

تحلیل ناپایداری ترموآکوستیک در محفظه احتراق یک توربین گاز صنعتی

محمد شهسواری

دپارتمان محفظه، شرکت توربوتک، گروه OTC
m.shahsavari@turbotec-co.com

سارا منتظری نژاد

دپارتمان محفظه، شرکت توربوتک، گروه OTC
s.montazerinejad@turbotec-co.com

ناعمه صفری

دپارتمان محفظه، شرکت توربوتک، گروه OTC
n.safari@turbotec-co.com

محمدعلی سرودی

دپارتمان محفظه، شرکت توربوتک، گروه OTC
m.soroudi@turbotec-co.com

چکیده

دامنه نوسانات در محفظه احتراق است. معمولاً، فرکانس نوسانات و شکل مودهای ناپایداری را می‌توان به کمک تحلیل‌های خطی ارزیابی نمود. از طرفی تخمین شرایط وقوع ناپایداری به نحو قابل‌ملاحظه‌ای پیچیده‌تر از تخمین فرکانس‌ها و شکل مودهای آکوستیکی می‌باشد چرا که نیازمند فهم کامل و مدل‌سازی دقیق فرآیندهای اضمحلال انرژی آکوستیکی است [۲]. در نهایت برای تعیین دامنه نوسانات ترموآکوستیک در محفظه احتراق لازم است تحلیل‌های غیرخطی بر روی سیستم انجام شود که حجم محاسباتی بسیار زیادی را می‌طلبد [۱].

یکی از ابزارهای قدرتمند در مطالعه پدیده ناپایداری احتراق، استفاده از حل‌های عددی مبتنی بر معادلات ناویر-استوکس گذرا است. اما برای این منظور معمولاً لازم است از روش‌های گسسته‌سازی مرتبه بالا و شبکه محاسباتی بسیار ریز برای شناسایی تمامی مقیاس‌های طولی و زمانی میدان‌های جریان، احتراق و آکوستیک استفاده شود. این امر باعث بروز پیچیدگی‌های بسیاری می‌شود که می‌تواند گاهی بررسی‌ها را عملاً غیرممکن سازد [۱].

روش رتبه کاسته (ROM)^۱ یکی از جایگزین‌های مناسب حل‌های عددی کامل و پرهزینه است تا با استفاده از آن بتوان فرکانس‌های ناپایداری و شکل مودها را در یک محفظه احتراق ارزیابی نمود [۳]. در این روش، محفظه احتراق به شکل شبکه‌ای از اجزاء مختلف آکوستیکی به هم پیوسته به صورت یک‌بعدی در نظر گرفته می‌شود. در این شبکه امواج آکوستیکی یا به صورت امواج صفحه‌ای یک‌بعدی (برای محفظه‌های طولی) و یا امواج صفحه‌ای/محیطی دوبعدی (برای محفظه‌های حلقوی) مدل می‌شوند. انتخاب شرایط مرزی آکوستیکی در این روش یکی از دغدغه‌های اصلی محققان است که معمولاً برای ساده‌سازی از یکی از انواع انتهای باز، انتهای بسته، چوک استفاده می‌شود. علاوه بر شرایط مرزی، پاسخ شعله به امواج آکوستیکی یکی دیگر از دغدغه‌های محققان در این زمینه است. برای استخراج این تابع معمولاً

در این مقاله، ناپایداری احتراق در محفظه احتراق حلقوی یک توربین گاز صنعتی متشکل از ۱۸ برنر DLE مورد بررسی قرار گرفته و محدوده ناپایداری محفظه در کل بازه عملکردی توربین تخمین زده شده است. بدین منظور، ابتدا تابع تبدیل شعله برای قطاع تک برنری محفظه با استفاده از روش ترکیبی شناسایی سیستم و دینامیک سیالات محاسباتی (رویکرد حجم محدود) محاسبه شده و سپس با اعمال این تابع تبدیل در شبیه‌سازی ترموآکوستیکی از طریق دو روش المان محدود (FEM) و رتبه کاسته (ROM)، فرکانس‌های ناپایداری قطاع تک برنری محاسبه گردیده است. در نهایت مپ ناپایداری ترموآکوستیکی محفظه موردنظر با روش رتبه کاسته محاسبه شده است. در پیاده‌سازی این الگوریتم، نتایج با داده‌های موجود برای توربین RB211 اعتبارسنجی شده است. با مقایسه نتایج دو ابزار مختلف تحلیل ترموآکوستیکی محفظه، یعنی OSCIOS و COMSOL، مشخص گردید که هر دو ابزار، فرکانس‌های ناپایداری محفظه را در حضور شعله فعال در حدود ۲۰۰ و ۴۰۰ فرکانس تخمین زده‌اند.

کلمات کلیدی: توربین گاز، ناپایداری احتراق، تابع تبدیل شعله، مدل‌سازی المان محدود، روش رتبه کاسته

مقدمه

ناپایداری احتراق، نوسانات فشار با دامنه بالا است که با نوسانات حرارت آزاد شده، همگیر شده‌اند. ناپایداری احتراق در موتور توربین گاز می‌تواند منجر به افزایش انتقال حرارت به دیواره و کاهش عمر، افزایش میزان آلاینده‌ها، و حتی تخریب سازه محفظه و سیستم احتراق گردد. بنابراین تحلیل پایداری در محفظه احتراق توربین گاز، یکی از ارزیابی‌های مهم در بررسی قابلیت کارکرد موتور به شمار می‌رود.

هدف اصلی در بررسی پدیده ناپایداری احتراق در یک محفظه احتراق، استخراج شکل مدها و فرکانس ناپایداری، شرایط بروز ناپایداری احتراق و

¹ Reduced Order Method

$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho'}{\partial t} + \mathbf{u}' \cdot \nabla \bar{\rho} + \bar{\rho} \nabla \cdot \mathbf{u}' &= 0 \\ \bar{\rho} \frac{\partial \mathbf{u}'}{\partial t} + \nabla p' &= 0 \\ \frac{\partial S'}{\partial t} + \mathbf{u}' \cdot \nabla \bar{S} &= \frac{R q'}{\bar{p}} \\ \frac{p'}{\bar{p}} - \frac{\rho'}{\bar{\rho}} - \frac{T'}{\bar{T}} &= 0 \end{aligned} \quad (1)$$

با مشتق گرفتن از معادله اول رابطه (۱) و گرفتن دیورژانس از معادله دوم همان رابطه و تقسیم بر $\bar{\rho}$ و استفاده از رابطه‌های دیگر برای حذف ρ' ، معادله موج برای نوسانات فشار p' به دست می‌آید.

$$\nabla \cdot \left(\frac{1}{\bar{\rho}} \nabla p' \right) - \frac{1}{\gamma \bar{p}} \frac{\partial^2 p'}{\partial t^2} = - \frac{\gamma - 1}{\bar{\rho} \bar{c}^2} \frac{\partial q'}{\partial t} \quad (2)$$

قابل توجه است که این رابطه با فرض اینکه عدد ماخ جریان تقریباً صفر است استخراج شده است. رابطه (۲) را می‌توان به صورت زیر بازنویسی نمود. این رابطه خطی می‌باشد.

$$\frac{\nabla^2 p}{\bar{\rho}} - \frac{1}{\bar{\rho} \bar{c}^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} = - \frac{\gamma - 1}{\bar{\rho} \bar{c}^2} \frac{\partial q}{\partial t} \quad (3)$$

با معرفی نوسانات هارمونیک در فرکانس f ، مقدار اغتشاشات فشار، سرعت و انرژی آزاد شده، این متغیرها را می‌توان به فرم کلی زیر بیان نمود:

$$\begin{aligned} p' &= \Re(\hat{p}(\mathbf{x}) \exp(-i\omega t)) \\ \mathbf{u}' &= \Re(\hat{\mathbf{u}}(\mathbf{x}) \exp(-i\omega t)) \\ q' &= \Re(\hat{q}(\mathbf{x}) \exp(-i\omega t)) \end{aligned} \quad (4)$$

با اعمال روابط فوق به دو معادله (۲) و (۳)، این دو معادله از فضای زمان به فضای فرکانس انتقال می‌یابند.

$$\nabla \cdot \left(\frac{1}{\bar{\rho}} \nabla \hat{p} \right) - \frac{\lambda}{\gamma \bar{p}} \hat{p} = - \frac{\gamma - 1}{\gamma \bar{p}} \lambda \hat{q}(\mathbf{x}) \quad (5)$$

با حل این معادله می‌توان مسئله ترموآکوستیک را بررسی نمود. برای این کار به یک سری شروط مرزی نیاز است. معروف‌ترین شروط مرزی برای این منظور عبارتند از [۴]:

الف) نوسانات فشار صفر: این شرط متناظر با مرز خروجی کاملاً منعکس کننده می‌باشد. در این حالت نوسانات فشار برابر با صفر در نظر گرفته می‌شود.

$$\hat{p} = 0 \quad (6)$$

ب) نوسانات سرعت عمودی صفر، این شرط متناظر با دیوار کاملاً صلب می‌باشد. تحت شرایط ماخ صفر، معادله (۵) را می‌توان به صورت شرط نثومان^۴ برای فشار آکوستیکی بازنویسی کرد.

یا از شبیه‌سازی‌های عددی و یا آزمایشات تجربی استفاده می‌شود. یکی از محدودیت‌های این روش، عدم امکان در نظر گرفتن جزئیات هندسی محفظه می‌باشد. در صنایع توربین گاز کدهای زیادی به این منظور توسعه داده شده است. مثلاً شرکت زیمنس کد TMA [۸] و شرکت رولزویس کد LOTAN [۹] را توسعه داده‌اند که البته دسترسی به آن‌ها به سادگی امکان‌پذیر نیست. اخیراً کدی موسوم به OSCILOS^۱ با قابلیت‌های مشابه در دسترس عموم قرار گرفته است. در تمامی مطالعات مربوط به مدل‌سازی رتبه کاسته ناپایداری احتراق از این ابزار استفاده گردیده است.

یکی دیگر از مهم‌ترین روش‌های تحلیل مسئله ترموآکوستیک در سامانه‌های احتراق کاربردی، به کار بردن روش‌های المان محدود (FEM)^۲ در حل معادلات حاکم بر مسئله ترموآکوستیک است که در حوزه ناپایداری احتراق رشد چشمگیری داشته است. مزیت این روش این است که جزئیات هندسه محفظه احتراق وارد محاسبات می‌شود. مرجع [۴] یکی از مطالعات پیشرو در این حوزه به شمار می‌آید. در این روش، میدان آکوستیکی به کمک معادلات موج خطی یا غیرخطی به صورت ریاضیاتی مدل‌سازی می‌شود. برای این منظور از روش‌های المان محدود در حوزه زمان برای حل معادلات موج استفاده می‌شود. همانند روش قبل، در این روش نیز پاسخ شعله به نوسانات آکوستیکی در غالب یک مدل تاخیر زمانی و به صورت یک ترم چشمه در معادلات وارد می‌شود. یکی از مهم‌ترین نرم‌افزارهای کاربردی در این زمینه COMSOL می‌باشد.

در هر دو روش فوق لازم است پاسخ شعله به نوسانات آکوستیکی به عنوان ورودی به روش حل داده شود. این پاسخ در غالب یک تابع که نوسانات فشار را به نوسانات حرارت مرتبط می‌سازد، معرفی می‌شود که به آن تابع تبدیل شعله یا تابع توصیف شعله (FTF/FDF)^۳ می‌گویند. بدست آوردن این تابع یکی از کلیدی‌ترین گام‌ها در فرآیند تحلیل پایداری ترموآکوستیکی در محفظه‌های احتراق به شمار می‌رود [۵]. تابع تبدیل شعله، معمولاً تابعی از فرکانس و دامنه نوسانات می‌باشد.

در این مقاله، ابتدا معادلات حاکم بر ناپایداری ترموآکوستیکی و روش مرسوم در تخمین تابع تبدیل شعله آورده شده است. سپس، به منظور صحت‌گذاری، هر دو روش ROM و FEM برای یافتن مدهای ناپایدار محفظه احتراق توربین RB211 مورد استفاده قرار گرفته است. در نهایت از این ابزار اعتبارسنجی شده برای تحلیل ناپایداری احتراق در توربین گاز SGT600 استفاده شده و مپ ناپایداری احتراق آن استخراج شده است.

معادلات حاکم بر مسئله ترموآکوستیک

برای بیان معادلات جریان با فرض اینکه پارامترهای جریان را به صورت مقدار میانگین و نوسانات در نظر بگیریم، $\rho = \bar{\rho} + \rho'$ ، $p = \bar{p} + p'$ ، $\mathbf{u} = \bar{\mathbf{u}} + \mathbf{u}'$ که در آن ρ چگالی، p فشار و \mathbf{u} بردار سرعت جریان باشد، داریم [۴]:

¹ Open source combustion instability low order simulator for longitudinal modes

² Finite Rate Method

³ Flame Transfer (FTF) or Describing (FDF) Function

⁴ Neumann

$$\begin{aligned}
 r(t) &= \chi\{s(t)\} = \chi\left\{\sum_{k=-\infty}^{\infty} s(k) \delta(t-k)\right\} \\
 &= \sum_{k=-\infty}^{\infty} s(k) \chi\{\delta(t-k)\} \\
 &= \sum_{k=-\infty}^{\infty} s(k) h(t-k) \quad (10) \\
 &= \sum_{k=-\infty}^{\infty} h(k) s(t-k) \\
 &= \sum_{k=-\infty}^{\infty} h(k) e^{i\omega(t-k)} \\
 &= \sum_{k=-\infty}^{\infty} [h(k) e^{-i\omega k}] e^{i\omega t}
 \end{aligned}$$

روش کار به این صورت است که ابتدا با استفاده از شبیه‌سازی های عددی ناپایا مبتنی بر معادلات میانگین گیری شده رینولدز میدان جریان حاکم بر محفظه شبیه سازی می شود. سپس، با استفاده از یک اغتشاش با باند گسترده جریان های ورودی به محفظه تحریک می شود. در طول فرآیند تحریک، مقادیر لحظه‌ای میانگین گیری شده سطحی سرعت محوری در هرچند گام زمانی در یک نقطه مرجع (r) بالادست شعله ثبت می شود. همچنین، مقدار کلی آزادسازی حرارت به وسیله انتگرال گیری حجمی در کل دامنه محاسباتی نیز در هر گام زمانی حل عددی ثبت می گردد. این داده های استخراج شده سپس در مرحله بعد با روش SI پس پردازش می شوند تا تابع پاسخ شعله شناسایی شود.

روش SI بر مبنای معکوس کردن معادله وینر- هوف عمل می کند. ماتریس خودهمبستگی Γ^r و بردار همبستگی c^v از داده های سری های زمانی (یعنی \dot{u}_k و \dot{Q}_k برای مقادیر به صورت تا N) به صورت رابطه (۱۱) و (۱۲) محاسبه می گردند:

$$\Gamma_{ij} \approx \frac{1}{N-L+1} \sum_{k=L}^N \frac{\dot{u}_{k-i}}{\bar{u}} \frac{\dot{u}_{k-j}}{\bar{u}} \text{ for } i, j = 0, \dots, L \quad (11)$$

$$c_i \approx \frac{1}{N-L+1} \sum_{k=L}^N \frac{\dot{u}_{k-i}}{\bar{u}} \frac{\dot{Q}_k}{\bar{Q}} \text{ for } i = 0, \dots, L \quad (12)$$

در معادلات فوق، \dot{u}_k معادل $\dot{u}(t=k\Delta t)$ بوده و جهت سهولت زیرنویس r حذف شده است. در نهایت معادله وینر که به صورت $\Gamma h=c$ تعریف می گردد، معکوس شده و پاسخ ایمپالس واحد شعله (h) تعیین می گردد. پاسخ ایمپالس واحد توصیف کننده ارتباط بین سیگنال های ورودی و خروجی در دامنه زمانی است. در نهایت برای به دست آوردن FTF، پاسخ ایمپالس واحد به وسیله یک تبدیل Z (معادل زمان گسسته تبدیل فوریه) ایجاد می گردد:

$$FTF(\omega) = \sum_{k=0}^L h_k e^{-i\omega k\Delta t} = A(\omega) e^{i\theta(\omega)} \quad (13)$$

$$\nabla \hat{p} \cdot n_{BC} = 0 \quad (7)$$

ج) شرط امپدانس مختلط کاهیده^۱، با فرض صفر بودن عدد ماخ، می توان شرط رابین^۲ را برای فشار آکوستیک به این صورت نوشت.

$$\bar{c} Z \nabla \hat{p} \cdot n_{BC} - i \omega \hat{p} = 0 \quad (8)$$

برای حل معادلات از نرم افزارهای مختلف تحلیل المان محدود می توان استفاده کرد. در این مقاله از نرم افزار COMSOL استفاده شده است. مهم ترین مزیت استفاده از روش المان محدود، امکان در نظر گرفتن هندسه دقیق محفظه است.

تابع تبدیل شعله

به طور کلی تابع تبدیل شعله، تعیین کننده پاسخ دینامیکی شعله به اغتشاشات جریان بوده و نوسانات دبی جرمی یا سرعت را در یک نقطه مرجع در بالادست شعله، به آزادسازی حرارت شعله مربوط می نماید. برای محاسبه آزادسازی حرارت از انتگرال گیری حجمی آزادسازی حرارت در دامنه حل استفاده می گردد. تابع تبدیل شعله به فرم کلی رابطه (۹) قابل بیان است.

$$FTF(\omega) = \frac{Q'(\omega) / \bar{Q}}{u_r'(\omega) / \bar{u}_r} \quad (9)$$

در مطالعه حاضر پس از استخراج مقادیر لحظه‌ای سرعت محوری (در صفحه مرجع بالادست شعله) و حرارت آزاد شده (در کل حجم محفظه) و نرمال کردن مقادیر نسبت به مقدار میانگین، تابع تبدیل شعله با تلفیقی از روش شناسایی سیستم (SI)^۳ و محاسبات سیالات عددی (CFD)^۴ به نام CFD/SI محاسبه شده است [۷]. این رویکرد بر پایه معادلات وینر هوف^۵ استوار است. در این روش، اگر سیستم محفظه احتراق را به صورت یک جعبه سیاه فرض کنیم که $s(t) = e^{i\omega t}$ ورودی سیستم و $r(t)$ خروجی از سیستم باشد و تابع تبدیل $\chi(t)$ فرض شود، معادله وینر- هوف را می توان با رابطه (۱۰) ارائه نمود [۷].

¹ Reduced complex impedance

² Robin

³ System Identification

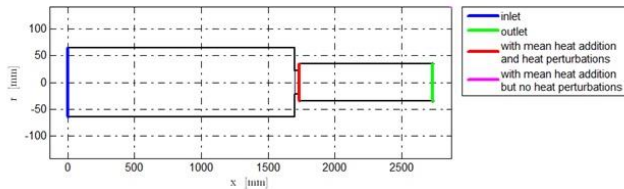
⁴ Computational Fluid Dynamics

⁵ Wiener Hopf

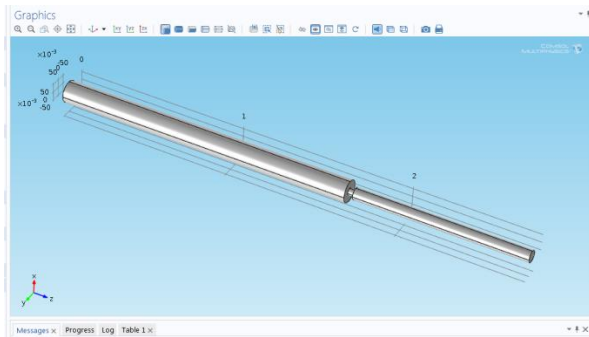
⁶ Auto-correlation

⁷ Cross-correlation

x(m)	r(m)	Section Index	Module Index
0	0.0641	0	0
1.7	0.02125	0	0
1.7345	0.035	11	0
2.7345	0.035	0	0



شکل ۲- مدل هندسی محفظه ساده شده RB211 در کد OSCILOS



شکل ۳- نمایی از هندسه ساده شده محفظه RB211 در نرم افزار COMSOL

نتایج این مطالعات به صورت بخش حقیقی فرکانس به صورت $f_n = \text{Re}(\omega)$ (محور افقی) و نرخ رشد به صورت قرینه قسمت موهومی $g_n = -\text{Im}(\omega)$ (محور عمودی) در جدول (۲) و در شکل (۴) ارائه گردیده است. همان گونه که در شکل مزبور مشخص شده است نتایج دو روش رتبه کاسته ROM (OSCILOS) و المان محدود FEM (COMSOL)، همپوشانی بسیار خوبی با نتایج موجود در مراجع [۳] (روش ROM) و [۴] (روش FEM) مشاهده شده است. در روش ROM، بخش های حقیقی با خطای حداکثر ۵ درصد در مود دوم و در بقیه مودها با خطای کمتر از ۲ درصد پیش بینی شده اند. بخش های موهومی هم به جز در مود چهارم از نظر علامت تطابق دارند.

نتایج در روش FEM با نتایج مرجع [۴] نیز مقایسه شده است. در این روش، بخش موهومی فرکانس ها به جز مود اول (۷ درصد خطا) در بقیه مودها با کمتر از ۲ درصد خطا تخمین زده شده است. بخش موهومی فرکانس ها نیز به جز در مود نهم در بقیه موارد با نتایج مرجع مزبور هم علامت بوده و در اکثر مودها مقدار کمتری از آنچه در مرجع [۴] ارائه شده، محاسبه گردیده است. با توجه به مقایسه نتایج با اطلاعات مراجع [۳] و [۴]، به نظر می رسد که نتایج هر دو روش رتبه کاسته و المان محدود قابل اعتماد است. در شکل (۸)، نیز نتایج مربوط به شکل مودهای مختلف محفظه RB211 با روش های مختلف ارائه شده است. این نتایج برای ۱۰ مود اول ارائه گردیده و حاکی از تطابق مطلوب هر دو رویکرد ROM و FEM با نتایج مرجع [۳] می باشد.

در رابطه (۱۳)، h_k (k از ۰ تا L) عبارت است از k امین ضریب h با یک افزایش زمان Δt .

صحه گذاری روش های تحلیل ترمو آکوستیکی

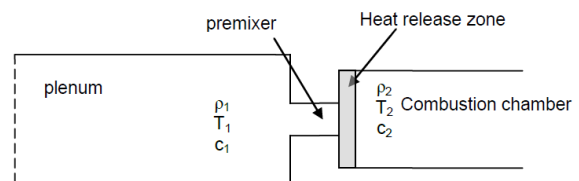
برای صحه گذاری روش های به کار گرفته شده در مطالعه حاضر محفظه ساده شده RB211 رولزرویس که اطلاعات آن موجود است، انتخاب شده است. هندسه ساده شده این محفظه در شکل (۱) و مشخصات هندسی این محفظه در جدول (۱) آورده شده است [۴].

تحلیل ناپایداری این محفظه با دو روش رتبه کاسته (ROM) و المان محدود (FEM) به ترتیب با استفاده از کد OSCILOS، شکل (۲) و نرم افزار COMSOL، شکل (۳)، انجام شده است و نتایج این دو روش با یکدیگر و همچنین با اطلاعات موجود در مراجع معتبر مقایسه شده است. در تحلیل FEM از سرعت متوسط جریان صرف نظر شده است و مکان شعله نیز در انتهای ناحیه پیش اختلاط فرض شده است.

درجه حرارت شعله به دمای قبل از شعله، T_b / T_u ، برابر با ۶/۶۷ انتخاب شده است. شرط مرزی ورودی به صورت انتهای بسته^۱ فرض شده است. شرط مرزی خروجی نیز انتهای باز^۲ انتخاب شده است مطابق با مراجع مدل شعله مطابق با رابطه (۱۴) پیشنهاد شده است،

$$\frac{\hat{Q}}{Q} = -k \left(\frac{\hat{m}_i}{\bar{m}_i} \right) \exp(-i\omega\tau) = -k \left(\frac{\hat{u}_i}{\bar{u}_i} \right) \exp(-i\omega\tau) \quad (14)$$

زمان تاخیر برای حل این محفظه معادل $\tau = 6 \text{ ms}$ انتخاب شده است.



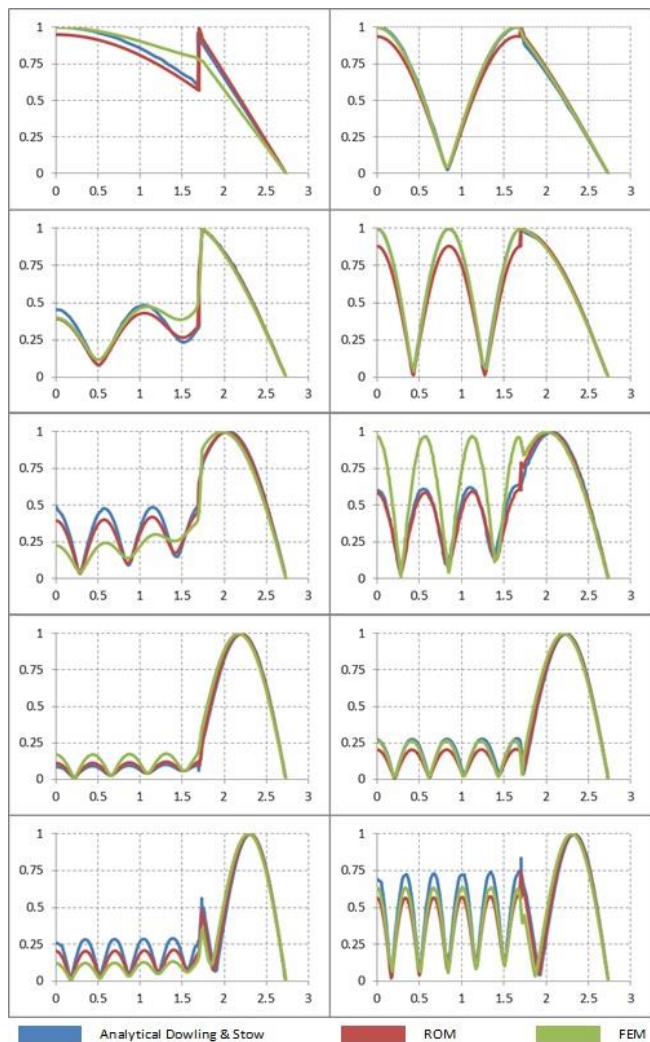
شکل ۱- هندسه ساده شده محفظه RB211

جدول ۱- مشخصات کاری و هندسی محفظه احتراق ساده شده توربین گاز RB211

300 K	دمای ورودی
0.0129 m ²	سطح مقطع پلنیوم
1.7 m	طول پلنیوم
0.00142 m ²	سطح مقطع پیش مخلوط
0.006 s	تأخیر زمانی سوخت
0.0345 m	طول پیش مخلوط
0.00385 m	سطح مقطع محفظه احتراق
2000 K	ناحیه شعله، دمای بعد از احتراق
1.0 m	طول محفظه احتراق
101 kPa	فشار خروجی

¹ Closed end

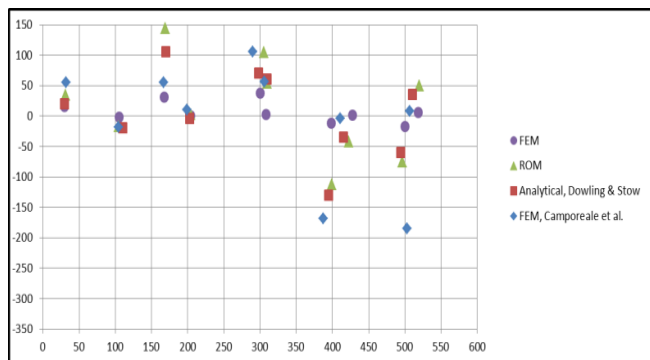
² Open end



شکل ۵- مقایسه شکل مودهای ده مود اول محفظه RB211 با نتایج تحلیلی مرجع [2] (شکل مود در طول محفظه)

بررسی ناپایداری ترموآکوستیک در محفظه احتراق SGT600

در مطالعه حاضر، به منظور استخراج تابع تبدیل شعله، ابتدا حل گرم ناپایای محفظه به مدت زمان معادل دو برابر زمان اقامت جریان سیال در محفظه انجام شده است تا خصوصیات جریان بدون تحریک در محفظه استخراج شود. پس از حل ناپایا بدون تحریک، دبی ورودی به دیفیوزر با سیگنال اغتشاش سفید تحریک شده است. پس از طی مدت زمان معادل دو برابر زمان اقامت جریان سیال در محفظه، حرارت آزاد شده در کل محفظه و نیز مقادیر انتگرال سطحی ρ و ρV و در صفحه مرجع در بالادست برنر به ازای هر گام زمانی محاسبه و ذخیره می‌گردد. در شکل (۶)، کانتور میانگین‌گیری شده سرعت و توزیع دما در زمان ۲۸۵ میلی‌ثانیه از تحریک جریان ورودی محفظه احتراق توربین گاز صنعتی موردنظر نشان داده شده است. اطلاعات تکمیلی در رابطه با محفظه احتراق این توربین، شرایط مرزی آن و روش شبیه سازی تجربی در مقالات مرجه ۱۰ ارائه شده است.

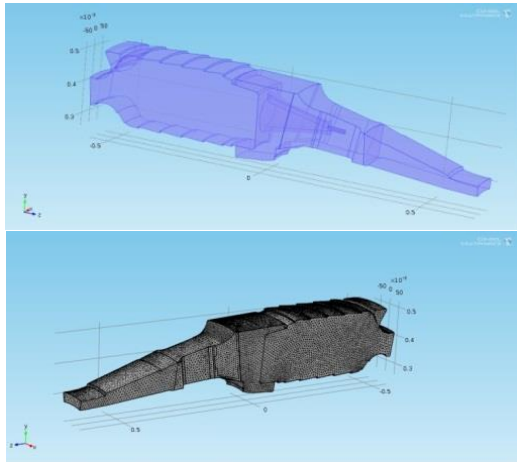


شکل ۴- مقایسه بخش حقیقی (محور افقی) و قرینه بخش موهومی (محور عمودی) مدهای ناپایداری با استفاده از روش‌های مختلف برای محفظه RB211

جدول ۲- مقایسه نتایج تحلیل‌های ترموآکوستیک برای محفظه RB211 با روش‌های مختلف

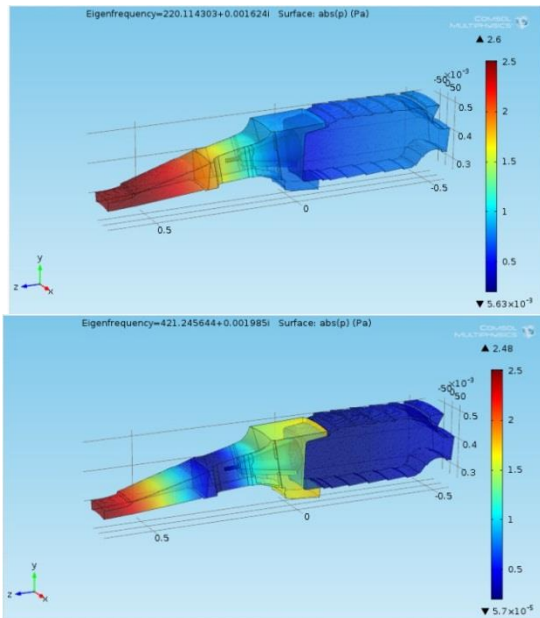
FEM, Camporeale et al. [4]		Analytical, Dowling & Stow [3]		ROM (OSCILOS)		FEM (COMSOL)	
Re	-Im	Re	-Im	Re	-Im	Re	-Im
32.10	54.94	29.81	20.201	31.22	34.09	29.86	15.78
104.71	-18.20	110.06	-19.104	104.64	-17.29	105.29	-2.25
166.62	54.94	169.68	106.124	168.90	143.77	167.13	31.33
198.73	10.15	202.55	-3.565	204.26	2.172	204.30	0.581
289.68	105.2	298.09	70.475	305.08	104.92	300.02	37.62
305.73	56.76	309.56	60.421	309.58	53.88	308.43	2.84
387.52	-168.1	394.40	-129.71	398.81	-112.9	398.43	-11.6
410.45	-3.57	415.03	-34.644	422.721	-41.94	427.78	1.86
502.9	-184.5	494.5	-60.2	496.4	-74.8	500.34	-17.2
506.75	8.318	510.57	35.740	519.548	50.298	518.32	5.930

فرکانس اول طبیعی محفظه توربین گاز صنعتی (بدون حضور شعله) و دو فرکانس اول محفظه با حضور شعله آورده شده است. در شکل (۹)، شکل مودهای محفظه در دو فرکانس طبیعی اول محفظه و دو فرکانس اول محفظه با شعله آورده شده است.



شکل ۸- نمایی از هندسه و شبکه محاسباتی محفظه احتراق توربین گاز

صنعتی در نرم افزار COMSOL



شکل ۹- شکل مودها در دو فرکانس اول محفظه احتراق توربین گاز صنعتی با

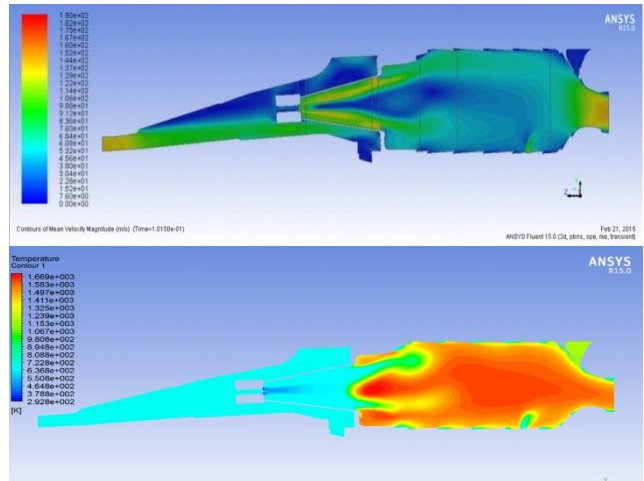
شعله در نرم افزار COMSOL

جدول ۴- فرکانس های ویژه محفظه احتراق توربین گاز صنعتی در دو حالت

بدون شعله و با شعله

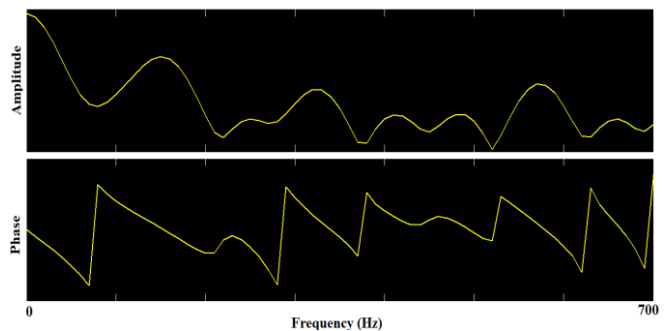
شماره	بدون شعله	با شعله
۱	220.1	221.04706-0.0047i
۲	421.2	421.6968+0.00015i

در این قسمت، تحلیل ناپایداری احتراق محفظه احتراق توربین گاز صنعتی با استفاده از روش ROM آورده شده است. در مدل سازی این مسئله در ابتدا می بایست هندسه محفظه احتراق به نحو مناسب ساده سازی شده و در ورودی



شکل ۶- کانتور مقادیر میانگین اندازه سرعت قبل از تحریک (بالا)، توزیع دما در زمان ۰/۲۸۵ ثانیه پس از تحریک (پایین) برای محفظه احتراق توربین گاز صنعتی مورد نظر

پس از استخراج مقادیر لحظه ای سرعت محوری (در صفحه مرجع بالادست شعله) و حرارت آزاد شده (در کل حجم محفظه) و نرمال کردن مقادیر نسبت به مقدار میانگین، تابع تبدیل شعله با رویکرد CFD/SI استخراج شده است تابع تبدیل شعله استخراج شده در مطالعه حاضر با استفاده از روش فوق در شکل (۷) نشان داده شده است.

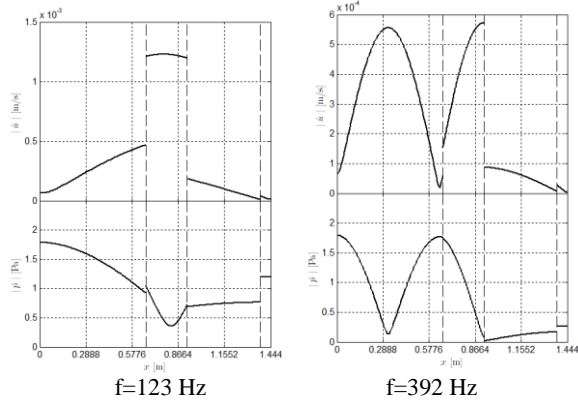


شکل ۷- دامنه و فاز تابع تبدیل شعله در شرایط کاری بار کامل در محفظه احتراق توربین گاز صنعتی

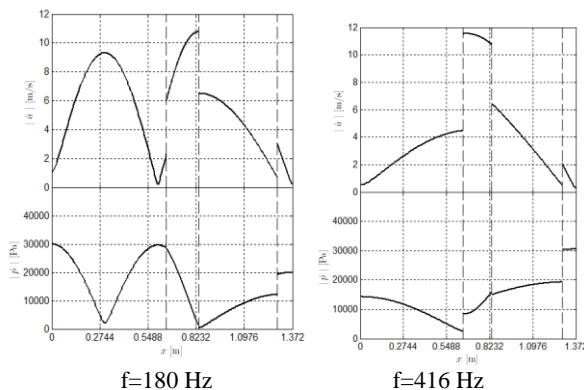
برای مدل سازی ها محفظه احتراق حاضر از یک قطاع ۱/۱۸ محفظه استفاده شده و دیواره های این قطاع از نوع دیواره های صلب آکوستیکی در نظر گرفته شده اند. برای تحلیل ها در نرم افزار COMSOL، از شبکه ای با تعداد ۱۲۰،۰۰۰ سلول استفاده شده است. نمایی از هندسه و شبکه محاسباتی مورد استفاده در COMSOL در شکل ارائه گردیده است. در کلیه محاسبات نیز از شرط مرزی چوک^۱ در ورودی و خروجی محفظه احتراق استفاده شده است. پس از وارد کردن مدل به نرم افزار و تنظیمات مورد نظر، برای تعیین فرکانس های ویژه محفظه، ابتدا بدون حضور شعله (حل معادله همگن) و سپس با حضور شعله تحلیل شده است. تابع تبدیل شعله نیز مطابق با تابع به دست آمده و ارائه شده در شکل (۷) استفاده شده است. در جدول (۴)، دو

¹ Choked

416.08	-81.97	697.56	-101.64
--------	--------	--------	---------



شکل ۱۲: شکل مود مربوط به دو فرکانس اول طولی محفظه احتراق توربین گاز صنعتی در حالت بدون شعله



شکل ۱۳- شکل مود مربوط به دو فرکانس اول طولی محفظه احتراق توربین گاز صنعتی در حالت با شعله

در جدول (۵)، مقادیر فرکانس‌های ویژه طولی محفظه به همراه نرخ رشد در دو حالت بدون شعله و با شعله آورده شده است. در شکل (۱۲) شکل مودهای دو فرکانس اول محفظه احتراق توربین گاز صنعتی در حالت بدون شعله و در شکل (۱۳)، شکل مودهای دو فرکانس اول محفظه در حالت حضور شعله ارائه شده است.

تدوین مپ ناپایداری احتراق

در این قسمت، محدوده ناپایداری احتراق در طول عملکرد محفظه احتراق SGT600 مورد بررسی قرار گرفته است. به این منظور چندین نقطه کاری از داده‌های سیستم عملکردی توربین گاز در محدوده کاری توربین انتخاب شده است. با مدل‌سازی ترموآکوستیکی با روش ROM، حد بالای T_{12}/T_{11} و در نتیجه ϕ برای هر نقطه محاسبه شده و در نهایت برای تمامی نقاط انتخابی، مقادیر ϕ برحسب پارامتر بار محفظه که در شکل (۱۴) تعریف شده است، رسم می‌گردد. با توجه به هزینه محاسباتی بسیار بالای ارزیابی تابع تبدیل شعله در بارهای مختلف توربین، در این بخش فرض شده که تابع تبدیل در تمام محدوده باری توربین همان تابع تبدیل در بار کامل است. البته این فرض غیر واقعی و بسیار ساده کننده است که می‌تواند به خطاهایی بالایی منجر شود. لذا این بخش از تحقیقات نیاز به بررسی بیشتری دارد.

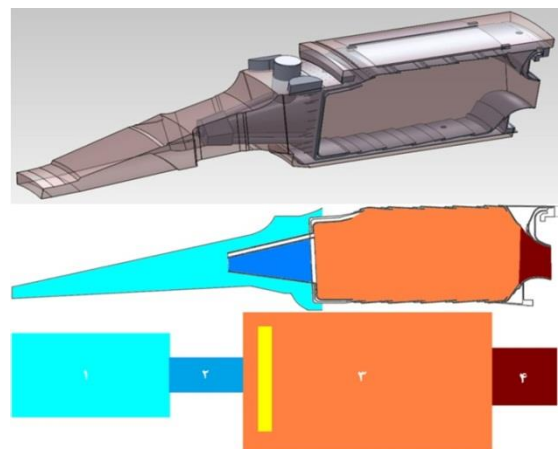
هفتمین کنفرانس سوخت و احتراق ایران، ۲۴ و ۲۵ بهمن ماه ۱۳۹۶

تهران، دانشگاه صنعتی شریف

کد تعریف گردد. نمایی از محفظه احتراق و هندسه ساده شده آن برای استفاده در این روش در شکل (۱۰) نشان داده شده است. در شکل (۱۱)، نمایی از نحوه ورودی اطلاعات هندسی محفظه ساده شده در کد OSCILOS آورده شده است.

تحلیل محفظه احتراق توربین گاز صنعتی در دو حالت بدون شعله و با شعله مورد بررسی قرار گرفته است. در هر دو حالت، شرایط مرزی چوک در ورودی و خروجی در نظر گرفته شده است. در حالت تحلیل محفظه احتراق با شعله، تابع تبدیل شعله به دست آمده از گام اول در قالب فرم ارائه شده در معادله (۱۵) به نرم افزار وارد می‌شود.

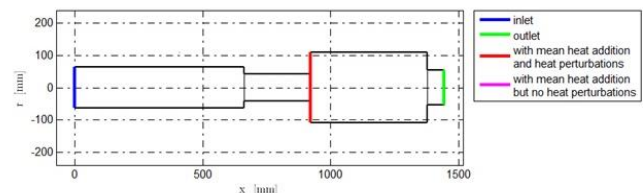
$$FTF = \frac{b_1 s^{n-1} + b_2 s^{n-2} + \dots + b_{n-1} s + b_n}{a_1 s^{m-1} + a_2 s^{m-2} + \dots + a_{m-1} s + a_m} \exp(-\tau s) \quad (15)$$



شکل ۱۰- هندسه محفظه احتراق توربین گاز صنعتی و نحوه ساده سازی آن

برای مدل سازی با کد OSCILOS

x(m)	r(m)	Section Index	Module Index
0	0.064	0	0
0.663	0.041	0	0
0.923	0.1095	11	0
1.378	0.0535	0	0
1.444	0.0535	0	0



شکل ۱۱- هندسه محفظه احتراق توربین گاز به همراه اطلاعات مربوطه برای

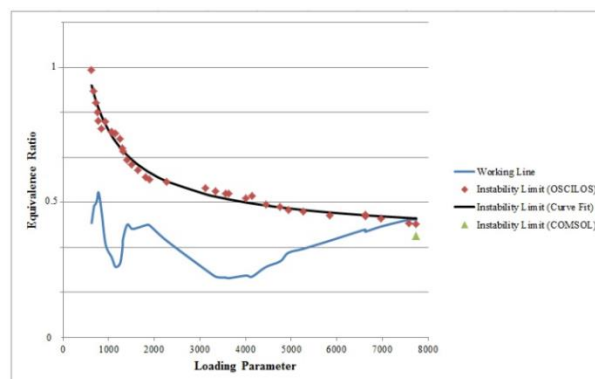
مدل سازی با کد OSCILOS

جدول ۵- فرکانس ویژه طولی و نرخ رشد محفظه در حالت بدون شعله و با شعله

در حالت حضور شعله		در حالت بدون شعله	
Eigen-frequency [Hz]	Growth rate [rad/s]	Eigen-frequency [Hz]	Growth rate [rad/s]
66.6	2.21	123.39	-139.33
180.23	18.89	392.15	-66.94

- 5- Nicoud, F., Benoit, L., Sensiau, C., and Poinsot, T. "Acoustic Modes in Combustors with Complex Impedances and Multidimensional Active Flames," AIAA Journal, Vol. 45, pp. 426-441, 2007.
- 6- Kostrzewa, K., Noll, B., Aigner, M., Lepers, J., Krebs, W., Prade, B., Huth, M., "Validation of Advanced Computational Methods for Determining Flame Transfer Functions in Gas Turbine Combustion Systems," ASME paper, GT2007-27267, 2007.
- 7- Gentemann, A., Hirsch, C., Kunze, K., Kiesewetter, F., Sattelmayer, T., and Polifk, W., "Validation of Flame Transfer Function Reconstruction for Perfectly Premixed Swirl Flame," ASME paper, GT2004-53776, 2004.
- 8- Investigation of Thermoacoustic Stability Limits of an Annular Gas Turbine Combustor Test-Rig with and without Helmholtz-Resonators. Lepers, J., Krebs, W., Prade, B., Flohr, P., Pollarolo, G., and Ferrante, A. ASME Paper : GT2005-68246, 2005.
- 9- A Time-Domain Network Model for Nonlinear Thermoacoustic Oscillations. Stow, S.R., and Dowling, A.P. p. 031502 : Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2009, Vol. 131.
- 10- M. Shamsavari, M.A. Soroudi, M. Yazdani, S. Montazerinejad, and Y. Bagheri, "CO Pollutant Prediction of a Stationary Gas Turbine Combustor Using Finite Rate Eddy Dissipation Combustion Model", Fuel and Combustion, Accepted, 2017.

شکل ۱۴ مپ ناپایداری احتراق در توربین SGT600 را نشان می دهد. در این شکل، نتایج روش FEM تنها در نقطه بار کامل محفظه آورده شده است که نزدیکی قابل قبولی با نتیجه به دست آمده از ROM دارد. همان طور که مشاهده می شود با افزایش بار محفظه، باند پایداری بسته تر شده است و این بدان علت است که با افزایش بار توربین نرخ آزادسازی حرارت و در نتیجه شدت کوپلینگ بین احتراق و نوسانات فشار افزایش می یابد.



شکل ۱۴- مپ ناپایداری محفظه احتراق توربین گاز صنعتی

نتیجه گیری

تحلیل ناپایداری احتراق توربین گاز صنعتی SGT600 با دو روش رتبه کاسته و روش المان محدود انجام شده است. تابع تبدیل شعله با استفاده از روش های عددی برای محفظه احتراق توربین گاز استخراج گردیده است. به منظور صحت سنجی روش های مورد نظر، در این مقاله ابتدا روش های مربوطه بر محفظه احتراق RB211 اعمال شده است و نتایج این دو الگوریتم و همچنین نتایج مدل سازی با داده های مراجع موجود صحت گذاری شده است. برای به دست آوردن مپ ناپایداری احتراق از روش رتبه کاسته در محدوده عملکرد توربین گاز استفاده شده است. در تدوین مپ از تابع تبدیل شعله در بار کامل استفاده شده است. بررسی های مپ به دست آمده نشان می دهد که با افزایش بار محفظه باند پایداری محدودتری وجود دارد.

مراجع

- 1- Lieuwer, T., and Yang, V., "Combustion Instabilities in Gas Turbine Engines: Operational Experience, Fundamental Mechanisms, and Modelling," Progress in Astronautics and Aeronautics, AIAA Journal, Vol. 210, 2005.
- 2- Lamarque, N., and Poinsot, T., "Boundary Conditions for Acoustic Eigenmode Computations in Gas Turbine Chambers," AIAA Journal, Vol. 46, pp. 2282-2292, 2008.
- 3- Dowling, A.P., and Stow, S.R., "Acoustic Analysis of Gas Turbine Combustors," Journal of Propulsion and Power, Vol. 19, pp. 751-765, 2003.
- 4- Camporeale, S.M., Fortunato, B., and Campa, G., "A Finite Element Method for Three-Dimensional Analysis of Thermo-Acoustic Combustion Instability," Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 133, pp. 506, 2011.