

بهبود رژیم دینامیکی استارت یک موتور سوخت مایع فضایی

داود رمش^۱، رضا فرخی^۲، حمیدرضا علی محمدی^۳، محمدرضا حیدری^{۴*}

۳ و ۲ - دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی

۴ - دانشگاه آزاد اسلامی واحد پرند

(تاریخ وصول: ۹۱/۰۴/۱۱، تاریخ پذیرش: ۹۱/۰۸/۱۴)

چکیده

در موتورهای سیکل باز، برخورداری از حداقل مقادیر بیشینه در رژیم گذرای استارت مهم‌ترین شاخص در بهینه‌سازی دینامیکی طرح سیستمی سامانه شناخته می‌شود. در این پژوهش، ضمن معرفی عوامل مؤثر در مقادیر بیشینه پارامترها در رژیم گذرا، چگونگی کاهش این مقادیر بیشینه که یکی از مهم‌ترین عوامل بروز اختلال در این‌گونه موتورها است، بررسی شده است. برای دستیابی به این هدف، دو مدل شبیه‌ساز دینامیکی که یکی به زبان C^{++} و دیگری در محیط *Simulink* تهیه شده، مورد استفاده قرار گرفته است. در این تحقیق با توجه به مدار پنوموهیدرولیکی موتور مورد نظر، تأثیر عوامل مؤثر در کاهش مقادیر بیشینه با ارائه نتایج تئوری و تجربی نشان داده می‌شود. تطابق نتایج تست و پیش‌بینی شبیه‌سازی نشانگر دقت بالای مدل‌سازی است.

واژه‌های کلیدی: رژیم گذرا، رژیم نامی، دور بحرانی، مدل، پارامترهای موتور سوخت مایع.

۱- مقدمه

گرفته که نتایج کار ایشان به‌صورت جداگانه منتشر گردیده است [۱۱-۱]. اما متأسفانه در اکثر منابع، موضوع به‌کارگیری مدل شبیه‌ساز دینامیکی در بهینه‌سازی طراحی موتورهای سوخت مایع کمتر مورد توجه واقع شده است. در تحقیق پیش رو به نمونه‌ای از کاربرد مدل شبیه‌ساز دینامیکی در بهبود رژیم دینامیکی استارت اشاره می‌شود.

۲- شرح مدار سامانه‌ی پیشران

موتور مورد بررسی که شمای ساده آن در شکل (۱) نشان داده شده است، از نوع سیکل عملکردی باز و ساختار کنترلی درون موتوری است. سیستم راه انداز اولیه، موتور سوخت جامد کوچکی است که به‌نام استارتر معرفی شده است. سیستم تزریق از نوع توربومپی می‌باشد که

امروزه شبیه‌سازی یکی از ابزارهای مهمی است که برای شناسایی اختلالات عملکردی و بهینه‌سازی موتورهای سوخت مایع به خدمت گرفته می‌شود. آمارها نشان می‌دهد، در طی فرآیندهای ناپایای استارت و نامی، احتمال بروز چنین اختلالاتی بسیار بالاتر از رژیم پایای کاری است. یکی از دلایل مهم این پدیده‌های ناخواسته، بالا بودن بیشینه استارت پارامترهاست که با شناسایی آن با استفاده از ابزارهای شبیه‌ساز می‌توان نسبت به کاهش آن اقدام کرد.

در زمینه مدل‌نویسی فرآیندهای دینامیکی در موتورهای سوخت مایع کارهای متعددی توسط بلیایف، پریسنیاکف و منفلتی و دیگران صورت

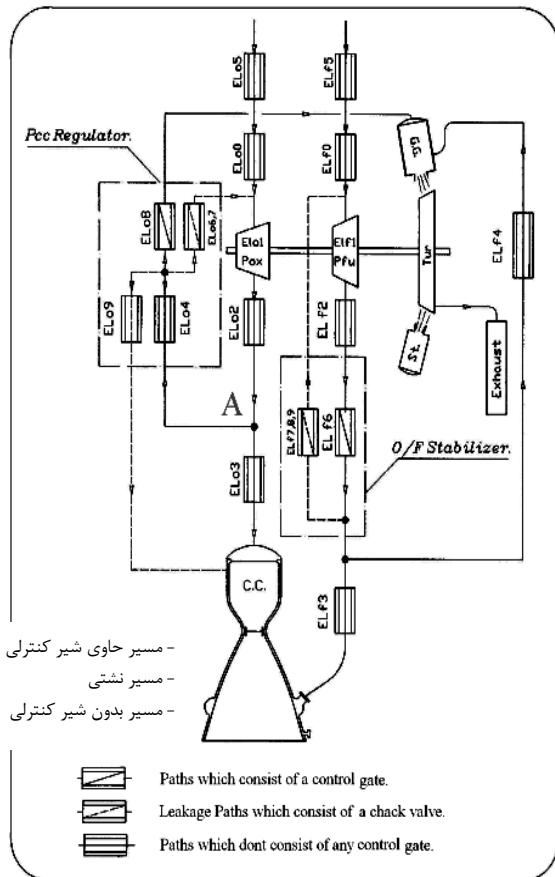
* E-mail: Heidarimr@piu.ac.ir

۱- دانشجوی دکتری

۲ و ۳- کارشناس ارشد

۴- دانشیار

۱. انرژی فراتر از حد نیاز استارت.
۲. همپوشانی زمانی بیش از حد کار استارت و مولد گاز.
۳. بالا بودن نرخ افزایش فشار، هنگام روشن شدن مولد گاز ناشی از: الف- توزیع نامناسب مقاومتها در مسیر اکسیدکننده مولد گاز به عنوان عامل تأثیرگذار در افزایش دبی اکسیدکننده مولد گاز نسبت به دبی نامی در لحظات اولیه.
- ب- مشخصه انرژیک بالای سوخت پرتاب (در موتورهایی که سوخت و اکسیدکننده خود اشتعال نیستند، در لحظه استارت از سوخت پرتاب استفاده می شود که با اکسیدکننده موتور، خود اشتعال است).



- مسیر حاوی شیر کنترلی
- مسیر نشستی
- مسیر بدون شیر کنترلی

▨ Paths which consist of a control gate.
▩ Leakage Paths which consist of a check valve.
▭ Paths which dont consist of any control gate.

شکل ۱- شماتیک موتور مورد بررسی.

C.C. محفظه احتراق اصلی، G.G. مولد گاز، St استارت، Exhaust آگزوز، Tur توربین، Pox پمپ اکسیدکننده، Pfu پمپ سوخت، Elo, Elf المان مسیری اکسیدکننده یا سوخت.

در موتور مورد نظر با تضعیف استارت و بهره گیری از تأثیر عامل ۳- الف، بیشینه پارامترها کاهش داده شد که چگونگی تأثیر این عامل به شرح زیر قابل بیان است:

دبی عبوری از رگولاتور نقش تعیین کننده ای در توان تولیدی توربین به عنوان تأمین کننده انرژی لازم برای تولید نیروی پیشران دارد، به طوری که دبی عبوری رگولاتور به صورت هم زمان بر دبی عبوری و

خود شامل یک دستگاه توربین ضربه ای با دو پمپ سوخت و اکسید کننده در دو سمت آن است. برای تولید تراست از یک محفظه احتراق استفاده شده و پیشران این موتور از نوع پیشران های با دمای جوش بالاست. از دیگر مشخصه های این موتور این است که انواع شیرهای کنترلی، شروع و قطع در آن استفاده شده است. مشکلات موجود در این موتور که هر دو ناشی از بیشینه بالا هستند، عبارتند از:

۱. بالا بودن مقدار بیشینه فشار خروجی پمپها، فشار محفظه احتراق و مولد گاز که از نظر سازه ای شرایطی نزدیک به نقطه بحرانی ایجاد می کند.

۲. نزدیک شدن دور توربوپمپ در شرایط گذرا به فرکانس بحرانی روتور که قابلیت اطمینان مجموعه را کاهش می دهد.

در ادامه عملکرد این موتور، تشریح می گردد.

بعد از صدور فرمان استارت، استارت روشن می شود، با هدایت گازهای خروجی استارت، از یک سو توربین به چرخش در می آید و پمپها دور می گیرند، از سوی دیگر این گازها به شیرهای دیافراگمی که در ورودی پمپها قرار دارند، روانه شده و آنها را باز می کنند. با فشاری که روی مخازن تنظیم شده است، مؤلفه های پیشران (سوخت و اکسیدکننده) روانه پمپها که در حال گردش هستند، می شوند و به وسیله آنها پمپاژ می گردند.

سوخت و اکسید کننده بعد از پمپها هر کدام به دو شاخه تقسیم می شوند که یکی به محفظه احتراق اصلی و دیگری به مولد گاز منتهی خواهد شد. در مسیر اصلی سوخت - قبل از انشعاب - شیر استابیلایزر قرار دارد که نسبت دبی جرمی سوخت و اکسیدکننده را تنظیم می کند.

در مسیر اکسیدکننده مولد گاز نیز - بعد از انشعاب - شیر رگولاتور تراست موتور قرار دارد که بر اساس تنظیم فشار محفظه روی نقطه از پیش تعیین شده، فشار مولد گاز را تعیین می کند. سایر مسیره مقاومت های ثابتی دارند. با رسیدن سوخت و اکسیدکننده به مولد گاز، با توجه به اینکه سوخت مصرفی اولیه (سوخت استارت) با اکسیدکننده، خود اشتعال می باشد، مولد گاز روشن شده و لحظات کوتاهی قبل از اتمام کار استارت، مولد گاز نیز کار گردش توربین را آغاز می کند. فرآیند احتراق در محفظه ای احتراق نیز تقریباً به طور هم زمان با مولد گاز شروع می شود. بدین ترتیب تراست موتور مورد نظر از محفظه احتراق و نازل آن تأمین خواهد شد.

۳- شیوه بهینه سازی دینامیکی در طراحی سامانه

در موتورهای سیکل باز با شماتیکی مشابه شکل (۱)، برخورداری از حداقل مقادیر بیشینه در رژیم گذرای استارت مهم ترین شاخص در بهینه سازی دینامیکی طرح سیستمی سامانه شناخته می شود. می توان بالا بودن مقادیر بیشینه پارامترها در رژیم گذرا را ناشی از عوامل زیر دانست [۱۲-۱۵]:

مطابق سیستم اندازه‌گیری متریک است). π_T^* نسبت انبساط توربین از رابطه زیر محاسبه می‌شود.

$$\pi_T^* = \frac{P_0^*}{P_1} \quad (2)$$

P_0^* فشار سکون در مقطع ورودی به نازل‌های توربین و P_1 فشار استاتیک در مقطع خروجی از پره‌های توربین می‌باشد.

نسبت دبی مولد گاز و به طبع آن قابلیت کار مولد گاز اثر قابل ملاحظه‌ای دارد. توان توربین از رابطه زیر قابل محاسبه است [۱۶]:

$$N_T = G_T \cdot R.T^* \cdot f(\pi_T^*, k) \eta_T \quad (1)$$

به‌صورتی که G_T دبی توربین برحسب kg/s ، $R.T^*$ قابلیت انجام کار مولد گاز با واحد J/kg ، κ ثابت فرآیند انبساط، η_T راندمان توربین و π_T^* نسبت انبساط گاز-دینامیکی توربین است (واحد کلیه پارامترها

جدول ۱- المان‌های تفکیک شده موتور مورد نظر (نماد ELo، برای اکسیدکننده و ELf، برای سوخت).

نماد	شرح نماد	Tur	توربین
ELo0	از انتهای مخزن تا ورودی پمپ اکسیدکننده	ELf0	از انتهای مخزن تا ورودی پمپ سوخت
ELo1	پمپ اکسیدکننده	ELf1	پمپ سوخت
ELo2	شیر قطع اکسیدکننده	ELf2	شیر قطع سوخت
ELo3	از شیر قطع اکسیدکننده تا محفظه احتراق	ELf3	از استبلایزر تا محفظه احتراق اصلی
ELo4	از شیر قطع اکسیدکننده تا رگولاتور	ELf4	از استبلایزر تا مولد گاز
ELo5	مخزن	ELf5	مخزن
ELo6	لوله فیدبک رگولاتور	ELf6	سوپاپ کنترلی استبلایزر
ELo7	لوله‌ی نشستی رگولاتور به ورودی پمپ	ELf7	از خروجی سوپاپ تا دیافراگم حس‌کننده
ELo8	از سوپاپ کنترلی رگولاتور تا مولد گاز	ELf8	از دیافراگم حس‌کننده تا پشت پیستون
ELo9	لوله حس‌کننده رگولاتور	ELf9	لوله‌ی نشستی استبلایزر به ورودی پمپ
St	استارتر		

انشعاب تا مولد گاز) که رگولاتور در آن قرار دارد، هر چه ضریب افت هیدرولیکی نامی رگولاتور ξ_r کمتر باشد، برای تأمین ضریب افت کل ξ_t مسیر در رژیم نامی می‌بایست، ضریب افت نامی بخش باقی‌مانده مسیر ξ_o را افزایش داد [۱۴]:

$$\Delta P = \xi_t G^2 / \rho \quad (3)$$

$$\xi_t = \xi_r + \xi_o \quad (4)$$

بدین ترتیب برای کاهش پیک بر اساس تأثیر عامل ۳- الف، در تنظیمات موتور، با حفظ ضریب افت نامی کل مسیر اکسیدکننده مولد گاز، ضریب افت نامی رگولاتور تا حد امکان (با توجه به توصیه‌های طراحی برای ایفای نقش کنترلی) کاهش داده شد. عامل دیگری که می‌توانست در کاهش پیک مؤثر باشد، کاهش سطح انرژی استارتر با کاهش جرم آن است که در ادامه مورد بررسی قرار خواهد گرفت.

برای انتخاب استارتر، مدل شبیه‌ساز با استارترهایی با سطح انرژی متفاوت اجرا گردید. با کاهش سطح انرژی از میزان مشخصی به بعد، کاهش جزئی بیشینه، با تأخیر زیاد در رسیدن به پارامترهای نامی همراه است.

در لحظه استارت موتور، سوپاپ کنترلی رگولاتور هنوز در حالت کاملاً باز است و حداکثر دبی اکسیدکننده راهی مولد گاز می‌شود. با توجه به توضیحات یاد شده، این موضوع با افزایش دبی عبوری توربین (G_T)، نسبت دبی جرمی مولد گاز و به طبع آن $R.T^*$ خواهد شد.

به‌منظور کمینه نمودن تأثیر باز بودن سوپاپ کنترلی شیر رگولاتور در لحظات اولیه کار موتور بر پیک پارامترها، باید مقاومت‌های محلی قبل و بعد از رگولاتور افزایش داده شود. اما با این کار، ضریب افت کل مسیر اکسیدکننده مولد گاز دست خوش تغییر می‌گردد. این ضریب افت در طراحی سیستمی بسیار مهم است و از ابتدا مقدار معینی به آن اختصاص داده می‌شود، بنابراین با تغییر ضریب افت نامی بخش دیگر این مسیر یعنی رگولاتور باید ضریب افت کل مسیر را تثبیت نمود. به‌عبارت دیگر در لحظه شروع، مقاومت افزایش یافته اوریفیس علی‌رغم باز بودن سوپاپ کنترلی رگولاتور، دبی اکسیدکننده مولد گاز را کاهش می‌دهد که این امر منجر به کاهش مقادیر بیشینه پارامترها خواهد شد.

بر مبنای تنظیمات استاتیکی موتور، موقعیت نامی سوپاپ کنترلی شیر رگولاتور، قبل از بهینه‌سازی و کاهش مقادیر بیشینه، از ضریب افت بالاتری برخوردار بود. مطابق روابط (۳) و (۴)، به‌ازای دبی نامی (G) و افت فشار نامی (ΔP) معین در مسیر اکسیدکننده مولد گاز (از ورودی

۴- مدل نویسی ریاضی غیر خطی موتور

مدول الاستیسیته سیال و جنس لوله می‌باشد. همچنین R_2 ضریب بیان کننده لزجت حجمی سیال است که تابعی از سطح مقطع مجرای عبوری و سرعت صوت در سیال مورد نظر می‌باشد. در صورتی که خروجی لوله چند شاخه باشد (در یک انشعاب) علاوه بر ترم‌هایی با اندیس ۲ در رابطه (۶)، ترم‌هایی با اندیس ۳، ۴ و غیره نیز که مربوط به شاخه‌های مختلف خروجی هستند، ظاهر می‌شوند. باید توجه نمود که هر المان، زمانی در خروج دارای فشار و دبی می‌شود که کاملاً از سیال پر شده باشد. از این رو نرخ تغییرات پرشدگی نیز در هر المان باید محاسبه شود [۴-۱]:

$$\frac{d\bar{V}}{dt} = \frac{1}{\rho.V} . G_{in} \quad 0 \leq \bar{V} \leq 1 \quad (7)$$

که V حجم مسیر و ρ چگالی سیال می‌باشد. نمای یکی از المان‌های لوله‌ای در شکل (۴) نشان داده شده.

۴-۲- سامانه‌ی توربوپمپ

رفتار توربوپمپ (شکل ۶) با استفاده از مجموعه‌ای از معادلات جبری و دیفرانسیلی توصیف می‌شود به گونه‌ای که در نهایت بتوان دور توربین، هد و گشتاور مصرفی پمپ‌ها، گشتاور تولیدی استارت و مولد گاز را به روتور توربوپمپ با استفاده از نمونه روابط زیر محاسبه کرد [۱۰]:

$$\frac{d\omega}{dt} = (Tq_{\Sigma t} - Tq_{\Sigma p}) / J_{eq} \quad (8)$$

$$Tq_{\Sigma t} = Tq_{t_st} + Tq_{t_gg} \quad (9)$$

$$Tq_{\Sigma p} = Tq_{ox.p} + Tq_{fu.p} \quad (10)$$

$$Tq_t = G_t L_{ad} \eta_t \quad (11)$$

$$\eta_t = \left(\frac{0.004}{\omega} + 2.676 \frac{r_d}{C_{ad}} - 2.928 w \left(\frac{r_d}{C_{ad}} \right)^2 \right) \omega \quad (12)$$

$$L_{ad} = R.T^* . k / (k-1) . (1 - 1/\pi_t^{(k-1)/k}) \quad (13)$$

$$C_{ad} = \sqrt{2L_{ad}} \quad (14)$$

L_{ad} کار آدیباتیک، C_{ad} سرعت آدیباتیک گاز عبوری از توربین، J_{eq} ممان اینرسی مؤثر روتور توربو پمپ، Tq گشتاور، Σp مجموع (گشتاور) مصرفی هر دو پمپ، Σt مجموع (گشتاور) تولیدی توربین توسط استارت و مولد، t_st سهم (گشتاور) تولیدی توربین از استارت و t_gg سهم (گشتاور) تولیدی توربین از مولد گاز می‌باشد.

۴-۳- المان‌های کنترلی

در این مدل شبیه‌ساز، شیرهای رگولاتور (شکل ۲) و استابیلایزر برخلاف شیوه‌ای که در مرجع ۴ ذکر شده است، بدون پرداختن به جزئیات ساختاری شیر مدل نویسی و شبیه‌سازی شد. چرا که هدف اصلی تحقیق کاهش پیک بود، نه بررسی نرخ تغییرات پارامترها بعد از

مبنای محاسبه پارامترهای سیال، شامل فشار و دبی در زمان‌های مختلف، معادلات دیفرانسیل غیر خطی می‌باشند که برای المان‌های مختلف استخراج و به کار گرفته شده‌اند. مجموعه معادلات به دست آمده، تشکیل دستگاه معادلات دیفرانسیل غیر خطی را داده که با توجه به مقادیر اولیه و مقادیر مرزی حل می‌شوند. مقادیر اولیه فشار و دبی در تمامی المان‌ها به ترتیب برابر با فشار اتمسفر و صفر می‌باشند. از سوی دیگر فشار ورود کل مجموعه نیز ثابت، و برابر با فشار سر مخزن فرض شده است.

در انتهای تمام مسیرها نیز یک المان محفظه احتراق و یا مولد گاز قرار دارد که در شبیه‌سازی حاضر، پارامترهای مختلف این المان‌ها (نظیر ثابت گازی R ، دمای احتراق T و ...) معلوم فرض می‌شوند. این مقادیر با استفاده از نتایج تحلیل احتراقی $Astra$ در فشار و نسبت مؤلفه‌های مختلف به دست آمده‌اند.

حال در این مرحله معادلات برخی المان‌ها را که با تغییرات یاد شده، ضرایب یا داده‌های ورودی آنها دست‌خوش تغییر گردیده‌اند، مورد بررسی قرار می‌دهیم. لازم به ذکر است که بر اساس معادلات مربوطه، هر یک از اجزا، زیرمجموعه‌ها و در نهایت موتور با ابزار Simulink، مدل‌سازی شد. در شکل‌های (۳) و (۴) شمای مدل شبیه‌ساز موتور و نمای داخلی المان لوله‌ای و در شکل‌های (۵) و (۶) شمای زیرسیستم پمپ و نمای داخلی المان توربین قابل مشاهده‌اند. همچنین شکل (۷) شمای زیر سیستم محفظه احتراق و مولد گاز و شکل (۸) شمای جعبه محاسبه نرخ تغییرات فشار محفظه و مولد گاز را نشان می‌دهد. در زیر به مدل‌سازی لوله‌ها، توربین و کنترلی اشاره می‌شود.

۴-۱- لوله‌ها

رفتار این نوع از المان‌ها با سه معادله دیفرانسیل مدل‌سازی می‌شود: نرخ تغییرات دبی خروجی، نرخ تغییرات فشار خروجی و نرخ تغییرات پرشدگی.

نرخ تغییرات دبی از رابطه‌ی (۵) محاسبه می‌شود [۴-۱]:

$$\frac{L}{A} . \bar{V} . \frac{dG_{out}}{dt} = P_{in} - P_{out} - (\xi_l + \xi_f . \bar{V}) . \frac{G_{out}^2}{\rho} \quad (5)$$

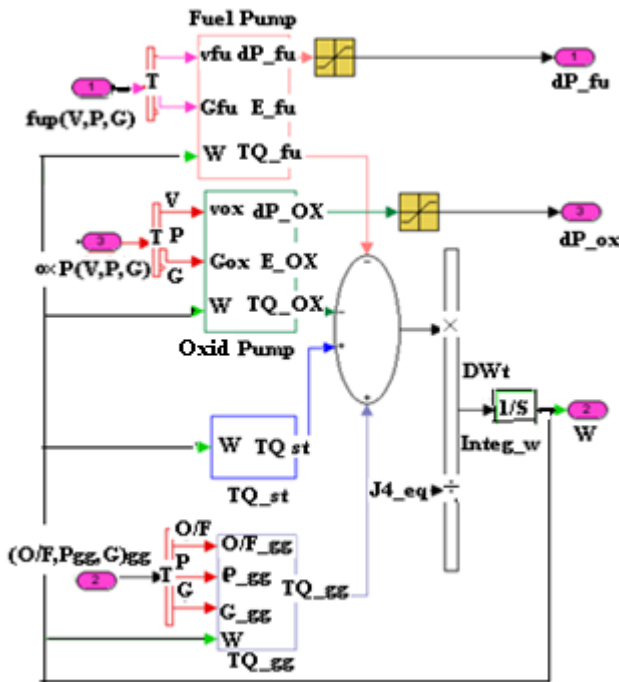
رابطه تغییرات فشار خروجی نیز مطابق رابطه (۶) می‌باشد [۴-۱]:

$$\frac{dP_{out1}}{dt} = (G_{out1} - G_{out2}) . \frac{1}{Z_2} + \left(\frac{dG_{out1}}{dt} - \frac{dG_{out2}}{dt} \right) . R_2 \quad (6)$$

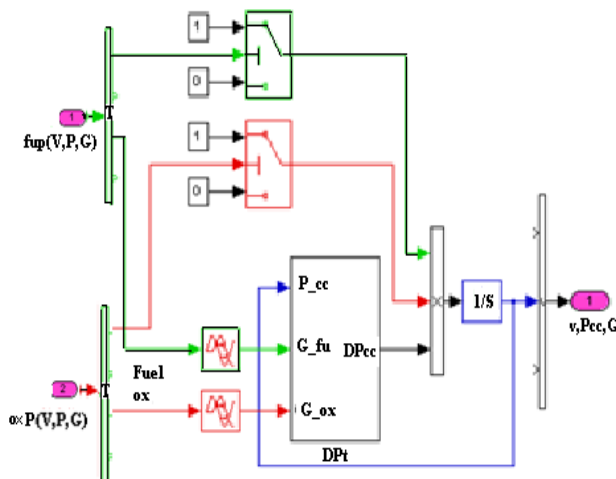
A سطح مقطع مسیر، \bar{V} ضریب پرشدگی، G دبی، L طول مسیر، ξ_l ، ξ_f به ترتیب ضریب افت اصطکاکی و محلی و Z_2 ضریب بیان کننده خصوصیات تراکم‌پذیری محیط است که تابعی از حجم مجرای عبوری، قطر و ضخامت لوله، سرعت صوت در سیال مورد نظر،

۵- شبیه‌سازی و حل عددی

دستگاه معادلات، از ۳۰ معادله جبری و ۵۷ معادله دیفرانسیلی تشکیل می‌شود [۱۰]. همان‌طور که اشاره شد شبیه‌سازی با دو ابزار یکی کدنویسی به زبان C^{++} و دیگری Simulink انجام شد. در کد شبیه‌ساز، برای حل عددی این دستگاه، روش انج کوتای مرتبه چهار مورد استفاده گرفت. [۱۰] علت استفاده از مدل Simulink، سهولت اعمال تغییرات در زیر مجموعه‌های مختلف موتور بوده است. نمونه بلوک‌های شبیه‌سازی المان‌های موتور در شکل‌های (۳) و (۴) ارائه گردید.



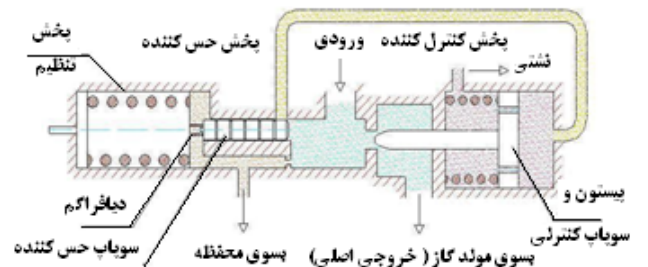
شکل ۳- نمای سامانه‌ی توربو پمپ.



شکل ۴- شمای زیر سیستم محفظه احتراق و مولد گاز.

پیک. در این روش با توجه به اینکه نتایج تست گرم موتور مورد نظر موجود بود، با استفاده از داده‌های تست، تابع تغییرات ضریب افت شیرهای کنترل پیوسته یاد شده، با زمان استخراج گردید. به عبارت دیگر اگر افت فشار شیر را با معادله (۳) بیان کنیم، در یک شیر کنترلی، ضریب افت شیر در طول زمان برخلاف اوریفیس متغیر است. چگونگی تغییرات اضافه بر اینکه وابسته به رفتار خود المان‌های شیر می‌باشد، متأثر از رفتار سایر المان‌های موتور است.

با توجه به بررسی‌های به‌عمل آمده از گراف تغییرات ضریب افت رگولاتور، مشخص گردید: رگولاتور با چند صدم ثانیه تأخیر نسبت به پیک محفظه و سایر المان‌ها وارد عمل می‌شود. به بیان دیگر لختی ساختار شیر به‌گونه‌ای است که از لحظه رسیدن محفظه به فشار تنظیمی، با تأخیر مشخصی رگولاتور از وضعیت کاملاً باز شروع به بستن مسیر می‌کند. با آگاهی از این مطلب که در فرآیند اصلاحات موتور برای کاهش پیک، تغییرات خاصی در ساختار شیر داده نشده، می‌توان گفت لختی شیر نیز بدون تغییر باقی مانده است. لذا انتظار می‌رود در موتور بهبود یافته نیز، تغییری در زمان شروع به حرکت سوپاپ کنترلی بروز نکند. به بیان دیگر، همچون گذشته سقوط بارومترها از پیک خود، می‌بایست به دنبال وارد عمل شدن شیر اتفاق بیفتد. لذا استفاده از همین تابع تغییرات ضریب افت رگولاتور برحسب زمان برای شبیه‌سازی تست بعدی می‌توانست از حداکثر دقت ممکن برخوردار باشد. نتایج شبیه‌سازی که در ادامه ارائه خواهد شد، حاکی از همین مطلب است. اما یادآوری می‌شود که برای تأمین ضریب افت نامی شیر در تنظیمات جدید، مقدار نامی آن تغییر می‌یابد، بنابراین ابتدا تابع زمانی تغییرات ضریب افت رگولاتور نسبت به مقدار نامی خود در تست اول نرمالیزه شد، سپس در مقدار نامی مورد نظر ضرب شد تا ضمن برخورداری از رفتار کیفی قبلی مقدار کمی صحیحی در رژیم نامی به‌دست دهد. بدیهی است در این روش از شیر انتظار رفتار کنترلی را در قبال عوامل مزاحم نمی‌توان داشت ولی در طول رژیم گذرای قبل از پیک، نقطه‌ی پیک و نامی رفتار کاملاً صحیح به‌دست می‌دهد که هدف مورد نظر این تحقیق را به‌خوبی تأمین می‌کند.



شکل ۲- شماتیک شیر رگولاتور.

۶- طراحی روش انجام تست

هدف از طراحی روش انجام تست، که عموماً در غالب یک سند به مجری تست ارسال می‌شود، تشریح روند طراحی تست گرم موتور سوخت مایع مورد نظر می‌باشد. معمولاً در این سند به پنج سرفصل شامل اهداف و معیارهای تست، تنظیمات تست، الزامات آماده‌سازی، نتایج مورد نیاز و مواردی که باید در تست تحت بازرسی قرار گیرند، اشاره می‌شود. شرح ریز موارد ذکر شده، برای موتور مورد نظر در این تحقیق، در ادامه می‌آید.

الف- اهداف و معیارهای تست

- ۱- بررسی عملکرد موتور و پارامترهای سیستمی آن.
- ۲- بررسی سیستم تغذیه سوخت و اکسیدکننده.
- ۳- بررسی سیستم فشارگذاری مخازن سوخت و اکسیدکننده.

ب- تنظیمات تست

- ۱- مونتاژ موتور بر روی سکو به همراه مجموعه مدار عملگرها (در صورت بهره‌گیری از سامانه کنترل بردار تراست در تست).
- ۲- قرار دادن تجهیزات داده‌برداری و ارسال فرمان در موقعیت تعیین شده.
- ۳- برقرار نمودن ارتباط بین این تجهیزات و مدار عملگرها.
- ۴- برقرار کردن ارتباط این سیستم با اتاق کنترل تست.
- ۵- انجام تست‌های اولیه تنظیم مدار.

ج- الزامات آماده‌سازی

- ۱- انجام شارژ سوخت و اکسیدکننده، با توجه به زمان کار موتور.
- ۲- فشارگذاری مخازن با گاز خنثی.
- ۳- تخلیه کامل بالشتک مخازن.

د- نتایج مورد نیاز تست

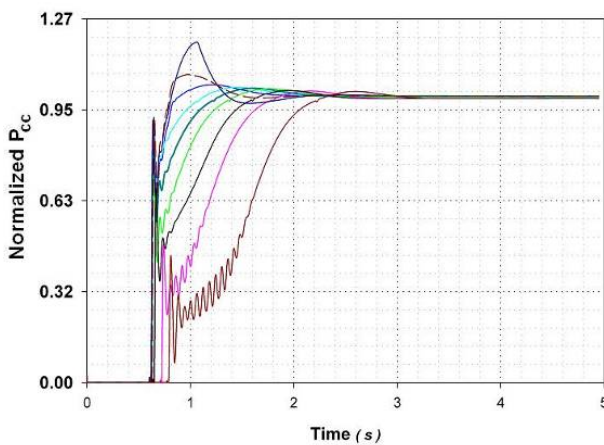
- ۱- تمام اطلاعات داده‌برداری شده دارای کم‌ترین خطا می‌باشند.
- ۲- تمام اطلاعات داده‌برداری شده دارای کم‌ترین تأخیر زمانی هستند، به‌عنوان نمونه تأخیر زمانی فشار در حد میلی ثانیه بوده و تأخیر زمانی سنسورهای دما حداکثر ۵ میلی ثانیه می‌باشد.
- ۳- دبی سنج‌های استفاده‌شده دارای حداکثر خطای ۰/۰۵ درصد هستند.
- ۴- خروجی باز پس پتانسیومترها در حد مورد قبول است.
- ۵- در پردازش سیگنال‌های (دیجیتال) هدایت کنترل، خطایی مشاهده نشده است.
- ۶- تصاویر دریافت شده دارای کیفیت لازم می‌باشد.

ه- مواردی که باید در تست تحت بازرسی قرار گیرند

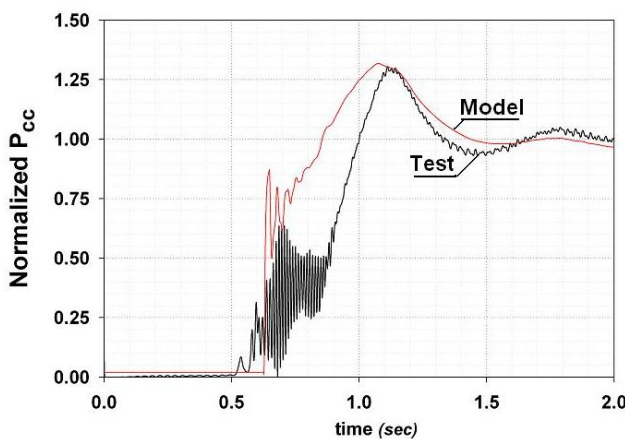
این موارد شامل تست استحکام مخازن و مسیرها و موتور و تست‌های آب‌بندی و شارژ و دشارژ پیش‌ران به مخازن و ... می‌باشد که به‌صورت چک لیست درآمده و مورد بازرسی قرار می‌گیرند.

۷- نتیجه‌گیری

نتیجه اجرای کد شبیه‌ساز C^{++} برای انتخاب استارتر در شکل (۵) نشان داده شده است. در این شکل نتایج شبیه‌سازی با بهره‌گیری از اثر تغییر استارتر در حالات مختلف نشان داده شده است. برای انتخاب استارتر، مدل شبیه‌ساز با استارترهایی با سطح انرژی متفاوت اجرا گردید و مشخص شد که با کاهش سطح انرژی از میزان مشخصی به بعد، کاهش جزئی بیشینه، با تأخیر زیاد در رسیدن به پارامترهای نامی همراه است [۱۴]. همان‌طور که اشاره شد از تلفیق دو اثر برای کاهش پیک پارامترها بهره‌گیری شد: یکی کاهش سطح انرژی استارتر و دیگری تغییر توزیع مقاومت مسیر اکسیدکننده مولد گاز برای مشاهده اثر ترکیبی استارتر و تغییر توزیع مقاومت‌های مسیر اکسیدکننده مولد گاز در شکل‌های (۶) و (۷) قابل مشاهده است.



شکل ۵ - پیش‌بینی رفتار موتور با استارترهای مختلف.



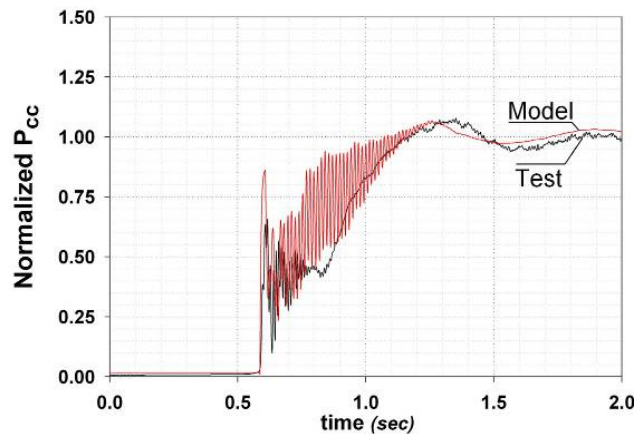
شکل ۶ - فشار محفظه احتراق قبل از اعمال تغییرات (مقایسه پیش‌بینی مدل شبیه‌ساز و نتیجه تست).

جدول ۲- درصد خطای شبیه‌سازی، نسبت به تست گرم موتور، در رژیم نامی.

درصد خطا	شرح	ردیف
۰/۲۶	دور توربین	۱
-۴/۳۹	فشار مولد گاز	۲
-۱/۳۹	دبی سوخت مولد گاز	۳
۴/۱۲	دبی اکسیدکننده مولد گاز	۴
۲/۹۷	فشار محفظه احتراق	۵
۴/۰۳	دبی سوخت محفظه	۶
-۱/۰۸	دبی اکسیدکننده محفظه	۷
۰/۱۲	فشار خروجی پمپ سوخت	۸
۰/۸۳	فشار خروجی پمپ اکسیدکننده	۹
۰/۵۲	هد پمپ سوخت	۱۰
-۰/۹۶	دبی پمپ سوخت	۱۱
-۱/۱۸	هد پمپ اکسیدکننده	۱۲
-۱/۰۲	دبی پمپ اکسیدکننده	۱۳

مراجع

- [1] Beliaev, E.; Chevanov, V.; Chervakov, V. "Mathematical Modeling of Operating Process of Liquid Propellant Rocket Engines"; In Russian, Moscow Aviation Institute Press: Moscow, 1999.
- [2] Prisniakov, F. "Dynamic of Liquid Propellant Rocket Engines"; In Russian, Mashinostroenie Press: Moscow 1983.
- [3] Shesterianikov, A. "Hydraulic Modeling of Start Regime of Liquid Propellant Rocket Engines"; In Russian, Mashinostroenie Press: Moscow, 1981.
- [4] Sheviakov, A. "Theory of Control Automatic of Rocket Engines"; In Russian, Mashinostroenie Press: Moscow, 1978.
- [5] Manfletti, Ch. "Transient Simulation of Liquid Rocket Engines, A Step Towards a More Educated Propellant Choice Between Kerosene and Methane"; 2nd International Conference on Green Propellants for Space Propulsion, Cagliari, Sardinia, Italy, ESA, June 2004.
- [6] Binder, M. "RL10-3-3A Rocket Engine Modeling Project"; NASA Technical Memorandum, 107318, 1997.
- [7] Karimi Mazraeshahi, H.; Nassirharand, A.; Beheshti, M. "Dynamic and Non-Linear Simulation of Liquid-Propellant Engines"; J. Propul. Power 2003, 19, 132-137.
- [8] Karimi Mazraeshahi, H.; Nassirharand, A. "Application of a Simulation Algorithm to a Specific Liquid Propellant Engine with Experimental Verification"; J. Aircraft Engineering & Aerospace Technology 2006, 78, 132-137.
- [9] Ramesh, D.; Aminpoor, M. "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, 2007.



شکل ۷ - فشار محفظه احتراق بعد از اعمال تغییرات (مقایسه پیش‌بینی مدل شبیه‌ساز و نتیجه تست)

مقایسه نتایج تست و مدل، قبل و بعد از اعمال تغییرات حاکی از دقت قابل قبول مدل در پیش‌بینی بیشینه پارامترهاست. همان‌طور که در این شکل‌ها مشهود است، پیک فشار محفظه با اعمال تغییرات، حدود ۲۳٪ کاهش یافت که البته همراه با این تغییر، بیشینه سایر پارامترها نیز به میزان ۲۰ تا ۲۷ درصد کاسته شد. علاوه بر این همان‌طور که در شکل (۷) مشهود است، تابع ضریب افت زمانی برای سوپاپ کنترلی رگولاتور حتی در رژیم گذرای بعد از پیک نیز توصیف قابل قبولی ارائه می‌کند. تجارب مشابهی نشان می‌دهد که این شیوه گرچه قابلیت بررسی فاکتورهای داخلی شیر و اثر کنترلی آن را ندارد، برای تحقیق در موارد مشابه این تحقیق از کارایی خوبی برخوردار است.

درصد خطای کد شبیه‌ساز نسبت به نتایج تجربی در رژیم نامی در جدول (۲) ارائه گردیده است. مبنای مقایسه پارامترها در نقطه بیشینه پارامترها بوده است. در این جدول ۱۳ پارامتر که امکان اندازه‌گیری آن در تست تجربی وجود داشت که برای مقایسه با نتایج کد شبیه‌ساز به نمایش گذاشته شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود، بیشترین خطا مربوط به پارامترهای مولد گاز است. برای محاسبه پارامترهای احتراقی مولد گاز در مدل‌سازی از فایل داده‌های نرم‌افزار احتراقی ASTRA استفاده شد که خطای این نرم‌افزار و سایر نرم‌افزارهای مشابه دنیا در محدوده احتراقی ناقص نظیر محدوده کاری مولد گازهای مشابه، امری دور از انتظار نیست. در ضمن با توجه به محدوده مجاز تولید در سایر زیر سامانه‌ها، خطاهای به‌دست آمده کاملاً قابل پیش‌بینی بوده است.

همان‌طور که مشاهده می‌شود این مدل شبیه‌ساز از قابلیت بالایی در پیش‌بینی پارامترها برخوردار است. از چارچوب بهینه‌سازی دینامیکی یاد شده می‌توان برای انواع دیگر موتورهای سوخت مایع نظیر موتورهای سیکل بسته با مؤلفه‌های سرمازا نیز بهره جست.

- [۱۴] رمش، داود، فرخی، رضا " بهبود رژیم گذرای استارت در یک موتور سوخت مایع معین"، شانزدهمین کنفرانس سالانه (بین‌المللی) مهندسی مکانیک ایران، کرمان، دانشگاه شهید باهنر، ۲۴-۲۶ اردیبهشت ۱۳۸۷.
- [۱۵] رمش، داود، فرخی، رضا و امین‌پور، محمد " کاهش مقادیر بیشینه‌ی پارامترهای یک موتور سوخت مایع معین در رژیم ناپایای استارت"، هفتمین همایش سالانه (بین‌المللی) انجمن هوا فضای ایران، دانشگاه صنعتی شریف، تهران، سال ۱۳۸۶.
- [16] Ramesh, D.; Farrokhi, R.; Nassirharand, A. "A New Algorithm for Determination of Optimum Parameters of Open-Cycle Liquid Propellant Engines"; Mathematical Problems in Engineering and Aerospace Sciences, ICNPAA, Budapest, Hungary, 21-23 June 2006.
- [10] Ramesh, D.; Alimohamady, H. "Simulation of Cavitation Process in Oxidizer Pump of a Liquid Rocket Engine"; 45th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit, Colorado Convention Center Denver, 2 - 5 Aug 2009.
- [۱۱] نصیر هرند، امیر، کریمی، حسن، رمش، داود " شبیه‌سازی یک موتور سوخت مایع معین"، نشریه دانشگاه تبریز، سال ۱۳۸۷.
- [12] Kwon-Su, J.; Jae-Woo, L. "Optimal Gas Generator Design for the Liquid Rocket Engine"; 42nd AIAA Aerospace Science Meeting and Exhibit, Reno, Nevada, 5-8 January, 2004.
- [۱۳] رمش، داود " مدل نویسی و شبیه سازی دینامیکی غیر خطی یک سامانه پیشران فضایی خاص"، پایان نامه کارشناسی ارشد، دانشگاه صنعتی مالک اشتر ۱۳۸۹.