

شبیه‌سازی پدیده‌ی ضربه‌ی هیدرولیکی در فرآیندهای ناپایای استارت و قطع یک موتور سوخت مایع فضایی

داود رمش^{۱*}، حمید رضا علی محمدی^۲ و رضا فرخی^۳

اطلاعات مقاله	چکیده
<p>واژگان کلیدی: ضربه‌ی هیدرولیکی، موتور سوخت مایع، رژیم گذرا، شبیه‌سازی.</p>	<p>شبیه‌سازی ضربات هیدرولیکی به‌خصوص در مراحل اولیه طراحی مدارهای هیدرولیکی از اهمیت قابل‌توجهی برخوردار است. بروز ضربات هیدرولیکی خارج از انتظار، باعث آسیب‌دیدگی نشت بندها، شیرآلات و بسیاری دیگر از اجزا و المان‌ها می‌گردد. در تحقیق صورت گرفته، مسیرهای عبور سیال در یک موتور سوخت مایع مدل‌سازی شده است. فرآیند گذرای استارت (هنگام پر شدن مسیرها) و قطع (هنگام اتمام کار موتور) این موتورها معمولاً توأم با ضربات هیدرولیکی شدیدی است. در این پژوهش، معادلات مرتبط با شبیه‌سازی مسیرها و فرآیند گذرای استارت و قطع موتور مورد نظر، تشریح شده‌اند. در نهایت در مواردی که نتایج تست نیز موجود بوده است، نتایج تست و مدل و در سایر موارد، پیش‌بینی‌های مدل در ارتباط با تحقیق صورت گرفته، ارائه شده است.</p>

۱- مقدمه

ایجاد نامیزانی غیرمجاز در روتور شود، عملکرد موتور مختل خواهد شد [۱].

۳. ترکیب لوله‌ها و اتصالات، لهیدگی نشت‌بندها که در ادامه کار موتور، توأم با نشتی در مسیرها خواهد بود.

۴. آسیب‌دیدگی اجزا و المان‌های شیرآلات کنترلی به‌صورتی که عملکرد مطلوب آن‌ها مختل خواهد شد. کلیه مشکلات فوق در سایر عرصه‌های صنعتی نیز، زمینه ظهور دارند. لذا بررسی این پدیده و عوامل موثر بر آن از اهمیت قابل‌توجهی برخوردار است. شمای ساده‌شده‌ی مدار پنوماهیدرولیکی موتور سوخت مایع سیکل باز مورد تحقیق در شکل ۱ نشان داده شده است.

خطرات ناشی از وقوع ضربه در موتورهای سوخت مایع به‌صورت زیر قابل بیان است:

۱. احتمال آسیب رسیدن به پوسته‌های پمپ‌ها در لحظه‌ی خاموشی که در مراحل طراحی اولیه احتمال بروز این مشکل افزایش می‌یابد.
۲. ایجاد خیزهای ناگهانی و غیرمجاز در محور پمپ‌هایی که به‌صورت تیر یک سر گیردار در مجموعه‌ی توربوپمپ نصب می‌شوند. در صورتی که شدت بالای ضربه منجر به

* پست الکترونیک نویسنده مسئول: davoodramesh@yahoo.com

۱. دکترتوی هوافضا، دانشکده هوافضا، دانشگاه صنعتی خواجه نصیر الدین طوسی

۲. کارشناس ارشد هوافضا، دانشکده هوافضا، دانشگاه صنعتی خواجه نصیر الدین طوسی

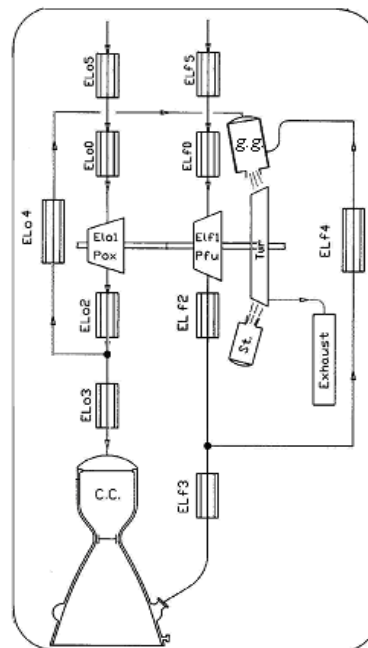
۳. کارشناس ارشد مکانیک، دانشکده مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیر الدین طوسی

به عبارت دیگر برای این که مدل ریاضی یک موتور و یا هر مدار پنوماهیدرولیکی دیگر قابلیت یاد شده را دارا باشد، می‌توان معادلاتی را که در ادامه ذکر می‌شوند، در جای‌گاه مناسب خود مورد استفاده قرار داد.

۲- تشریح عملکرد توصیفی مسیرها

شبیه‌سازی دینامیکی غیرخطی موتورهای سوخت مایع و یا مدار پنوماهیدرولیکی هر سیستم دلخواه دیگر، بر حل دستگاه معادلات با پارامترهای گسترده و یا متمرکز بنا نهاده شده است. انتخاب نوع دستگاه معادلات توصیفی، برای مدل‌سازی فرآیند حرکت سیال در مسیرها، بستگی به محدوده‌ی فرکانسی مورد تحقیق در مساله‌ی مورد نظر دارد. فرکانس مد نخست ارتعاشات آزاد سیال در مسیرها (ω) با استفاده از رابطه‌ی $\omega = \pi a / \ell$ محاسبه می‌شود، که در آن a سرعت صوت در سیال و ℓ طول مسیر می‌باشد. اگر فرکانس مد اول ارتعاشات آزاد سیال در مسیرها کم‌تر از فرکانس موردنظر باشد، در آن صورت استفاده از دستگاه معادلات با پارامترهای گسترده ترجیح داده می‌شود. این امر به توصیف پدیده‌های نوسانی (ضربه‌های هیدرولیکی و غیره) در مسیرها کمک می‌کند. معمولاً در نظر گرفتن پدیده‌های نوسانی در مجاری بلند مثل لوله‌های انتقال سیال از باک‌ها به ورود موتور در موشک یا سکوهاست تست ضرورت دارد. توصیف چنین پدیده‌هایی در سیستم‌هایی با پارامترهای گسترده به کمک دستگاهی از معادلات به صورت مشتقات جزئی قابل انجام است که حل مسایل کابردی را دشوار می‌سازد.

تجربه مدل‌نویسی ریاضی نشان داده است که اغلب مسایل دینامیکی فرکانس پایین از جمله موضوعات مرتبط با حرکت سیال به مسیرهای ورودی، با دقت کافی به وسیله-ی روابط ساده‌تر قابل بررسی و توصیف است [۱]. در این حالت طول تقسیم بندی مسیر (ℓ_{max}) باید چند مرتبه از طول موج حداکثر فرکانس فرآیند مورد بررسی



شکل ۱ - شماتیک موتور نمونه‌ی مورد بررسی در الگوریتم C.C محفظه احتراق اصلی، g.g. مولد گاز، st استارتر پمپ اکسیدکننده Pox، توربین، Tur، اگزوز، Exhaust، اگرز، Pfu پمپ سوخت، ELo, Elf، المان مسیری اکسیدکننده یا سوخت.

هدف، توصیف ضربه‌های هیدرولیکی در طول کار موتور می‌باشد که در لحظات شروع (استارت) و قطع (خاموشی) رخ می‌دهند. اضافه بر این، میزان تاثیرگذاری عوامل مختلف (نظیر مدول الاستیسیته لوله‌ها و سیال) در این پدیده مورد بررسی قرار گرفته است. از جمله پارامترهای اثرگذار بر ضربه که با شبیه‌سازی به انتخاب صحیح آن می‌توان کمک نمود، زمان عملکرد شیرآلات قطع و وصل در مدار می‌باشد. در صورتی که با توجه به سایر تدابیر مهندسی در طرح مورد نظر انتخاب زمان با آگاهی از ایجاد ضربه هیدرولیکی، اجتناب‌ناپذیر باشد باید از راه‌های مناسب - مثل نصب مخازن ضربه‌گیر و یا پایین آوردن سطح فشار قبل از قطع - برای مهار آن بهره جست [۲]. با توجه به هدف مورد نظر، بدون اشاره به مدل‌نویسی و شبیه‌سازی کلیه اجزا والمان‌ها تنها به آن دسته از معادلاتی که به توصیف صحیح ضربات هیدرولیکی در حین عملکرد موتور کمک می‌کنند، اشاره می‌شود.

در صورت متمرکز در نظر گرفتن پارامترها در طول مسیره‌ها، می‌توان از سه معادله اصلی مربوط به نرخ تغییرات دبی، فشار و ضریب پرشدگی برای مدل‌سازی بهره‌جست به‌صورتی که مدل شبیه‌ساز ضمن توصیف مناسب حرکت سیال در مسیر هنگام پرشدن، قابلیت توصیف ضربه‌های هیدرولیکی را نیز داشته باشد (لازم به‌ذکر است که استفاده از معادلات مسیره‌ها به‌صورتی که در زیر شرح داده خواهد شد، با توجه به این که در آن‌ها ضریب تراکم‌پذیری سیال و جنس لوله‌ها در نظر گرفته شده‌است، امکان توصیف ضربات هیدرولیکی را با دقت قابل قبولی میسر می‌سازد).

معادله اندازه‌حرکت سیال در یک مسیر دلخواه موتور به‌صورت ذیل قابل نمایش است [۳]:

رابطه اخیر با استفاده از فرضیات زیر حاصل شده‌است:

۱. انتقال حرارت سیال با محیط وجود ندارد.
۲. حرکت سیال یکنواخت است، یعنی پارامترها در مقطع عرضی لوله ثابت اند.
۳. سیال تراکم‌ناپذیر است.

$$\frac{L}{A} \cdot \bar{V} \cdot \frac{dG_{out}}{dt} = P_{in} - P_{out} - (\xi_l + \xi_f \cdot \bar{V}) \cdot \frac{G_{out}^2}{\rho} + \rho \cdot g \cdot n_x \cdot h \cdot \bar{V} \quad (1)$$

$$\frac{d\bar{V}}{dt} = \frac{1}{\rho \cdot V} \cdot G_{in} \quad 0 \leq \bar{V} \leq 1 \quad (2)$$

همان‌طور که در رابطه‌ی (۱) مشهود است، ضریب افت اصطکاکی (ξ_f) دارای ضریب \bar{V} است که باعث می‌شود همواره افت آن بخش از مسیر عبوری که پر از سیال شده‌است، در محاسبات لحاظ شود. از دیگر معادلات اساسی که برای توصیف تغییرات فشار خروجی از یک المان، مثلا المان یک قابل بیان است، عبارت است از [۳] (اگر دو المان پشت سر هم را با اندیس‌های ۱ و ۲ در نظر بگیریم:

$$\frac{dP_{out1}}{dt} = (G_{out1} - G_{out2}) \cdot \frac{1}{Z_2} + \left(\frac{dG_{out1}}{dt} - \frac{dG_{out2}}{dt} \right) \cdot R_2 \quad (3)$$

کم‌تر باشد (به‌عبارت دیگر $\ell_{max} \leq 2\pi a / (\omega_{max} n)$) به‌طوری که n ضریب اطمینان و بزرگ‌تر از ۶ تا ۱۲ می‌باشد [۳].

ساده‌سازی یک سیستم با پارامترهای گسترده، به‌صورت سیستمی با پارامترهای متمرکز امکان در نظر گرفتن هم‌زمان کلیه اجزا و المان‌ها و ارتباطات میان آن‌ها را فراهم می‌سازد. به‌عبارت دیگر، آن بخش از پتانسیل کامپیوتر (بعنوان ابزار حل عددی) که باید صرف حل عددی ناشی از پیچیدگی‌های معادلات می‌شد، برای در نظر گرفتن فاکتورهای دینامیکی موثر در فرآیند به‌کار گرفته می‌شود. در کلیه‌ی مدارهای پنوماهیدرولیکی، از جمله در مدارهای موتورهای موشکی سوخت مایع، مسیره‌ها اصلی‌ترین المان‌های ارتباط دهنده میان سایر اجزا به‌شمار می‌آیند. پارامترهای ورودی و خروجی مسیره‌های هیدرولیکی (نظیر فشار، دبی، دمای سیال عبوری) به‌طور هم‌زمان پارامترهای ورودی و خروجی سایر اجزا مرتبط نیز می‌باشند.

از گسترده بودن پارامترها صرف‌نظر می‌شود. P_{in} - فشار ورودی، P_{out} - فشار خروجی، ξ_f - ضریب افت اصطکاکی، ξ_l - ضریب افت محلی، n_x - شتاب موشک در راستای محوری، h - تصویر طول مسیر در راستای محور موشک، \bar{V} - ضریب پرشدگی که همان نسبت حجم ترشده‌ی لحظه‌ای به حجم کل مسیر است، L - طول مسیر، A - سطح مقطع مسیر، G_{in} ، G_{out} - دبی جرمی ورودی و عبوری سیال در المان مورد نظر، ρ - چگالی سیال، V - حجم مسیر مورد نظر. برای پرشدگی المان‌ها نیز می‌توان از معادله دیفرانسیل زیر بهره‌جست:

بالا فرم کلی‌تری نسبت به رابطه (۲) دارد و برای لوله‌ها هم قابل استفاده است. اما در حالت نهایی معادله فوق نیاز به یک معادله تکمیلی دیگری نیز دارد که ارتباط G_{in} و G_{out} را به نمایش گذارد. لذا بر مبنای تست هیدرولیک مسیر مورد نظر، تابع g به صورت $G_{out} = g(G_{in}, \bar{V})$ تعیین می‌گردد و رابطه (۱۰) فرم کامل‌تر ذیل را به خود می‌گیرد [۵]:

$$\frac{d\bar{V}}{dt} = \frac{1}{\rho V} \cdot (G_{in} - g(G_{in}, \bar{V})) \quad (11)$$

۳- شبیه‌سازی

در این بخش به شبیه‌سازی عملکرد شیرهای شروع و قطع، که در شکل‌های ۲ تا ۴ نتایج حاصل از کد شبیه‌ساز و نتایج تجربی مورد قیاس قرار گرفته، می‌پردازیم.

۳-۱- شبیه‌سازی عملکرد شیر شروع

در ورود یا خروج پمپ‌های موتورهای سوخت مایع، شیرهایی به نام شیر دیافراگمی قرار داده می‌شود که ماموریت آن‌ها جلوگیری از ورود مولفه‌های سوخت و اکسیدکننده به سوی المان‌ها تا شروع به کار موتور است. عملکرد این شیر به صورتی است که هم‌زمان با صدور فرمان استارت موتور، گازی با فشار بالا، قطعه‌ای سیلندری (کاتر) که دارای لبه‌ی برنده می‌باشد را به سمت دیافراگم پرتاب و آن را می‌برد. با باز شدن شیر دیافراگمی که در موتور مورد بررسی در المان‌های $ELf[0]$ ، $ELo[0]$ قرار دارد. سوخت و اکسیدکننده در دو مسیر روانه پمپ‌ها می‌گردد. با برخورد جبهه‌ی سیال به مقاومت‌های پایین دست مسیر، فرآیند باز شدن دیافراگم‌ها، ضربات هیدرولیکی را به همراه خواهد داشت. در مدل‌سازی انجام شده، فشار در ورود به المان‌های $ELf[5]$ ، $ELo[5]$ که همان مخازن موشک هستند، ثابت در نظر گرفته شده است. در لحظه‌ی نخست، دو المان یاد شده کاملاً پر و ضریب

Z - ضریب بیان‌کننده خصوصیات تراکم‌پذیری محیط می‌باشد که تابعی از حجم مجرای عبوری، قطر و ضخامت لوله، سرعت صوت در سیال مورد نظر، مدول الاستیسیته سیال و جنس لوله است (رابطه ۴).

R - ضریب بیان‌کننده‌ی لزجت حجمی سیال می‌باشد که تابعی از سطح مقطع مجرای عبوری و سرعت صوت در سیال مورد نظر است (رابطه ۷) [۴].

$$Z = V/a_l^2 \quad (4)$$

$$a_l = a_{\infty l} / (1 + \chi \cdot E_l / E_{ch}) \quad (5)$$

$$\chi = d/t \quad (6)$$

$$R = \varepsilon (a_l / A) \quad (7)$$

به طوری که a_l سرعت صوت در لوله‌ایی با قطر d ، ضخامت t و مدول الاستیسیته‌ی E_{ch} می‌باشد که در آن سیالی با مدول الاستیسیته‌ی E_l جریان دارد و $a_{\infty l}$ سرعت صوت در همان سیال با حجم بی‌نهایت است و به صورت زیر خود تابعی از دمای سیال مورد نظر می‌باشد.

$$a_{\infty l} = a_{\infty} + \beta_T \cdot (T_l - T_0) \quad (8)$$

a_{∞} سرعت صوت در سیال عبوری با دمای استاندارد T_0 و حجم بی‌نهایت است و β_T نیز یک ضریب دمایی می‌باشد که برای تبدیل سرعت صوت در سیال با دمای T_l به سرعت صوت در سیال با دمای استاندارد، استفاده می‌گردد. ε ضریب ثابت و A سطح مقطع مسیر عبوری سیال می‌باشد. البته لازم به ذکر است برای لوله‌های ضخیم از رابطه‌ی دیگری برای محاسبه‌ی χ استفاده می‌شود. باید توجه نمود که در بخش‌هایی از مسیر (نظیر پمپ‌ها یا بخش عدسی شکل محفظه‌ی احتراق) که در آن‌ها توام با پر شدن فضای داخلی، بخشی از سیال به بیرون المان منتقل می‌شود، از رابطه‌ی (۱۰) برای محاسبه‌ی ضریب پرشدگی استفاده می‌شود.

$$G' = G_{in} - G_{out} \quad (9)$$

در واقع تنها دبی G' صرف پر شدن عدسی می‌شود. پس به جای معادله (۲) خواهیم داشت:

$$\frac{d\bar{V}}{dt} = \frac{1}{\rho V} \cdot (G_{in} - G_{out}) \quad (10)$$

با توجه به این که در حالت کلی حتی در یک لوله باریک هم جبهه‌ی پیش‌رونده‌ی سیال متعامد نمی‌باشد، رابطه

ضریب افت شیر به مقدار نهایی خود (ξ_{lf})، که معادل مقدار بی‌نهایت می‌باشد، می‌رسد. در شبیه‌سازی انجام شده، تابع تغییرات ضریب افت محلی شیرهای قطع به‌صورت زیر تعریف شده است:

$$\xi_l = \xi_{l\ nmm1} + \xi_{lf} \cdot (1 - e^{-(t-t_f)/T_{sv}}) \quad (13)$$

به‌طوری‌که در این رابطه، t_f زمان صدور فرمان خاموشی است. T_{sv} زمان عکس‌العمل شیر می‌باشد. ξ_{lf} در محاسبات، مقداری بسیار بزرگ و در حد امکان انجام محاسبات عددی در نظر گرفته می‌شود.

۴- نتایج حاصل از شبیه‌سازی

مبنای تحقیق صورت گرفته، کد کامپیوتری شبیه‌ساز موتور سوخت مایعی بوده است که مدار پنوماهی‌درولیکی ساده‌شده آن در شکل ۱ نشان داده شده است [۶-۸]. برای اطمینان از صحت نتایج مدل، تست‌های متعددی مورد بررسی و تحقیق قرار گرفته است. در ادامه بحث، به‌صورت نمونه، مقایسه نتایج تست و مدل برای یکی از این تست‌ها ارائه شده است.

۴-۱- دقت شبیه‌سازی ضربه‌ی شروع

مقایسه‌ی نتایج تست و کد شبیه‌ساز در بازه‌ی زمانی صفر (استارت موتور) تا ۲/۵ ثانیه در شکل ۲ ارائه شده است (همواره در مقایسه‌ها تعداد داده‌ی تست و مدل ۶۰۰ داده بر ثانیه بوده است). مطابق شکل، مدل و تست دو ضربه را پیش‌بینی می‌کنند. ضربه‌ی دوم که ناشی از روشن شدن محفظه است و از نظر زمانی با آن تطابق کامل دارد، به‌واسطه‌ی پس‌فشار ناگهانی ناشی از این مساله در پایین دست مسیر به‌وجود می‌آید. با توجه به این که هدف تحقیق، بررسی فرآیند احتراق نیست، به علل و عوامل پیش‌بینی ضربه‌ی اول که تنها وابسته به نوع مدل‌سازی مسیر و شیر شروع است، بسنده می‌شود. این ضربه ناشی از برخورد جبهه‌ی سیال به پره‌های ورودی پمپ $ELf[2]$ می‌باشد. میزان خطای مدل در این مورد نسبت به تست ۳۰ درصد است.

با توجه به بیشتر بودن مقدار به‌دست آمده از شبیه‌سازی، می‌توان گفت، مدل پیش‌بینی بدبینانه‌ای نسبت به تست

پرشده‌گی آن‌ها معادل یک می‌باشد. ($\bar{V} = 1$) و ضریب پرشدگی المان‌های $ELo[0]$ ، $ELf[0]$ کوچک‌تر از یک و سایر المان‌ها برابر صفر است. همان‌طور که اشاره شد، شیر دیافراگمی در حالت اولیه کاملاً بسته و ضریب افت آن ξ_{l0} معادل مقدار بی‌نهایت می‌باشد. با صدور فرمان استارت موتور، شیر دیافراگمی باز می‌شود. پس از چند صدم ثانیه که همان زمان عکس‌العمل شیر است، ضریب افت شیر به مقدار نامی خود ($\xi_{l\ nmm1}$) می‌رسد. در عمل این پدیده بسیار پیچیده است، به‌طوری‌که بعد از برگشت اثر ضربه، دیافراگم که قبلاً با فشار سیال کنار زده شده است، دوباره می‌تواند به‌صورت بسیار ناگهانی ضریب افتی بیش از مقدار نامی $\xi_{l\ nmm1}$ داشته باشد، که این رفتار تا حد زیادی اتفاقی است. در شبیه‌سازی انجام شده، تابع تغییرات ضریب افت محلی در دیافراگم به‌صورت زیر تعریف شده است:

$$\xi_l = \xi_{l\ nmm1} (1 + (\xi_{l0} - 1) \cdot e^{-4(t-t_0)/T_{cv}}) \quad (12)$$

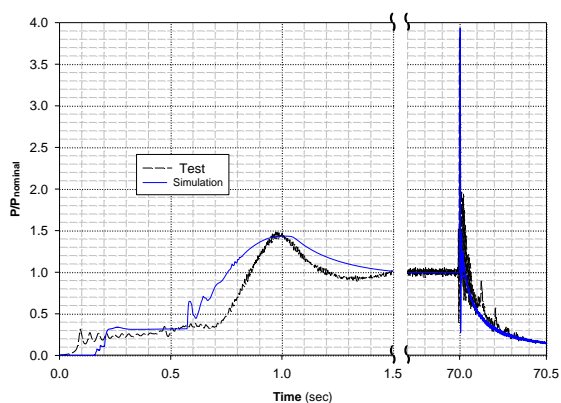
به‌طوری‌که در این رابطه، t_0 زمان باز شدن دیافراگم است که تاخیر بسیار کوچکی نسبت به صدور فرمان شروع کار موتور دارد. T_{cv} زمان عکس‌العمل شیر می‌باشد. ξ_{l0} در محاسبات، مقداری بسیار بزرگ و در حد امکان انجام محاسبات عددی در نظر گرفته می‌شود.

۳-۲- شبیه‌سازی عملکرد شیر قطع

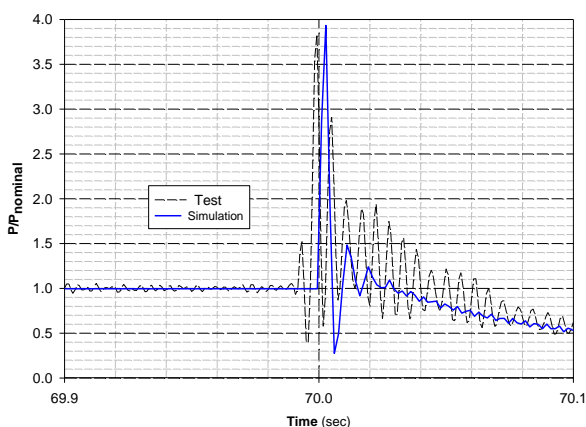
بعد از پمپ‌ها و قبل از محفظه و مولدگاز موتورهای سوخت مایع، شیرهایی به نام شیر قطع قرار داده می‌شود که ماموریت آن توقف ارسال سوخت و اکسیدکننده به‌سوی محفظه و مولدگاز است. عملکرد این شیر به‌صورتی است که با صدور فرمان خاموشی موتور، چاشنی قطع عمل می‌کند و گازی با فشار بالا تولید شده و قطعه‌ای مخروطی شکل را به‌سمت دهانه خروجی شیر پرتاب و مسیر را مسدود می‌کند. در موتور مورد بررسی، شیرهای قطع سوخت و اکسید، $ELf[2]$ ، $ELo[2]$ می‌باشند. شیر قطع در طی رژیم نامی موتور، کاملاً باز و ضریب افت آن $\xi_{l\ nmm1}$ می‌باشد. با صدور فرمان خاموشی موتور، پس از چند صدم ثانیه که همان زمان عکس‌العمل شیر است،

۴-۲- دقت توصیف ضربه‌های قطع

مقایسه‌ی نتایج تست و کد شبیه‌ساز در لحظه‌ی صدور فرمان قطع موتور، که شیرهای قطع واقع در المان‌های $ELf[2]$ ، $ELo[2]$ ، مسیر خروج پمپ‌ها را مسدود می‌کنند، در شکل‌های ۳ و ۴ نشان داده شده است. برای آشنایی بهتر با سطح ضربه‌ی هیدرولیکی قطع نسبت به سطح نامی پارامترها می‌توان به شکل ۳ مراجعه نمود. البته در این شکل داده‌های مربوط به بازه‌ی زمانی ۱/۵ تا ۶۹/۵ ثانیه یعنی محدوده‌ی کار نامی موتور، حذف شده است. در شکل ۴ با ارایه‌ی بازه‌ی زمانی بسیار کوچک‌تری، دقت مدل شبیه‌ساز در توصیف ضربه‌ی هیدرولیکی نمایش داده شده است. خطای شدت ضربه سه در صد می‌باشد، که از دقت قابل‌قبولی برخوردار است. با توضیحات ارایه شده می‌توان نتیجه گرفت، استفاده از تابع تغییرات ضریب افت محلی شیر قطع (ξ_1)، برای هدف موردنظر مناسب می‌باشد.



شکل ۳ - فشار خروج پمپ اکسیدکننده



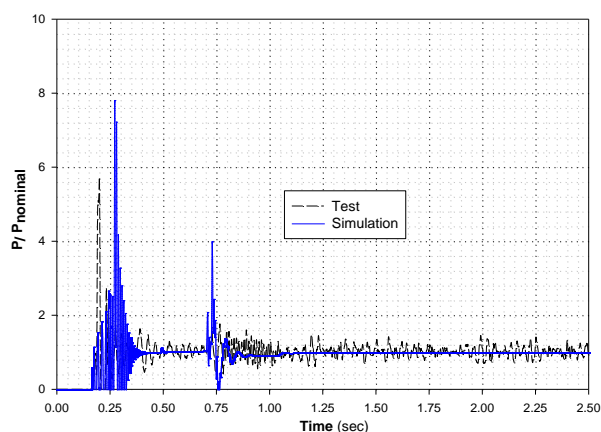
شکل ۴ - توصیف ضربه‌ی هیدرولیکی در خروج پمپ اکسیدکننده به هنگام خاموشی موتور

داشته است. در حالت کلی دو عامل زیر می‌توانند علل اصلی خطای شدت ضربه‌ی پیش‌بینی شده باشند:

۱. تابع تغییرات ضریب افت محلی دیافراگم (ξ_1) در المان $ELf[0]$ از شروع باز شدن دیافراگم تا بازشدگی کامل آن به‌خوبی با واقعیت تطبیق نداشته است چرا که نحوه‌ی باز شدن دیافراگم اثر شدیدی روی نرخ تغییرات دبی و در نتیجه سرعت پر شدن مسیرهای پایین‌دست دارد. لذا با توجه به اختلاف زمان وقوع ضربه‌ی شبیه‌سازی شده و واقعی، این پارامتر به‌عنوان یک عامل مهم خطا در نظر گرفته می‌شود که تصحیح آن برای دستیابی به دقت بیشتر در کارهای آتی اجتناب ناپذیر به‌نظر می‌رسد.

۲. ضریب افت محلی نامی ($\xi_{l,nom}$) المان‌های پایین‌دست شیر دیافراگمی (شیر شروع) صحیح در نظر گرفته نشده باشند. این موضوع مورد بررسی قرار گرفت و با توجه به مقایسه‌ی نتایج افت مسیر در رژیم نامی (پایای) کد شبیه‌ساز و تست این احتمال رد شد. عوامل دیگری نیز می‌توانند در ایجاد چنین خطایی سهمیم باشند که اثر آن‌ها ناچیز است.

با توجه به توضیحات ارایه شده، تابع تغییرات ضریب افت محلی دیافراگم (ξ_1) علاوه بر اثرگذاری بر شدت ضربه، عاملی موثر بر زمان وقوع آن نیز می‌باشد.



شکل ۲ - ضربه‌ی هیدرولیکی در ورود پمپ سوخت به هنگام استارت موتور

۴-۳- بررسی شدت اثر عوامل مختلف

در این قسمت اثر تغییرات دو پارامتر مدول الاستیسیته لوله‌ها، سیال و همچنین تغییر دمای سیال بر مقدار ضربه هیدرولیکی قطع، مورد بررسی قرار گرفته است. نتایج حاصل از تحلیل، نشان می‌دهد که کاهش ۳۰ درصدی مدول الاستیسیته‌ی لوله‌ها، کاهش ۳۰ درصدی مدول الاستیسیته سیال (سوخت و اکسیدکننده) و کاهش ۹ درصدی در دمای سیال، به ترتیب مقدار ضربه را به میزان ۰/۴ درصد افزایش، به مقدار ۶ درصد کاهش و به میزان ۱۷ درصد افزایش می‌دهد.

۵- نتیجه‌گیری

با بررسی نتایج تست و مدل مشاهده می‌شود، در صورتی که تابع تغییرات ضریب افت محلی مسیر شامل لوله، اتصالات و شیرآلات با دقت کافی تعریف شده باشد، به خوبی

می‌توان شدت ضربه هیدرولیکی ناشی از باز شدن یا مسدود شدن ناگهانی مسیر را پیش‌بینی نمود. در توابع مذکور، ثابت زمانی (زمان عملکرد) شیر موردنظر از اهمیت قابل توجهی برخوردار است. با توجه به تطابق نتایج کد شبیه‌ساز با تست‌های مختلف در مورد شیر قطع، از معادله ضریب افت این شیر می‌توان در مورد شیرهای مشابه که زمان عملکرد آن‌ها کم‌تر از ۰/۱ ثانیه است، استفاده نمود. نتایج این تحقیق نشان می‌دهد، در میان پارامترهای مختلف، اثر دما بیش از سایر پارامترهاست. موضوع دیگری که به‌خصوص، برای تشخیص زمان و مکان بروز ضربه اهمیت دارد، استفاده از معادلات مسیری با در نظر گرفتن ضریب پر شدگی است. با داشتن این اطلاعات از نتایج کد شبیه‌ساز، می‌توان لزوم تغییر توزیع مقاومت‌های محلی پایین‌دست مسیر را مورد بررسی قرار داد.

۶- مراجع

- [1] Shesterianikov, V.A. (1981). "Hydrolic Modeling of Start Regime of Liquid Propellant Rocket Engines". In Russian, Mashinostroenie.
- [2] Moshkin, E.K. (1964). "Nonstationary Working Regimes of Liquid Propellant Rocket Engines". In Russian, Mashinostroenie.
- [3] Beliaev, E.N., Chevanov, V.K., Chervakov, V.V. (1999). "Mathematical Modeling of Working Processes of Liquid Propellant Rocket Engines". In Russian, MAI.
- [4] Sheviakov, A.A. (1978). "Theory of Control Automatic of Rocket Engines". In Russian.
- [5] Prisniakov, V.F. (1983). "Dynamic of Liquid Propellant Rocket Engines". In Russian.
- [۶] رمش، د، امین‌پور، م. (۱۳۸۲). "شبیه‌سازی دینامیکی غیرخطی یک موتور سوخت مایع". دومین کنفرانس هوا فضای سازمان هوا فضا.
- [7] Ramesh, D., Aminpoor, M. (2007). "Nonlinear Dynamic Simulation of an Open-cycle liquid propellant engine". AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit, Cincinnati Duke Energy Convention Center, Cincinnati, OH.
- [8] Ramesh, D., Alimohammadi, H. (2009). "Simulation of Cavitation Process in Oxidizer Pump of a Liquid Rocket Engine". 45th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit, 2 - 5 Aug 2009, Colorado Convention Center Denver, CO.