



طراحی الگوریتم تقسیم بار در یک ایستگاه کمپرسوری با روش کنترل کننده پیشین و بهینه‌یابی آنی در مواجهه با تقاضای متغیر

امید منصورزاده¹، کریم سلحشور^{2*}

1- دانشجوی کارشناسی ارشد، مهندسی اتوماسیون و ابزار دقیق در صنایع نفت، دانشگاه صنعت نفت، اهواز

2- استاد، مهندسی اتوماسیون و ابزار دقیق در صنایع نفت، دانشگاه صنعت نفت، اهواز

* اهواز، صندوق پستی 61991-71183، salahshoor@put.ac.ir

چکیده

برای انتقال گاز طبیعی از منابع تولیدکننده به مصرف‌کننده از خطوط انتقال گاز استفاده می‌شود. طولی شدن خطوط انتقال سبب کاهش فشار گاز می‌شود. ایستگاه‌های تقویت فشار گاز جهت جبران افت فشار در مسیر انتقال در نظر گرفته می‌شوند. در این ایستگاه‌ها معمولاً چندین واحد کمپرسوری جهت تسهیم جریان گاز ورودی، به صورت موازی کار می‌کنند. هدف مطالعه حاضر بررسی روش تقسیم بار میان کمپرسورهای موازی به صورت بهینه با توجه به ظرفیت هر کمپرسور می‌باشد. در این مقاله یک الگوریتم تقسیم بار با استفاده از کنترل کننده پیشین مبتنی بر مدل (MPC) جهت دستیابی به عملکرد پایدار و کارآمد در ایستگاه تقویت فشار پیشنهاد می‌شود. در این الگوریتم از بهینه‌یابی آنی با یک روش اصلاح‌کننده تطبیقی در هنگام مواجهه با یک تقاضای متغیر از جانب مصرف‌کننده استفاده می‌شود. بهینه‌یابی با توجه به ظرفیت هر کمپرسور و با استفاده از منحنی بازده تقریبی انجام می‌شود. بدین ترتیب، مختصات نقاط کاری بهینه برای هر کمپرسور بدست آورده می‌شود. الگوریتم پیشنهادی در نرم افزار متلب بر روی دینامیک کمپرسورهای گریز از مرکز با آرایش موازی پیاده‌سازی می‌شود. نتایج حاصل نشان می‌دهد که تقسیم بار با استفاده از روش پیشنهادی عملکرد بسیار بهتری نسبت به روش‌های قدیمی نظیر تقسیم بار به صورت برابر دارد که سبب کارکرد بهینه هر کمپرسور و در نتیجه ذخیره‌سازی و صرفه جویی گاز طبیعی می‌گردد.

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: 05 آذر 1396

پذیرش: 20 اسفند 1396

ارائه در سایت: 23 فروردین 1397

کلید واژگان:

کمپرسور گازی

بهینه‌یابی آنی

تقاضای متغیر

تقسیم بار

کنترل کننده پیشین

Design of load sharing algorithm in a compression station by MPC method and real-time optimization in response to variable demand

Omid Mansourzadeh, Karim Salahshoor*

Department of Automation and Instrumentation, Petroleum University of Technology, Ahvaz, Iran.

* P.O.B. 61991-71183 Ahvaz, Iran, salahshoor@put.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper

Received 26 November 2017

Accepted 11 March 2018

Available Online 12 April 2018

Keywords:

Gas compressor

Real-time optimization

Variable demand

Load sharing

Predictive controller

ABSTRACT

To transport the natural gas from the producer sources to the consumers, gas pipelines are used. The extension of the pipelines reduces gas pressure and compression stations are considered to compensate for the loss of pressure in the transport path. At these stations, several compressor units usually work in parallel to share the gas inlet flow. The purpose of the present study is to investigate the load distribution method between parallel compressors in an optimal manner according to the capacity of each compressor. In this paper, a load sharing algorithm is proposed with the help of a model-based predictive controller (MPC) to achieve a stable and efficient operation at the compression station. In this algorithm, real-time optimization is used by an adaptive modifier method when faced with a variable demand from the consumer. The optimization is done according to the capacity of each compressor and using the approximated efficiency curve. In this way, the coordinates of the optimal working points for each compressor are obtained. The proposed algorithm is implemented in MATLAB software on the dynamics of centrifugal compressors in parallel arrangement. The results show that the load distribution using the proposed method has a much better performance than the old methods such as equal load balancing. This method results in the optimal operation of each compressor and thus storing and saving the natural gas.

1- مقدمه

گاز طبیعی یکی از منابع انرژی حیاتی در دنیا محسوب می‌شود که میزان تقاضا برای این منبع انرژی روز به روز در حال افزایش است. بنابراین، صرفه‌جویی و ذخیره‌سازی این منبع انرژی تجدیدنپذیر امری ضروری تلقی می‌گردد. گاز طبیعی از طریق خطوط لوله¹ از منابع تولیدکننده به

مصرف‌کننده منتقل می‌شود. در بسیاری از موارد، فاصله مصرف‌کننده از منابع تولیدکننده بسیار زیاد است که سبب طولی شدن خطوط لوله انتقال می‌گردد. در اثر افزایش طول خطوط انتقال، فشار گاز در طول مسیر کاهش می‌یابد، به همین خاطر با ایجاد تأسیساتی تحت عنوان ایستگاه تقویت فشار گاز² در مسیر خط لوله، این کاهش فشار را جبران می‌کنند. کمپرسور

² Gas Compression Station

¹ Pipelines

و سرعت دورانی هر کدام از آنها برای کارکرد بهینه یافت می شود. با اعمال سرعت بهینه به هر کمپرسور سبب کارکرد بهینه ایستگاه تقویت فشار خواهند شد. زمانی که منحنی مشخصه کمپرسور از مقدار طبیعی خود انحراف پیدا کند با استفاده از تخمین آنلاین پارامترها و استفاده از آن در مساله بهینه یابی از خطا جلوگیری می کنند. مقایسه نتایج روش مذکور با روش های قدیمی توزیع بار، بیانگر ذخیره سازی جزئی انرژی است [1].

میوسالوویچ و همکاران، مساله تقسیم بار را در حالتی که مدل سیستم دچار تغییرات شود بررسی کردند. آنها این مساله را به عنوان یک مساله بهینه یابی آنی ایستا¹² مدل کرده و از روش اصلاح کننده تطبیقی برای حل این مساله استفاده کردند. در این طرح بهینه یابی برای یافتن سرعت بهینه هر کمپرسور انجام می شود. در نهایت اعمال سرعت بهینه به هر کدام از کمپرسورها سبب کارکرد بهینه ایستگاه تقویت فشار خواهد شد. در این طرح از پارامتر سرعت به عنوان پارامتر تصمیم گیری برای تقسیم جریان بهینه استفاده می شود. از این رو سرعت تقرب¹³ به مقدار بهینه جریان پایین می باشد. مقایسه نتایج روش مذکور با روش های قدیمی توزیع بار، بیانگر ذخیره سازی جزئی انرژی است [8].

هدف مطالعه حاضر، تقسیم بار میان کمپرسورهای ایستگاه تقویت فشار گاز به صورت بهینه در صورت مواجه با تقاضای متغیر از جانب مصرف کننده می باشد. در این مطالعه از دو کمپرسور با پارامترهای مشابه ولی ظرفیت های متفاوت، کوپل شده به صورت موازی استفاده شده است. شبیه سازی برای یک بازه 100 دقیقه ای انجام شده است. مقایسه نتایج حاصل از این روش با حالت تقسیم بار به صورت برابر نشان می دهد که این روش عملکرد بسیار بهتری دارد که منجر به صرفه جویی و ذخیره سازی انرژی خواهد شد. در طرح حاضر بر خلاف طرح های موجود، تقسیم بار بهینه به روش مستقیم و با استفاده از پارامتر جریان به عنوان پارامتر تصمیم گیری انجام می گیرد، که سبب افزایش سرعت همگرایی در رسیدن به مقدار بهینه خواهد شد.

ساختار مقاله در ادامه به شرح ذیل است: بخش 2 مدل دینامیکی یک کمپرسور گریز از مرکز و تعمیم آن به آرایش موازی را بررسی می کند. در بخش 3 روش اصلاح کننده تطبیقی برای یافتن نقاط کاری بهینه کمپرسورهای موازی توضیح داده می شود. روش به دست آوردن تابع هزینه مورد استفاده در بهینه یابی و فرضیات به کار رفته جهت یافتن نقاط کاری بهینه نیز در این بخش شرح داده می شود. الگوریتم پیشنهادی برای تقسیم بار به صورت بهینه، بین کمپرسورهای موازی در یک ایستگاه تقویت فشار گاز با استفاده از کنترل کننده پیش بین در بخش 4 ارائه می گردد. نتایج شبیه سازی و بحث در مورد نتایج ارائه شده در بخش 5 گنجانده شده است. در نهایت، بخش 6 به جمع بندی از کار حاضر می پردازد.

2- مدل دینامیکی کمپرسور

کمپرسور استفاده شده در این مقاله از نوع گریز از مرکز¹⁴ می باشد. مدل های دینامیکی متعددی برای این نوع کمپرسور ارائه گردیده است. نتایج ارائه شده در این مقاله بر اساس مدل گروهال و اگلند می باشد [10,9]. همانطور که در شکل 1 نشان داده شده است، کمپرسور گریز از مرکز توسط خطوط لوله و شیرهای کنترلی احاطه شده است. خط لوله ورودی به ایستگاه از طریق یک شیر کنترلی، تحت عنوان شیر مکش¹⁵ به ورودی کمپرسور متصل می شود که

اصلی ترین بخش ایستگاه تقویت فشار است که وظیفه افزایش فشار گاز را بر عهده دارد. بنابراین، کارکرد بهینه این تجهیز از موضوعات بسیار مهم در بحث انتقال گاز به شمار می رود.

در ایستگاه های تقویت فشار، معمولاً چندین واحد کمپرسوری را جهت تسهیم جریان¹ گاز ورودی در ایستگاه، به هنگامی که یک کمپرسور قادر به تامین جریان یا فشار گاز مطلوب نباشد، به صورت موازی به یکدیگر کوپل می نمایند [1]. در آرایش موازی موضوع اصلی، نحوه تقسیم بار² میان کمپرسورها به صورت بهینه می باشد. بدین ترتیب، برای دستیابی به عملکرد پایدار و کارآمد در ایستگاه تقویت فشار می بایست از یک استراتژی توزیع کنترل شده ای از ظرفیت های انتقال، تحت عنوان توزیع بار در میان کمپرسورهای موازی ایستگاه استفاده شود. در نتیجه، هدف اصلی توزیع بار، بهره برداری بهینه از کمپرسورهای کوپل شده به منظور دستیابی به راندمان انرژی کارآمد در مواجه با تقاضای متغیر از جریان گاز مصرفی و تغییرات فشار از ورودی است. در روش های قدیمی و سنتی عمدتاً از دو روش تقسیم بار به صورت برابر و فاصله مساوی از خط سرج برای تقسیم بار استفاده می کردند [1].

در مقاله حاضر الگوریتم تقسیم بار به صورت بهینه، با توجه به ظرفیت هر کمپرسور و با استفاده از رویکرد کنترل کننده پیشگو مبتنی بر مدل (MPC)³ در مواجه با تقاضای متغیر از جریان گاز مصرفی ارائه شده است. امروزه کنترل کننده های پیش بین پیشرفت چشمگیری در مهندسی فرایند و پتروشیمی داشته اند و جای کنترل کننده های قدیمی نظیر PID⁴ را گرفته اند. کنترل کننده های پیش بین دارای مزایایی چون: قابلیت استفاده برای سیستم های با دینامیک پیچیده، سیستم های با مدت زمان تاخیر بالا، سیستم های غیرمینیم فاز⁵، سیستم های چند ورودی چند خروجی (MIMO)⁶ و حتی سیستم های ناپایدار، نسبت به کنترل کننده های PID هستند [2].

تغییر تقاضا از جانب مصرف کننده سبب تغییر در دینامیک سیستم خواهد شد. بنابراین با به روز شدن مقادیر دینامیک سیستم، نیاز به بهینه یابی آنی (RTO)⁷ می باشد. روش های متعددی برای بهینه یابی آنی وجود دارد. از میان این روش ها می توان به روش: رویکردهای دو مرحله ای⁸ [4,3]، اصلاح کننده تطبیقی (MA)⁹ [6,5]، شرایط کافی برای عملکرد و بهینگی (SCFO)¹⁰ [7] اشاره کرد. در این مقاله با استفاده از روش اصلاح کننده تطبیقی، از تابع هزینه به روز شده برای یافتن مقادیر جدید بهینه برای هر کمپرسور استفاده خواهد شد. در این روش یک ترم تصحیح کننده درجه یک به تابع هزینه اضافه می شود [8]. این امر سبب به روز شدن تابع هزینه خواهد شد تا در مواجه با تقاضای متغیر از جانب مصرف کننده واحدهای کمپرسوری همچنان کارکرد بهینه خود را حفظ کنند.

پایارلا و همکاران، توزیع بار و نحوه قطع و وصل کمپرسورهای درون یک ایستگاه تقویت فشار را بررسی می کنند. مساله بهینه یابی را با استفاده از روش MINLP¹¹ مدل کرده و حل می کنند. تعداد کمپرسورهای مورد نیاز در شبکه

¹ Flow

² Load Sharing

³ Model-based Predictive Controller

⁴ Proportional Integral Derivative

⁵ Non-minimum phase

⁶ Multiple input multiple output

⁷ Real-Time Optimization

⁸ Two-step Approaches

⁹ Modifier Adaptation

¹⁰ Sufficient Conditions for Feasibility and Optimality

¹¹ Mixed Integer Nonlinear Programming

¹² Static Real-time Optimization

¹³ Convergence

¹⁴ Centrifugal

¹⁵ Suction Side Valve

$$\Psi_C(m, \omega) = (1 + \frac{\mu r_2^2 \omega^2 - \frac{r_1^2}{2}(\omega - \alpha m)^2 - k_f m^2}{c_p T_{01}})^{\frac{k}{k-1}} \quad (10)$$

پارامترهای رابطه (10) بر اساس مقاله گروهال و اگلند مشخص می شود [11].

ناحیه عملی برای کارکرد کمپرسور با توجه به محدودیت های زیر تعیین می شود:

- محدودیت سرچ: این قید، حد پایین برای جریان سیال را مشخص می کند. در صورتی که این قید برای کمپرسور در نظر گرفته نشود سبب ناپایداری در جریان سیال می شود که این پدیده سرچ نامیده می شود. پدیده سرچ در صورت رخداد سبب تنش مکانیکی و حرارتی بر روی پره های کمپرسور می شود که موجب آسیب و قطع کارکرد سیستم خواهد شد [12]. معادله (11) تعریف ریاضی محدودیت سرچ را بیان می کند.

$$s_0 - s_1 m_c + \frac{p_2}{p_1} \leq 0 \quad (11)$$

- محدودیت چوک: این قید، حد بالای جریان سیال را مشخص می کند که به منحنی مشخصه آیرودینامیک⁶ کمپرسور و لوله تخلیه بستگی دارد. معادله (12) تعریف ریاضی محدودیت چوک را بیان می کند [8].

$$s_2 + s_3 m_c - \frac{p_2}{p_1} \leq 0 \quad (12)$$

در معادله (11) و (12)، $s_i, i = 0, \dots, 3$ پارامترهای ثابت با مقادیر مثبت هستند.

- محدودیت های مکانیکی: بیشترین و کمترین سرعت، بیشترین و کمترین میزان برای جریان سیال، توان اعمال شده و میزان باز و بسته شدن شیر کنترلی بازگشتی را مشخص می کند.
- در حالت کارکرد بهینه، یا محدودیت سرچ برقرار است یا شیر کنترلی بازگشتی به طور کامل بسته است [8]. یعنی:

$$V_{rec} = 0 \quad (13)$$

در صورتی که دو کمپرسور با پارامترهای مشابه به صورت موازی کوپل شوند؛ جریان ورودی میان کمپرسورها تقسیم می شود و دارای نسبت فشار یکسان خواهند بود [13]. در این صورت معادلات دینامیکی سیستم با توجه به معادله (13) در روابط (14) تا (17) بیان می شود.

$$\frac{dP_p}{dt} = \frac{c_p^2}{V_p} (m_{c1} + m_{c2} - m_t) \quad (14)$$

$$\frac{dm_{c1}}{dt} = \frac{A_1}{L} (\Psi_C(m, \omega) P_{01} - P_p) \quad (15)$$

$$\frac{dm_{c2}}{dt} = \frac{A_1}{L} (\Psi_C(m, \omega) P_{01} - P_p) \quad (16)$$

$$m_t = k_t V_t \sqrt{|P_p - P_{01}|} \quad (17)$$

در این روابط، P_p فشار محفظه⁷ کمپرسور، m_t جریان شیر خروجی کل، m_{c1} و m_{c2} جریان کمپرسورها، P_{01} فشار اتمسفر، P_{02} فشار سر⁸ کمپرسور، V_t میزان باز شدن شیر خروجی کلی و k_t گین شیر خروجی کل می باشد.

3- نقطه کار بهینه با استفاده از اصلاح کننده تطبیقی

برای یافتن نقطه کار هر کمپرسور از منحنی بازده آن استفاده می شود [14]. منحنی مشخصه بازده یک کمپرسور گریز از مرکز رابطه نسبت فشار

این شیر وظیفه تنظیم فشار ورودی به کمپرسور را بر عهده دارد. خروجی کمپرسور از طریق یک شیر کنترلی دیگر تحت عنوان شیر تخلیه¹ به خط لوله خروجی از ایستگاه متصل می شود. این شیر وظیفه تنظیم فشار خروجی از ایستگاه را بر عهده دارد. خط لوله بازگشتی² خروجی کمپرسور را به ورودی کمپرسور از طریق یک شیر کنترلی دیگر تحت عنوان شیر ضد سرچ³ که وظیفه تنظیم جریان گاز را بر عهده دارد، متصل می کند.

بر این اساس معادلات دینامیکی یک کمپرسور گریز از مرکز به صورت معادله های (1) تا (5) قابل بیان است:

$$\frac{dP_1}{dt} = C_1(m_{in} + m_{rec} - m_c) \quad (1)$$

$$\frac{dP_2}{dt} = C_2(m_c - m_{rec} - m_{out}) \quad (2)$$

$$\frac{dm_c}{dt} = C_3(P_1 \Psi_C - P_2) \quad (3)$$

$$\frac{d\omega}{dt} = C_4(\tau - \tau_{comp}) \quad (4)$$

$$\frac{dm_{rec}}{dt} = C_5(m_{rec,ss} - m_{rec}) \quad (5)$$

که در این روابط m_{rec} ، m_{in} و m_{out} به ترتیب جریان کمپرسور، جریان بازگشتی، جریان ورودی و خروجی را مشخص می کند. P_1 فشار ورودی، P_2 فشار خروجی، Ψ_C نسبت فشار، ω سرعت دورانی شفت، τ_{comp} گشتاور کمپرسور و τ گشتاور اعمال شده می باشد. $C_i, i = 1, \dots, 5$ پارامترهای ثابت کمپرسور هستند. رابطه گشتاور کمپرسور از معادله (6) به دست می آید.

$$\tau_{comp} = \sigma \tau \omega m_c \quad (6)$$

که در آن σ و τ ، ضریب لغزش و شعاع کمپرسور می باشند. همچنین، معادله شیرهای کنترلی مطابق روابط (7) تا (9) قابل بیان است.

$$m_{in} = k_{in} V_{in} \sqrt{|P_{in} - P_1|} \quad (7)$$

$$m_{out} = k_{out} V_{out} \sqrt{|P_2 - P_{out}|} \quad (8)$$

$$m_{rec,ss} = k_{rec} V_{rec} \sqrt{|P_2 - P_1|} \quad (9)$$

در این رابطه P_{in} و P_{out} فشار ورودی و خروجی کمپرسور، V_{in} و V_{out} به ترتیب میزان باز شدن شیر⁴ ورودی، خروجی و بازگشتی و k_{in} ، k_{out} و k_{rec} گین شیر ورودی، خروجی و بازگشتی می باشد. رابطه نسبت فشار برای کمپرسور برحسب پارامترهای جریان سیال و سرعت کمپرسور در معادله (10) بیان شده است.

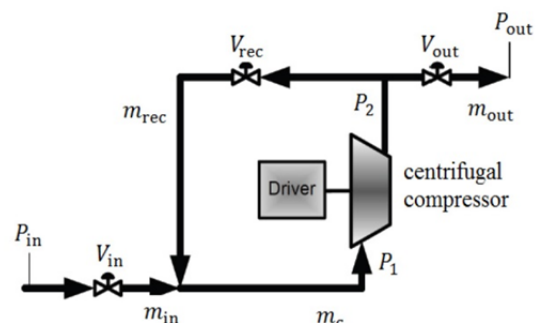


Fig. 1 Diagram of a single compressor [8]

شکل 1 دیاگرام یک کمپرسور تکی [8]

⁶ Aerodynamic Characteristic

⁷ Plenum Pressure

⁸ Head Pressure

¹ Discharge Side Valve

² Recycle

³ Anti-surge Valve

⁴ Pressure Ratio

⁵ Opening Valve

کمپرسور فراهم می کند. بنابراین، کوچکترین بیضی، ناحیه کاری بهینه و مرکز آن، نقطه کاری بهینه را برای کمپرسور مشخص می کند. معادله (20) به عنوان تابع هدف برای یافتن این نقاط بهینه در نظر گرفته می شود.

$$\min \gamma = \frac{1}{2} u^T H u + f^T u \quad (20)$$

در این رابطه H ماتریس مربعی متقارن می باشد. ماتریس H و f در رابطه (21) و (22) تعریف می شوند.

$$H = \begin{bmatrix} 4 & -2C_1 & -2C_3 & 0 \\ -2C_1 & 2(1+C_1^2) & 0 & 0 \\ -2C_3 & 0 & 2(1+C_3^2) & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 2(C_2^2+C_4^2) \end{bmatrix} \quad (21)$$

$$f = \begin{bmatrix} 0 \\ -2C_2 \\ -2C_4 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (22)$$

بدین ترتیب، با حل مساله بهینه یابی با استفاده از حل کننده 1^{st} QP در نرم افزار متلب² و در نظر گرفتن رابطه (20) به عنوان تابع هزینه، نقاط کار بهینه برای کارکرد کمپرسور به دست خواهند آمد.

حال، در صورتی که میزان تقاضا از جانب مصرف کننده تغییر کند، پارامترهای دینامیک سیستم دست خوش تغییر خواهند شد و مقادیر به دست آمده با استفاده از روش بالا منجر به یافتن نقاط بهینه نخواهد شد. برای اینکه مقادیر به دست آمده در صورت تغییر در مدل سیستم و تغییر شرایط کاری منجر به مقادیر بهینه شود یک استراتژی تطبیقی نیاز است. برای این منظور، اضافه کردن یک ترم اصلاح کننده درجه یک به مدل، سبب اصلاح مدل به گونه ای که موجب تطابق تابع هزینه و قیود در هر تکرار شود، خواهد شد. این نوع بهینه یابی آنی در مراجع با عنوان اصلاح کننده تطبیقی مطرح خواهد شد. بنابراین، به جای حل مساله بهینه یابی در رابطه (20) از بهینه یابی آنی که در رابطه (23) مطرح شده است، استفاده می شود. برای سادگی، فرض می شود که کارکرد کمپرسورها به دور از خط سرج می باشد. بدین ترتیب در تکرار k ام، مساله بهینه یابی به صورت رابطه (23) مطرح خواهد شد.

$$u_{k+1}^* = \arg \min_u \gamma^{\text{mod}}(u) \quad (23)$$

$\gamma^{\text{mod}}(u)$ تابع هزینه اصلاح شده می باشد، که مطابق رابطه (24) تعریف می شود.

$$\gamma^{\text{mod}}(u) = \gamma(u) + (\lambda_k^T)(u_i - u_{i,k}) \quad (24)$$

در این رابطه، (λ_k^T) ترم اصلاح کننده می باشد، که مطابق رابطه (25) تعریف می شود.

$$(\lambda_k^T) = \bar{\nabla}_{u_i} \gamma(u_{i,k}) - \frac{\partial \gamma}{\partial u}(u_{i,k}) \quad (25)$$

باید توجه داشت که λ_k^T مقداری اسکالر می باشد.

مقدار $\bar{\nabla}_{u_i} \gamma(u_{i,k})$ با توجه به معادله (26) به دست می آید. برای این منظور، نیاز است که اغتشاش به هر کدام از جریان کمپرسورها افزوده شود، به گونه ای که جریان خروجی کل دارای اغتشاش ناچیز باشد [8].

$$\bar{\nabla}_{u_i} \gamma(u_{i,k}) = \frac{\gamma(\tilde{u}_{i,k}) - \gamma(u_{i,k})}{\tilde{u}_i - u_i} \quad (26)$$

پس از پیدا شدن مقدار جریان بهینه برای هر کدام از کمپرسورها، مقدار فیلتر شده آن از رابطه (27) به دست می آید.

$$u_{k+1}^f = K u_{k+1}^* + (I - K) u_k \quad (27)$$

بر حسب جریان سیال در سرعت های مختلف بیان می کند. از آنجا که این منحنی بر اساس رابطه دمای ورودی و خروجی به دست می آید، پیدا کردن تابع پیوسته که بیانگر این منحنی بازده باشد مشکل است. بنابراین، در این مقاله با توجه به فرم منحنی، از تقریب این منحنی با منحنی بیضی استفاده می شود. منحنی بازده تقریب زده شده برای دو کمپرسور جهت عملکرد موازی در شکل های 2 و 3 برای سرعت های مختلف نشان داده شده است. رابطه (18) بیانگر معادله تقریب زده شده برای کمپرسور می باشد.

$$\gamma = (P_p - C_1 m_c)^2 + (m_c - C_2)^2 \quad (18)$$

در حالت کارکرد موازی دو کمپرسور معادله (18) به معادله (19) تبدیل می شود.

$$\gamma = (P_p - C_1 m_{c1})^2 + (m_{c1} - C_2)^2 + (P_p - C_3 m_{c2})^2 + (m_{c2} - C_2)^2 \quad (19)$$

در این رابطه، C_1 و C_2 مختصات مرکز بیضی نظیر منحنی بازده کمپرسور اول و C_3 و C_4 مختصات مرکز بیضی نظیر منحنی بازده کمپرسور دوم می باشد. مقایسه منحنی تقریبی γ با منحنی بازده کمپرسور، نشان می دهد γ می تواند مقادیر مختلف داشته باشد. بر اساس منحنی مشخصه بازده یک کمپرسور گریز از مرکز، کمترین مقدار γ ، بیشترین بازده را برای کارکرد

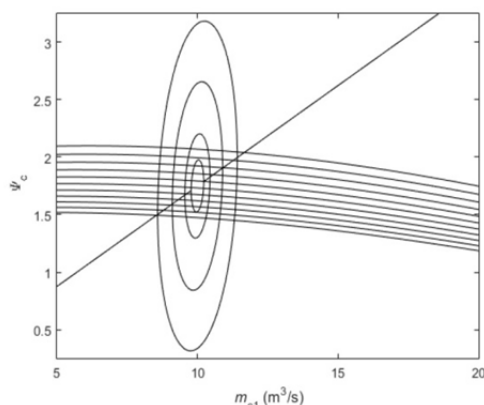


Fig. 2 Approximated efficiency curve for compressor one in different rotational speeds

شکل 2 منحنی بازده تقریب زده شده برای کمپرسور یک در سرعت های دورانی متفاوت

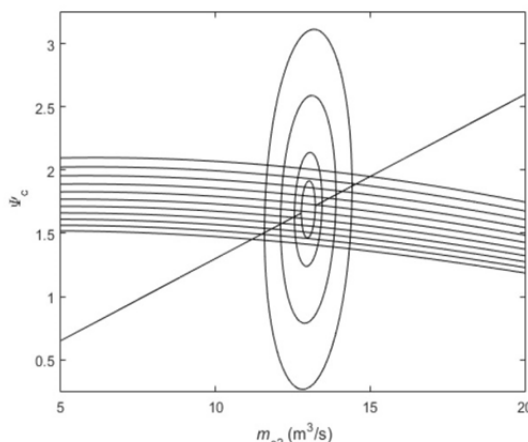


Fig. 3 Approximated efficiency curve for compressor two in different rotational speeds

شکل 3 منحنی بازده تقریب زده شده برای کمپرسور یک در سرعت های دورانی متفاوت

¹ Quadratic Programming

² MATLAB

4- الگوریتم تقسیم بار با استفاده از کنترل کننده پیش بین

تعریف های متعددی برای تقسیم بار در مراجع وجود دارد. تقسیم بار به طور کلی عبارت است از: کارکرد بهینه ایستگاه تقویت فشار گاز در شبکه خطوط انتقال گاز به گونه ای که هر واحد کمپرسوری دارای جریان، فشار ورودی و فشار خروجی بهینه باشد. این امر سبب کمینه شدن میزان سوخت مصرف شده توسط محرک توربین گازی می گردد که در نتیجه منجر به صرفه جویی و ذخیره سازی انرژی خواهد شد.

در گذشته از روش های سنتی همچون تقسیم بار به صورت برابر و فاصله یکسان از خط سرج، برای تقسیم بار استفاده می شد. همچنین، روش های بهینه تقسیم بار نیز در مراجع بررسی شده است [16,15]. روشی که در این مقاله بررسی می شود، تقسیم بار با استفاده از کنترل کننده پیش بین مبتنی بر مدل می باشد.

الگوریتم مطرح شده در این مقاله دارای دو بخش کلی می باشد: 1) پیدا کردن نقطه کار بهینه کمپرسور 2) ردیابی نقاط بهینه برای رسیدن به کارکرد مطلوب. در بخش اول، با استفاده از بهینه یابی به روش اصلاح کننده تطبیقی، نقطه کار بهینه هر کمپرسور از روی منحنی بازده تقریب زده شده با بیضی برای هر کمپرسور در هنگام مواجهه با تقاضای متغیر از جانب مصرف کننده یافت می شود. این نقاط به عنوان نقاط مرجع به کنترل کننده اعمال می شوند. در بخش دوم، کنترل کننده پیش بین با حل یک مساله بهینه یابی دیگر و بر اساس نقاط مرجع، سیگنال کنترلی مطلوب جهت اعمال به سیستم را تولید می کند. در نهایت، با اعمال این سیگنال کنترلی به دینامیک سیستم، سبب رسیدن خروجی سیستم به نقاط مرجع که همان نقاط بهینه کاری کمپرسور هستند، خواهد شد. الگوریتم تقسیم بار ارائه شده در این مقاله در شکل 4 نشان داده شده است.

در کنترل کننده پیش بین مبتنی بر مدل، دینامیک سیستم تحت کنترل، مستقیماً به کنترلر اعمال می شود. ورودی ها و خروجی های کنترل کننده همانطور که در شکل 4 نشان داده شده است، تعریف می شود. جریان کمپرسورها و فشار به عنوان ورودی و سرعت کمپرسورها و میزان باز شدن شیر کنترلی به عنوان خروجی کنترل کننده در نظر گرفته می شوند. تابع هزینه برای ایجاد سیگنال کنترلی بهینه طبق معادله (28) تعریف می شود [17,12].

$$J = \frac{1}{2} \sum_{k=0}^{\infty} x_k^T Q x_k + u_k^T R u_k \quad (28)$$

که در این رابطه:

$$Q \geq 0, R > 0 \quad (29)$$

باید توجه داشت که میزان باز شدن شیر کنترلی مقداری مثبت است که به عنوان محدودیت اعمال می شود.

همچنین، مقدار جریان و فشار دارای محدودیت هایی می باشد که از ورود

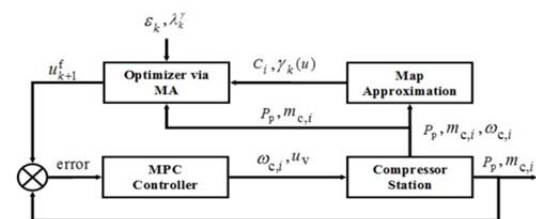


Fig. 4 Optimal load-sharing algorithm of a controlled compressor station.

شکل 4 الگوریتم تقسیم بار بهینه برای یک ایستگاه تقویت فشار تحت کنترل

کمپرسور به محدوده سرج جلوگیری می کند.

$$P_{\min} \leq P_p \leq P_{\max} \quad (30)$$

$$m_{c,\min} \leq m_c \leq m_{c,\max} \quad (31)$$

بدین ترتیب، مساله بهینه یابی به صورت رابطه (32) برای ایجاد سیگنال کنترلی مطلوب جهت اعمال به دینامیک سیستم و کارکرد بهینه ایستگاه تقویت فشار تعریف می شود.

$$\min_{u(t)} \quad (32)$$

s.t (30), (31)

5- بحث و نتایج شبیه سازی

در این بخش الگوریتم ارائه شده در قسمت 4 بر روی مدل ایستگاه تقویت همانطور که در بخش 3 بیان شد، به دست آوردن $\gamma_{u,i}$ از معادله (26) مستلزم افزودن اغتشاش به هرکدام از جریان کمپرسورها می باشد به گونه ای که اغتشاش در جریان خروجی کل ناچیز باشد. برای این منظور، اغتشاش اعمال شده به کمپرسور اول برابر Δ و اغتشاش اعمال شده به کمپرسور دوم برابر $-\Delta$ می باشد. در نتیجه، اغتشاش در جریان خروجی کل که مجموع جریان دو کمپرسور می باشد، تقریباً ناچیز خواهد بود. نویز اعمال شده به هرکدام از کمپرسورها به صورت گوسین با انحراف استاندارد 0.33 درصد می باشد.

در تکرار k ام RTO، اگر برای ε مثبت شرایط رابطه (33) برقرار باشد، تحریک متوقف می شود.

$$\frac{\gamma(u_{i,k}) - \gamma(u_{i,k-1})}{\gamma(u_{i,k-1})} \leq \varepsilon \quad (33)$$

در این حالت، مشتق اصلاح کننده ها دیگر به روز نمی شود. زمانی که مقدار جریان سیال کل، توسط مصرف کننده تغییر کند، دوباره این محاسبات انجام خواهد شد. به منظور تغییرات آرام در جریان کمپرسورها، تغییرات میزان تقاضا به صورت شیب و تصادفی در نظر گرفته می شود. با استفاده از $\varepsilon = 10^{-3}$ در این شبیه سازی بعد از 3-4 تکرار RTO تحریک متوقف می شود. مقدار فیلتر در رابطه (27) برابر $K = 0.8$ در نظر گرفته می شود. شبیه سازی برای یک بازه 100 دقیقه ای انجام شده است. در شکل های 5 و 6 نحوه تقسیم بار به صورت بهینه و همگرایی آن توسط کنترلر پیش بین به مقادیر بهینه، به همراه اغتشاش برای کمپرسور اول و دوم نشان داده شده است. همانطور که قبلاً بیان شد، سهم هر کمپرسور متناسب با ظرفیتش می باشد. در شکل 7 میزان تغییرات در جریان کل ایستگاه تقویت فشار نشان داده می شود. همچنین، تثبیت فشار خروجی ایستگاه توسط کنترل کننده در نقطه ای مطلوب در شکل 8 نشان داده شده است. این روش در مقایسه با روش های دیگر تقسیم بار از سرعت بالاتری در رسیدن به مقدار هدف برخوردار است.

توان مصرف شده در یک ایستگاه تقویت فشار گاز می تواند به عنوان یک شاخص، جهت مقایسه و ارزیابی نتایج، مورد استفاده قرار گیرد. این توان از مجموع توان مصرفی توسط تمام کمپرسورهای موجود در ایستگاه به دست می آید. بدین منظور، از رابطه (34) جهت به دست آوردن توان مصرفی هر کمپرسور استفاده می شود [18,8].

$$P_{sh} = \frac{m_c Z_s R}{B \eta_{ad} A M_w} T_s \frac{k}{k-1} (\Psi_c^{\frac{k-1}{k}} - 1) \quad (34)$$

در این رابطه A و B ضرایب ثابت، Z_s ضریب تراکم پذیری، η_{ad} بازده آدیاباتیک، M_w وزن مولکولی، R ثابت گاز، T_s دمای ورودی و k توان آدیاباتیک می باشد.

توان مصرف شده در ایستگاه کمپرسوری مورد مطالعه برای دو حالت تقسیم بار به صورت بهینه با استفاده از روش پیشنهادی و تقسیم بار به

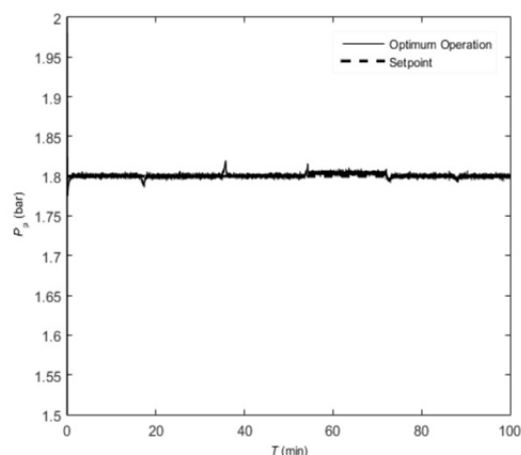


Fig. 8 stabilize of station outlet pressure in desired point

شکل 8 تثبیت فشار خروجی ایستگاه در نقطه مطلوب

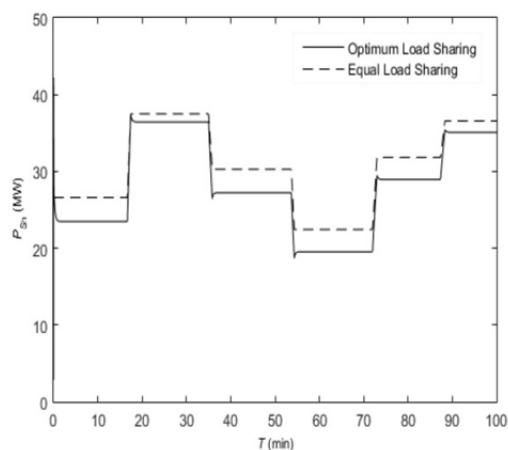


Fig. 9 power consumption in a compression station in the case of optimal load sharing compared to equal load sharing

شکل 9 توان مصرفی در یک ایستگاه کمپرسوری در حالت تقسیم بار بهینه در مقایسه با تقسیم بار برابر

همانطور که از نمودار مشخص است در هر مرحله از تغییرات بار، توان مصرفی در ایستگاه با استفاده از تقسیم بار به روش پیشنهادی نسبت به تقسیم بار به صورت برابر کاهش یافته است که نشان دهنده کارکرد مطلوب هر واحد کمپرسوری و در نتیجه ایستگاه کمپرسوری می باشد.

به منظور مقایسه روش تقسیم بار پیشنهاد شده در این مقاله با روش های دیگر تقسیم بار بهینه، شاخص توان صرفه جویی شده به صورت درصد در حالت کمینه بار و بیشینه بار ارایه می گردد. در حالت بیشینه بار درصد صرفه جویی در توان مصرفی با استفاده از روش استفاده شده در این مقاله 2.7 درصد می باشد، در حالی که این مقدار در روش استفاده شده در مرجع [8]، 1.6 درصد می باشد. همچنین در حالت کمینه بار این مقدار به ترتیب 12.94 درصد و 1.1 درصد می باشد، که نشان دهنده عملکرد مطلوب روش تقسیم بار پیشنهادی در این مقاله نسبت به سایر روش های تقسیم بار می باشد.

6- جمع بندی

در مقاله ی حاضر، دینامیک کمپرسورهای موازی جهت اعمال به کنترل کننده

صورت برابر در شکل 9 رسم شده است.

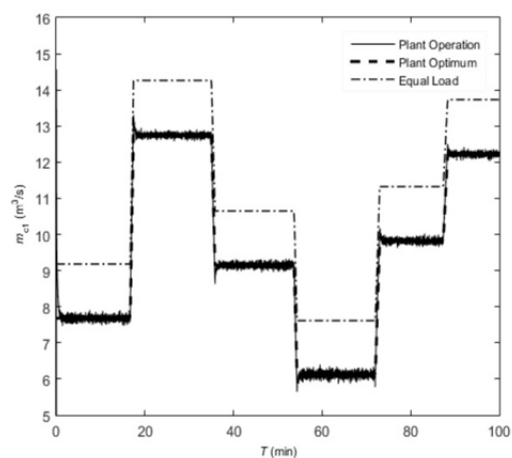


Fig. 5 Share of mass flow for compressor one and convergence of it to optimal value

شکل 5 سهم جریان برای کمپرسور اول و همگرایی آن به مقدار بهینه

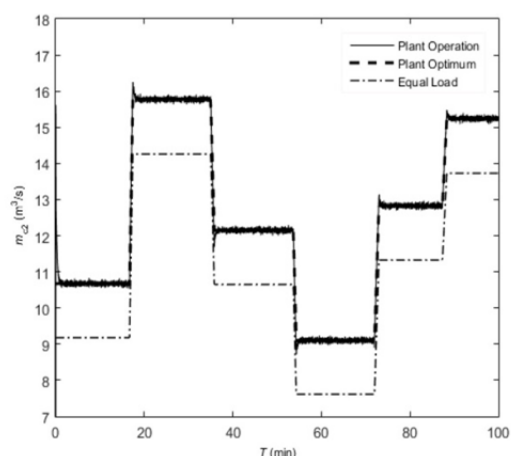


Fig. 6 Share of mass flow for compressor two and convergence of it to optimal value

شکل 6 سهم جریان برای کمپرسور دوم و همگرایی آن به مقدار بهینه

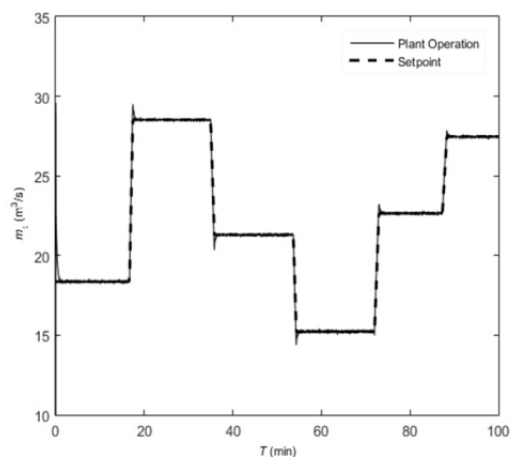


Fig. 7 Change in the total mass flow of the gas compressor station

شکل 7 تغییرات در جریان کل ایستگاه تقویت فشار گاز

- [6] W. Gao, S. Engell, Iterative set-point optimization of batch chromatography, *Computers & Chemical Engineering*, Vol. 29, No. 6, pp. 1401-1409, 2005.
- [7] G. A. Bunin, G. Francois, D. Bonvin, Sufficient conditions for feasibility and optimality of real-time optimization schemes-I. Theoretical foundations, *Elsevier*, Amsterdam, Netherlands, 2013.
- [8] P. Milosavljevic, A. Cortinovis, A. G. Marchetti, T. Faulwasser, M. Mercangöz, D. Bonvin, Optimal load sharing of parallel compressors via modifier adaptation, *IEEE Conference on Control Applications (CCA)*, Buenos Aires, Argentina, pp. 1488-1493, Sep 19-22, 2016.
- [9] J. T. Gravdahl, O. Egeland, Centrifugal compressor surge and speed control, *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, Vol. 7, No. 5, pp. 567-579, 1999.
- [10] A. Cortinovis, D. Pareschi, M. Mercangöz, T. Besselmann, Model predictive anti-surge control of centrifugal compressors with variable-speed drives, *IFAC Proceedings Volumes*, Vol. 45, No. 8, pp. 251-256, 2012.
- [11] J. T. Gravdahl, O. Egeland, A Moore-Greitzer axial compressor model with spool dynamics, *Proceedings of the 36th IEEE Conference*, San Diego, USA, pp. 4714-4719, Dec 12, 1997.
- [12] M. Taleb Ziabari, J. Motlagh, M. Reza, K. Salahshoor, A. Ramazani, Surge control in constant speed centrifugal compressors using nonlinear model predictive control, *The Modares Journal of Electrical Engineering*, Vol. 12, No. 1, pp. 49-53, 2015.
- [13] E. S. Menon, *Gas Pipeline Hydraulics*, pp. 55-89, Boca Raton: Taylor & Francis, 2005.
- [14] M.P. Boyce, *Centrifugal Compressors: A Basic Guide*, pp. 67-95, Tulsa: Penn Well Books, 2003.
- [15] P. Ferber, U. Basu, G. Venkataramanan, M. Goodreau, P. Linden, Gas pipeline optimization, *PSIG Annual Meeting*, Missouri, USA, Oct 20-22, 1999.
- [16] W. Blotenberg, H. O. Jeske, H. Voss, Design, control and startup features of three parallel-working propane compressors each having three stage groups, *Proceedings of the 13th Turbomachinery Symposium*, Texas A & M University, UAS, pp. 39, 1984.
- [17] B. A. Foss, T. S. Schei, Putting nonlinear model predictive control into use, *Assessment and Future Directions of Nonlinear Model Predictive Control*, Springer Berlin Heidelberg, Germany, pp. 407-417, 2007.
- [18] G. Processors, *Gas Processors and Suppliers Association Engineering Data Book*, pp. 93-145, Tulsa: GPSA, 2004.

پیش بین استخراج می شود. منحنی بازده کمپرسور با منحنی بیضی جهت یافتن نقاط کاری بهینه تقریب زده می شود. از روش اصلاح کننده تطبیقی برای یافتن نقاط بهینه کاری به صورت آنی استفاده می شود. این روش قادر خواهد بود تا در هنگام مواجهه با تقاضای متغیر، نقاط کاری بهینه به روز شده را جهت اعمال به کنترل کننده، به عنوان نقاط مرجع فراهم آورد. پس از اعمال تغییرات مدل دینامیکی به کنترل کننده، بر اساس نقاط مرجع و ایجاد سیگنال کنترلی مطلوب توسط کنترل کننده، کمپرسورهای موازی به صورت بهینه کار خواهند کرد. مقایسه نتایج نشان می دهد که تقسیم بار با استفاده از الگوریتم ارایه شده در این مقاله نسبت به تقسیم بار به صورت برابر سبب صرفه جویی و ذخیره سازی در مصرف گاز طبیعی می گردد و از سرعت همگرایی بالاتری در رسیدن به کارکرد بهینه در هنگام تغییر شرایط کاری برخوردار می باشد.

7- مراجع

- [1] F. Paparella, L. Domínguez, A. Cortinovis, M. Mercangöz, D. Pareschi, S. Bittanti, Load sharing optimization of parallel compressors, *European Control Conference (ECC)*, Zurich, Switzerland, pp. 4059-4064, July 17-19, 2013.
- [2] J. M. Maciejowski, *Predictive Control with Constraints*, pp. 30-60, London: Prentice Hall, 2002.
- [3] C. Y. Chen, B. Joseph, On-line optimization using a two-phase approach: An application study, *Journal of Industrial & Engineering Chemistry Research*, Vol. 26, No. 9, pp. 1924-1930, 1987.
- [4] M. L. Darby, M. Nikolaou, J. Jones, D. Nicholson, RTO: An overview and assessment of current practice, *Journal of Process Control*, Vol. 21, No. 6, pp. 874-884, 2011.
- [5] A. Marchetti, B. Chachuat, D. Bonvin, Modifier-adaptation methodology for real-time optimization, *Journal of Industrial & Engineering Chemistry Research*, Vol. 48, No. 13, pp. 6022-6033, 2009.