشی از شکست خط لوله در مقدار این زمان اثری ندارند. با ثابت بودن قطر اوریفیس و فشار اولیه خط لوله، تنها متغیر مورد بررسی نرخ افت فشار ناشی از شکست خط لوله است. هر چه نرخ افت فشار شکست خط لوله بیشتر باشد، جرم بیشتری از سیال درون خط لوله به اتمسفر تخلیه می‌شود.

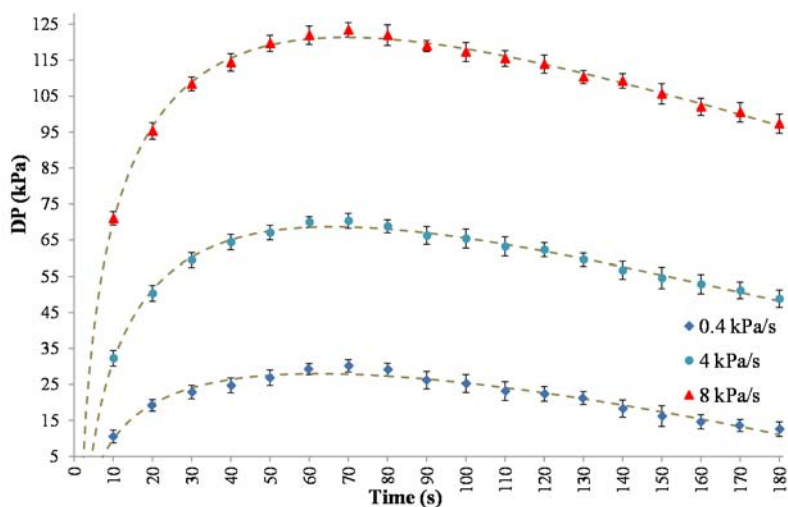
در لحظه اولیه، قبل از شکست خط لوله، فشار سیال در تمامی نقاط سیستم تشخیص شکست خط برابر با فشار اولیه خط لوله است. در لحظه شکست خط لوله، فشار در سمتی از شیر دیافراگمی که به طور مستقیم به خط لوله متصل است، با نرخ افت فشار ناشی از شکست خط برابر است اما در سمت دیگر شیر دیافراگمی به دلیل عبور سیال از درون اوریفیس، نرخ افت فشار ایجاد شده با نرخ افت فشار ناشی از خط لوله متفاوت است. پس از ایجاد شکست در خط لوله، دبی جرمی سیال خروجی از خط لوله \dot{m}_{PL} همواره بزرگتر مساوی دبی جرمی سیال خروجی از مخزن انباشتگر \dot{m}_{ACC} است $\dot{m}_{ACC} \leq \dot{m}_{PL}$. هر چه نرخ افت فشار شکست خط بیشتر باشد، دبی جرمی سیال خروجی از خط لوله بیشتر است که در واقع تفاوت مقادیر \dot{m}_{PL} و \dot{m}_{ACC} بیشتر می‌شود و در نتیجه، اختلاف فشار بیشتری بین طرفین دیافراگم ایجاد می‌شود.



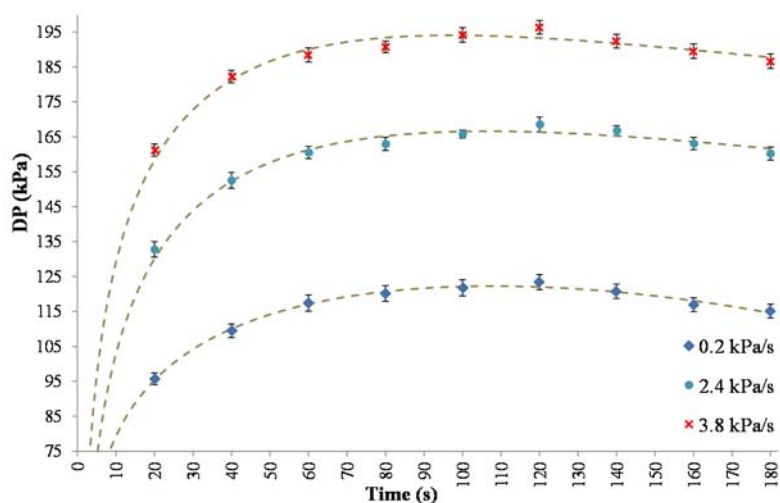
شکل ۴- اختلاف فشار شیر دیافراگمی بر حسب زمان برای فشار اولیه ۷۵۰۰ kPa و قطر اوریفیس ۰.۷ mm.



شکل ۵- اختلاف فشار شیر دیافراگمی بر حسب زمان برای فشار اولیه ۷۵۰۰ kPa و قطر اوریفیس ۱ mm.



شکل ۶- اختلاف فشار شیر دیافراگمی بر حسب زمان برای فشار اولیه 7500 kPa و قطر اوریفیس $1/5 \text{ mm}$.

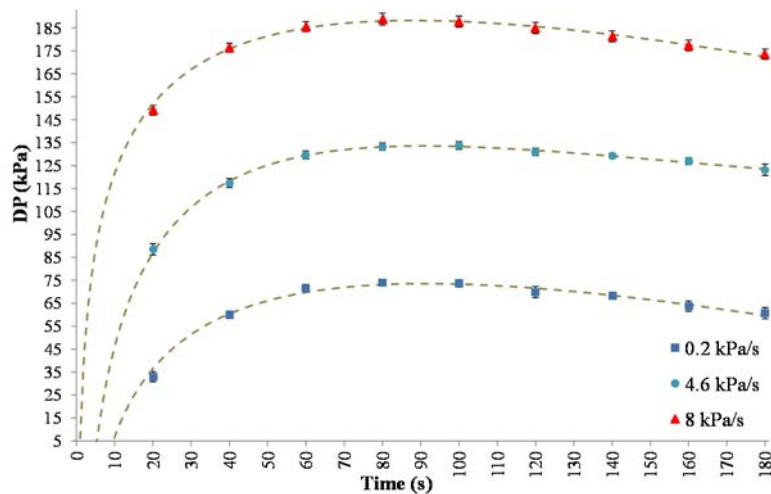


شکل ۷- اختلاف فشار شیر دیافراگمی بر حسب زمان برای فشار اولیه 9000 kPa و قطر اوریفیس $1/7 \text{ mm}$.

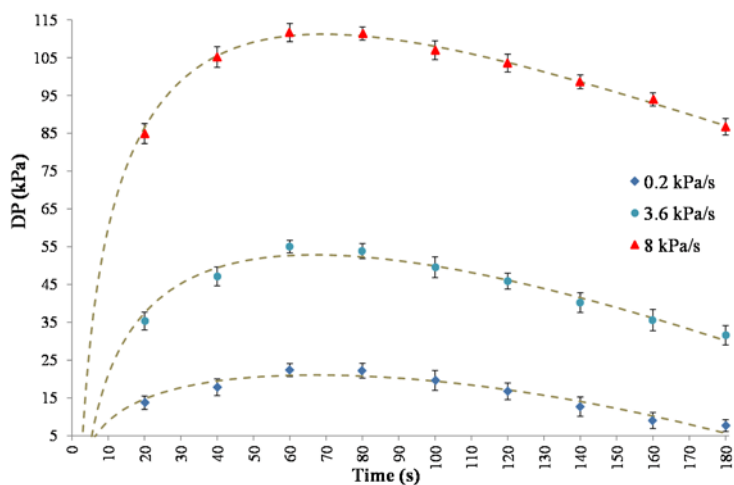
این اختلاف فشار تا یک مقدار بیشینه افزایش می‌یابد و پس از آن به دلیل کاهش جرم سیال در مخزن مرجع، فشار مخزن کاهش یافته و به فشار خط نزدیک می‌گردد. با کاهش قطر اوریفیس و ثابت ماندن نرخ افت فشار ناشی از شکست خط، اختلاف فشار بین مخزن مرجع و خط لوله (اختلاف فشار طرفین شیر دیافراگمی) افزایش می‌یابد. از سوی دیگر، با کاهش قطر اوریفیس، زمان دستیابی به اختلاف فشار بیشینه طرفین شیر دیافراگمی نیز افزایش می‌یابد، به طوری که مطابق با نتایج آزمایشگاهی برای قطر اوریفیس $1/7$ میلی‌متری زمان Time_{\max} وقوع اختلاف فشار بیشینه در طرفین شیر دیافراگمی 120 ثانیه، برای قطر اوریفیس 1 میلی‌متری این زمان

۱۰۰ ثانیه و برای قطر اوریفیس ۱/۵ میلی‌متری ۸۰ ثانیه است. با ثابت بودن فشار اولیه و نرخ افت فشار ناشی از شکست خط لوله، تنها متغیر مورد بررسی قطر اوریفیس عملگر است. هر چه قطر اوریفیس بزرگ‌تر باشد، جرم بیشتری از سیال درون مخزن مرجع تخلیه می‌شود. قبل از شکست خط لوله در لحظه اولیه، فشار سیال در تمامی نقاط سیستم برابر با فشار اولیه خط لوله است.

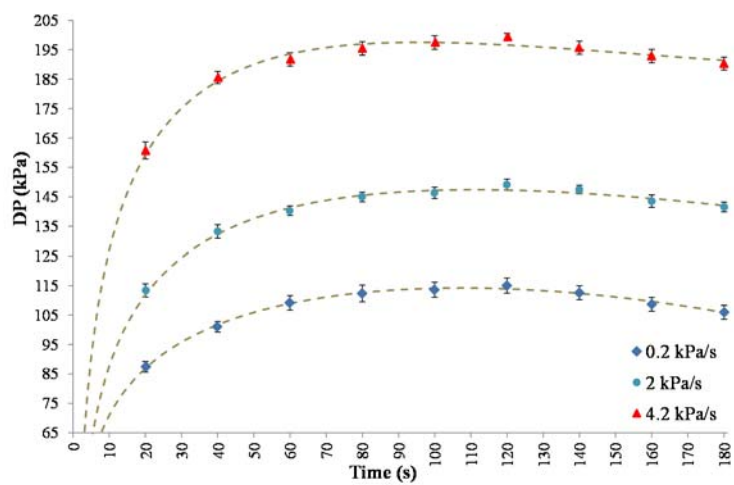
در لحظه شکست خط لوله، فشار در سمتی از شیر دیافراگمی که به طور مستقیم به خط لوله متصل است، با نرخ افت فشار ناشی از شکست خط برابر است اما در سمت دیگر شیر دیافراگمی به دلیل عبور سیال از درون اوریفیس، نرخ افت فشار ایجاد شده با نرخ افت فشار ناشی از خط لوله متفاوت است. هر چه قطر اوریفیس بزرگ‌تر باشد، دبی جرمی سیال خروجی از مخزن مرجع به واسطه اوریفیس بیشتر است که در واقع مقدار \dot{m}_{PL} به مقدار \dot{m}_{ACC} نزدیک‌تر است و در نتیجه، اختلاف فشار کمتری در طرفین دیافراگم ایجاد می‌شود. این اختلاف فشار تا یک مقدار بیشینه افزایش می‌یابد و پس از آن به دلیل کاهش جرم سیال در مخزن مرجع، فشار مخزن کاهش یافته و به فشار خط نزدیک می‌گردد. برای نرخ افت فشار شکست خط لوله و قطر اوریفیس ثابت، اختلاف فشار بین مخزن مرجع و خط لوله با کاهش فشار اولیه خط لوله، افزایش می‌یابد.



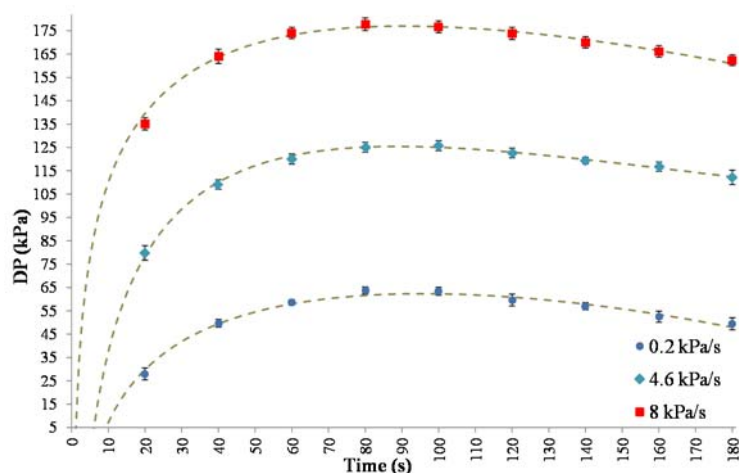
شکل ۸- اختلاف فشار شیر دیافراگمی بر حسب زمان برای فشار اولیه ۹۰۰۰ kPa و قطر اوریفیس ۱ mm.



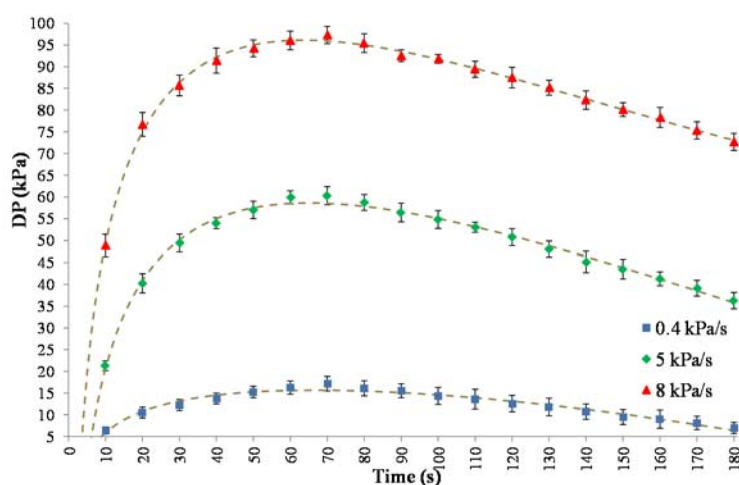
شکل ۹- اختلاف فشار شیر دیافراگمی بر حسب زمان برای فشار اولیه ۹۰۰۰ kPa و قطر اوریفیس ۱/۵ mm.



شکل ۱۰- اختلاف فشار شیر دیافراگمی بر حسب زمان برای فشار اولیه ۱۰۵۰۰ kPa و قطر اوریفیس ۰/۷ mm.



شکل ۱۱- اختلاف فشار شیر دیافراگمی بر حسب زمان برای فشار اولیه ۱۰۵۰۰ kPa و قطر اوریفیس ۱ mm.



شکل ۱۲- اختلاف فشار شیر دیافراگمی بر حسب زمان برای فشار اولیه ۱۰۵۰۰ kPa و قطر اوریفیس ۱/۵ mm.

هر چه فشار اولیه خط لوله بیشتر باشد، دبی جرمی سیال خروجی از مخزن مرجع از طریق اوریفیس بیشتر است که در واقع مقدار \dot{m}_{ACC} به مقدار \dot{m}_{PL} نزدیک تر است و در نتیجه، اختلاف فشار کمتری در طرفین دیافراگم ایجاد می شود. این اختلاف فشار تا یک مقدار بیشینه افزایش می یابد و پس از آن به دلیل کاهش جرم سیال در مخزن مرجع، فشار مخزن کاهش یافته و به فشار خط نزدیک می گردد. در واقع، هر چه فشار اولیه خط لوله بیشتر باشد، سرعت خروجی سیال از مخزن انباشتگر از طریق اوریفیس بیشتر است و در نتیجه افت فشار موضعی بیشتر در اوریفیس بیشتر بوده و نرخ افت فشار در مسیر گذر از اوریفیس به نرخ افت فشار ناشی از شکست خط نزدیک تر است.

به همین دلیل برای فشارهای اولیه خط لوله بزرگ‌تر، اختلاف فشار طرفین شیر دیافراگمی مقدار کمتری است. هر قطر اوریفیسی برای یک محدوده خاص از فشار اولیه و نرخ افت فشار ناشی از شکست خط کاربرد دارد. برای مثال، اگر قطر اوریفیس انتخابی به صورتی باشد که نرخ دبی جرمی خروجی از آن با نرخ دبی جرمی خروجی از خط لوله برابر باشد شیر کنترلی اتوماتیک هرگز متوجه ایجاد شکست در خط لوله نخواهد شد. شکل (۱۳)، اختلاف فشار بیشینه بدون بعد بین فشار خط لوله و مخزن مرجع را برحسب نرخ افت فشار میانگین بدون بعد ناشی از شکست خط لوله به عنوان تابعی از قطر اوریفیس و فشار اولیه خط لوله نمایش می‌دهد. برای تنظیم سیستم تشخیص شکست خط، لازم است تا از شرایط کاری خط لوله اطلاعات کامل به دست آید که این پارامترها مواردی از قبیل؛ محدوده فشار کاری گاز، مقدار اندازه‌گیری شده افت فشار کمینه خط (در زمان کارکرد عادی و در محل نصب شیر برای کمینه، نرمال و بیشینه فشارهای کاری خط لوله) و مقدار اندازه‌گیری شده افت فشار بیشینه خط (در زمان کارکرد عادی و در محل نصب شیر برای کمینه، نرمال و بیشینه فشارهای کاری خط لوله) می‌باشند.

نرخ افت فشار در شرایط کارکردی نرمال همواره از نرخ افت فشار در زمان شکست خط لوله در فشار کاری یکسان، کمتر است. اختلاف فشار بیشینه بدون بعد NDP_{max} و نرخ افت فشار بدون بعد شکست خط NPR با استفاده از معادلات ۳ و ۴ محاسبه شده است.

$$NDP_{max} = DP_{max} / P_i \quad (۳)$$

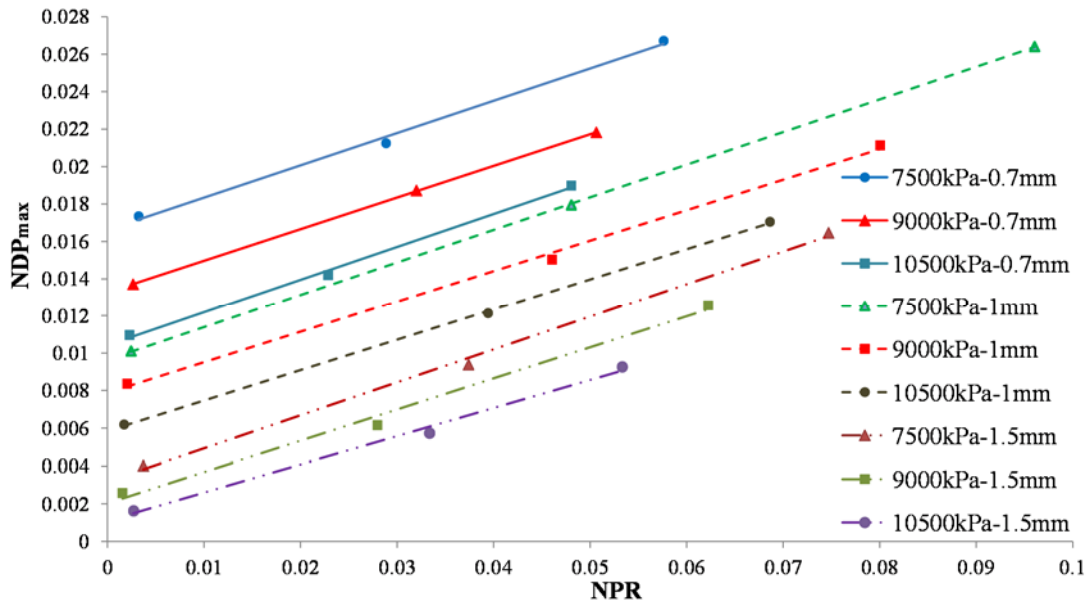
$$NPR = PR \times Time_{max} / P_i \quad (۴)$$

برای تنظیم سیستم تشخیص شکست خط لوله لازم است تا نرخ افت فشار بالاتری را نسبت به نرخ افت فشار ممکن الوقوع در زمان شرایط کارکرد عادی سیستم و پایین‌تر از تمامی نرخ افت فشارهای ممکن الوقوع در زمان شکست خط لوله انتخاب شود. زمانی که نرخ افت فشار ناشی از شکست خط لوله و فشار کاری خط لوله مشخص شوند، می‌توان قطر اوریفیس را به کمک شکل (۱۳) معین نمود.

نرخ افت فشار منتخب را روی محور افقی مشخص کرده و از این نقطه خطی عمودی خارج می‌کنیم تا منحنی مربوط به فشار کاری مربوط به خط لوله را در بزرگ‌ترین اختلاف فشار ممکن در مجموعه منحنی‌های ارائه شده، قطع نماید. از نقطه به دست آمده از تقاطع خط عمودی و منحنی، یک خط افقی رسم کرده تا محور عمودی را قطع نماید. در واقع، مقادیر مشخص شده برای پارامتر اختلاف فشار بیشینه بدون بعد روی محور عمودی در شکل (۱۳) جهت انتخاب مقدار تنظیمی برای شیر کنترل اتوماتیک شکست خط استفاده می‌شود. در عمل، مقدار محاسبه شده برای تنظیم شیر کنترل اتوماتیک از شکل (۱۳) با ضریب اطمینان ۱۵ درصدی استفاده خواهد شد.

جدول ۲- محاسبه پارامترهای بدون بُعد NDP_{max} و NPR بر مبنای داده‌های آزمایشگاهی

D	۰/۷ mm		۱ mm		۱/۵ mm	
	NDP_{max}	NPR	NDP_{max}	NPR	NDP_{max}	NPR
۷۵۰۰ kPa	۰/۰۱۷۳	۰/۰۰۳۲	۰/۰۱۰۱	۰/۰۰۲۷	۰/۰۰۴	۰/۰۰۴۳
	۰/۰۲۱۲	۰/۰۲۸۸	۰/۰۱۷۹	۰/۰۰۴۸	۰/۰۰۹۴	۰/۰۳۷۳
	۰/۰۲۶۷	۰/۰۵۷۶	۰/۰۰۹۶	۰/۰۲۶۴	۰/۰۱۶۴	۰/۰۷۴۷
۹۰۰۰ kPa	۰/۰۱۳۷	۰/۰۰۲۷	۰/۰۰۸۴	۰/۰۰۲	۰/۰۰۲۶	۰/۰۰۱۵
	۰/۰۱۸۷	۰/۰۰۳۲	۰/۰۱۵	۰/۰۰۴۶	۰/۰۰۶۲	۰/۰۰۲۸
	۰/۰۵۰۶	۰/۰۲۱۸	۰/۰۲۱۱	۰/۰۰۸	۰/۰۱۲۶	۰/۰۶۲۲
۱۰۵۰۰ kPa	۰/۰۰۲۳	۰/۰۱۰۹	۰/۰۰۶۲	۰/۰۰۱۷	۰/۰۰۱۶	۰/۰۰۲۷
	۰/۰۲۲۹	۰/۰۱۴۲	۰/۰۱۲۱	۰/۰۳۹۴	۰/۰۰۵۷	۰/۰۳۳۳
	۰/۰۱۸۹	۰/۰۰۴۸	۰/۰۱۷	۰/۰۶۸۶	۰/۰۰۹۲	۰/۰۵۳۳



شکل ۱۳- اختلاف فشار بدون بُعد شیر دیافراگمی بر حسب نرخ افت فشار بدون بُعد ناشی از شکست خط برای مقادیر مختلف فشار اولیه خط لوله و قطر اوریفیس عملگر

جدول ۳- ضرایب ثابت در معادله ۵

	۷۵۰۰ kPa			۹۰۰۰ kPa			۱۰۵۰۰ kPa		
	۰/۷ mm	۱ mm	۱/۵ mm	۰/۷ mm	۱ mm	۱/۵ mm	۰/۷ mm	۱ mm	۱/۵ mm
a	۰/۱۷۲	۰/۱۷۴	۰/۱۷۵	۰/۱۶۹	۰/۱۶۳	۰/۱۶۵	۰/۱۷۶	۰/۱۶۲	۰/۱۴۹
b	۰/۰۱۷	۰/۰۱	۰/۰۰۳	۰/۰۱۳	۰/۰۰۸	۰/۰۰۲	۰/۰۱۱	۰/۰۰۶	۰/۰۰۱
R^2	۰/۹۹۶	۱	۰/۹۹۸	۱	۰/۹۹۸	۰/۹۹۳	۰/۹۹۷	۱	۰/۹۹۴

علت اصلی بکارگیری این ضریب اطمینان، استفاده از گاز نیتروژن جهت انجام تست‌های آزمایشگاهی به جای گاز طبیعی می‌باشد. در عمل باید برای یک قطر اوریفیس مشخص، شیر دیافراگمی را بر اساس مقدار اختلاف فشار در شکل (۱۳) تنظیم نمود. ضرایب ثابت a و b مربوط به معادله ۵ به همراه مقدار R^2 (دقت انطباق خط پیشنهادی بر داده‌های آزمایشگاهی) در جدول (۳) آمده است.

$$\text{NDP}_{\max} = a \text{NPR} + b \quad (5)$$

۵- نتیجه‌گیری

در این مقاله، اثر مشخصه‌های قطر اوریفیس عملگر، فشار اولیه و نرخ افت فشار ناشی از شکست خط لوله بر اختلاف فشار تنظیمی شیر کنترلی اتوماتیک با گاز نیتروژن به صورت آزمایشگاهی بررسی شد. هر چه نرخ افت فشار ناشی از شکست خط لوله بیشتر شود، اختلاف فشار طرفین شیر دیافراگمی افزایش می‌یابد. با ثابت ماندن فشار اولیه و نرخ افت فشار ناشی از شکست خط لوله و کاهش قطر اوریفیس، اختلاف فشار بین مخزن مرجع و خط لوله که برابر با اختلاف فشار طرفین شیر دیافراگمی است، افزایش می‌یابد و از سوی دیگر سبب افزایش زمان دستیابی به بیشینه مقدار این اختلاف فشار می‌شود.

برای نرخ افت فشارهای ناشی از شکست خط و قطر اوریفیس‌های ثابت، اختلاف فشار طرفین شیر دیافراگمی با کاهش فشار اولیه خط لوله افزایش می‌یابد. زمان دستیابی به اختلاف فشار بیشینه برای مقادیر مختلفی از فشارهای اولیه و نرخ‌های افت فشار شکست خط لوله، یکسان است و تنها به اندازه قطر اوریفیس بستگی دارد. دیاگرام با ارزش اختلاف فشار بیشینه بدون بعد بر حسب نرخ افت فشار بدون بعد شکست خط لوله برای مقادیر مختلف فشارهای اولیه خط لوله و قطرهای اوریفیس عملگر متفاوت ارائه شده است که مبنای طراحی و تنظیم پرکاربردترین نوع عملگرهای تمام مکانیکی مورد استفاده در شیرهای کنترلی اتوماتیک خطوط انتقال گاز است. هر قطر اوریفیس عملگر برای یک فشار اولیه خط لوله مشخص در سیستم تشخیص شکست خط قادر است، محدوده خاصی از نرخ‌های افت فشار ناشی از شکست خط را حس نماید و برای نرخ‌های خارج از این محدوده، شیر کنترلی اتوماتیک عکس‌العملی نشان نمی‌دهد.

تشکر و قدردانی

نویسندگان مقاله بر خود لازم می‌دانند از مدیریت پژوهش و فناوری شرکت ملی گاز ایران و مدیریت عامل محترم شرکت دانش بنیان فرا توسعه کیاسا به دلیل حمایت‌های ایشان سپاسگزاری نمایند.

مراجع

- [1] Nesbitt, B., "Handbook of Valves and Actuators: Valve and Actuators Selection", Chapter 19, Butterworth-Heinemann, pp. 425-432, (2011).

- [2] Zhang, P., “*Advanced Industrial Control Technology: A Handbook for Engineers and Researchers*”, *Sensors and Actuators for Industrial Control*, Chapter 1, pp. 2-186, Elsevier, New York, (2010).
- [3] Wang, G.H., and Zhang, W.F., “The Determination Method of Proper Value of Pressure Drop Rate Pipe for the Fast Block Valve on Pipeline”, Ph.D. Thesis, Process Engineering, China University of Petroleum Beijing, (2004).
- [4] Wang, W.L., Gao, Y.H., and Lai, J.B., “Setting of Pressure Drop Rate in Pipe Burst Detection System on Natural Gas Pipeline Block Valve”, *Gas Heat*, Vol. 33, No. 7, pp. 19-23, (2013).
- [5] Zuo, L., Jiang, F., and Jin, B., “Value Setting for the Rate of Pressure Drop of Automatic Line-break Control Valves in Natural Gas Pipelines”, *Journal of Natural Gas Sciences and Engineering*, Vol. 26, pp. 803-809, (2015).
- [6] Harriott, G.M., “Gas Pipeline Simulation: Leak Detection”, In: Proc., 42nd Annual Meeting of the Pipeline Simulation Interest Group (PSIG), Pipeline Simulation Interest Group, Houston, TX, (2011).
- [7] Noguerol, R., “Pipeline Control Modes and their Effect on Model-based Leak Detection”, In: Proc., 42nd Annual Meeting of the Pipeline Simulation Interest Group (PSIG), Pipeline Simulation Interest Group, Houston, TX, (2011).
- [8] Reddy, H.P., Narasimhan, S., and Bhallamudi, S.M., “Leak Detection in Gas Pipeline Networks using an Efficient State Estimator, Part-I: Theory and Simulations”, *Comput. Chem. Eng.*, Vol. 35, No. 4, pp. 651-661, (2011a).
- [9] Reddy, H.P., Narasimhan, S., and Bhallamudi, S.M., “Leak Detection in Gas Pipeline Networks using an Efficient State Estimator, Part II. Experimental and Field Evaluation”, *Comput. Chem. Eng.*, Vol. 35, No. 4, pp. 662-670, (2011b).
- [10] Lacerda, S.A.M., and Elias, G.P., “The Use of Pipeline Simulation to Analyse the Effects of a Gas Pipeline Rupture”, In: Proc., 41st Annual Meeting of the Pipeline Simulation Interest Group (PSIG), Pipeline Simulation Interest Group, Houston, TX, (2010).
- [11] AL-Rasheed, M., Brell, A., and Al-Qaffas, S., “Pipeline Rupture Consequences Mitigation Comprehensive Study”, In: Proc., 41st Annual Meeting of the Pipeline Simulation Interest Group (PSIG), Pipeline Simulation Interest Group, Houston, TX, (2010).
- [12] Peekema, R.M., “Causes of Natural Gas Pipeline Explosive Ruptures”, *J. Pipeline Syst. Eng. Pract.*, Vol. 4, No. 1, pp. 74-80, (2013).
- [13] Richards, F., “Failure Analysis of a Natural Gas Pipeline Rupture”, *J. Fail. Anal. Prev.*, Vol. 13, No. 6, pp. 653-657, (2013).
- [14] Phan, T.T., and Sawin, A.J., “Automatic Linebreak Control Valve Case Study”, Proc., 43rd Annual Meeting of the Pipeline Simulation Interest Group (PSIG), Pipeline Simulation Interest Group, Houston, TX, (2012).

- [15] Sorli, M., Gastaldi, L., Codina, E., and Heras, S., "Dynamic Analysis of Pneumatic Actuators", *Simulation Practice and Theory*, Vol. 7, No. 5-6, pp. 589-602, (1999).
- [16] Sekhavat, P., Sepehri, N., and Wu, Q., "Impact Stabilizing Controller for Hydraulic Actuators with Friction: Theory and Experiments", *Control Engineering Practice*, Vol. 14, pp. 1423-1433, (2006).
- [17] Oriol, G.B., Campanile, F., Galceran, S.A., Montesinos, D.M., and Rull, J.D., "Hydraulic Actuator Modeling for Optimization of Mechatronic and Adaptronic Systems", *Mechatronics*, Vol. 18, pp. 634-640, (2008).
- [18] Rongjie, K., Zongxia, J., Shaoping, W., and Lisha, C., "Design and Simulation of Electro-hydrostatic Actuator with a Built-in Power Regulator", *Chinese Journal of Aeronautics*, Vol. 22, pp. 700-706, (2009).
- [19] Márton, S., Fodor, S., and Sepehri, N., "A Practical Method for Friction Identification in Hydraulic Actuators", *Mechatronics*, Vol. 21, pp. 350-356, (2011).
- [20] Mehmood, A., Laghrouche, S., and Bagdouri, M., "Modeling Identification and Simulation of Pneumatic Actuator for VGT System", *Sensors and Actuators A*, Vol. 165, pp. 367-378, (2011).
- [21] Yaoping, S., Hang, Y., Zongxia, J., and Nan, Y., "Matching Design of Hydraulic Load Simulator with Aircraft Actuator", *Chinese Journal of Aeronautics*, Vol. 26, No. 2, pp. 470-480, (2013).
- [22] Li, K., Zhong, L., Lu, K., and Ping, Y., "Thermal-hydraulic Modeling and Simulation of the Hydraulic System Based on the Electro-hydrostatic Actuator", *Procedia Engineering*, Vol. 80, pp. 272 - 281, (2014).
- [23] Harris, P., Nolan, S., Garet, E., and Donnell, O., "Energy Optimisation of Pneumatic Actuator Systems in Manufacturing", *Journal of Cleaner Production*, Vol. 72, pp. 35-45, (2014).
- [24] Liu, B., Hou, Y., Li, D., and Yang, J., "A Thermal Bubble Micro-actuator with Induction Heating", *Sensors and Actuators A*, Vol. 2, No. 2, pp. 8-14, (2015).
- [25] Guo, K., Wei, J., Fang, J., Feng, R., and Xiaochen, W., "Position Tracking Control of Electro-hydraulic Single-rod Actuator Based on an Extended Disturbance Observer", *Mechatronics*, Vol. 27, pp. 47-56, (2015).

فهرست نمادهای انگلیسی

d: انحراف از میانگین

D: انحراف میانگین

DP: اختلاف فشار شیر دیافراگمی بر حسب کیلوپاسکال

DP_{max}: بیشینه اختلاف فشار شیر دیافراگمی بر حسب کیلوپاسکال

\dot{m}_{ACC} : دبی جرمی خروجی از مخزن مرجع بر حسب کیلوگرم بر ثانیه

\dot{m}_{PL} : دبی جرمی خروجی از خط لوله بر حسب کیلوگرم بر ثانیه

NDP_{max}: بیشینه اختلاف فشار شیر دیافراگمی بدون بعد

NPR: نرخ افت فشار بدون بعد

PR: نرخ افت فشار بر حسب کیلوپاسکال بر ثانیه

P_i: فشار اولیه خط لوله بر حسب کیلوپاسکال

Time: زمان بر حسب ثانیه

Abstract

The effects of orifice diameter, pipeline initial pressure and pressure drop rate due to rupture on the differential pressure of diaphragm valve in a automatic line-break control valve have been studied by experiments. The fluid in this experimental investigation was nitrogen. The reference tank is connected to the pipeline through a calibrated orifice with check valve. The tank pressure is higher than pipeline pressure when pressure reduction occurs by line breaking. If the pressure difference between tank and pipeline is higher than the sustainable pressure value of diaphragm valve, the valve will be closed by actuator. The differential pressure of diaphragm valve is increased by the growth of pipeline pressure drop rate. The occurrence time of maximum differential pressure of diaphragm valve just depends on the orifice diameter. The maximum of differential pressure increases with the decrease of orifice diameter. The setting differential pressure of control valve was increased by decrease of pipeline initial pressure or orifice diameter or increase of pressure drop rate. The curves of non-dimensional maximum differential pressure generated by non-dimensional pipeline pressure drop rates are shown for different orifice diameters and pipeline initial pressure. These important curves will be used for design and setting of these automatic line-break control valve operation.