

کنترل کننده پسگام مدلغزشی برای کنترل فعال ناپایداری موج فشاری در کمپرسورهای گریز از مرکز

دانشجوی کارشناسی ارشد، گروه مهندسی برق و کامپیوتر، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه محقق اردبیلی، اردبیل، ایران، hesamabbasi96@gmail.com
 استاد، گروه مهندسی برق و کامپیوتر، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه محقق اردبیلی، اردبیل، ایران، akbarimajd@uma.ac.ir
 استادیار، گروه مهندسی نوین، دانشکده فناوری‌های نوین، دانشگاه محقق اردبیلی، نمین، ایران، k.sabahi@uma.ac.ir

حسام عباسی
عادل اکبری مجد*
کامران صباحی

چکیده

موج فشاری یک ناپایداری دینامیکی در کمپرسور است که توسط نوسانات چرخه حدی تعیین می‌شود و منجر به اعوجاجات با دامنه بزرگ در دبی حجمی و فشار می‌شود. این حالت یک مد کارکرد ناپایدار سیستم کمپرسوری است که در دبی‌های پایین اتفاق می‌افتد، عملکرد و کارایی کمپرسور را محدود می‌کند و منجر به صدمه به کمپرسور و ملحقات به واسطه بارهای حرارتی و مکانیکی بزرگ می‌شود. امروزه استفاده از روشهای کنترل فعال برای افزایش دامنه عملکرد کمپرسور بسیار مورد توجه قرار گرفته است، اما حضور اغتشاشات و ناپیختگی‌ها با دامنه نامشخص کنترل فعال موج فشاری را با چالشهایی مواجه می‌کند. در این مقاله برای مقابله با ناپایداری موج فشاری در حضور اغتشاشات نامعلوم یک روش کنترل پسگام مدلغزشی پیشنهاد می‌شود. یک استراتژی جدید تطبیقی مبتنی بر کنترل پسگام طراحی می‌شود که نیازی به آگاهی از حد بالای عدم قطعیت پارامتری و اغتشاش ندارد. اثبات پایداری با استفاده از نظریه لیاپانوف انجام می‌شود. کنترل کننده پیشنهادی می‌تواند اثرات نامعینی و عدم قطعیت در ویژگی‌های کمپرسور و درجه گاز و دینامیک‌های مدل نشده را پوشش دهد و علاوه بر این در برابر اغتشاشات متغیر با زمان در دبی و فشار اعمال شده به سیستم مقاوم است. نتایج شبیه سازی انجام شده در محیط MATLAB ضمن نشان دادن مزیت و توانمندی الگوریتم ارائه شده بیانگر این نکته است که کنترل کننده پیشنهادی علاوه بر مقاوم بودن، قادر به تضمین پایداری سیستم در حضور اغتشاش و نامعینی می‌باشد.

واژه‌های کلیدی: ناپایداری موج فشاری، کنترل پسگام، کنترل مدلغزشی، منحنی مشخصه کمپرسور، معادلات مور-گریتر.

Back-stepping sliding mode controller for active control of surge instability in Centrifugal Compressors

H. Abbasi Department of Electrical and Computer Engineering, Faculty of Technical Engineering, University of Mohaghegh Ardabili, Ardabil, Iran
A. Akbarimajd Department of Electrical and Computer Engineering, Faculty of Technical Engineering, University of Mohaghegh Ardabili, Ardabil, Iran
K. Sabahi Department of Modern Engineering, Faculty of New Technologies, University of Mohaghegh Ardabili, Namin, Iran

Abstract

Surge is a dynamic instability in the compressor that is determined by limit cycle fluctuations and leads to large-amplitude distortions in flow rate and pressure. This mode is an unstable mode of operation of the compressor system that occurs in low flows and not only limits the performance and efficiency of the compressor, but also leads to damage to the compressor and accessories due to large thermal and mechanical loads. Today the use of active control methods to increase the operating range of the compressor has received much attention. Given the need for available surge controllers to be fully aware of the characteristic curve of the compressor system, presence of uncertainties and disturbances can deteriorate the performance of the controller. In this paper a finite time backstopping sliding mode controller is designed for overcome surge instability in the presence unknown uncertainties. An adaptive control rule is proposed which does not need knowledge of upper limit of disturbances or uncertainties. Lyapunov theory is used to stability analysis. The proposed controller can cover the effects of uncertainty and uncertainty on the compressor and throttle characteristics and unmodified dynamics, and in addition is resistant to time-varying disturbances in the flow and pressure applied to the system. The simulation results performed in MATLAB, indicate that the proposed regression controller, in addition to being robust, is able to ensure the stability of the system in the presence of turbulence and uncertainty.

Keywords: Surge instability, Back-stepping Control, Sliding mode control, characteristic curve of the compressor.

۱- مقدمه

کمپرسورهای گریز از مرکز در حضور واماندگی دورانی، کم و بیش قادر به فعالیت خود هستند [۱] اما نوسانات ناشی از «موج فشاری»^۱ موجب بروز آسیب‌های سنگینی به کمپرسور و دیگر اجزای سیستم فشرده‌سازی می‌شود [۲]. از این رو باید از ورود کمپرسور سانتریفیوژ به

جهت افزایش فشار و یا انتقال سیال تراکم‌پذیر در صنایع نفت و گاز، پتروشیمی، هوافضا، نیروگاه و غیره کمپرسورها به طور گسترده‌ای مورد استفاده قرار می‌گیرند و نقش مهمی را در قسمت‌های کلیدی صنایع ایفا می‌کنند و هرگونه اختلال در عملکرد این تجهیزات می‌تواند موجب از کارافتادن تجهیزات بالادستی و پایین دستی شود.

¹ Surge

ناحیه وقوع موج فشاری جلوگیری کرد. روش‌های کنترلی که در حال حاضر برای ممانعت از وقوع موج فشاری در کمپرسورهای صنعتی مورد استفاده قرار می‌گیرند، سیستم آنتی موج فشاری و یا سیستم کنترل غیرفعال موج فشاری نامیده می‌شود. این شیوه که مرسوم‌ترین روش عملی است، با برگشت دادن مقداری از دبی خروجی کمپرسور به ورودی آن، از راه شیر بازگشتی یا شیر کنترل آنتی موج فشاری انجام می‌گیرد. نقطه ضعف این شیوه اتلاف انرژی در زمان کار عادی کمپرسور با باز شدن شیر می‌باشد. اخیراً تحقیقات بر روی کنترل کننده‌های فعال موج فشاری متمرکز شده‌اند که در آن با بهره‌گیری از اطلاعات نوسانات دبی و فشار، سعی بر توسعه ناحیه عملکرد دارند [۳-۷]. در این میان عیب اصلی کنترل کننده‌های موجود این است که در تمام آن‌ها به دانش از کران اغتشاشات و یا مشخصه کمپرسور نیاز است. مقاله حاضر یک روش ترکیبی نوین در به کارگیری کنترل کننده تطبیقی به منظور جبران‌سازی عدم قطعیت حاضر در دینامیک‌های مدل نشده و مشخصه کمپرسور و شیر خفانش^۱ و نیز مقاوم‌سازی سیستم در دفع اغتشاشات متغیر با زمان در دبی و فشار مورد ارائه می‌کند. در این روش برای دسترسی به بیشینه راندمان کمپرسور و امکان افزایش محدوده کاری از تکنیک پسگام مدل‌غزشی در طراحی کنترل کننده بهره گرفته شده است.

در ادامه مقاله ابتدا با به کارگیری مدل تعمیم یافته مور و گریترز و معادلات دینامیکی کمپرسور، به مدل‌سازی کمپرسورهای گریز از مرکز به همراه فرآیند خفانش، دبی پایین دست و دبی بالا دست می‌پردازیم. سپس به منظور کنترل فعال کمپرسور گریز از مرکز در اولین قدم، با توجه به غیر خطی بودن معادلات شبیه‌سازی موج فشاری در کمپرسور، با بهره‌گیری از بازطراحی لیاپانوف و با ترکیب دو روش پسگام و کنترل مد لغزشی قوانین کنترل تطبیقی تعمیم یافته طراحی می‌شود. در نهایت با به کارگیری نتایج حاصل، به مقایسه کمپرسور به همراه کنترل کننده فعال نسبت با نوع کنترل کننده غیر فعال آن در زمان وقوع موج فشاری خواهیم پرداخت.

۲- مروری بر تحقیقات مرتبط

ماهیت غیرخطی رفتار کمپرسور در عملکرد پایدار آن حول ناحیه ناپایدار به کارگیری روش‌های غیرخطی را به منظور توصیف دینامیک کمپرسور، اجتناب‌ناپذیر کرده است. گرچه در سال ۱۹۵۵ مدل دینامیکی پایه به وسیله ایمونز ارائه گردید [۸] اما در سال ۱۹۷۶ گریترز با ارائه یک مدل غیرخطی آنرا بهبود بخشید [۹-۱۸] اغلب معایب مدل‌های پیشین در این بود که در اطراف نقطه کار خطی شده و به اغتشاش‌های کوچک محدود شده بودند. مدل گریترز یک مدل مناسب به منظور مطالعه موج فشاری در کمپرسورها بود، اما از سال ۱۹۸۶ مدل تعمیم یافته بوسیله مور و گریترز بعنوان یک مدل پایه اکثر مقالات در زمینه کنترل موج فشاری به کار گرفته شد [۱۱]. این مدل می‌توانست شبیه‌سازی نوسانات موج فشاری و گذر در میان دو پدیده واماندگی و موج فشاری را توصیف کند. این مدل غیرخطی دارای قابلیت بهره‌گیری به منظور طراحی و آنالیز کنترل موج فشاری در هر دو نوع کمپرسور گریز از مرکز و محوری می‌باشد. محدودیت مدل

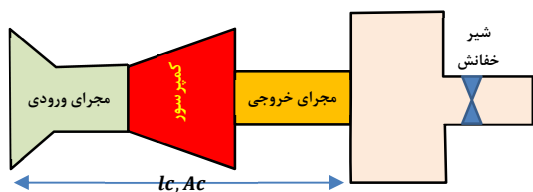
مور-گریترز در فرض ثابت بودن سرعت کمپرسور است. گراودال و گلند در سال ۱۹۹۹ مدل مور و گریترز را برای حالت دور متغیر ارائه نمودند [۱۲]. در مرجع [۱۳] تحلیل عددی معادلات مور-گریترز برای اجتناب از بروز ناپایداری‌های موج فشاری و واماندگی گردان در کمپرسورهای محوری ارائه شد. مرجع [۱۴] هم یک مطالعه عددی پدیده موج فشاری با مدل توربولانسی k-ε در کمپرسورهای جریان محوری ارائه کرد.

مدل گریترز به منظور شرایط سرعت دورانی ثابت بیان شد. در سال ۱۹۹۲ فینک مدلی تعمیم یافته بر اساس مدل گریترز را برای کمپرسورهای گریز از مرکز با سرعت دورانی متغیر بیان کرد [۱۵]. فینک برای اولین بار تاثیر تغییرات سرعت بر دینامیک موج فشاری را به شکل روابط ریاضی بیان کرد.

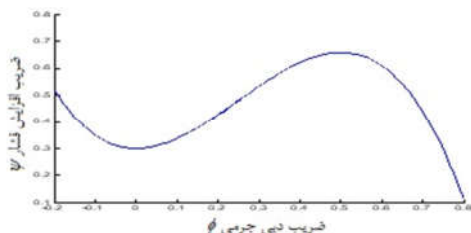
سیستم کنترل موج فشاری در کمپرسورهای گازی یک مسئله اصلی و حائز اهمیت در پایداری دینامیکی و شناسایی ناحیه کار ماشین است [۱۶]. در اولین رویکرد که پیشگیری از موج فشاری نام دارد، با برگزیدن خط کنترل موج فشاری و طراحی کنترل کننده تلاش می‌شود تا سیستم به ناحیه ناپایداری وارد نشود. در این دیدگاه، سیستم کنترل به کمپرسور اجازه نمی‌دهد که در سمت چپ خط موج فشاری عمل کند. با عنایت به اینکه در منحنی مشخصه کمپرسور، خط موج فشاری به شکل واضح و قطعی مشخص نمی‌باشد، از این رو ضروری است که ناحیه‌ای در سمت راست خط موج فشاری به عنوان حاشیه موج فشاری شناسایی شود تا سیستم کنترل از کارکرد کمپرسور در آن ناحیه پیشگیری کند و این موجب عدم دستیابی به راندمان بیشینه می‌شود. دومین رویکرد، کنترل فعال موج فشاری است که اولین بار به وسیله ایستین و همکارانش پیشنهاد شد [۱۶] و برای اولین بار توسط ویلیامز و هووانگ کنترل فعال در یک سیستم آزمایشگاهی، به کار گرفته شد [۱۷]. در رویکرد کنترل فعال دیگر ناحیه فعال شدن کنترل کننده ناحیه موج فشاری نیست، بنابراین امکان رسیدن به اختلاف فشار بالاتر و راندمان بیشتر وجود دارد و این از مزایای این رویکرد سیستم کنترلی نسبت به نوع اول می‌باشد. در اغلب الگوریتم‌های کنترل فعال نیز این‌گونه مفروض است که مشخصه سیستم شناسایی گردیده است. چون که نامعینی و عدم قطعیت در مشخصه کمپرسور و شیر خفانش و دینامیک‌های مدل نشده می‌توانند باعث کنترل فعال ناکارآمد گردد.

به منظور انجام کنترل فعال موج فشاری عملگرهای کنترلی مختلفی به وسیله طراحان مورد استفاده قرار گرفته است که تیغه-های راهنمای ورودی [۱۹]، شیر کنترل خفانش [۲۰-۲۱]، شیر بازگشتی CCV [۲۲-۲۴] از جمله آنها است. به کارگیری شیر بازگشتی CCV به جهت کنترل موج فشاری کمپرسور در [۲۲] بررسی شده و نتایج آزمایشگاهی کنترل موج فشاری کمپرسور با به کارگیری CCV در [۲۳] گزارش شده است. در [۲۴] این راهبرد که از روش خطی بهره گرفته است، با شماری دیگر از شیوه‌های امکان‌پذیر که بر پایه‌ی تشخیص و عملکرد هستند مقایسه شده‌اند. در [۲۵] پایداری یک کمپرسور بر اساس کنترل CCV با به کارگیری یک تابع لیاپانوف بررسی شده است. قانون کنترلی به دانش درباره‌ی مشخصه کمپرسور نیازمند می‌باشد و تنظیمات مازاد کنترل کننده که به وسیله‌ی تحلیل لیاپانوف اعمال گردیده، برای پیشگیری از گسستگی کنترل کننده

^۱ Throttle valve



شکل ۱- مدل دو بعدی کمپرسور



شکل ۲- منحنی مشخصه مرتبه سه کمپرسور

۳- مدل‌سازی

به منظور مدل‌سازی و اماندگی دورانی مدل دو بعدی گریتر و مور را به کار می‌بریم [۱۱]. در این تحلیل مدلی شبیه شکل ۱ به کار رفته است. فرض بر این است که هر کمپرسور منحنی مشخصه‌ای به فرم زیر دارد:

$$\psi_c = \psi_c(\phi) \quad (1)$$

گریتر و مور با فرض دبی جرمی غیرقابل تراکم، سیال قابل تراکم در محفظه، ثابت ماندن فشار در همه‌ی نقاط محفظه، کوتاه بودن طول کانال تخلیه و یا خفانش، عدم وجود جریان شعاعی و استفاده از معادله بقای جرم، به معادلات دیفرانسیل مرتبه یک زیر دست یافتند:

$$\begin{aligned} \dot{\psi} &= \frac{1}{4B^2l_c} (\phi - \phi_T(\psi) - d_\phi(\xi)) \\ \dot{\phi} &= \frac{1}{l_c} (\psi_c(\phi) - \psi - \psi_V(\phi) + d_\psi(\xi)) \\ j &= J(1 - \frac{\phi}{W} - 1)^2 - \frac{1}{4}\delta \end{aligned} \quad (2)$$

که در آن ψ ضریب افزایش فشار کلی کمپرسور، ϕ ضریب دبی جرمی کمپرسور، J مجذور دامنه و اماندگی دورانی و ξ زمان بی‌بعد شده می‌باشد. همچنین $\phi_T(\psi)$ مشخصه شیر خفانش، B پارامتر گریتر، δ ضریب ثابت و l_c مجموع طول کانال‌ها و طول کمپرسور هستند. $\psi_c(\phi)$ مشخصه حالت کمپرسور که یک رابطه غیرخطی بین فشار کمپرسور ψ و دبی ϕ است. یکی از معروف‌ترین منحنی مشخصه‌های حالت کمپرسور، منحنی مرتبه سه گریتر و مور است که به صورت شکل ۲ داده می‌شود.

معادله مشخصه خفانش هم برگرفته از [۳۷] و به صورت زیر است:

$$\phi_T(\psi) = \gamma_T \sqrt{\psi} \quad (3)$$

که γ_T نیز بهره شیر خفانش است. همچنین d_ϕ و d_ψ اغتشاشها یا ناپیچینی‌های دبی و فشار هستند.

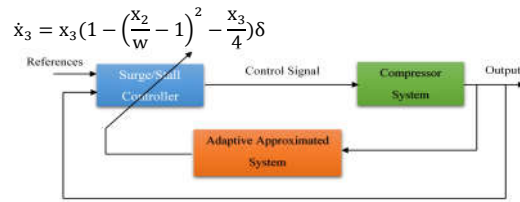
با توجه به $\psi_V(\phi)$ به عنوان ورودی کنترلی سیستم و با در نظر گرفتن $\psi = x_1$ و $\phi = x_2$ و $x_3 = J$ معادلات فضای حالت کمپرسور به صورت زیر به دست خواهد آمد:

$$\begin{aligned} \dot{x}_1 &= \frac{1}{4B^2l_c} (x_2 - \phi_T(x_1) + d_\phi(\xi)) \\ \dot{x}_2 &= \frac{1}{l_c} (\psi_c(x_2) - x_1 - \frac{3H}{4} (\frac{x_2}{W} - 1) x_3 + u + d_\psi(\xi)) \end{aligned} \quad (4)$$

صورت گرفته است. در مقاله حاضر نیز ما عملگر کنترلی CCV را که سرعت پاسخ‌دهی بالا و قابلیت اطمینان مناسبی دارد، برای پایدارسازی و گسترش ناحیه کار کمپرسور به کار خواهیم برد.

افزون بر عملگرها شیوه‌های کنترلی گوناگونی هم به منظور پیشگیری از پدیده موج فشاری موجود می‌باشد. چندین کنترل‌کننده تطبیقی و پسیو با به کارگیری عملگر CCV در [۲۶] پیشنهاد گردیده است. مرجع [۲۷] با بهره گرفتن از عملگر CCV و به کارگیری روش مدل لغزشی مرتبه دوم و فقط با اندازه‌گیری جریان هوا، کنترل‌کننده‌هایی برپایه‌ی کنترل فعال ارائه کرده است. مرجع [۲۸] دو شیوه از خانواده کنترل پس‌خورده مقاوم را به منظور پایدارسازی پدیده موج فشاری در کمپرسور ارائه کرده است. در [۲۹] یک کنترل‌کننده مدل پیش‌بین به منظور کنترل موج فشاری در کمپرسورهای گریز از مرکز طراحی گردیده است. کنترل‌کننده استفاده شده از روش حداقل مربعات خطا به منظور افزایش کارایی کمپرسور بهره می‌گیرد. یک کنترل‌کننده تطبیقی بهره بالا به منظور پیشگیری از موج فشاری در کمپرسورهای گریز از مرکز با وجود مخزن در ورودی و با عملگر شیر خفانش در [۳۰] توصیه شده است. در [۳۱] نویسندگان با شیرهای کنترلی که در اطراف نقطه کار سیستم کاملاً بسته هستند، طراحی کنترل‌کننده پس‌خورده مثبت با به کار گرفتن شیوه‌ی جایابی قطب به منظور کنترل موج فشاری را مورد بررسی قرار داده‌اند. کنترل‌کننده مقاوم تطبیقی با به کار گرفتن روش پسگام در [5] ارائه شده است که در آن مشخصه کمپرسور با بهره گرفتن از سیستم فازی مشخص می‌گردد. در [۳۲] یک روش تطبیقی پسگام با استفاده از شبکه‌های عصبی مبتنی بر موجک ارائه شد. در [۳۳] یک شبکه عصبی برای ایجاد یک نقشه عملکرد جامع از کمپرسور به کار رفت، سپس یک کنترل‌کننده فعال عصبی-فازی برای کنترل فعال موج فشاری ارائه شد. در روش پیشنهادی مقاله [۳۴] مقدار دبی توسط یک فیلتر کالمن پیوسته در زمان و با در نظر گرفتن قيود روی متغیر کنترل و نیز تاخیر سیستم کمپرسور تخمین زده می‌شود و سپس یک روش ترکیبی کنترل فعال/غیرفعال مبتنی بر کنترل مدل پیش‌بین غیر خطی ارائه می‌شود. مرجع [۳۵] یک کنترل‌کننده تطبیقی مدل لغزشی برای کنترل ناپایداری موج فشاری در حضور ناپیچینی‌ها ارائه می‌کند. کنترل فعال بر مبنای منطق فازی برای بهبود محدوده عملکرد کمپرسورهای گریز از مرکز گازی با تغییر خط کنترل موج فشاری در [۳۶] ارائه شد. اما مهم‌ترین نقطه ضعف کنترل‌کننده‌های ذکر شده در بالا این است که در تمام آنان به دانش از مشخصه سیستم و یا کران اغتشاشات احتیاج است.

در مقاله حاضر الگوریتم کنترل فعال موج فشاری در کمپرسورهای گریز از مرکز بدون دانش قبلی و یا آگاهی از مشخصه کمپرسور و میزان بهره و مشخصه شیر خفانش با فرض وجود کران بالای اغتشاش، ارائه شده است. از کنترل‌کننده تطبیقی پسگام مدل‌لغزشی به منظور جبران عدم قطعیت حاضر در مشخصه کمپرسور و شیر خفانش و دینامیک‌های مدل نشده و نیز دفع اغتشاشات متغیر با زمان در دبی و فشار بهره گرفته شده است. به علت احتمال افزایش محدوده کاری با تکنیک پسگام و دسترسی به بیشینه راندمان کمپرسور در طراحی کنترل‌کننده روش کنترل پسگام مدل‌لغزشی به عنوان رویکرد کنترلی مقاوم به کار رفته است.



شکل ۳- طرحواره کنترل کننده مقاوم تطبیقی پیشنهادی

۴- طراحی کنترل کننده

در این بخش کنترل کننده مقاوم تطبیقی پسگام مدلفزشی به منظور کنترل فعال ناپایداری‌های موج فشاری و واماندگی سیستم کمپرسوری طراحی شده است. طرحواره کنترل کننده در شکل ۳ ارائه شده است.

با تعریف متغیرهای خطا به صورت زیر:

$$e_1 = x_1 - x_{1d} \quad (4)$$

$$e_2 = x_2 - \alpha_1 - \alpha_2 \quad (5)$$

$$e_3 = x_3 - x_{3d} \quad (6)$$

که در آن α_1 و α_2 توابع کنترل مجازی هستند، معادلات دینامیکی خطا به شرح زیر بدست می‌آید:

$$\dot{e}_1 = \frac{1}{4B^2l_c}(e_2 + \alpha_1 + \alpha_2 - \phi_T(x_1) + d_\phi(\xi)) - \dot{x}_{1d} \quad (7)$$

$$\dot{e}_2 = \frac{1}{l_c} \left(\psi_c(x_2) - e_1 - x_{1d} - \frac{3H}{4} \left(\frac{x_2}{W} - 1 \right) x_3 + u + d_\psi(\xi) \right) - \dot{\alpha}_1 - \dot{\alpha}_2 \quad (8)$$

$$\dot{e}_3 = x_3 \left(1 - \left(\frac{x_2}{W} - 1 \right)^2 - \frac{x_3}{4} - \frac{x_2}{\delta x_3} \right) \delta + e_2 + \alpha_1 + \alpha_2 - \dot{x}_{3d} \quad (9)$$

حال توابع $f_i(t, x)$, $i = 1, 2, 3$ را با شرط $|f_i(t, x)| \leq F_i$ به صورت زیر تعریف می‌کنیم که F_i , $i = 1, 2, 3$ حد بالای ناشناخته این توابع هستند:

$$f_1(t, x) = (\alpha_2 - \phi_T(x_1) + d_\phi(\xi)) - 4B^2l_c \dot{x}_{1d} + e_2 \quad (10)$$

$$f_2(t, x) = \psi_c(x_2) - x_{1d} - \frac{3H}{4} \left(\frac{x_2}{W} - 1 \right) x_3 + d_\psi(\xi) - l_c \dot{\alpha}_1 - l_c \dot{\alpha}_2 - e_1 - \dot{\alpha}_1 - \dot{\alpha}_2 \quad (11)$$

$$f_3(t, x) = x_3 \left(1 - \left(\frac{x_2}{W} - 1 \right)^2 - \frac{x_3}{4} - \frac{x_2}{\delta x_3} \right) \delta + e_2 + \alpha_1 - \dot{x}_{3d} \quad (12)$$

توجه شود که $\phi_T(x_1)$ و $\psi_c(x_2)$ کراندار هستند و اغتشاشها نیز کراندار می‌باشند. با بازنویسی معادلات دینامیکی خطا بصورت زیر:

$$\dot{e}_1 = \frac{1}{4B^2l_c}(\alpha_1 + f_1(t, x)) \quad (13)$$

$$\dot{e}_2 = \frac{1}{l_c}(-u + f_2(t, x)) \quad (14)$$

$$\dot{e}_3 = f_3(t, x) + \alpha_2 \quad (15)$$

تابع V را بعنوان تابع کاندیدای لیاپانوف برمی‌گزینیم:

$$V = \frac{1}{2}e_1^2 + \frac{1}{2}e_2^2 + \frac{1}{2}e_3^2 + \frac{1}{2}\hat{F}_1^2 + \frac{1}{2}\hat{F}_2^2 + \frac{1}{2}\hat{F}_3^2 \quad (16)$$

که در آن:

$$\hat{F}_1 = F_1 - \hat{F}_1, \hat{F}_2 = F_2 - \hat{F}_2, \hat{F}_3 = F_3 - \hat{F}_3 \quad (17)$$

جایی که \hat{F}_i , $i = 1, 2, 3$ تخمینگر F_i می‌باشد. با مشتق‌گیری از V به دست می‌آید:

$$\begin{aligned} \dot{V} &= e_1 \dot{e}_1 + e_2 \dot{e}_2 + e_3 \dot{e}_3 - \hat{F}_1 \dot{\hat{F}}_1 - \hat{F}_2 \dot{\hat{F}}_2 - \hat{F}_3 \dot{\hat{F}}_3 \\ &= \frac{1}{4B^2l_c} e_1 (\alpha_1 + f_1(t, x)) + \frac{1}{l_c} e_2 (-u + f_2(t, x)) \\ &\quad + e_3 (f_3(t, x) + \alpha_2) - \hat{F}_1 \dot{\hat{F}}_1 - \hat{F}_2 \dot{\hat{F}}_2 - \hat{F}_3 \dot{\hat{F}}_3 \end{aligned} \quad (18)$$

با برگزیدن ورودی کنترلی به شکل زیر:

$$\alpha_1 = 4B^2l_c k_1 \text{sgn}(e_1) - \hat{F}_1 \text{sgn}(e_1) \quad (19)$$

$$\alpha_2 = -k_3 \text{sgn}(e_3) - \hat{F}_3 \text{sgn}(e_3) \quad (20)$$

$$u = l_c k_2 \text{sgn}(e_2) - \hat{F}_2 \text{sgn}(e_2) \quad (21)$$

که در آن k_i , $i = 1, 2, 3$ پارامتر مثبت بهره کنترل کننده هستند و جایگذاری در تابع لیاپانوف خواهیم داشت:

$$\begin{aligned} \dot{V} &= k_1 e_1 \text{sgn}(e_1) - k_2 e_2 \text{sgn}(e_2) - k_3 e_3 \text{sgn}(e_3) \\ &\quad + \frac{1}{4B^2l_c} e_1 (f_1(t, x) - \hat{F}_1 \text{sgn}(e_1)) + \frac{1}{l_c} e_2 (f_2(t, x) - \hat{F}_2 \text{sgn}(e_2)) \end{aligned} \quad (22)$$

$$+ e_3 (f_3(t, x) - \hat{F}_3 \text{sgn}(e_3)) - \hat{F}_1 \dot{\hat{F}}_1 - \hat{F}_2 \dot{\hat{F}}_2 - \hat{F}_3 \dot{\hat{F}}_3$$

با ساده‌سازی داریم:

$$\begin{aligned} \dot{V} &\leq -k_1 |e_1| - k_2 |e_2| - k_3 |e_3| + \frac{1}{4B^2l_c} (F_1 |e_1| - \hat{F}_1 |e_1|) + \\ &\quad \frac{1}{l_c} (F_2 |e_2| - \hat{F}_2 |e_2|) + (F_3 |e_3| - \hat{F}_3 |e_3|) - \hat{F}_1 \dot{\hat{F}}_1 - \hat{F}_2 \dot{\hat{F}}_2 - \hat{F}_3 \dot{\hat{F}}_3 \end{aligned} \quad (23)$$

و یا:

$$\begin{aligned} \dot{V} &\leq -k_1 |e_1| - k_2 |e_2| - k_3 |e_3| + \hat{F}_1 \left(\frac{1}{4B^2l_c} |e_1| - \dot{\hat{F}}_1 \right) \\ &\quad + \hat{F}_2 \left(\frac{1}{l_c} |e_2| - \dot{\hat{F}}_2 \right) + \hat{F}_3 (|e_3| - \dot{\hat{F}}_3) \end{aligned} \quad (24)$$

حال قوانین تطبیقی برای تخمین F_i را به صورت زیر انتخاب می‌شوند:

$$\dot{\hat{F}}_1 = \frac{1}{4B^2l_c} |e_1|, \dot{\hat{F}}_2 = \frac{1}{l_c} |e_2|, \dot{\hat{F}}_3 = |e_3|, \quad (25)$$

با جایگزینی قوانین تطبیقی در تابع لیاپانوف داریم:

$$\dot{V} \leq -k_1 |e_1| - k_2 |e_2| - k_3 |e_3| \quad (26)$$

البته در موقع پیاده سازی برای حفظ کران دار بودن توابع در روابط فوق و نیز برای جلوگیری از رخ دادن نوسانات شدید تکراری^۱ میتوان بجای تابع $\text{sgn}(x)$ از یک تابع پیوسته مثل $x \tanh(ex)$ استفاده کرد که در این صورت قوانین کنترلی به صورت زیر خواهد بود:

$$\alpha_1 = 4B^2l_c k_1 e_1 \tanh(e_1 e_1) - \hat{F}_1 e_1 \tanh(e_1 e_1) \quad (27)$$

$$\alpha_2 = -k_3 e_3 \tanh(e_3 e_3) - \hat{F}_3 e_3 \tanh(e_3 e_3) \quad (28)$$

$$u = l_c k_2 e_2 \tanh(e_2 e_2) - \hat{F}_2 e_2 \tanh(e_2 e_2) \quad (29)$$

و قوانین تطبیقی برای تخمین F_i را به شرح زیر انتخاب می‌شوند:

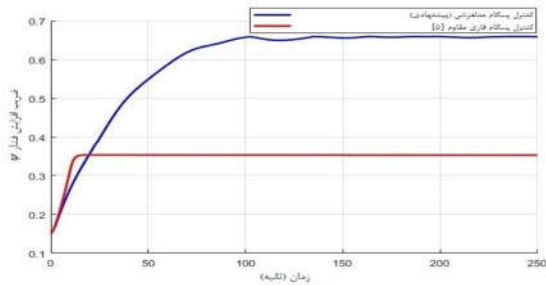
$$\begin{aligned} \dot{\hat{F}}_1 &= e_3 \tanh(e_3 e_3), \dot{\hat{F}}_2 = \frac{1}{l_c} e_2 \tanh(e_2 e_2), \dot{\hat{F}}_3 = \\ &\quad \frac{1}{4B^2l_c} e_1 \tanh(e_1 e_1) \end{aligned} \quad (30)$$

با وجود انتخاب این تقریب، با نظر گرفتن این که در رابطه (۲۴) عبارتهای داخل پرانتز مقادیر کوچکی هستند و عبارات \hat{F}_i هم در صورت تقریب درست کوچک می‌شوند، در صورت انتخاب مقادیر بزرگ مناسب برای e_i ها و k_i ها، می‌توان \dot{V} را همچنان منفی نگه داشت.

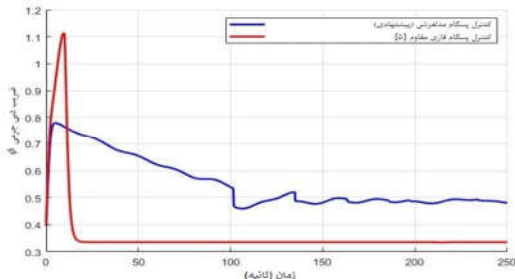
۵- نتایج شبیه سازی

در این بخش، از شبیه‌سازی در محیط MATLAB برای نشان دادن توانایی پایدارسازی و مقاوم بودن کنترل کننده پیشنهادی در برابر ناپایداری‌های موج فشاری و واماندگی استفاده می‌شود. سه سناریوی کلی برای این منظور در نظر گرفته شده است: حالت موج فشاری با اغتشاش، حالت واماندگی بدون اغتشاش و حالت واماندگی با اغتشاش. در سناریوی اول پارامتر گریتر برابر با $B = 1.8$ است. در دو سناریوی بعدی که مربوط به وقوع واماندگی است پارامتر گریتر در شبیه‌سازی‌ها معادل با $B = 0.5$ در نظر گرفته می‌شود. در هر سه سناریو، تا زمان $t = 30s$ درصد باز شدن دریچه گاز خفانش برابر $\gamma T = 0.65$ است، در حالی که از این زمان به بعد، درصد باز شدن دریچه گاز به $\gamma T = 0.6$

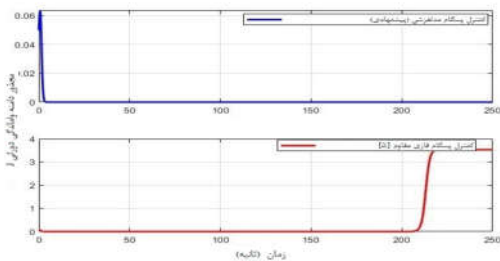
¹ chattering



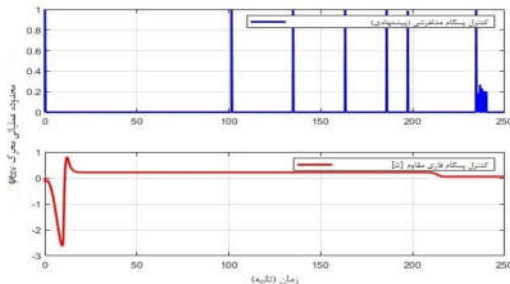
شکل ۴- فشار کمپرسور در سناریوی اول



شکل ۵- دبی کمپرسور در سناریوی اول



شکل ۶- دیاگرام واماندگی کمپرسور در سناریوی اول



شکل ۷- سیگنال کنترلی بدست آمده در سناریوی اول

کاهش می‌یابد که به طور معمول منجر به موج فشاری در سیستم کمپرسور می‌شود. اهداف اصلی که توسط کنترل کننده دنبال می‌شود، عملیات بدون موج فشاری و بدون واماندگی همراه با فشرده‌سازی بیشتر است. برای درک بهتر عملکرد روش پیشنهادی، نتایج بدست آمده از شبیه‌سازی روش پیشنهادی (کنترل پسیگام تطبیقی مدل‌گزشی) با نتایج بدست آمده از اجرای روش مقاوم پسیگام فازی تطبیقی [۵] مقایسه می‌شود. پارامترهای شبیه‌سازی برای کمپرسور عبارتند از:

$$B = 1.8 \text{ یا } B = 0.5, \quad \text{بسته به سناریو انتخابی}$$

$$I_c = 3, H = 0.18, W = 0.25, \psi_{c0} = 0.3, \delta = 1$$

مقادیر اولیه حالت‌ها عبارتند از:

$$(x_1(0), x_2(0), x_3(0)) = (0.15, 0.4, 0.05)$$

و پارامترهای کنترل کننده به شرح زیر انتخاب می‌شوند:

$$k_1 = 20, k_2 = 20, k_3 = 20,$$

اکنون نتایج بدست آمده در هر یک از این سناریوها را شرح می‌دهیم.

۵-۱- سناریو اول: وقوع ناپایداری موج فشاری در

حضور اغتشاش گذرا

در این سناریو، $B = 1.8$ و اغتشاش گذرای زیر وارد سیستم می‌شود:

$$d_{\phi}(\xi) = 0.05e^{-0.015\xi} \cos(0.2\xi) \quad (31)$$

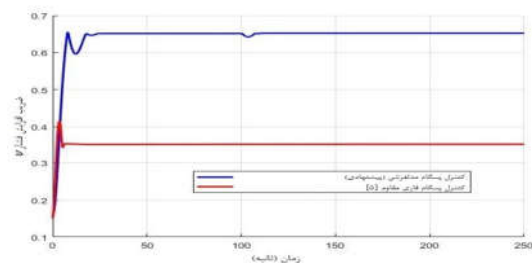
$$d_{\psi}(\xi) = 0.01e^{-0.005\xi} \sin(0.3\xi)$$

این روابط اغتشاش با توجه به مرجع [۳۶] و برای ارزیابی دقیقتر کارایی روش کنترلی پیشنهادی انتخاب شده است. نتایج شبیه‌سازی در این سناریو در شکل‌های ۴ تا ۸ نشان داده شده است. همانطور که در شکل ۴ مشاهده می‌شود، روش پیشنهادی به فشرده‌سازی بالاتری نسبت به روش پسیگام فازی تطبیقی دست می‌یابد و شکل ۵ دبی بدست آمده از دو روش را نشان می‌دهد. شکل ۴ یک نمود واقعی از اختلاف در فشرده‌سازی میان دو روش را نشان می‌دهند. فشرده‌سازی حالت ماندگار $\psi = 0.65$ از روش پیشنهادی بدست آمده است، در حالی که روش پسیگام فازی تطبیقی مقدار ماندگار $\psi = 0.36$ را به دست می‌دهد. فشرده‌سازی بالاتر مهمترین کارکرد یک کمپرسور گریز از مرکز می‌باشد و البته توانایی کارکرد سالم و عاری از ناپایداری موج فشاری در دبی‌های ورودی پایین، هدف کاربردی دیگر برای این کمپرسورها می‌باشد و با توجه به شکل‌های ۴ و ۵ این اهداف به صورت مطلوبی توسط روش پیشنهادی اجابت شده‌اند. منحنی شکل ۶ نشان می‌دهد که با استفاده از روش پیشنهادی پس از چند ثانیه $J = 0$ به دست می‌آید که حالت مطلوب برای کمپرسور است، در حالی که نمودار واماندگی بدست آمده از روش پسیگام فازی تطبیقی وقوع پدیده مخرب واماندگی بعد از $t = 200s$ را نشان می‌دهد. به دلیل حضور دینامیک‌های نسبتاً کند در سیستم و نیز تغییر درصد بازشوندگی شیر خفانش از $t = 30s$ ، پدیدار شدن پدیده واماندگی با کمی تأخیر خود را نشان می‌دهد که در شکل ۷ نشان داده شده است. با وجود تغییرات شدید در سیگنال کنترل بدست آمده، محدوده عملیاتی محرک CCV (باید بین صفر تا یک باشد) رعایت شده است، در حالی که سیگنال کنترلی بدست آمده از روش پسیگام فازی تطبیقی مقادیر منفی می‌گیرد که نشان می‌دهد محدوده عملیاتی

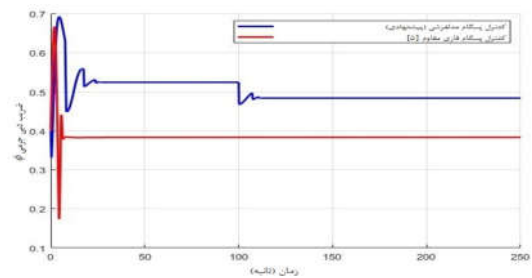
بدون موج فشاری و بدون واماندگی است، در حالی که نتیجه به دست آمده از روش پسگام فازی تطبیقی دارای فشرده‌سازی و کارایی کمتری است و به تدریج وارد حالت‌های واماندگی و موج فشاری می‌شود. برای بررسی بهتر رفتار روش پیشنهادی منحنی‌های خطا در شکل ۹ نشان داده شده‌اند که کاهش منحنی‌های خطا و پایداری سیستم‌ها مشخص است. همچنین در شکل ۱۰ منحنی‌های \hat{F}_1 , \hat{F}_2 , \hat{F}_3 رسم شده‌اند که فرض کراندار بودن این توابع در شبیه‌سازی‌ها تایید می‌شود.

۵-۲- سناریو دوم: وقوع ناپایداری موج فشاری در حضور اغتشاش گذرا

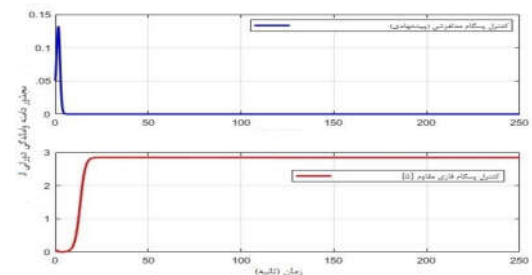
در این سناریو در صورت وقوع واماندگی و بدون وجود اغتشاش رفتار کنترل کننده پیشنهادی با روش $d_\psi(\xi) = 0$ و $d_\phi(\xi) = 0$



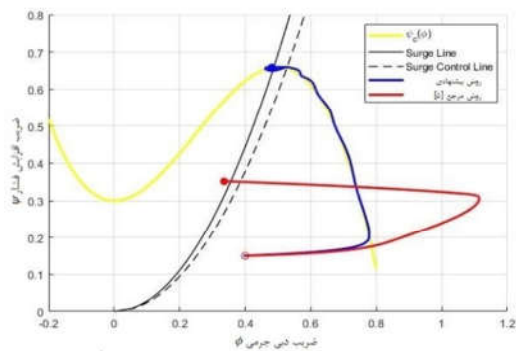
شکل ۱۱- فشار کمپرسور در سناریوی دوم



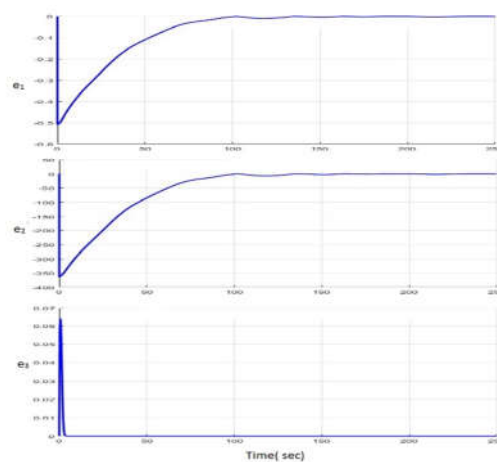
شکل ۱۲- دبی کمپرسور در سناریوی دوم



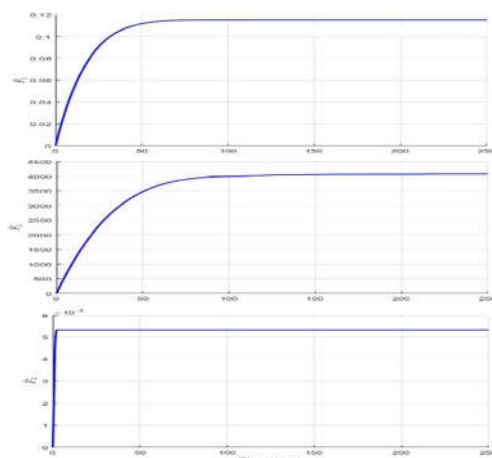
شکل ۱۳- دیاگرام واماندگی کمپرسور در سناریوی دوم



شکل ۸- مشخصه عملکردی کمپرسور در سناریوی اول



شکل ۹- منحنی‌های خطا در سناریوی اول



شکل ۱۰- تخمین توابع \hat{F}_1 , \hat{F}_2 , \hat{F}_3 و کران بالای آنها در سناریوی اول

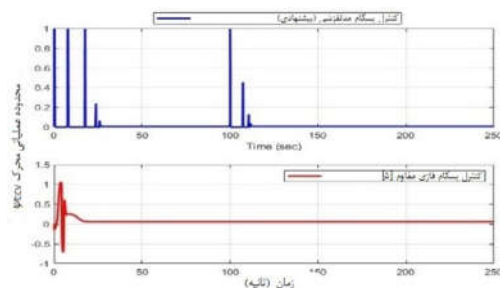
محرك CCV در سیگنال کنترل رعایت نشده است که به طور طبیعی غیر عملیاتی و غیرممکن است. نقطه عملکرد کمپرسور تحت کنترل کننده و روش پسگام فازی تطبیقی در شکل ۸ نشان داده شده است. همانطور که مشخص است، با توجه به منحنی مشخصه کمپرسور، نقطه عملیاتی بدست آمده از روش پیشنهادی نزدیک خط موج فشاری با بالاترین فشرده‌سازی است (نقطه عملیاتی مطلوب) و البته حالت کار

از نظر دبی، فشار، واماندگی و موج فشاری) تحت روش کنترل پیشنهادی را تأیید می‌کند.

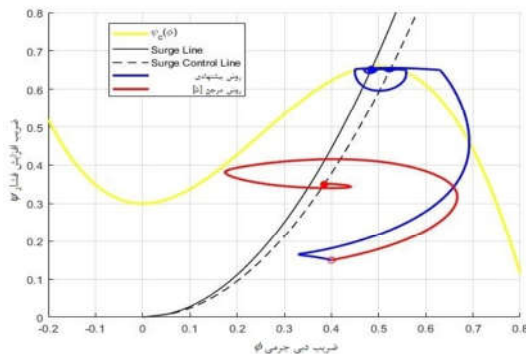
۵-۳- سناریو سوم: وقوع ناپایداری واماندگی در حضور اغتشاش گذرا

این سناریو برای ارزیابی عملکرد کنترل کننده در مواجهه با ناپایداری واماندگی و در حضور اغتشاشات گذرا می‌باشد و دقیقاً مشابه سناریوی دوم است، با این تفاوت که اغتشاش به صورت (۳۱) نیز وارد سیستم کمپرسور می‌شود. در اینجا، برخلاف سناریوی اول، وقوع ناپایداری موج فشاری مد نظر نمی‌باشد و پارامتر گریتر در نظر گرفته شده ۰.۵ منجر به وقوع ناپایداری واماندگی می‌شود.

شکل‌های ۱۶ و ۱۷ نشان می‌دهد که روش پیشنهادی با وجود نوسانات جزئی اولیه، می‌تواند اثرات اختلال بر فشار و دبی سیستم کمپرسور را بهتر از بین ببرد. همانطور که در شکل ۱۸ نشان داده شده است، تحت روش پسگام فازی تطبیقی، واماندگی دارای دامنه بالاتری نسبت به سناریوی قبلی است در حالی که روش ارائه شده در این مطالعه به خوبی قادر به حذف حالت واماندگی است. سیگنال کنترلی و مسیر کمپرسور نشان داده شده در شکل‌های ۱۹ و ۲۰ نتایج به دست آمده در سناریوهای قبلی را تأیید می‌کند. روش پیشنهادی عملکرد بالاتری در نزدیکی خط موج فشاری با یک سیگنال کنترل عملیاتی بدون ناپایداری موج فشاری و واماندگی را تضمین می‌کند در حالی که نتایج بدست آمده با روش کنترل پسگام فازی تطبیقی منجر به عملکرد پایین‌تر، سیگنال کنترلی غیرعملی و ناپایداری‌های موج فشاری و واماندگی می‌شود.

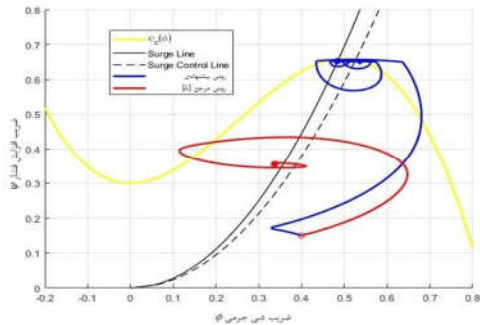


شکل ۱۴- سیگنال کنترلی بدست آمده در سناریوی دوم



شکل ۱۵- مشخصه عملکردی کمپرسور در سناریوی دوم

پسگام فازی تطبیقی مقایسه می‌شود. در سناریوی قبلی واکنش کنترل کننده پیشنهادی در مقابل ناپایداری موج فشاری مورد بررسی قرار گرفت. با توجه به اینکه این سناریو برای ارزیابی عملکرد کنترل کننده در صورت وقوع ناپایداری واماندگی می‌باشد، برای تحقق این ناپایداری، پارامتر گریتر ۰.۵ در نظر گرفته شده و نتایج حاصل از عملکرد کنترل کننده‌ها در شکل‌های ۱۱ تا ۱۵ نشان داده شده است. فشار و دبی کمپرسور در شکل‌های ۱۱ و ۱۲ نشان داده شده است. همانطور که از این شکل‌ها مشخص است، روش پیشنهادی فشرده سازی و دبی بیشتری را نسبت به روش کنترل پسگام فازی تطبیقی را ارائه می‌دهد و البته دبی به دست آمده تحت کنترل کننده پسگام فازی در ابتدا نوسانات شدیدتری را تجربه می‌کند. مانند سناریوی قبل، فشرده‌سازی حالت ماندگار به ترتیب $\psi = 0.65$ و $\psi = 0.36$ از روش پیشنهادی و روش پسگام فازی تطبیقی به دست می‌آید. مهم‌ترین نتیجه به دست آمده در این سناریو در شکل ۱۳ آورده شده است. همانطور که مشخص است، استفاده از روش کنترل پیشنهادی منجر به حذف واماندگی پس از چند ثانیه می‌شود در حالی که روش پسگام فازی قادر به حذف حالت واماندگی نیست و این وضعیت نامطلوب که کارایی کمپرسور را کاهش می‌دهد و شروع ناپایداری موج فشاری است، در سیستم وجود خواهد داشت. سیگنال‌های کنترلی به دست آمده در شکل ۱۴ بیانگر این واقعیت است که محدودیت‌های عملگر CCV با روش پیشنهادی به طور کامل رعایت می‌شود در حالی که سیگنال‌های کنترلی به دست آمده از روش پسگام فازی تطبیقی غیر عملیاتی و غیر عملی است. شکل ۱۵ مشخصه عملکرد کمپرسور را نشان می‌دهد که به وضوح عملکرد بهتر سیستم



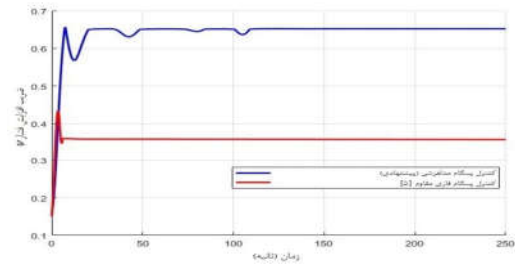
شکل ۲۰- مشخصه عملکردی کمپرسور در سناریوی سوم

۶- نتیجه گیری

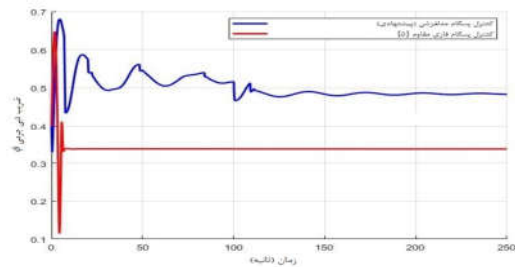
در این مقاله کنترل پسگام مدلفزشی برای کنترل فعال ناپایداری موج فشاری در کمپرسورها در حضور اغتشاشات طراحی و بر روی سیستم کمپرسوری پیاده‌سازی شد. نتایج حاصل از شبیه‌سازی در محیط MATLAB مورد بررسی و ارزیابی قرار گرفت. با انجام مقایسه، عملکرد روش کنترلی پیشنهادی در پیشگیری از ناپایداری موج فشاری، عملکرد بدون واماندگی، غلبه بر اثرات نامعینی و اغتشاش مورد تایید قرار گرفت و علاوه بر این، نتایج شبیه‌سازی نشان دادند که محدودیت‌های مربوط به عملکرد کنترلی بصورت کامل مراعات شده‌اند. کارکرد سیستم کمپرسوری در نزدیکی خط موج فشاری هم نشان دهنده کارایی روش پیشنهادی در دستیابی به عملکرد بهینه می‌باشد.

۷- مراجع

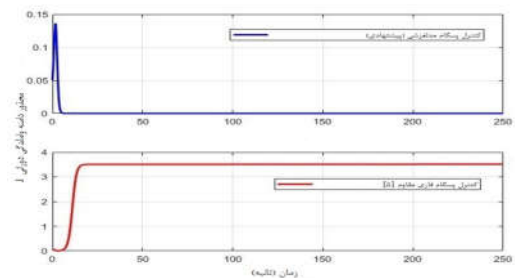
- [1] Iura T. and Rannie W. D., Observations of propagating stall in axial-flow compressors, *Research Report, California Institute of Technology, Pasadena, CA*, 1953.
- [2] Mazzawy, R. S., Surge-induced structural loads in gas turbines. *ASME. J. Eng. Power*. Vol 102, No. 1, pp. 162-168, 1980.
- [3] Bøhagen, B. and Gravdahl, J. T., Active surge control of compression system using drive torque. *Automatica*, Vol. 44, No. 4, pp. 1135-1140., 2008.
- [4] Shiriaev A. S., Johansson R., Robertsson A. and Freidovich, L. B., Criteria for global stability of coupled systems with application to robust output feedback design for active surge control. *In proc. IEEE Control Applications (CCA) & Intelligent Control (ISIC), St. Petersburg, Russia*, pp. 1021-1026, Oct. ۲۰۰۹
- [5] Sheng H., Huang W., Zhang T. and Huang X., Robust adaptive fuzzy control of compressor surge using backstepping. *Arabian Journal for Science and Engineering*, Vol. 39, pp. 9301-9308., 2014.
- [6] Xie C. and Marrani H. I., Design of a robust LMI-based model predictive control method for surge instability in interconnected compressor systems in the presence of uncertainty and disturbance. *Systems Science & Control Engineering*, Vol. 9, No. 1, pp. 358-368, 2021.
- [7] Gu H., Yang J. Y. and Taleb Ziabari M., A New Robust LMI-based MPC for Compressor Surge Instability in the Presence of Actuator Saturation and Pipe Effects., *Journal of Electrical Engineering & Technology*, published online, 2023.
- [8] Emmons H. W., Pearson C. E. and Grant H. P., Compressor surge and stall propagation. *Transactions of the American Society of Mechanical Engineers*, Vol. 77, No. 4, pp. 455-467, 1955.
- [9] Greitzer E. M., Surge and rotating stall in axial flow compressors. Part I: Theoretical compression system model, *ASME J. Engineering for Power*, Vol. 98, No. 2, pp.191-198, 1976.
- [10] Greitzer E. M., Surge and rotating stall in axial flow compressors. Part II: experimental results and comparison with theory, *ASME J. Engineering for Power*, Vol. 98, No. 2, pp.199-



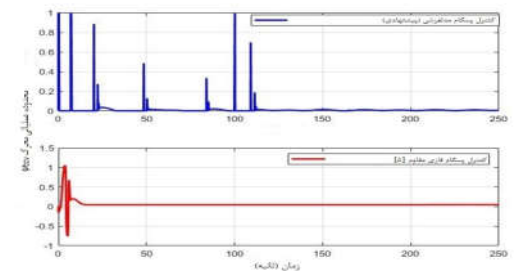
شکل ۱۶- فشار کمپرسور در سناریوی سوم



شکل ۱۷- دبی کمپرسور در سناریوی سوم



شکل ۱۸- دیاگرام واماندگی کمپرسور در سناریوی سوم



شکل ۱۹- سیگنال کنترلی بدست آمده در سناریوی سوم

- compressor surge in systems with uncertain equilibrium flow, *ISA transactions*, Vol. 1, No. 93, pp.115-24, 2019
- [33] Sheng H., Qian C. H. E. N., Zhang, J. and Zhang T., A high-safety active/passive hybrid control approach for compressor surge based on nonlinear model predictive control, *Chinese Journal of Aeronautics*. Vol. 36 No. 1, pp. 396-412, 2023
- [34] Fu L., Fu X. and Taleb Ziabari M., Finite-time adaptive sliding mode control for compressor surge with uncertain characteristic in the presence of disturbance, *Systems Science & Control Engineering*., Vol. 9, No 1, pp. 369-79, 2021
- [35] محمدی پ.، جدی م.، شیخ‌الاسلام ف.، غیور م.، بهبود محدود عملکرد کمپرسورهای گریز از مرکز گازی با تغییر خط کنترل سرج با استفاده از کنترل فعال بر مبنای منطق فازی، روش‌های هوشمند در صنعت برق، د ۳، ش ۹، ص ۵۱-۵۶، ۱۳۹۱
- [36] Willems F., Valve Selection for Compressor Surge Control, *Phd Thesis, Eindhoven University of Technology (TUE) Faculty of Mechanical Engineering Section Systems and Control, Eindhoven*, 1998.
- [37] Taleb Ziabari M., Jahed-Motlagh M. R., Salahshoor K., Ramezani A. and Moarefianpur A., Robust adaptive control of surge instability in constant speed centrifugal compressors using tube-MPC. *Cogent Engineering*, Vol. 4, No. 1, pp. 1339335, 2017
- 217, 1976.
- [11] Moore F. K. and Greitzer E. M., A theory of post-stall transient in axial compression systems: Part I: development of equations, *ASME J. Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 108, pp.68-76, 1986.
- [12] Gravdahl J. T. and Egeland O., Compressor surge and rotating stall: modeling and control. *Springer Science & Business Media*., 2012.
- [۱۳] شریفی ن. تحلیل عددی معادلات مور-گرایتز برای اجتناب از بروز ناپایداری‌های سرج و واماندگی گردان در کمپرسورهای محوری. مهندسی مکانیک دانشگاه تبریز، د ۵۱، ش ۴، ص ۱۸۳-۱۹۱، ۱۴۰۰
- [۱۴] جهانپوشی ا.، احمدی ندوشن، ا.، مطالعه عددی پدیده سرج با مدل توربولانسی-ک- در کمپرسورهای جریان محوری. مهندسی مکانیک دانشگاه تبریز، د ۴۸، ش ۳، ص ۳۷-۴۶، ۱۳۹۷
- [15] Fink D. A., Cumpsty N. A. and Greitzer E. M., Surge dynamics in a free-spool centrifugal compressor system. *ASME J. Turbomach.*, Vol. 114, No. 2, pp. 321-332, 1992.
- [16] Epstein A. H., Williams J. F. and Greitzer E. M., Active suppression of aerodynamic instabilities in turbomachines. *Journal of Propulsion and Power*, Vol. 5. No. 2, pp. 204-211, 1989.
- [17] Williams J. F., and Huang X. Y., Active stabilization of compressor surge. *Journal of Fluid Mechanics*, Vol. pp. 204, 245-262., 1989.
- [18] Pearson W. N., An Expert System for the Performance Control of Rotating Machinery. *Ph. D. Thesis, Edinburgh Napier University, Edinburgh*, 2000.
- [19] Nakagawa K., Fujiwara M., Nishioka T., Tanaka S. and Kashiwabara Y., Experimental and numerical analysis of active suppression of centrifugal compressor surge by suction-side valve control. *JSME International Journal Series B Fluids and Thermal Engineering*, Vol. 37, No. 4, pp. 878-885, 1994.
- [20] Pinsley J. E., Guenette G. R., Epstein A. H. and Greitzer, E. M., Active stabilization of centrifugal compressor surge. *Journal of Turbo machinery* Vol. 113, pp.723-732, 1991.
- [21] Blanchini F., Giannattasio P., Micheli D. and Pinamonti P., Experimental evaluation of a high-gain control for compressor surge suppression. *ASME J. Turbomach.*, Vol. 124, No. 1, pp. 27-35, 2002.
- [22] Gravdahl J. T. and Egeland O., Compressor surge control using a close-coupled valve and backstepping," in *Proc. American Control Conference Albuquerque, New Mexico*, pp. 2398-2406, June 1997.
- [23] Simon J. S. and Valavani L., A Lyapunov based nonlinear control scheme for stabilizing a basic compression system using a close-coupled control valve. In *Proc. the 1991 American Control Conference, Boston, MA*, pp. 982-986, June 1991.
- [24] Dussourd J. L., Pfannebecker G. W. and Singhania S. K., An experimental investigation of the control of surge in radial compressors using close coupled resistances, *ASME J. Fluids Engineering*, Vol. 99, pp. 64-76, 1977.
- [25] Simon J. S., Valavani L., Epstein A. H. and Greitzer E. M., Evaluation of approaches to active compressor surge stabilization. *ASME J. Turbomachinery*, Vol. 115, pp. 57-67, 1993.
- [26] Arnulfi G. L., Giannattasio P., Micheli D. and Pinamonti P., An innovative device for passive control of surge in industrial compression system, *ASME J. Turbo machinery*, Vol. 123, pp. 473-782, 2001.
- [27] Bartolini G., Muntoni A., Pisano A. and Usai, E., Compressor Surge Suppression by Second-Order Sliding Mode Control Technique, *Proc. 17th World Congress, The International Federation of Automatic Control, Seoul, Korea*, July 2008.
- [28] Wang C., Shao C. and Han Y., Centrifugal compressor surge control using nonlinear model predictive control based on LS-SVM. In *IEEE 3rd Int. Symp. on systems and control in aeronautics and astronautics*, pp. 466-471, Harbia, China, June 2010
- [29] Blanchini F. and Giannattasio P., Adaptive control of compressor surge instability, *Automatica*, Vol 38, No 8, pp.1373 - 1380, 2002
- [30] Willems F., Heemels W. P. M. H., De Jager B. and Stoorvogel, A. A., Positive feedback stabilization of centrifugal compressor surge, *Automatica* Vol 38, No 2, pp. 311-318, 2002
- [31] Sheng H., Chen Q., Li J., Li Z., Wang Z. and Zhang T., Robust adaptive backstepping active control of compressor surge based on wavelet neural network, *Aerospace Science and Technology* Vol. 106, pp. 106139, 2020.
- [32] Arthur K. M., Basu H. and Yoon S. Y., Stabilization of