

## تحلیل دینامیکی فرآیند گذرای موتور سوخت مایع RL-10

محمد امین اسکندری<sup>۱</sup>، حسن کریمی مزرعه شاهی<sup>۲</sup>

۱ دانشجوی دکترا، دانشکده مهندسی هوافضا، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، تهران، ایران

۲ استاد، دانشکده مهندسی هوافضا، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، تهران، ایران، karimi@kntu.ac.ir

تاریخ دریافت: ۹۷/۱۱/۰۲

تاریخ پذیرش: ۹۹/۰۳/۰۵

### چکیده

در این پژوهش به بررسی فرآیند گذرا در موتورهای سوخت مایع با سیکل انبساطی پرداخته شده است. بدین منظور موتور انبساطی RL-10، به عنوان نمونه مورد مطالعه انتخاب شده است. در موتورهای سیکل انبساطی به دلیل استفاده از سیال عبوری از مسیر انتقال حرارت در سیستم خنک کاری به جای بهره مندی از مولد گاز برای به حرکت در آوردن توربین، فرآیند راهاندازی دارای پیچیدگی های خاصی است. این فرآیند توسط شیرآلات کنترلی مدیریت می شود. شناخت اثر فرآیند و ترتیب زمانی باز و بسته شدن شیرها در تحلیل این نوع سیستم ها حائز اهمیت است. در این مقاله ابتدا به مدل دینامیکی موتور انبساطی توسعه و با استفاده از نتایج تست تجربی مورد اعتبار سنجی قرار گرفت. در پایان با استفاده از این مدل اقدام به بررسی اثر باز و بسته شدن شیرها بر رفتار دینامیکی موتور با اندازه گیری مشخصه های زمانی سیستم، گردید. این بررسی نشان داد فرآیند ترتیب باز و بسته شدن شیرها در مسیر اکسید کننده در این نوع موتورها از اهمیت بسزایی برخوردار است.

### واژگان کلیدی

شبیه سازی، سیکل انبساطی، مدل ریاضی غیر خطی، شیر کنترلی، پاسخ زمانی.

#### ۱. مقدمه

می شود [۲]، همین امر باعث بروز برخی پیچیدگی ها در فرآیندهای دینامیکی همچون راهاندازی و خاموشی موتور می گردد. دلیل این پیچیدگی اثرگذاری بالای اجزا در فرآیندهای دینامیکی در این سامانه است. از این رو مسئله مدل سازی به کمک روابط ریاضی کار دشواری است.

توسعه ابزاری که بتواند پیش بینی مناسبی از رفتار این گونه موتورها ارائه دهد دارای اهمیت بسزایی است. به همین منظور در

توسعه موتورهای سوخت مایع به دلیل پیچیدگی و دارا بودن اجزای مختلف کاری گران قیمت و پر هزینه است. وجود ابزاری که بتواند تحلیل مناسبی از عملکرد ارائه دهد در کاهش بسیاری از هزینه ها موثر است [۱]. موتور سیکل انبساطی، موتوری پیچیده و گران قیمتی است که بهترین عملکرد و راندمان را نسبت به سیکل بسته و باز دارا است. در این موتورها یکی از مولفه ها (به طور معمول سوخت) برای خنک کاری و تغذیه توربین استفاده

توسعه خانواده موتورهای RL-10 استفاده از مدل‌های ریاضی و شبیه سازی برای پیش بینی رفتار این نوع سامانه اهمیت ویژه‌ای دارد. به همین منظور شرکت پرت اند ویتنی<sup>۱</sup> به سفارش مرکز تحقیقاتی لوئیس<sup>۲</sup> ناسا<sup>۳</sup> اقدام به توسعه مدل ریاضی شبه گذاری موتور RL-10A-3-3A نمود [۳-۵].

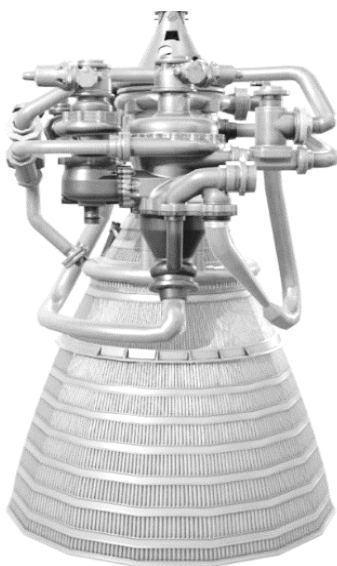
بیندر و همکارانش ابتدا در مرجع [۳] اطلاعات سیستمی موتور RL-10A-3-3A، معادلات توصیفی بیان شد و اعتبار مدل بررسی شد. سپس با استفاده از مدل بدست آمده اقدام به بررسی اثر ضرایب افت محاسبه شده برای المان‌های مسیر شد. مدل توسعه داده شده نتوانست پیک فشاری در لحظه ورود به شرایط نامی را به درستی شبیه سازی نماید و بیش از ۱۰ درصد خطا در شبیه سازی این ناحیه داشت. بیندر و همکارانش در گام بعدی [۴] اقدام به افزایش دقت مدل با استفاده از داده‌های تست زمینی نمودند و مقادیر افت عملکرد چرخ دنده را به مدل اضافه نمودند و نتایج حاصله را با تست پروازی مورد مقایسه قرار دادند. نهایتاً مدل توسعه داده شده توسط بیندر و همکارانش به منظور پیش بینی عملکرد موتور در نقاط کاری مختلف مورد استفاده قرار گرفته شد [۵]. تلاش بعدی برای بررسی رفتار دینامیک موتورهای سیکل انبساطی، استفاده از مدل‌های یک/چند بعدی در شبیه‌سازی اجزای مختلف موتور شامل مسیر انتقال حرارت، محفظه رانش، انژکتور و ... بود که توسط متئو و همکارانش انجام شد. این تحلیل تطابق بهتری با رفتار واقعی از خود نشان داد هرچند همانند مدل شبه گذرا کاملاً وابسته به داده‌های تجربی برای شبیه سازی است [۶-۸]. متئو و همکارانش ابتدا اقدام به توسعه مدلی برای موتورهای انبساطی نمودند، در این مدل از معادلات چند بعدی برای شبیه سازی استفاده شده تا دقت حل افزایش یابد. این اقدام در مقایسه با کارهای بیندر موثر واقع شد و باعث شد شرایط گذرا با دقت بالاتری شبیه سازی شود. اما در مقایسه با کار بیندر تاخیرهای ناخواسته‌ای در شرایط گذرا رخ داد [۶-۷]. متئو و همکارانش در اقدام بعدی با استفاده از مدل توسعه داده شده اقدام به شبیه سازی خاموشی موتور نمودند. این اقدام نسبت به کارهای بیندر نتوانست نتایج با دقت بالاتری را ارائه نماید [۸]. مراجع [۳-۸] پژوهش‌هایی است که برای تحلیل دینامیکی فرآیند گذرای موتورهای انبساطی انجام شده است. موضوع شبیه سازی دینامیکی در سیکل‌های تحت فشار، باز و بسته نسبت به سیکل انبساطی بسیار گسترده بوده و سعی شده است از مدل‌های معتبر

و متداول برای اجزائی از موتور مانند محفظه رانش، پمپ‌ها و غیره استفاده شود. از اینرو در این مقاله از مدل‌های استفاده شده در مراجع [۹-۱۴] بهره برده شد و در بخش ۴ این مدل‌ها ارائه شده و نهایتاً مدل ریاضی غیر خطی ساده برای شبیه سازی موتور انبساطی مورد نظر ایجاد گردید.

مدل‌های ارائه شده شامل مدل غیر خطی محفظه رانش، توربوپمپ، شیرآلات، لوله و اتصالات است. برای اعتبار سنجی از داده‌های آزمون زمینی موتور RL-10A-3-3A که در مرکز ناسا لوئیس اجرا شده بود، استفاده گردید. نتایج حاصل از همخوانی قابل قبولی با داده‌های تجربی حاصل از آزمون زمینی همچون فشار محفظه، دور پمپ، دبی جرمی سوخت و اکسید کننده را نشان داد. همچنین در این پژوهش به بررسی اثر تقدم و تاخر زمانی باز و بسته شدن شیرها بر رفتار فرآیند گذرا پرداخته شد و المان‌های کنترلی تاثیر گذار بر این رفتار مورد بررسی قرار گرفته شد. اقدامی که در مطالعات گذشته صورت نپذیرفته شده و تمرکز بر روی شبیه سازی موتور بوده است.

## ۲. ساختار موتور RL-10A-3-3A

موتور RL-10 که نمایی از آن در شکل ۱ نشان داده شده است، یک موتور سیکل انبساطی با پیشران هیدروژن مایع و اکسیژن مایع است. تراست آن ۷۳/۱۸۲ کیلو نیوتن، نسبت دبی جرمی اکسید کننده به سوخت معادل ۵/۰۵۵، فشار محفظه ۳۳/۲۳ بار و مدت زمان کاکرد ۴۴۰ ثانیه است.

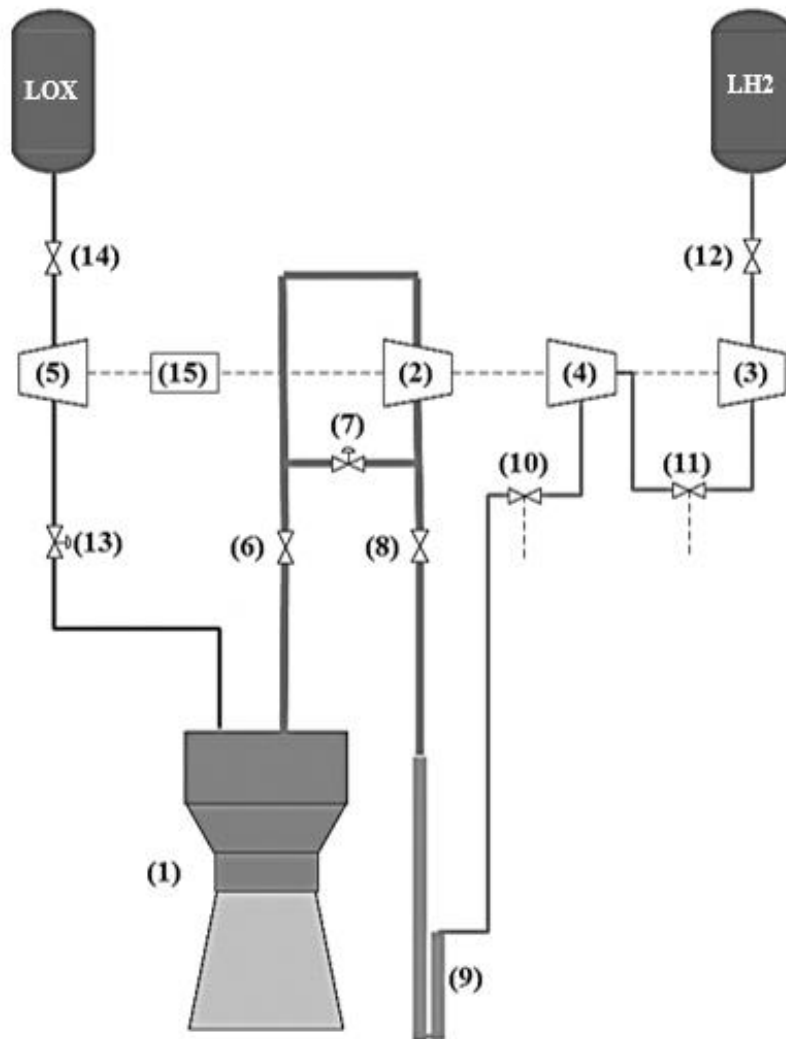


شکل ۱. موتور RL-10A-3-3A

طرفه سوخت (FINV)، شیر تنظیمی اکسید کننده (OCV)، (۱۴) شیر یک طرفه اکسید کننده (OINV) و (۱۵) چرخ دنده می‌باشد. نحوه قرارگیری این المان‌ها در شکل ۲ نشان داده شده است [۳].

در جدول ۱ داده‌های ساختاری مورد نیاز برای شبیه‌سازی ارائه شده است.

المان‌های اصلی این سامانه شامل (۱) محفظه رانش، (۲) توربین، (۳) پمپ مرحله اول سوخت، (۴) پمپ مرحله دوم سوخت، (۵) پمپ اکسید کننده، (۶) شیر قطع سوخت (FSOV)، (۷) شیر کنترل تراست (TCV)، (۸) ونتوری سوخت (Venturi)، (۹) کانال‌های خنک‌کاری، (۱۰) شیر خنک‌کن بعد از پمپ (FCV-2)، (۱۱) شیر خنک‌کن بین مرحله‌ای پمپ (FCV-1)، (۱۲) شیر یک



شکل ۲. فلوجارت موتور RL-10A-3-3A

### ۳. رژیم گذرای موتور RL-10A-3-3A

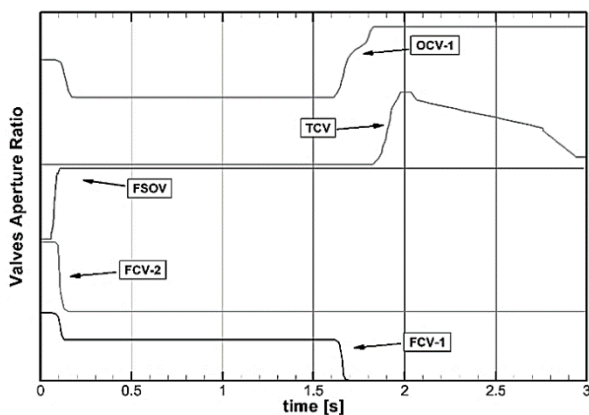
مخزن سوخت باز می‌گرداند. در مسیر اکسید کننده نیز شیر تنظیمی مانع از ورود اکسید کننده به صفحه انژکتور شده و سیال را از طریق نازل به محیط تخلیه می‌کند [۶]. این فرآیند تاثیر بسزایی در پیش خنک کاری مسیرها دارد. شکل ۳ نمودار ترتیب و میزان باز و بسته شدن شیرها به همراه تغییرات سطح مقطع شیرها را در طول عملکرد موتور نشان می‌دهد.

در لحظه راه اندازی موتور شیرهای یک طرفه سوخت و اکسید کننده باز بوده و بر اثر فشار ذخیره شده در مخازن، سوخت و اکسید کننده در مسیرها جریان می‌یابد. شیرهای خنک کن مسیر سوخت و شیر تنظیمی اکسید کننده مانع از ورود پیشران‌ها به صفحه انژکتور و محفظه رانش می‌شوند، شیرهای خنک کن، سوخت را برای پیش خنک کاری پمپ‌ها از خود عبور داده و به

جدول ۱. داده های ساختاری موتور RL-10A-3-3A [۳].

نام	مقدار	واحد
<b>پمپ سوخت</b>		
قطر امپلر مرحله اول	۱۷۹/۶	میلی متر
ارتفاع تیغه خروجی مرحله اول	۵/۸	میلی متر
قطر امپلر مرحله دوم	۱۷۹/۶	میلی متر
ارتفاع تیغه خروجی مرحله دوم	۵/۵۸۸	میلی متر
<b>پمپ اکسید کننده</b>		
قطر امپلر	۱۰۶/۷	میلی متر
ارتفاع تیغه خروجی	۶/۳۷۶	میلی متر
توربین		
قطر متوسط تیغه	۱۴۹/۸۶	میلی متر
<b>شیرآلات و لوله ها</b>		
سطح مقطع شیر یک طرفه سوخت	۰/۰۰۴۱	مترمربع
سطح مقطع شیر خنک کن بین مرحله ای پمپ	۰/۰۰۰۳۸	مترمربع
سطح مقطع شیر خنک کن بعد پمپ	۰/۰۰۰۱۹	مترمربع
سطح مقطع گلوگاه ونتوری	۰/۰۰۰۶۷	مترمربع
سطح مقطع شیر کنترل تراست	۰/۰۰۰۰۱۰۱	مترمربع
سطح مقطع شیر قطع	۰/۰۰۲۱	مترمربع
سطح مقطع شیر یک طرفه اکسید کننده	۰/۰۰۳۱	مترمربع
سطح مقطع شیر تنظیمی اکسید کننده	۰/۰۰۰۰۳۹۶	مترمربع
<b>کانال خنک کاری</b>		
تعداد کانال ها	۱۸۰	-
عرض کانال در گلوگاه	۲/۲۸۶	میلی متر
ارتفاع کانال در گلوگاه	۳/۵۵۶	میلی متر
ضخامت دیواره سمت محافظه	۰/۳۳۰۲	میلی متر
<b>محفظه رانش</b>		
قطر محفظه	۰/۱۳۰۳	میلی متر
قطر گلوگاه	۰/۰۶۲۷	میلی متر
نسبت انبساط	۶۱	-
طول نازل	۱/۴۷۶	میلی متر

جریان یافتن کامل اکسید کننده به محفظه جلوگیری نماید و افزایش فشار محفظه و دور گرفتن توربین به آرامی و با اطمینان بالا انجام شود. همزمان با بسته شدن شیر خنک کن اول مسیر سوخت این شیر نیز به طور کامل باز شده و اجازه می دهد اکسید کننده به طور کامل وارد محفظه شود [۶]. در زمان ۰،۳ ثانیه پس از باز شدن شیر قطع مسیر سوخت، جرقه زن مجموعه راه انداز فعال شده و انرژی مورد نیاز برای اشتعال محفظه رانش را تامین می نماید. با افزایش فشار محفظه و دور توربوپمپ، شیر کنترل تراست باز شده و دور توربین را برای شرایط نامی تنظیم می نماید [۶]. ترتیب فرآیندهای ذکر شده باعث شکل گیری فرآیند راه اندازی موتور شده و پاسخ زمانی اجزای موتور را شکل می دهد.



شکل ۳. ترتیب و میزان باز و بسته شدن شیرها به همراه تغییرات سطح مقطع شیرها [۳].

#### ۴. معادلات حاکم و مدل ریاضی المان های موتور

به منظور شبیه سازی فرآیند گذرای موتور نیاز است مدل های ریاضی اجزای موتور به خوبی انتخاب و به طور مناسب ارتباط داده شود. در ادامه مدل ریاضی مورد استفاده در لوله ها، شیرآلات، توربوپمپ، محفظه رانش و مسیر خنک کاری ارائه می گردد.

##### ۴-۱. لوله ها و انشعابات

لوله ها و انشعابات در فرآیند گذرای موتور دارای اهمیت بسزایی هستند. مدل انتخاب شده برای شبیه سازی رفتار گذرای لوله و انشعابات باید بتواند مقدار دبی جرمی و فشار را به خوبی مدل کند از این رو در هر قسمت از مسیر از دو معادله دیفرانسیلی برای تعیین نرخ تغییرات دبی جرمی خروجی و نرخ تغییرات فشار خروجی استفاده شده است.

نرخ تغییرات دبی جرمی از رابطه ۱ محاسبه می شود [۱۵]:

در لحظه راه اندازی، شیر قطع باز شده و شیر خنک کن پس از پمپ دوم بسته می شود اما شیر خنک کن اول برای جلوگیری از وقوع پدیده واماندگی در حین افزایش دور پمپ در حالت نیمه باز قرار می گیرد. بدین ترتیب سوخت از مسیر خنک کاری محفظه عبور کرده و گرم می شود و با گذشتن از ونتوری کاپیتاسیونی وارد توربین می شود. تا زمان ۱،۸ ثانیه از باز شدن شیر قطع، شیر کنترل تراست بسته بوده و اجازه می دهد سوخت به طور کامل از توربین عبور نماید و با گذر از شیر قطع وارد محفظه شود [۶]. بدین ترتیب باعث تسریع روند افزایش دور توربوپمپ و در نتیجه افزایش سریع فشار محفظه می شود. به موازات مسیر سوخت، در مسیر اکسید کننده شیر تنظیمی به صورت نیمه باز درآمده تا از

اکسید کننده دارای اهمیت بالایی در شبیه سازی فرآیند گذرا است.

#### ۳-۴. توربوپمپ

پارامترهای تعیین کننده عملکرد پمپها در طول راهاندازی موتور دارای بازه وسیعی از تغییرات است. در طول راه اندازی نسبت دبی حجمی به دور در پمپها دارای مقادیر بزرگی است بنابراین پمپها در طول راهاندازی مانند توربین عمل می کنند و تولید گشتاور می نمایند. به منظور محاسبه دور پمپ از رابطه ۷ استفاده می شود. برای محاسبه مقادیر تولید گشتاور توربین و مصرف گشتاور پمپ از روابط ۹-۱۴ استخراج شده از مرجع [۱۷] استفاده شده است.

$$I_{tp} \frac{d\omega}{dt} = TQ_{tu} - TQ_{pu} - TQ_{shaft} \quad (7)$$

$$\omega_{lox} = \omega_{lh2} * RL \quad (8)$$

$$TQ_{tu} = \frac{\bar{P}_{tu}}{\omega} = \frac{\eta_{tu} \dot{m}_{tu} c_p T_{tu,in} (1 - (\frac{P_{tu,out}}{P_{tu,in}})^{\frac{\gamma-1}{\gamma}})}{\omega} \quad (9)$$

$$\eta_{tu} = \left( \frac{0.004}{\omega} + 2.676 \frac{r_d}{C_{ad}} - 2.928 \omega \left( \frac{r_d}{C_{ad}} \right)^2 \right) \omega \quad (10)$$

$$C_{ad} = \sqrt{2 \left( c_p T_{tu,in} \left( 1 - \left( \frac{P_{tu,out}}{P_{tu,in}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right) \right)} \quad (11)$$

$$TQ_{pu} = \frac{(P_{pu,out} - P_{pu,in}) \dot{m}}{\rho \omega \eta_{pu}} \quad (12)$$

$$\eta_{pu} = A_{pu} \left( \frac{\dot{m}}{\rho \omega} \right) - B_{pu} \left( \frac{\dot{m}}{\rho \omega} \right)^2 + C_{pu} \left( \frac{\dot{m}}{\rho \omega} \right)^3 - D_{pu} \left( \frac{\dot{m}}{\rho \omega} \right)^4 \quad (13)$$

$$\begin{aligned} A_{pu} &= 2.69 \eta_n / \left( \frac{Q}{\omega} \right)_n \\ B_{pu} &= 2.65 \eta_n / \left( \frac{Q}{\omega} \right)_n^2 \\ C_{pu} &= 1.22 \eta_n / \left( \frac{Q}{\omega} \right)_n^3 \\ D_{pu} &= 0.26 \eta_n / \left( \frac{Q}{\omega} \right)_n^4 \\ \eta_{pu} &= 0.65 \end{aligned} \quad (14)$$

در موتورهای سیکل انبساطی به دلیل این که توربین در مسیر خط اصلی سوخت قرار دارد دارای افت فشار نسبتا بالایی بوده و بر خلاف سایر سیکل های مدل سازی این اثر دارای اهمیت است و به همین منظور معادله زیر برای محاسبه دبی جرمی عبوری از توربین مورد استفاده قرار گرفته شد [۱۸].

$$\left( \frac{L}{A} \right) \frac{d}{dt} \dot{m} = P_{in} - P_{out} - \left[ \frac{\lambda}{2\rho A^2} \right] \dot{m}^2 \quad (1)$$

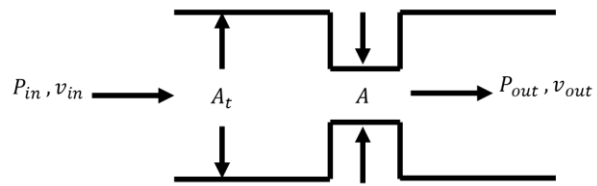
$$\lambda = f \frac{L}{D} \quad f = \frac{0.316}{Re^{0.25}} \quad (2)$$

رابطه تغییرات فشار خروجی به شکل زیر از رابطه ۳ تعیین می گردد:

$$k(\rho V) \frac{dP}{dt} = \dot{m}_{in} - \dot{m}_{out} \quad (3)$$

#### ۲-۴. شیرآلات

شیر آلات یکی از تاثیر گذار ترین اجزای موتور در فرآیند گذرا است. پاسخ زمانی شیرآلات بر روی پاسخ زمانی اجزای موتور تاثیر دارد. شکل ۳ ترتیب و میزان باز و بسته شدن شیرها به همراه تغییرات سطح مقطع شیرهای مورد استفاده در موتور را نشان می دهد. به منظور مدل سازی شیرهای مدل سطح متغیر مرجع [۱۶] مورد استفاده واقع شد. در این مدل، شیر به صورت شکل ۴، یک لوله با سطح مقطع متغیر در نظر گرفته می شود.



شکل ۴. یک لوله با سطح مقطع متغیر

سپس با فرض جریان بدون اصطکاک معادله برنولی نوشته می گردد:

$$P_{in} + \frac{\rho v_{in}^2}{2} = P_{out} + \frac{\rho v_{out}^2}{2} \quad (4)$$

با ترکیب این معادله و معادله پیوستگی  $\dot{m}_{mov} = \rho v_{in} A_t = \rho v_{out} A$  و اعمال اثر اصطکاک در قالب ضریب  $C_d$  معادله دیگری ایجاد می گردد. مقدار  $C_d$  برای هر شیر باید در شرایط استاتیکی تعیین گردد. این ضریب بیانگر اثر اصطکاک ناشی از جنس، میزان زبری مقطع هر شیر است.

این مدل در شبیه سازی قادر است بر اساس تغییرات نسبت سطح، تغییرات فشار و دبی جرمی را نشان دهند [۱۶]:

$$\left( \frac{L}{A} \right) \frac{d}{dt} \dot{m} = P_{in} - P_{out} - f(A)_{valve} \dot{m}^2 \quad (5)$$

$$f(A) = \frac{C_d}{2\rho A_t^2} \left[ \left( \frac{A_t}{A} \right)^2 - 1 \right] \quad (6)$$

در ساختار این موتور دو شیر کنترل تراست و تنظیمی اکسید کننده به دلیل قرار گیری در مسیر موازی توربین و مسیر اصلی

$$\frac{d}{dt} T_{w\_hot} = \frac{1}{mc_v} (\dot{Q}_{tc} - \dot{Q}_{w\_hot}) \quad (29)$$

$$\dot{Q}_{tc} = Ah_g(T_c - T_{w\_hot}) \quad (30)$$

$$\frac{d}{dt} T_{w\_cold} = \frac{1}{mc_v} (\dot{Q}_{w\_cold} - \dot{Q}_{wc}) \quad (31)$$

لازم به ذکر است در این محاسبات مقدار  $\dot{Q}_{wc}$  برابر با صفر فرض شد. برای مدل سازی و شبیه سازی انتقال حرارت، باید معادلات فوق را برای کانال خنک کاری حل نمود. در این روابط مقادیر رابطه ۲۷ به گونه‌ای برای رابطه ۳۰ انتخاب شده است که بتوانند انتقال حرارت تابشی و همرفتی داخلی محفظه به دیواره را با این تک معادله مدل کرد [۱۹]. مدل ریاضی موتور بالغ بر ۱۵۰ معادله جبری و دیفرانسیلی است که در قالب ۱۴ زیر سامانه به کمک نرم افزار سیمولینک متلب شبیه سازی گردیده است.

### ۵. اعتبار سنجی

در ادامه نتایج شبیه سازی رژیم گذرای حاصل از مدل ریاضی غیر خطی با نتایج آزمون زمینی مرجع [۳] مورد مقایسه قرار گرفت و نشان داد مدل توسعه داده شده از اعتبار کافی برخوردار است. در ادامه برخی نتایج بدست آمده ارائه و بررسی می گردد. جدول ۲، مقایسه پارامترهای عملکردی در شرایط نامی بدست آمده از کد را در مقایسه با نتایج آزمون زمینی ارائه شده در مرجع [۳] نشان می‌دهد. حداکثر درصد خطا مقادیر زیر پنج درصد است. بیشترین خطا مربوط به محاسبه مقدار نسبت فشار توربین است و ناشی از خطای مدل محاسبه دبی جرمی عبوری از توربین است.

جدول ۲. در صد خطای محاسبه عملکرد موتور در شرایط نامی

RL-10A-3-3A

نام	واحد	نتایج آزمون	نتایج مدل	میزان درصد خطا
فشار محفظه	بار	۳۲/۷۴	۳۲/۸۳	+۰/۲۷۴
نسبت دبی	-	۵/۰۵۵	۵/۱۱	+۱/۰۸۸
دبی جرمی اکسید کننده ورودی به محفظه	کیلوگرم بر ثانیه	۱۴/۱۹	۱۴/۳۸	+۱/۳۳۸
دبی جرمی سوخت ورودی به محفظه	کیلوگرم بر ثانیه	۲/۷۸	۲/۷۱	-۲/۵۱
نسبت فشار توربین	-	۱/۴	۱/۴۶	+۴/۲۸
سرعت دورانی توربین	دور بر دقیقه	۳۱۵۴۶	۳۲۸۳۶	+۴/۰۸۹

$$\dot{m}_{tu} = C_d A_{tu\_in} \Gamma q(Z) \frac{P_{tu\_in}}{\sqrt{RT_{tu\_in}}} \quad (15)$$

$$\Gamma = \sqrt{\gamma} \left[ \frac{2}{\gamma+1} \right]^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \quad (16)$$

$$Z = \sqrt{\frac{\gamma+1}{(\gamma-1)} \left( 1 - \left( \frac{P_{tu\_out}}{P_{tu\_in}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right)} \quad (17)$$

$$q(Z) = \left( \frac{\gamma+1}{2} \right)^{\frac{1}{\gamma-1}} Z \left( 1 - \frac{\gamma-1}{\gamma+1} Z^2 \right)^{\frac{1}{\gamma-1}} \quad (18)$$

لازم به ذکر است بر اساس مرجع [۴] مقدار توان مصرفی توسط چرخ دنده در طول عملکرد موتور ثابت و برابر ۲/۲۶ نیوتن در متر در نظر گرفته شد. مقدار دور پمپ اکسید کننده بر اساس رابطه ۸ محاسبه می‌گردد.

### ۴-۴. محفظه رانش

مهمترین رفتار دینامیکی محفظه رانش در مدل سازی فرآیند گذرای موتور تعیین تغییرات فشار محفظه بر حسب زمان است که با استفاده از معادله پیوستگی و گاز کامل بدست می آید [۱۰]:

$$\frac{L^*}{\Gamma^2} \frac{A_t}{C^{*2}} \frac{dP_{cc}}{dt} + \frac{A_t}{C^*} P_{cc} = \dot{m}_{ox}(t) + \dot{m}_{fu}(t) \quad (19)$$

$$L^* = \frac{V_{cc}}{A_t} \quad (20)$$

$$C^* = \frac{A_t P_{cc}}{\dot{m}} = \frac{\sqrt{RT}}{\Gamma} \quad (21)$$

$$\Gamma = \sqrt{\gamma} \left[ \frac{2}{\gamma+1} \right]^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \quad (22)$$

### ۴-۵. مسیر خنک کاری

فرآیند انتقال حرارت بین محفظه پیشرانش، دیواره و سیال در مسیر خنک کاری موتور را می‌توان مانند مبدل‌های حرارتی در نظر گرفت. با تمرکز بر روی سیال خنک کننده و با توجه به قانون اول ترمودینامیک و مشتق زمانی آن رابطه ۲۳ به دست می‌آید. برای محاسبه میزان انتقال حرارت و تعیین دمای خروجی سیال از روابط زیر استفاده شده است [19].

$$\rho_{out} V_{out} \frac{d}{dt} U_{out} = \dot{Q}_{w\_hot} - \dot{Q}_{w\_cold} + \dot{m}_{in} h_{in} - \dot{m}_{out} h_{out} \quad (23)$$

$$h_{out} = U_{out} + \frac{P_{out}}{\rho_{out}} \quad (24)$$

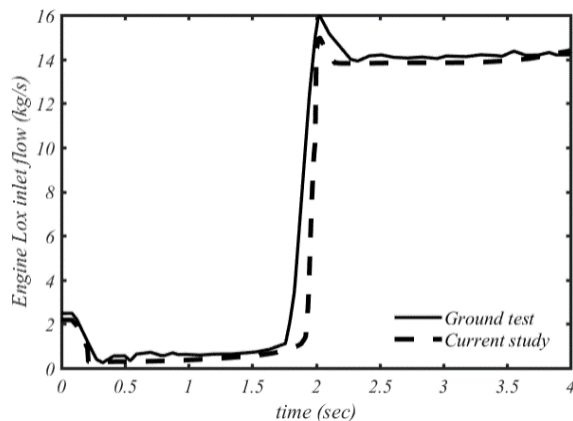
$$h_{in} = h_{tank} + \frac{P_{in} - P_{out}}{\rho} \quad (25)$$

$$\dot{Q}_{w\_hot} = Ah_g(T_{w\_hot} - T_{out}) \quad (26)$$

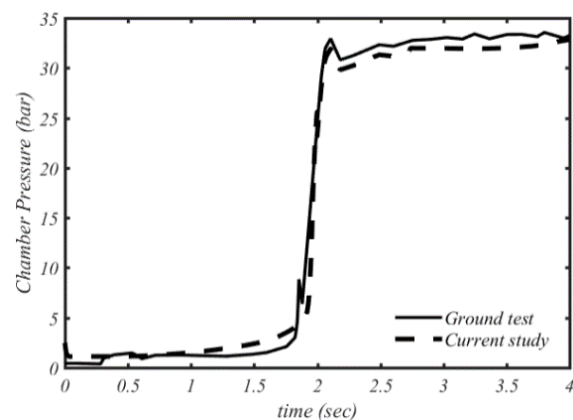
$$\frac{h_g D}{k} = 0.026 \left( \frac{D \dot{m}}{A \mu} \right)^{0.8} \left( \frac{\mu C_p}{k} \right)^{0.4} \quad (27)$$

$$\dot{Q}_{w\_cold} = Ah_g(T_{out} - T_{w\_cold}) \quad (28)$$

همخوانی مناسبی با آزمون زمینی انجام شده دارد. مشاهده می‌گردد اختلاف نتایج حاصله با آزمون زمینی، ناشی از ورودی دبی جرمی اکسید کننده است. علت این امر میزان دبی جرمی اکسید کننده بیشتر در مقایسه با سوخت بوده که اثر آن بر فشار محفظه نیز بیشتر است. لذا رفتار، تغییرات فشار روندی منطقی را نشان می‌دهد.



شکل ۶. تغییرات دبی جرمی اکسید کننده بر حسب زمان در فرآیند راه‌اندازی

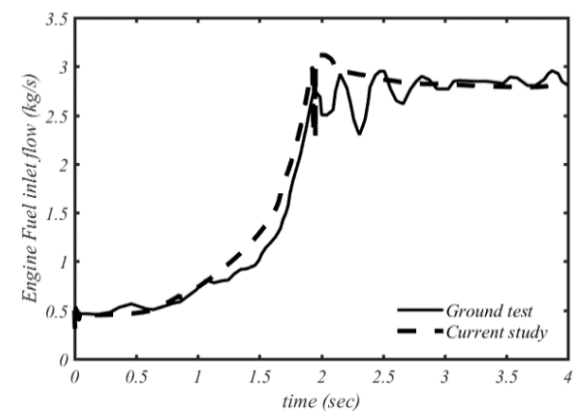


شکل ۷. تغییرات فشار بر حسب زمان در فرآیند راه‌اندازی

با مقایسه‌ی انجام شده بین نتایج شبیه سازی تغییرات دور پمپ بر حسب زمان با نتایج آزمون مشخص گردید مدل به کار گرفته شده رفتار دینامیکی را به خوبی شبیه سازی می‌نماید. این نتایج اثبات نمود که مدل به کار گرفته شده برای محاسبه رفتار توربوپمپ، مدلی مناسب است. همان طور که در شکل ۸ مشاهده می‌گردد تاثیر افت دبی جرمی مسیر اکسید کننده در حالت استاتیکی موتور بر روی مقدار دور پمپ نیز قابل مشاهده است اما تقدم و تاخر زمانی محسوسی مشاهده نمی‌شود. دلیل این امر این است که محاسبه دور پمپ اکسید کننده تنها به رفتار دبی جرمی

شکل‌های ۵-۸ به ترتیب تغییرات فشار، دور پمپ، دبی جرمی اکسید کننده و دبی جرمی سوخت را بر حسب زمان در مقایسه با نتایج نشان می‌دهد. همان طور که ملاحظه می‌شود شبیه سازی ارائه شده از همخوانی خوبی با واقعیت برخوردار است.

تغییرات دبی جرمی سوخت بر حسب زمان در شکل ۵ نشان داد در روند افزایش دبی جرمی، پیک مشاهده شده در نتایج آزمون زمینی توسط مدل شبیه سازی نیز مشاهده می‌شود اما نوسانات رخ داده در آن در شبیه‌سازی رویت نمی‌گردد. این نوسانات ناشی از ماهیت کنترلی شیر تنظیم تراست است لکن در این شبیه سازی رفتار شیر طبق شکل ۳ به مدل اجبار شده و لذا کد محاسباتی نتوانسته این نوسانات را شبیه سازی نماید. برای مدل سازی این نوسانات باید مدلی مورد استفاده قرار گیرد که بتواند ساختار و دینامیک شیر را به خوبی مدل کند.



شکل ۵. تغییرات دبی جرمی سوخت بر حسب زمان در فرآیند راه‌اندازی

شکل ۶ تغییرات دبی جرمی اکسید کننده در طول زمان را نشان می‌دهد. در ثانیه ۰ تا ۰/۵ همزمان با بسته شدن شیر تنظیمی اکسید کننده دبی جرمی نیز کاهش می‌یابد. در ثانیه ۱/۵ تا ۲ توام با باز شدن شیر تنظیمی اکسید کننده فشار افزایش می‌یابد. روند تغییرات در این بازه با تاخیر و مقدار بیشینه ای کمتر از مقدار آزمون زمینی همراه است. علت اختلاف مشاهده، ناشی از افت فشار بیش از حد المان‌های مسیر است. در نتیجه دینامیک شیر تنظیمی مسیر اکسید کننده برای محاسبه افت فشار حائز اهمیت است. تاخیر نیز به جهت دینامیک شیر تنظیمی بوده و تاثیر آن را دوچندان نمایان می‌کند. تغییرات فشار محفظه بر حسب زمان مهمترین پارامتر برای تحلیل دینامیکی رفتار سامانه موتور است. در شکل ۷ نتایج شبیه سازی برای روند تغییرات فشار محفظه موتور مورد نظر ارائه شده است. نتیجه شبیه سازی

اختلاف  $0.256$  ثانیه است. این موضوع نشان دهنده تاثیر گذاری شیر کنترلی از طریق تنظیم دور پمپ بر رفتار گذاری دبی جرمی مسیر اکسید کننده است. این ادعا در شکل ۹ نیز با مقایسه دبی جرمی بدون بعد مسیر اکسید کننده و تغییرات بدون بعد سطح شیر کنترل تراست اثبات می‌گردد.

جدول ۳. مشخصات پاسخ زمانی شیرآلات کنترلی موتور RL-10

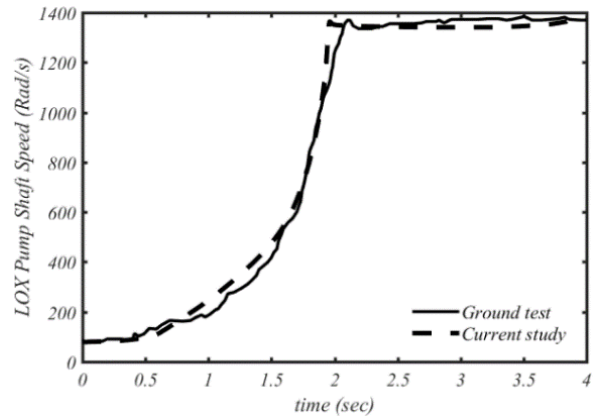
نام	مقدار	واحد
<b>شیر کنترل تراست</b>		
زمان صعود	$0.31$	ثانیه
زمان نشست	$2.945$	ثانیه
زمان اوج	$2.725$	ثانیه
<b>شیر تنظیمی اکسید کننده</b>		
زمان صعود	$0.169$	ثانیه
زمان نشست	$2.133$	ثانیه
زمان اوج	$2.148$	ثانیه

جدول ۴. مشخصات پاسخ زمانی رفتار گذرای موتور RL-10

نام	مقدار	واحد
<b>فشار محفظه</b>		
زمان صعود	$0.131$	ثانیه
زمان نشست	$2.98$	ثانیه
زمان اوج	$2.095$	ثانیه
<b>دور توربوپمپ</b>		
زمان صعود	$1.042$	ثانیه
زمان نشست	$3.628$	ثانیه
زمان اوج	$1.962$	ثانیه
<b>دبی سوخت</b>		
زمان صعود	$0.8715$	ثانیه
زمان نشست	$2.529$	ثانیه
زمان اوج	$1.953$	ثانیه
<b>دبی اکسید کننده</b>		
زمان صعود	$0.0566$	ثانیه
زمان نشست	$3.756$	ثانیه
زمان اوج	$2.03$	ثانیه

مقایسه مقادیر مشخصه زمان صعود شیر تنظیمی اکسید کننده و فشار محفظه رانش دارای اختلاف  $0.38$  ثانیه است. که این موضوع نیز نشان دهنده تاثیر گذاری شیر تنظیمی اکسید کننده بر رفتار گذرای فشار محفظه را بیان می‌کند. این ادعا در شکل ۹ نیز قابل مشاهده است. در نهایت به منظور مقایسه بهتر در شکل ۹ مقادیر بدون بعد شده رفتار گذرای شیرآلات کنترلی و

مسیر اکسید کننده وابسته نبوده و با توجه به نوع سیکل این موتور حساسیت بیشتری به دینامیک مسیر سوخت دارد چرا که توربین توسط دبی جرمی و فشار این مسیر به حرکت در می‌آید. از اینرو عدم مشاهده این تقدم و تاخر قابل توصیف است.



شکل ۸. تغییرات دور پمپ اکسید کننده بر حسب زمان در فرآیند راه-اندازی

همان طور که ملاحظه شد رفتار دینامیکی شبیه سازی شده در مدل دینامیکی همخوانی مناسبی با نتایج آزمون زمینی موتور مورد نظر دارد. عدم تطابقها در مدل توسعه یافته، به علت عدم اعمال برخی از جزئیات در مدل است.

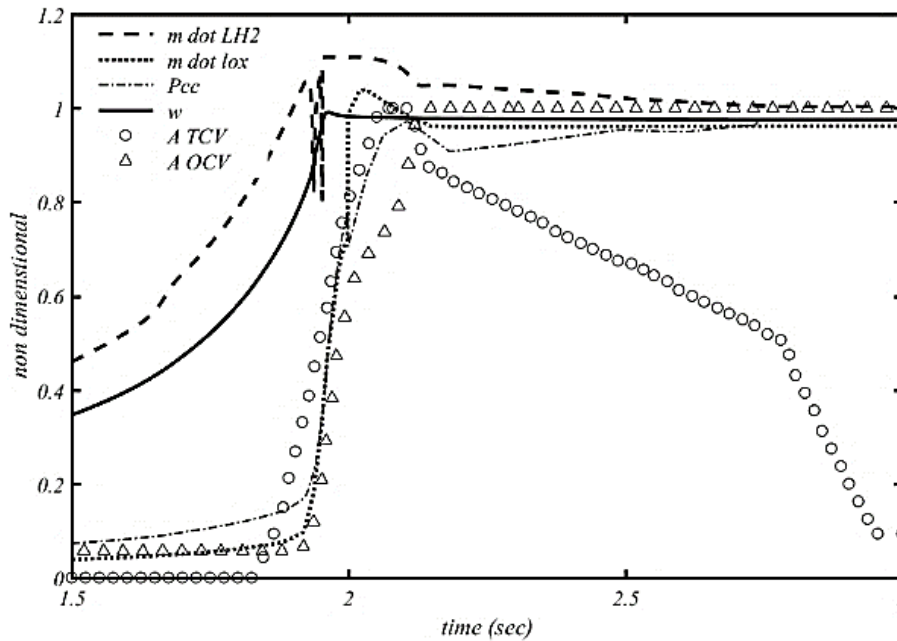
## ۶. تحلیل و بررسی

پاسخ زمانی یک سیستم دینامیکی را می‌توان با تعیین زمان صعود، زمان اوج و زمان نشست تعیین کرد. زمان صعود، مدت زمانی است سیستم از ده درصد خود به نود درصد مقدار نهایی خود برسد. هم چنین زمان اوج، زمانی است که سیستم به اولین مقدار حداکثر خود برسد. زمان نشست نیز زمانی است که سیستم به محدوده مقدار نهایی خود برسد. با تعیین پارامترهای فوق در یک سیستم دینامیکی و اجزای مهم آن می‌توان تاثیر المانها را بر یکدیگر بررسی نمود. در جدول ۳ مقادیر زمانی صعود، اوج و نشست برای دو شیر تاثیر گذار کنترل بردار تراست و شیر تنظیمی مسیر اکسید کننده بر اساس مقادیر شکل ۳ نشان داده شده است. هم چنین در جدول ۴ بر اساس نمودارهای فشار محفظه، دور توربوپمپ، دبی جرمی سوخت و اکسید کننده مقادیر فوق به عنوان خروجی رفتار گذرای سیستم آورده شده است. با توجه به مقادیر جداول ۳ و ۴ مشاهده می‌گردد مقادیر مشخصه زمان صعود شیر کنترل تراست و دبی جرمی اکسید کننده دارای



اختلاف ناچیزی بوده که این موضوع نشانگر رفتار یکپارچه دینامیکی سامانه است.

خروجی های موتور در بازه ۱/۵ تا ۳ ثانیه نشان داده شده است. به علاوه زمان اوج هر چهار پاسخ سیستم در جدول ۴ دارای



شکل ۹. تغییرات بی بعد رفتار گذرای شیرآلات کنترلی و خروجی موتور

## ۷. نتیجه گیری

در این مقاله بررسی رفتار گذرای موتور RL-10 انجام شد. در ابتدا مدل ریاضی شبیه ساز رفتار گذرای موتور توسعه و مورد اعتبار سنجی قرار گرفت. نتایج شبیه سازی با داده های آزمون زمینی موتور RL-10A-3-3A مقایسه و نشان داده شد که مدل از اعتبار قابل قبولی برخوردار است. همچنین با استخراج مشخصه های زمانی اجزای کنترلی سامانه و خروجی های آن نحوه تاثیر گذاری المان ها بر یکدیگر مشخص گردید. برای بهبود و توسعه مدل، پیشنهاد می شود مدل های غیر خطی برای شبیه سازی دینامیک شیرها و مسیر خنک کاری توسعه و به مدل ارائه شده در پژوهش افزوده شود.

## ۸. فهرست علائم و اختصارات

قطر ( $m$ )	$D$
ضریب اصطکاک	$f$
آنتالپی مخصوص ( $Jkg^{-1}$ )	$h$
ضریب انتقال حرارت همرفتی ( $Wm^{-2}K^{-1}$ )	$h_g$
ممان اینرسی ( $m^4$ )	$I$
ضریب تراکم پذیری	$k$
طول لوله ( $m$ )	$L$
طول مشخصه ( $m$ )	$L^*$
جرم ( $kg$ )	$m$
دبی جرمی ( $kg s^{-1}$ )	$\dot{m}$
توان ( $W$ )	$\bar{P}$
فشار ( $Pa$ )	$P$
دبی حجمی ( $m^3s^{-1}$ )	$Q$
دبی مشخصه توربین ( $kg s^{-1}$ )	$q$
شار حرارتی ( $J s^{-1}$ )	$\dot{Q}$
عدد رینولدز	$Re$
ضریب تبدیل چرخ دنده	$RL$
شعاع متوسط توربین ( $m$ )	$r_d$
ثابت گاز ایده آل ( $Jmol^{-1}K^{-1}$ )	$R$
دما ( $K$ )	$T$
گشتاور ( $Nm$ )	$TQ$
حجم ( $m^3$ )	$V$
انرژی داخلی مخصوص ( $Jkg^{-1}$ )	$U$
سرعت مشخصه توربین ( $ms^{-1}$ )	$Z$

$A$	سطح مقطع ( $m^2$ )
$c_p$	گرمای مخصوص ( $Jkg^{-1}K^{-1}$ )
$C_d$	ضریب افت فشار
$C_{ad}$	سرعت ادیاباتیک توربین ( $ms^{-1}$ )
$C^*$	سرعت مشخصه ( $ms^{-1}$ )
$c_v$	گرمای مخصوص دیواره ( $Jkg^{-1}K^{-1}$ )

اکسید کننده	ox		علایم یونانی
پمپ	pu	لزجت دینامیکی ( $kgm^{-1}s^{-1}$ )	$\mu$
شفت	shaft	چگالی ( $kgm^{-3}$ )	$\rho$
گلوگاه	t	ضریب افت فشار	$\lambda$
توربین	tu	دور پمپ ( $rad$ )	$\omega$
مخزن	tank	راندمان	$\eta$
محفظه رانش	tc	نسبت گرمای ویژه	$\gamma$
شیر	valve		زیرنویس‌ها
دیوار داغ	w_hot	محفظه رانش	cc
دیوار سرد	w_cold	سوخت	fu
دیواره بیرونی	wc	ورودی	in
		خروجی	out

### ۸. مأخذ

- [1] Martin, Michael A., Huy H. Nguyen, William D. Greene, and David C. Seymout, Transient mathematical modeling for liquid rocket engine systems: Methods, capabilities, and experience, 5th International Symposium on Liquid Space Propulsion, Chattanooga, TN; United States, Oct 27-30. 2003.
- [2] Sutton, George P., and Oscar Biblarz. Rocket propulsion elements. John Wiley & Sons, pp. 223-225, 2016.
- [3] Binder, Michael, Thomas Tomsik, and Joseph P. Veres. RL10A-3-3A rocket engine modeling project, NASA Technical Report, 1997.
- [4] Binder, Michael. A transient model of the RL10A-3-3A rocket engine. In 31st Joint Propulsion Conference and Exhibit, p. 2968. 1995.
- [5] Binder, Michael. An RL10A-3-3A rocket engine model using the Rocket Engine Transient Simulator (ROCETS) software. 29th Joint Propulsion Conference and Exhibit. 1993.
- [6] Di Matteo, Francesco. Modelling and simulation of liquid rocket engine ignition transients. PhD Thesis, Department of Aerospace Engineering, SAPIENZA University, Roma, 2010..
- [7] Di Matteo, Francesco, Marco De Rosa, and Marcello Onofri. Start-up transient simulation of a liquid rocket engine. 47th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit. 2011.
- [8] Di Matteo, Francesco, Marco De Rosa, and Marcello Onofri. Transient simulation of the RL-10A-3-3A rocket engine. Space Propulsion Conference. 2012.
- [9] A. Santana Jr., F.I. Barbosa, M. Niwa, L.C.S. Goes, Modeling and Robust Analysis of a Liquid Rocket Engine, 36th Joint Propulsion Conference & Exhibit Huntsville, Alabama, July 2000.
- [10] H. Karimi, A. Nassirharand, and M. Beheshti, Dynamic and Nonlinear Simulation of Liquid Propellant Engines, AIAA Journal of Propulsion and Power, pp. 938-944, vol. 19, no. 5, 2003
- [11] A. Kanmuri, T. Kanda, Y. Wakamatsu, Y. Torri and E. Kagawa, K. Hasegawa, Transient Analysis of LOX/LH2 Rocket Engine (LE-7), 25th Joint Propulsion Conference & Exhibit Huntsville, Monterey, CA, July 10-12, 1989
- [12] Liu Kun, Zhang Yulin, Study on Versatile Simulation of Liquid Propellant Rocket Engine Systems Transients, 36th Joint Propulsion Conference & Exhibit Huntsville, Huntsville, AL, July 17-19, 2000
- [13] D. Ramesh, M. Aminpoor, Nonlinear, Dynamic Simulation of an Open Cycle Liquid Rocket Engine, 43th Joint Propulsion Conference & Exhibit Huntsville, Cincinnati, OH, July 8 - 11, 2007.
- [14] i Bel, Núria Margarit, and Manuel Martínez Sánchez. Simulation of a Liquid Rocket Engine, 1st Meeting of EcosimPro Users, UNED, Madrid, 3-4 May 2001.
- [15] Beliaev, E. Chevanov, V. , Chervakov, V., Mathematical Modeling of Operating Process of Liquid Propellant Rocket Engines, , MAI , 1999. (In Russian)
- [16] Hybrid Systems Analysis Unit and System Dynamics Unit, Engine Balance and Dynamics Model, Rockwell International Corporation, Rocket dyne Division, report number RL00001, January 19, 1992.
- [17] Avsianikov, B.V. , Theory and calculation of feed system's elements of liquid propellant rocket engines, Mashinostroeinye Publications, Moscow, Russia, 1983. (In Russian)
- [18] V.A. Shesterianikov, Hydraulic Modeling of Start Regime of Liquid Propellant Rocket Engines, 1981. (In Russian)
- [19] T.P.C. Lozano, Dynamic models for liquid rocket engines with health monitoring application, Master of Science, Aeronautics and Astronautics, Massachusetts Institute of Technology, 1998.

- 
1. Pratt & Whitney
  2. Lewis Research Center
  3. NASA