



# Experimental Investigation of Surge Instability in the Centrifugal Compressor Volute

Amin Anjomrouz, Mohamad Sadeq Karimi\*

Department of Mechanical Engineering, Sharif University of Technology, Tehran, Iran.

**ABSTRACT:** Surge, as one of the most important operational instabilities of centrifugal compressors, especially at low mass flow rates, can cause severe pressure fluctuations, reverse flow, and mechanical damage. In this study, surge instability in a turbocharger-based centrifugal compressor was investigated experimentally and at high rotational speeds. First, the compressor characteristic curve was extracted at several rotational speeds. Then, rapid data acquisition was performed at a rate of 1000 samples per second and in an interval of 3 seconds, at speeds of 57000, 80000, and 90000 rpm, and the static pressure was recorded at three points in the volute region. Statistical and frequency domain analysis using fast Fourier transform were used to identify instability indicators. The results showed that at speeds of 57000 and 80000 rpm, the changes in standard deviation with decreasing mass flow rate were limited, and it was not possible to detect a definite surge entry based on this alone; in contrast, at a speed of 90000 rpm, a noticeable increase in the amplitude of pressure fluctuations was observed. Also, in the unstable state, a dominant frequency component around 47 Hz was clearly excited and was strengthened by decreasing the mass parameter. Comparison of measurement points showed that the intensity of fluctuations was maximum at the end of the volute, before its outlet, and the amplitude of pressure fluctuations increased by about 2.6 times.

## Review History:

Received: Jan. 25, 2026  
Revised: Jul. 15, 2026  
Accepted: Aug. 04, 2026  
Available Online: Aug. 09, 2026

## Keywords:

Centrifugal Compressor  
Surge Instability  
High Rotational Speed  
Volute  
Fast Fourier Transform

## 1- Introduction

The performance of a radial compressor becomes unstable under some operating conditions under the influence of various factors. One of the most important of these instabilities, which mainly occurs at low mass flow rates, is the surge phenomenon [1]. So far, several studies have been conducted on the surge phenomenon in centrifugal compressors. Lim et al. designed and built a laboratory device specifically to study surge instability in centrifugal compressors and conducted numerous experiments in the surge region. The results of these experiments led to the identification of two dominant frequencies of 21 and 7 Hz associated with surge oscillations and showed that this instability can be classified into two categories: mild surge and deep surge based on the intensity of pressure oscillations [2].

Despite the extensive research conducted, in most of the past studies, the main focus has been on the impeller region of the centrifugal compressor, while the unsteady flow behavior in the volute chamber can also play an important role in the occurrence and development of the surge phenomenon. Therefore, the focus of the present study is on identifying the characteristics of instability in the compressor volute using experimental methods.

## 2- Case Description

The experimental tests of this research were conducted in the Gas Turbine Laboratory of Sharif University of Technology. This laboratory provides the possibility of conducting hot tests and examining the performance of gas turbines and turbomachinery components (including compressors and turbines) in steady and unsteady conditions. The details of the testbed and its real image are presented in Figure 1. The rotational speed of this compressor at the design point is 92000 rpm, the average inlet air temperature is 28 °C, and the inlet pressure is 0.86 bar. The actual image of the compressor, including the impeller, vaneless diffuser, and volute, as well as the locations of the static pressure sensor mounting points (numbers 1, 2, and 3), are indicated in Figure 2.

## 3- Methodology

In each series of experiments, the rotational speed is set at a constant value, and the compressor mass flow rate is gradually reduced from the maximum value until the system enters the instability region. Along this path, data are recorded at several intermediate operating points. In this study, statistical parameters such as average and standard

\*Corresponding author's email: mohamad.karimi@sharif.edu



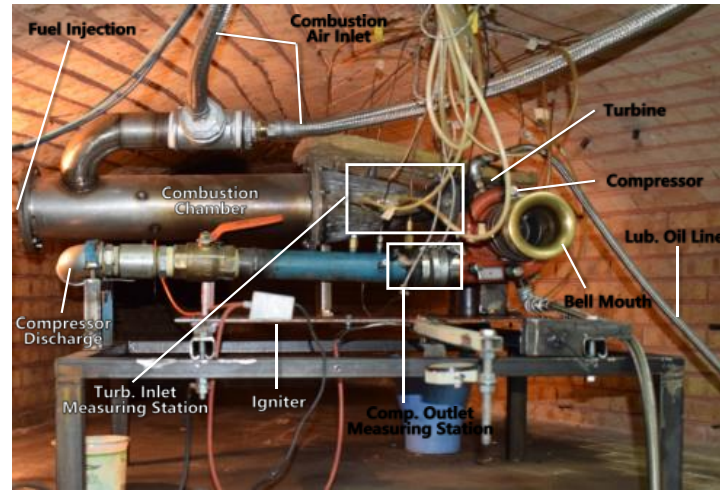


Fig. 1. Gas turbine testbed.

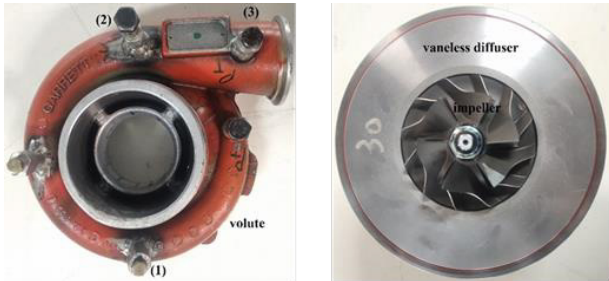


Fig. 2. Compressor image along with the installation position of the static pressure sensors.

Table 1. Geometrical parameters of the compressor.

| Mass Parameter<br>[(kg*√K)/(s*bar)] | Static Pressure<br>[Pa] | Standard Deviation<br>[Pa] |
|-------------------------------------|-------------------------|----------------------------|
| 6.85                                | 136036                  | 523                        |
| 2.61                                | 166475                  | 704                        |
| 2.14                                | 168200                  | 808                        |
| 1.98                                | 170372                  | 1289                       |
| 1.28                                | 165920                  | 1345                       |

deviation are mainly used. Variance is usually represented by  $\sigma^2$  and is defined according to equation 1.

$$\sigma^2 = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{X})^2 \quad (1)$$

$$\bar{X} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i \quad (2)$$

#### 4- Results and Discussion

The experimental studies of this research were carried out in the first step with the aim of extracting the compressor characteristic curve. For this purpose, it is necessary to obtain the compressor performance characteristics at several operating points for each rotational speed. Given that the experimental results at 90000 RPM significantly indicate entry into the surge region, at this point, for further investigation, other points of the flow range within the turbocharger are also examined. Point 2 is inside the compressor housing and at the impeller outlet. Table 1 summarizes the data acquisition

results at this point.

Figure 3 shows the variations of the dimensionless static pressure over time for different values of the mass parameter from the highest to the lowest value. As can be seen from this figure, with decreasing mass flow rate, the amplitude of the fluctuations increases, especially in low flow rate regions. Also, the frequency spectrum of the dimensionless static pressure signal is presented in Figure 4. According to this figure, as the mass flow rate decreases and the surge region is approached, the dominant frequency component at around 47 Hz is noticeably excited and exhibits a significant increase in amplitude.

#### 5- Conclusion

In this study, the phenomenon of surge instability in a centrifugal compressor, especially at high rotational speeds, was investigated experimentally. Examination of the data obtained at a rotational speed of 90000 RPM and in the transition from the stable region to the surge region reveals two important results: first, upon entering the surge region, the amplitude of pressure fluctuations increases noticeably, and at some operating points, an increase of about two

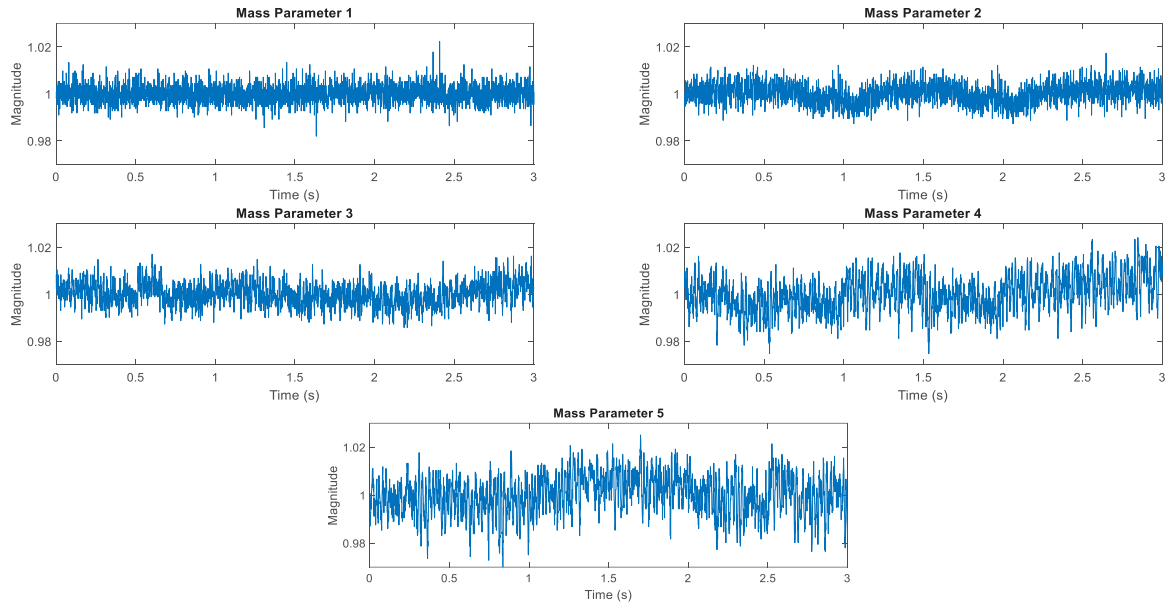


**Fig. 3. Point 2 pressure fluctuation amplitude over time at five different flow rates at 90000 RPM.**

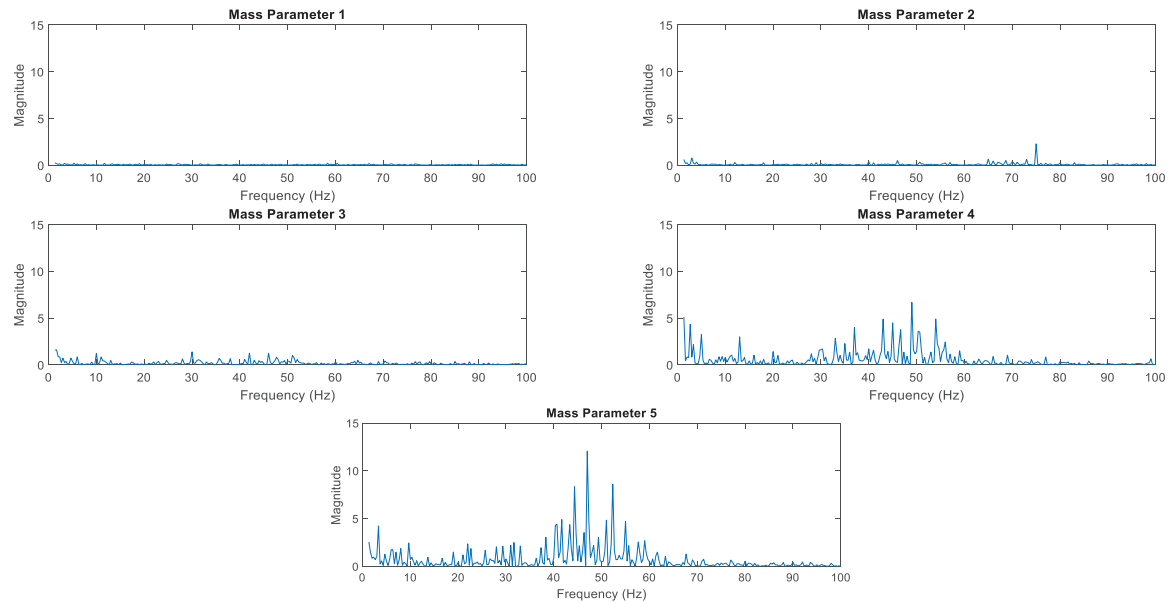


**Fig. 4. Point 2 pressure fluctuation amplitude over frequency at five different flow rates at 90000 RPM.**

times compared to the steady state is observed. Second, in the unstable state, a dominant frequency component around 47 Hz is clearly excited and becomes more intense with a decrease in the mass flow rate (or mass parameter), such that this component can be considered as one of the important indicators of the occurrence of instability in these conditions.

## References

- [1] M.P. Boyce, *Centrifugal Compressors: A Basic Guide*, PennWell, 2003.
- [2] K.T. Lim, S.Y. Yoon, C.P. Goynes, Z. Lin, P.E. Allaire, Design and Characterization of a Centrifugal Compressor Surge Test Rig, *International Journal of Rotating Machinery*, 2011(1) (2011) 738275.



## بررسی تجربی ناپایداری سرچ در محفظه حلزونی کمپرسور گریز از مرکز

امین انجم روز، محمد صادق کریمی\*

دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شریف، تهران، ایران.

### تاریخچه داوری:

دریافت: ۱۴۰۴/۱۱/۰۵  
بازنگری: ۱۴۰۵/۰۴/۲۴  
پذیرش: ۱۴۰۵/۰۵/۱۳  
ارائه آنلاین: ۱۴۰۵/۰۵/۱۸

### کلمات کلیدی:

کمپرسور گریز از مرکز  
ناپایداری سرچ  
سرعت دورانی بالا  
حلزونی  
تبدیل فوریه سریع

**خلاصه:** پدیده سرچ به عنوان یکی از مهم ترین ناپایداری های عملکردی کمپرسورهای گریز از مرکز، به ویژه در دبی های جرمی پایین، می تواند موجب نوسانات شدید فشار، جریان بازگشتی و آسیب های مکانیکی گردد. در این تحقیق، ناپایداری سرچ در یک کمپرسور گریز از مرکز مبتنی بر توربوشارژر، به صورت تجربی و در سرعت های دورانی بالا بررسی شد. ابتدا منحنی مشخصه کمپرسور در چند سرعت دورانی استخراج گردید. سپس داده برداری سریع با نرخ ۱۰۰۰ نمونه بر ثانیه و در بازه ۳ ثانیه، در سرعت های ۵۷۰۰۰، ۸۰۰۰۰ و ۹۰۰۰۰ دور بر دقیقه انجام شد و فشار استاتیک در سه نقطه از مسیر جریان (به ویژه در محدوده حلزونی) ثبت گردید. تحلیل آماری و تحلیل حوزه فرکانس با استفاده از تبدیل فوریه سریع برای شناسایی شاخص های ناپایداری به کار رفت. نتایج نشان داد که در سرعت های ۵۷۰۰۰ و ۸۰۰۰۰ دور بر دقیقه تغییرات انحراف معیار با کاهش دبی جرمی محدود بوده و تشخیص ورود قطعی به سرچ صرفاً بر این اساس امکان پذیر نیست؛ در مقابل، در سرعت ۹۰۰۰۰ دور بر دقیقه افزایش محسوس دامنه نوسانات فشار مشاهده شد. همچنین در حالت ناپایدار، یک مؤلفه فرکانسی غالب در حوالی ۴۷ هرتز به طور مشخص برانگیخته شده و با کاهش پارامتر جرمی تقویت گردید. مقایسه نقاط اندازه گیری نشان داد شدت نوسانات در قسمت انتهایی حلزونی و قبل از خروجی آن بیشینه بوده و دامنه نوسانات فشار تا حدود ۲/۶ برابر افزایش یافته است.

کمپرسورها بر خوردار است.

### ۱- مقدمه

تا کنون تحقیقات متعددی در زمینه بررسی پدیده سرچ در کمپرسورهای گریز از مرکز انجام شده است که در ادامه به برخی از مهم ترین آن ها اشاره می شود. لیم و همکاران با طراحی و ساخت یک دستگاه آزمایشگاهی ویژه بررسی ناپایداری سرچ در کمپرسور گریز از مرکز، آزمایش های متعددی را در ناحیه سرچ انجام دادند. نتایج این آزمایش ها منجر به شناسایی دو فرکانس غالب ۲۱ و ۷ هرتز مرتبط با نوسانات سرچ شد و نشان داد که این ناپایداری را می توان بر اساس شدت نوسانات فشار به دو دسته سرچ ملایم و سرچ عمیق طبقه بندی کرد [۵]. الدر و گیل با بررسی جامع عوامل مؤثر بر پدیده سرچ در کمپرسورهای گریز از مرکز نشان دادند که این پدیده به مجموعه ای پیچیده و به هم پیوسته از عوامل وابسته است. یکی از عوامل کلیدی مورد توجه آن ها، رفتار جریان در ناحیه بدون پره کمپرسور بود. آن ها با توسعه مطالعات پیشین، توضیحاتی برای برخی ناسازگاری های ظاهری موجود در داده های تجربی ارائه داده و در نهایت یک مدل ریاضی پیشرفته تر که اثر عوامل اضافی را نیز

کمپرسورهای گریز از مرکز یکی از اجزای مهم مورد استفاده در بسیاری از صنایع از جمله نفت، گاز، پتروشیمی و سامانه های حمل و نقل زمینی، دریایی و هوایی می باشند؛ از این رو مناسب است که در شرایط کاری مختلف، قابلیت عملکرد پایدار و مطمئن داشته باشند [۱-۳]. عملکرد یک کمپرسور شعاعی در برخی شرایط کاری، تحت تأثیر عوامل مختلف، دچار ناپایداری می شود. یکی از مهم ترین این ناپایداری ها که عمدتاً در دبی های جرمی پایین رخ می دهد، پدیده سرچ می باشد. وقوع این پدیده می تواند با ایجاد صدای غیرمعمول، ارتعاشات شدید، شکل گیری جریان بازگشتی در کمپرسور، نوسانات فشار، افزایش سریع دمای کمپرسور و سیال عبوری از آن، وارد شدن تنش های اضافی به پرها و در نهایت خرابی و شکست اجزای کمپرسور همراه باشد [۴]. به همین دلیل، شناخت دقیق این پدیده و سازوکارهای حاکم بر آن از اهمیت بالایی در طراحی و بهره برداری ایمن

\* نویسنده عهده دار مکاتبات: mohamad.karimi@sharif.edu



پتانسیل سیستم داشت [۱۶]. بوهاگن و گراودال به مطالعه کنترل فعال سرج در یک سیستم تراکمی با ورودی کنترلی گشتاور پرداختند و توانستند یک روش کنترلی جدید که تنها ورودی کنترلی آن گشتاور محرکه می‌باشد ارائه دهند [۱۷].

با وجود گستردگی تحقیقات انجام‌شده، در اکثر پژوهش‌های گذشته تمرکز اصلی بر ناحیه پروانه کمپرسور گریز از مرکز بوده است؛ در حالی که رفتار ناپایدار جریان در محفظه حلزونی نیز می‌تواند نقش مهمی در بروز و توسعه پدیده سرج ایفا کند. از این رو، در ادامه مطالعات پیشین [۱۸]، در پژوهش حاضر تمرکز بر شناسایی مشخصات ناپایداری سرج در محدوده محفظه حلزونی کمپرسور با استفاده از روش‌های تجربی قرار داده شده است. در این مقاله ابتدا تعریف، ماهیت و برخی از اثرات پدیده سرج بیان می‌شود. پس از آن رفتار یک کمپرسور گریز از مرکز در سرعت‌های دورانی بالا، از ناحیه عملکرد پایدار تا ناحیه ناپایداری سرج، به‌صورت تجربی بررسی می‌گردد. در نهایت، با تأکید بر رفتار نوسانی جریان در ناحیه سرج، میزان تغییر مشخصه فشار جریان در حالت ناپایدار نسبت به حالت پایدار تعیین و تحلیل می‌شود.

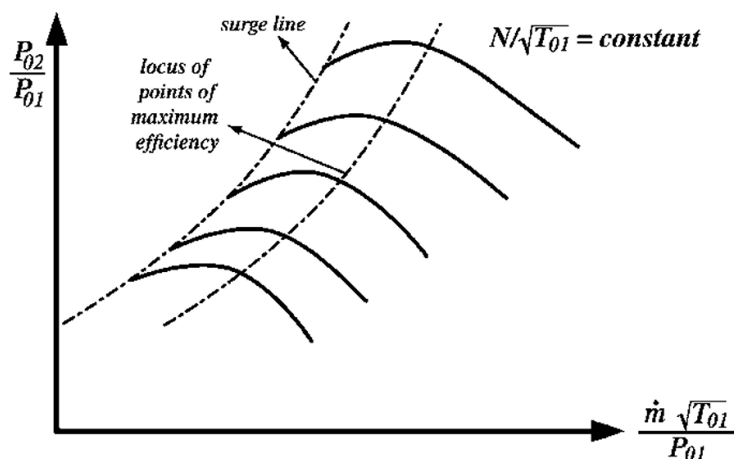
## ۲- پدیده سرج

یکی از مهم‌ترین انواع ناپایداری‌های عملکردی در کمپرسورها، پدیده سرج می‌باشد. پدیده سرج در حقیقت یک نوسان ناپایدار و تناوبی در جریان عبوری از کمپرسور است که به‌دنبال آن، نوسانات قابل‌توجهی در فشار خروجی کمپرسور نیز ایجاد می‌شود. این نوسانات در اغلب موارد اثرات نامطلوبی بر عملکرد و ایمنی کمپرسور داشته و می‌توانند منجر به بروز خسارات جدی در اجزای مختلف سیستم گردند. به‌طور معمول، سرج به‌عنوان حد نهایی پایداری کمپرسور در دی‌های جرمی پایین تعریف می‌شود. وقوع این پدیده می‌تواند با پیامدهایی نظیر ایجاد صدای غیرمعمول، افزایش ارتعاشات، شکل‌گیری جریان بازگشتی در داخل کمپرسور، نوسانات شدید فشار، افزایش سریع دمای کمپرسور و سیال عبوری از آن، اعمال تنش‌های اضافی و متناوب به پره‌های پروانه و در نهایت آسیب‌دیدگی یا شکست اجزای مکانیکی همراه باشد. مجموعه این آثار می‌تواند موجب آشفته‌گی در فرآیند کاری کمپرسور، کاهش بازده کلی سیستم، کاهش عمر مفید کمپرسور به دلیل آسیب‌های مکانیکی واردشده به پروانه، آب‌بندها و یاتاقان‌ها، و همچنین از بین رفتن برخی از لقی‌های مجاز طراحی‌شده در سیستم گردد. در شکل ۱، منحنی مشخصه یک کمپرسور گریز از مرکز نمایش داده

در بر می‌گرفت، معرفی کردند [۶]. ورنه و همکاران پدیده سرج را در یک کمپرسور گریز از مرکز با سرعت دورانی بالا با استفاده از روش تصویربرداری دیجیتال ذرات بررسی کردند و توانستند میدان‌های گذرای سرعت و فشار را در ناحیه سرج با دقت بالا اندازه‌گیری نمایند [۷]. بوتروس و گانسان نیز با تمرکز بر ناپایداری‌های دینامیکی در سیستم‌های تراکم صنعتی مجهز به کمپرسور گریز از مرکز، چارچوبی کلی برای تحلیل پایداری استاتیکی و دینامیکی این سامانه‌ها ارائه کردند [۸]. لیو و ژنگ با انجام آزمایش‌هایی مبتنی بر اندازه‌گیری فشار، دما و نویز صوتی، روش‌های دقیقی برای تعیین نقطه سرج در کمپرسورهای گریز از مرکز ارائه نمودند و یک معیار عملی برای تشخیص این نقطه پیشنهاد کردند [۹]. ژنگ و همکاران نیز پدیده سرج و استال را در یک کمپرسور گریز از مرکز توربوچارجر مجهز به دیفیوزر پره‌دار به‌صورت تجربی بررسی کرده و نشان دادند که رفتار گذرای کمپرسور در انتقال از حالت پایدار به ناپایدار، به‌شدت به سرعت دورانی وابسته است [۱۰]. ژیانگ و همکاران مکانیزم سرج و استال را در یک کمپرسور گریز از مرکز با دیفیوزر پره‌دار با زاویه متغیر بررسی کردند و دریافتند که زاویه پره‌های دیفیوزر تأثیر قابل توجهی بر نوع و شدت ناپایداری‌ها دارد. آن‌ها همچنین یک شاخص ویژه برای ارزیابی میزان ناپایداری اجزای مختلف کمپرسور پیشنهاد دادند [۱۱]. گالیندو و همکاران به آزمایش و مدلسازی پدیده سرج در یک کمپرسور گریز از مرکز کوچک مورد استفاده در موتورهای خودرویی پرداختند و با اعتبارسنجی آزمایشگاهی مدل خود، منحنی عملکرد کمپرسور را در ناحیه سرج نیز توسعه دادند [۱۲].

در حوزه شبیه‌سازی عددی، سملیچ و همکاران با استفاده از شبیه‌سازی گردابه بزرگ موفق به مدل‌سازی پدیده سرج شده و اطلاعات ارزشمندی از ساختار جریان در این ناحیه استخراج کردند که با داده‌های تجربی نیز تطابق مناسبی داشت [۱۳]. دوماس و همکاران نیز شرایط پس از وقوع سرج را از نظر نیروهای آیرودینامیکی وارد بر پره‌ها در یک کمپرسور چندمرحله‌ای با استفاده از شبیه‌سازی عددی بررسی کردند [۱۴]. پاکل و ژیانگ در تحقیقی مشترک یک کمپرسور گریز از مرکز دارای سرعت دورانی زیاد با بازده زیاد طراحی کردند؛ همچنین یک روش برای بهبود حاشیه سرج بر مبنای بهبود دیفیوزر ارائه نمودند؛ آنها نتایج طراحی خود را با شبیه‌سازی عددی و داده‌های تجربی صحت‌سنجی کردند [۱۵].

در زمینه کنترل فعال سرج، گراودال و همکاران با معرفی روش «خودگرداندگی» نشان دادند که می‌توان بدون استفاده گسترده از عملگرهای اضافی، سرج را به‌صورت فعال کنترل کرد و بهره‌برداری بهینه‌تری از انرژی



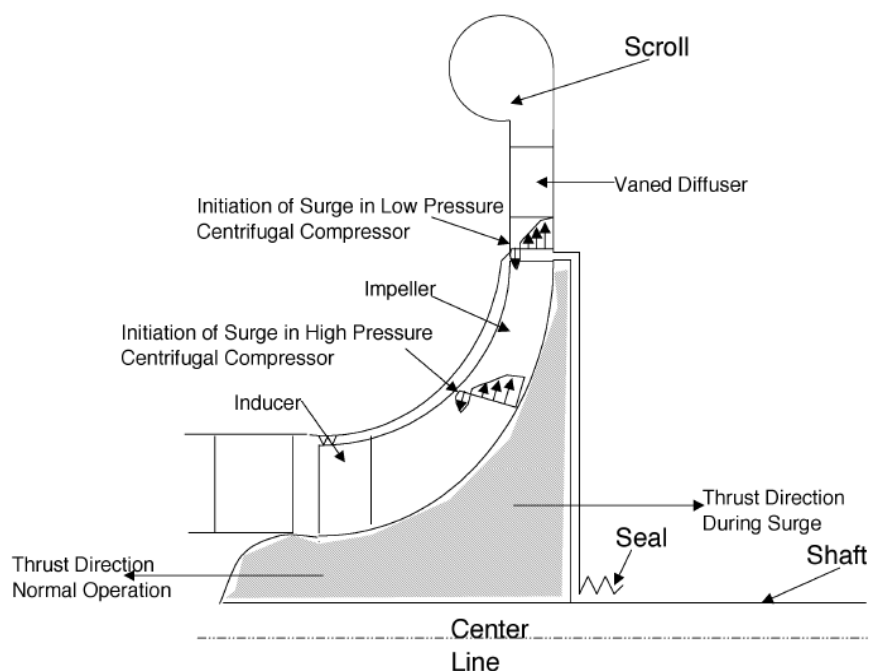
شکل ۱. منحنی مشخصه کمپرسور گریز از مرکز [۲۱].

Fig. 1. Centrifugal compressor characteristic curve [21].

از دیگر پیامدهای مهم پدیده سرج در کمپرسورهای گریز از مرکز، تغییر در جهت نیروی محوری وارد بر پروانه می‌باشد. همان‌طور که در شکل ۲ مشاهده می‌شود، در شرایط عملکرد پایدار و پیش از وقوع سرج، نیروی وارد بر پروانه عمدتاً ماهیتی کششی داشته و به سمت چپ اعمال می‌شود. اما پس از آغاز پدیده سرج، و بسته به شدت و دامنه ناپایداری، جهت این نیرو می‌تواند معکوس شده و به‌صورت نیروی فشاری به سمت راست به پروانه اعمال گردد. این تغییر جهت نیروی محوری می‌تواند اثرات مخربی بر یاتاقان‌ها و سامانه نگه‌دارنده محور داشته باشد و در صورت تداوم، منجر به آسیب‌های جدی مکانیکی شود [۴].

موضوع حائز اهمیت دیگر در بررسی پدیده سرج در کمپرسورهای گریز از مرکز، تعیین محل تقریبی آغاز این ناپایداری در اجزای مختلف کمپرسور است. به‌طور کلی، در کمپرسورهایی با نسبت فشار پایین (نسبت فشار تقریبی کمتر از ۳ برای هر طبقه)، پدیده سرج غالباً در ناحیه دیفیوزر آغاز می‌شود. در مقابل، در کمپرسورهایی با نسبت فشار بالا (نسبت فشار تقریبی بیش از ۳ برای هر طبقه)، شروع پدیده سرج معمولاً در نواحی ورودی یا بخش‌های میانی پروانه مشاهده می‌گردد. این تفاوت در محل آغاز سرج، به ویژگی‌های آیرودینامیکی جریان، میزان بازیابی فشار و نحوه توزیع سرعت در اجزای مختلف کمپرسور وابسته بوده و در شکل ۲ به‌خوبی قابل مشاهده است [۴]. ایجاد جریان بازگشتی هنگام وقوع پدیده سرج به صورت ناگهانی نبوده بلکه ابتدا جریان مجاور دیواره معکوس شده و اگر پیشروی در سرج ادامه پیدا کند،

شده است. اگر در هر دور مشخص، که پارامتر دور آن از تقسیم سرعت دورانی کمپرسور بر جذر دمای سکون ورودی به‌دست می‌آید، نمودار تغییرات نسبت فشار سکون بر حسب پارامتر جرمی رسم شود، منحنی مشخصه یا نمودار عملکردی کمپرسور حاصل خواهد شد. پارامتر جرمی معمولاً به‌صورت حاصل‌ضرب دبی جرمی کمپرسور در جذر دمای سکون ورودی و تقسیم آن بر فشار سکون ورودی تعریف می‌شود. با رسم این منحنی‌ها برای دورهای مختلف کمپرسور، نقشه عملکردی کامل کمپرسور به‌دست می‌آید [۱۹، ۲۰]. اگر در هر یک از این دورها، نقطه‌ای از منحنی عملکردی که در آن پدیده سرج آغاز می‌شود مشخص گردد، با اتصال این نقاط به یکدیگر، خطی موسوم به خط سرج تشکیل می‌شود. همان‌گونه که در شکل ۱ مشاهده می‌شود، خط سرج مرز پایداری عملکرد کمپرسور را در ناحیه دبی‌های پایین تعیین می‌کند. علاوه بر این، در همان شکل، نقاط متناظر با بیشترین بازده کمپرسور نیز توسط خطی جداگانه مشخص شده‌اند. از دیدگاه طراحی، معمولاً مطلوب آن است که کمپرسور در نزدیکی خط بیشترین بازده عمل کند؛ با این حال، قرار گرفتن خط سرج در مجاورت این ناحیه، همواره یک چالش اساسی برای طراحان کمپرسور محسوب می‌شود [۲۲]. این مسئله ضرورت استفاده از سامانه‌هایی تحت عنوان کنترل‌کننده سرج را آشکار می‌سازد. هدف این سیستم‌ها آن است که ضمن حفظ عملکرد کمپرسور در شرایط بهینه و با بازده بالا، از ورود سیستم به ناحیه ناپایدار سرج و بروز اثرات مخرب آن جلوگیری نمایند.



شکل ۲. آغاز پدیده سرج در کمپرسور گریز از مرکز [۴].

Fig. 2. Initiation of surge phenomenon in centrifugal compressor [4].

و توسط اوریفیس اندازه‌گیری می‌گردد. سپس هوای فشرده از طریق یک سامانه لوله‌کشی وارد محفظه احتراق شده و پس از اختلاط با سوخت تزریق‌شده توسط انژکتور و ایجاد جرقه به‌وسیله شمع جرقه‌زن الکتریکی، فرآیند احتراق انجام می‌شود. دبی سوخت نیز توسط یک شیر سوزنی تنظیم می‌گردد. پس از اندازه‌گیری دما و فشار، محصولات احتراق وارد توربین توربوشارژر شده و موجب چرخش آن می‌شوند و در نتیجه کمپرسور نیز به گردش درمی‌آید. گازهای خروجی پس از عبور از توربین، از طریق مسیر خروجی تعبیه‌شده به محیط آزاد تخلیه می‌شوند.

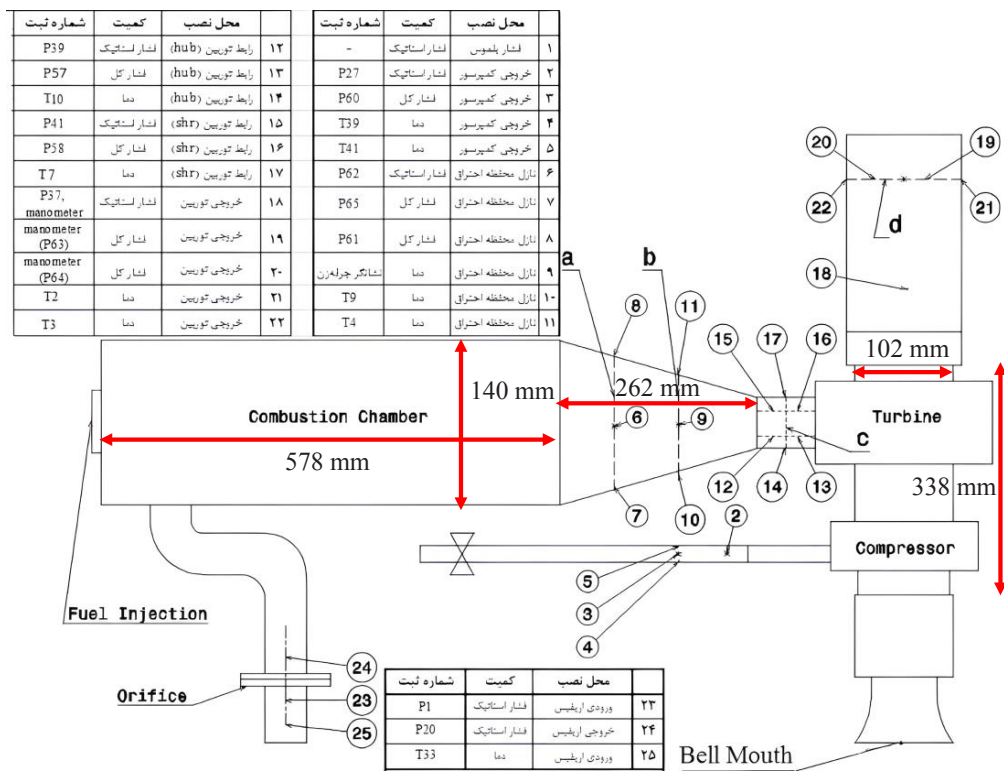
در بخش کمپرسور، دبی جرمی هوای عبوری با استفاده از سامانه دهانه زنگی (Bell mouth) اندازه‌گیری شده و توسط یک شیر در خروجی کمپرسور کنترل می‌شود؛ بدین ترتیب امکان دستیابی به نقاط کاری مختلف با دبی‌های جرمی متفاوت در یک سرعت دورانی ثابت فراهم می‌گردد. اندازه‌گیری دما توسط ترموکوپل‌های نوع J انجام شده و فشار کل و فشار استاتیک نیز به‌وسیله ترانس‌دیوسرهای فشار اندازه‌گیری می‌شوند. همچنین برای اندازه‌گیری سرعت دورانی کمپرسور، یک حسگر نوری در مقابل کمپرسور نصب شده است. جزئیات بستر آزمون و تصویر واقعی آن به‌ترتیب در شکل‌های ۳ و ۴ ارائه شده‌اند.

نهایتاً تمامی جریان به صورت بازگشتی نوسان خواهد کرد [۴]. دوره چرخه سرج می‌تواند از چند ثانیه در کمپرسورهای فرآیندی با مخزن تخلیه بزرگ تا کسری از ثانیه در کمپرسورهای توربین گازهای هوایی متغیر باشد [۲۳].

### ۳- بستر آزمون

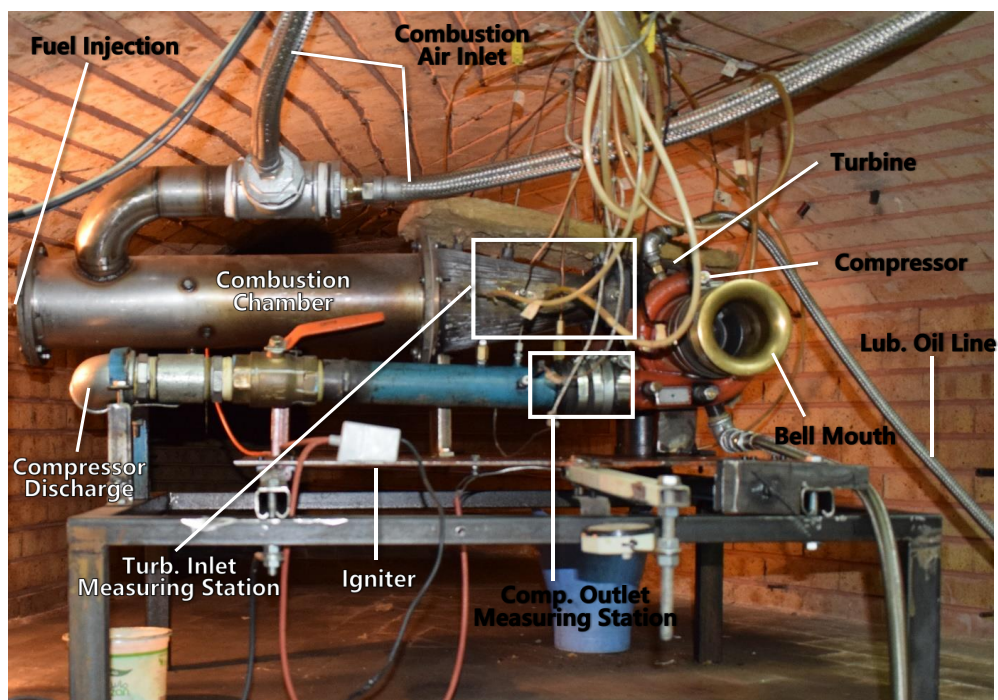
آزمون‌های تجربی این پژوهش در آزمایشگاه توربین گازی دانشگاه صنعتی شریف انجام شده است. این آزمایشگاه امکان انجام آزمون گرم و بررسی عملکرد توربین‌های گازی و اجزای توربوماشینی (از جمله کمپرسور و توربین) را در شرایط پایا و ناپایا فراهم می‌کند. به‌طور کلی، از جمله فعالیت‌های قابل انجام در این آزمایشگاه می‌توان به مدل‌سازی اجزای توربین گازی و ارزیابی نتایج مدل‌سازی با داده‌های تجربی، تعیین مشخصه‌های رفتاری اجزا در شرایط کاری مختلف، بررسی مشخصات کلی سامانه توربین گازی، مطالعات میدان جریان در اجزا و انجام آزمون‌های متداول جهت پایش وضعیت عملکردی و بهینه‌سازی اشاره کرد.

در این آزمایشگاه، هوای فشرده توسط یک کمپرسور اسکرو صنعتی تأمین و در سه مخزن ذخیره، هر یک با ظرفیت ۵ مترمکعب، ذخیره می‌شود. پس از عبور هوا از فیلترها، دبی جرمی به‌وسیله یک شیر پنوماتیکی کنترل



شکل ۳. شماتیک بستر آزمون.

Fig. 3. Schematic of testbed.



شکل ۴. تصویری از بستر آزمون.

Fig. 4. A photo of testbed.

جدول ۱. مشخصات هندسی کمپرسور مورد مطالعه [۲۴].

Table 1. Geometrical characteristics of investigated compressor [24].

| مقدار (واحد)  | کمیت               |
|---------------|--------------------|
| ۶ + ۶         | تعداد پره پروانه   |
| ۵۰/۵ درجه     | زاویه پره در ورودی |
| ۳۰ درجه       | زاویه پره در خروجی |
| ۲۲ میلیمتر    | قطر ریشه در ورودی  |
| ۵۶ میلیمتر    | قطر نوک در ورودی   |
| ۸۲ میلیمتر    | قطر خروجی پروانه   |
| ۵/۵ میلیمتر   | عرض پره در خروجی   |
| ۲۷ میلیمتر    | طول محوری پروانه   |
| ۱۵۵/۵ میلیمتر | قطر خروجی دیفیوزر  |

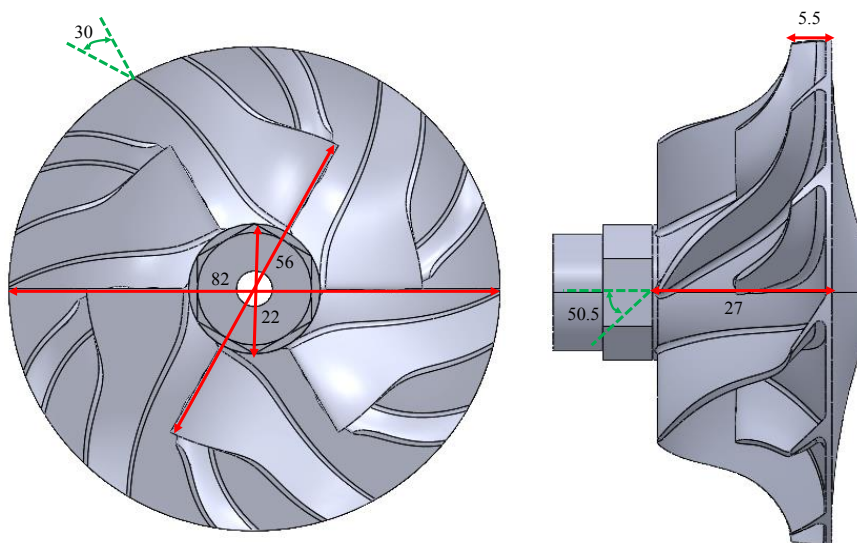
تحقیق، مقدار خطای حسگرهای دما در محدوده  $\pm 0.25$  درجه سانتیگراد و حسگرهای فشار  $\pm 0.5$  درصد مقیاس کامل است.

اگر متغیر خروجی  $y$  تابعی از متغیر ورودی  $n$  باشد، حساسیت نسبی و مطلق  $y$  نسبت به متغیر ورودی  $i$  ام به ترتیب از معادلات (۲) و (۳)

مطالعات تجربی حاضر بر روی یک موتور توربین گازی مقیاس آزمایشگاهی مبتنی بر توربوشارژر GT4082 شرکت Garret انجام شده است. مشخصات هندسی اصلی کمپرسور مورد بررسی (از جمله تعداد پره‌ها، زوایای ورودی و خروجی پره، قطر‌ها و ...) در جدول ۱ و شکل ۵ ارائه شده است. سرعت دورانی این کمپرسور در نقطه طراحی ۹۲۰۰ دور در دقیقه، دمای هوای ورودی به طور متوسط ۲۸ درجه سانتیگراد و فشار ورودی ۰.۸۶ بار می‌باشد. همچنین تصویر واقعی کمپرسور شامل پروانه، دیفیوزر بدون پره و حلزونی در شکل ۶ نمایش داده شده و موقعیت نقاط نصب حسگرهای فشار استاتیک روی مجموعه (شماره‌های ۱، ۲ و ۳) در همان شکل مشخص گردیده است.

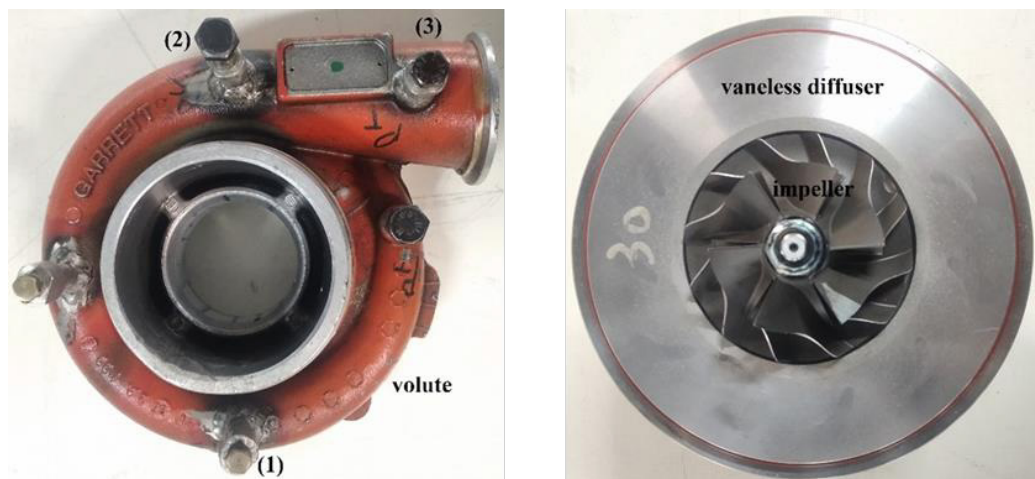
#### ۴- تحلیل خطا و عدم قطعیت آزمون

با توجه به خطاها و عدم قطعیت‌ها در هر آزمایش، شناسایی و تخمین آنها برای تعیین قابلیت اطمینان نتایج ضروری است. خطا به عنوان اختلاف بین مقدار اندازه‌گیری شده و مقدار واقعی تعریف می‌شود [۲۵]. از آنجایی که مقدار واقعی نامشخص است، مقدار دقیق خطای اندازه‌گیری نیز نامشخص است؛ بنابراین، برای تخمین خطای اندازه‌گیری، محدوده‌ای از خطا مشخص می‌شود. برای این منظور، عدم قطعیت به عنوان تخمینی از محدوده مقادیر اندازه‌گیری که مقدار واقعی در آن قرار دارد تعریف می‌شود. در این



شکل ۵. مشخصات هندسی کمپرسور مورد مطالعه.

Fig. 5. Geometrical characteristics of investigated compressor.



شکل ۶. تصویر کمپرسور و جزئیات آن به همراه موقعیت نصب حسگرهای فشار استاتیک.

Fig. 6. Compressor photo and its details as well as static pressure sensors positions.

$$U_{PR_u} = \pm PR_u \sqrt{\left(\frac{dP_{0ex}}{P_{0ex}}\right)^2 + \left(\frac{dP_{0in}}{P_{0in}}\right)^2} \quad (6)$$

محاسبه می‌شود. عدم قطعیت کل  $y$  نسبت به همه متغیرهای ورودی از معادله (۴) محاسبه می‌شود که در آن  $U_{x_i}$  خطای سیستماتیک هر متغیر است [۲۵].

## ۵- روش انجام پژوهش

در هر سری از آزمایش‌ها، سرعت دورانی در یک مقدار ثابت تنظیم شده و دبی جرمی کمپرسور به صورت تدریجی از مقدار بیشینه کاهش داده می‌شود تا سیستم وارد ناحیه ناپایداری گردد. در طول این مسیر، داده‌ها در چند نقطه کاری میانی ثبت می‌شوند.

در این پژوهش عمدتاً از پارامترهای آماری نظیر میانگین و انحراف از معیار استفاده می‌شود. واریانس معمولاً با  $\sigma^2$  نشان داده می‌شود و مطابق رابطه ۷ تعریف می‌گردد:

$$\sigma^2 = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{X})^2 \quad (7)$$

$$\bar{X} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i \quad (8)$$

در که در آن  $\bar{X}$  میانگین داده‌های اندازه‌گیری است. ریشه دوم واریانس که با  $\sigma$  نمایش داده می‌شود، انحراف از معیار بوده و میزان پراکندگی

$$y = f(x_1, x_2, \dots, x_i, \dots, x_n) \quad (1)$$

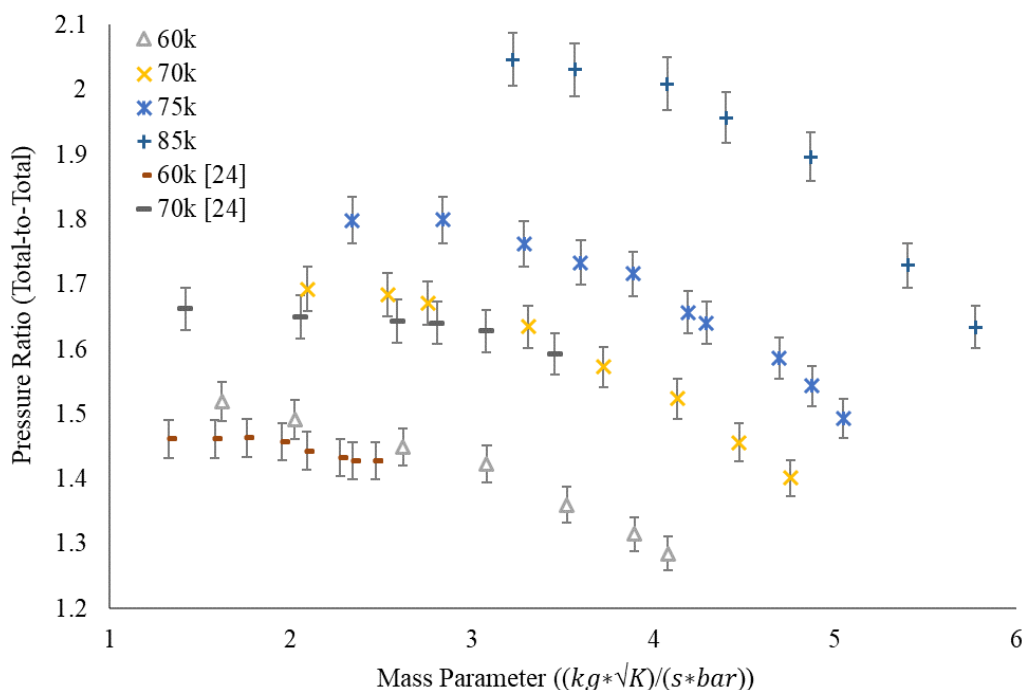
$$S_{x_i} = \left(\frac{\partial y}{\partial x_i}\right) \left(\frac{x_i}{y}\right) \quad (2)$$

$$S_{x_i} = \left(\frac{\partial y}{\partial x_i}\right) \quad (3)$$

$$U = \pm \left[ \sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial y}{\partial x_i}\right)^2 U_{x_i}^2 \right]^{1/2} \quad (4)$$

با توجه به محاسبات زیر، عدم قطعیت نسبت فشار کل به کل از معادله (۶) بدست می‌آید.

$$\frac{dPR_u}{PR_u} = \frac{dP_{0ex}}{P_{0ex}} - \frac{dP_{0in}}{P_{0in}} \quad (5)$$



شکل ۷. نسبت فشار کل به کل بر حسب پارامتر جرمی در سرعت‌های دورانی مختلف و مقایسه با نتایج مرجع [۲۴].

Fig. 7. Total-to-total pressure ratio versus mass parameters at different rotational speeds and comparison with results of reference [24].

## ۶- نتایج

مطالعات تجربی این پژوهش در گام نخست با هدف استخراج منحنی مشخصه کمپرسور انجام شد. بدین منظور لازم است مشخصه‌های عملکردی کمپرسور در چندین نقطه کاری، برای هر سرعت دورانی، به دست آید. منحنی‌های عملکردی نسبت فشار کل به کل کمپرسور مورد بررسی در شکل ۷ ارائه شده‌اند. در این شکل همچنین نتایج تجربی با نتایج ارائه شده در مرجع [۲۴] مقایسه شده که نشان دهنده همخوانی قابل قبول بین این دو دسته نتایج تجربی می‌باشد. کمیت جرمی و نسبت فشار کل به کل کمپرسور به ترتیب از روابط ۱۰ و ۱۱ محاسبه می‌گردند [۲۷].

$$MP = \dot{m} \sqrt{T_{0in}} / P_{0in} \quad (10)$$

$$PR_u = P_{0ex} / P_{0in} \quad (11)$$

آزمایش‌های انجام شده در این پژوهش برای سرعت‌های دورانی ۵۷۰۰۰

داده‌های اندازه‌گیری شده را بیان می‌کند. واحد انحراف از معیار با واحد داده‌های تجربی ارزیابی شده یکسان است [۲۵].

برای تحلیل نتایج در حوزه فرکانس و شناسایی فرکانس‌های غالب نوسانات، از تبدیل فوریه سریع (FFT)، که در برخی مراجع نظیر [۱۰، ۱۱، ۲۶] نیز به کار رفته است، استفاده می‌شود. این تبدیل، روشی کارآمد برای محاسبه تبدیل فوریه گسسته (DFT) سیگنال نمونه‌برداری شده  $x[n]$  با  $N$  نقطه داده بوده و طیف مختلط  $X[k]$  را مطابق رابطه ۹ بدست می‌دهد:

$$X[k] = \sum_{n=0}^{N-1} x[n] e^{-j 2\pi \frac{kn}{N}}, k = 0, 1, \dots, N-1 \quad (9)$$

که در آن  $j = \sqrt{-1}$  است. هر شاخص  $k$  متناظر با یک باند فرکانسی به مقدار  $f_k = (kf_s) / N$  می‌باشد که در آن  $f_s$  فرکانس نمونه‌برداری است. بزرگی  $|X[k]|$  (یا توان دوم آن) سهم مولفه فرکانسی متناظر را نشان می‌دهد و امکان مقایسه کمی شدت نوسانات در نقاط کاری مختلف را فراهم می‌سازد.

امر نشان می‌دهد که در این شرایط، دامنه نوسانات فشار (به‌عنوان شاخصی از ناپایداری سرج) بسیار محدود بوده و بر اساس این داده‌ها نمی‌توان ورود به ناحیه سرج را با اطمینان نتیجه‌گیری کرد. در سرعت دورانی ۸۰۰۰۰ دور بر دقیقه نیز هرچند با کاهش پارامتر جرمی، افزایش اندکی در انحراف معیار مشاهده می‌شود، اما مقدار این تغییرات همچنان کوچک است؛ از این رو، استنباط ورود قطعی به ناحیه سرج صرفاً بر مبنای انحراف معیار در این سرعت امکان‌پذیر نیست. در مقابل، در سرعت دورانی ۹۰۰۰۰ دور بر دقیقه، انحراف معیار داده‌ها از بیشترین دبی (شرایط پایدار) تا کمترین دبی، بیش از دو برابر افزایش یافته است که می‌تواند بیانگر تقویت نوسانات فشار ناشی از بروز ناپایداری‌های مرتبط با سرج باشد. بنابراین، در ادامه، رفتار کمپرسور در این سرعت دورانی با جزئیات بیشتری مورد بررسی قرار می‌گیرد. به‌منظور تحلیل دقیق‌تر فشار استاتیک، ابتدا برای هر مقدار دبی، از

۸۰۰۰۰ و ۹۰۰۰۰ دور بر دقیقه با سیستم داده‌برداری سریع انجام شد، در این آزمایش فشار استاتیک در محفظه کمپرسور مورد مطالعه قرار گرفت. با توجه به اینکه سیستم داده‌برداری توانایی ثبت ۱۰۰۰ داده در ثانیه را دارد، تنها داده‌های ثبت شده در ۳ ثانیه مورد بررسی قرار گرفت. داده‌برداری از نقاط کارکرد پایدار و دبی زیاد شروع شده و با کاهش دبی جرمی تا نزدیکی نقطه سرج ادامه یافته است.

در جدول‌های ارائه‌شده در ادامه (جداول ۲ تا ۴)، نتایج داده‌برداری در سرعت‌های دورانی ۵۷، ۸۰ و ۹۰ هزار دور بر دقیقه گزارش شده‌اند. این جدول‌ها شامل پارامتر جرمی، میانگین و انحراف معیار فشار استاتیک اندازه‌گیری شده در نقطه ۱ داخل محفظه حلزونی کمپرسور می‌باشند. مطابق ستون آخر جدول‌های فوق، در سرعت دورانی ۵۷۰۰۰ دور بر دقیقه تفاوت انحراف معیار داده‌ها در دبی‌های مختلف بسیار ناچیز است. این

#### جدول ۲. مقایسه کمیت‌ها در پنج دبی مختلف در سرعت ۵۷۰۰۰ دور در دقیقه در نقطه ۱.

Table 2. Parameters comparison at 5 different mass flow at 57000 RPM at point 1.

| انحراف معیار استاندارد داده‌ها<br>(پاسکال) | فشار استاتیک میانگین<br>(پاسکال) | کمیت جرمی (کیلوگرم بر ثانیه)<br>در جذر کلون بر بار |
|--------------------------------------------|----------------------------------|----------------------------------------------------|
| ۶۱۹                                        | ۱۱۷۲۹۰                           | ۳/۳۸                                               |
| ۶۵۱                                        | ۱۲۳۲۵۵                           | ۲/۳۲                                               |
| ۶۲۴                                        | ۱۲۴۴۰۲                           | ۱/۸۵                                               |
| ۶۴۴                                        | ۱۲۵۰۹۸                           | ۱/۳۴                                               |
| ۶۳۴                                        | ۱۲۴۲۱۰                           | ۰/۹۰                                               |

#### جدول ۳. مقایسه کمیت‌ها در پنج دبی مختلف در سرعت ۸۰۰۰۰ دور در دقیقه در نقطه ۱.

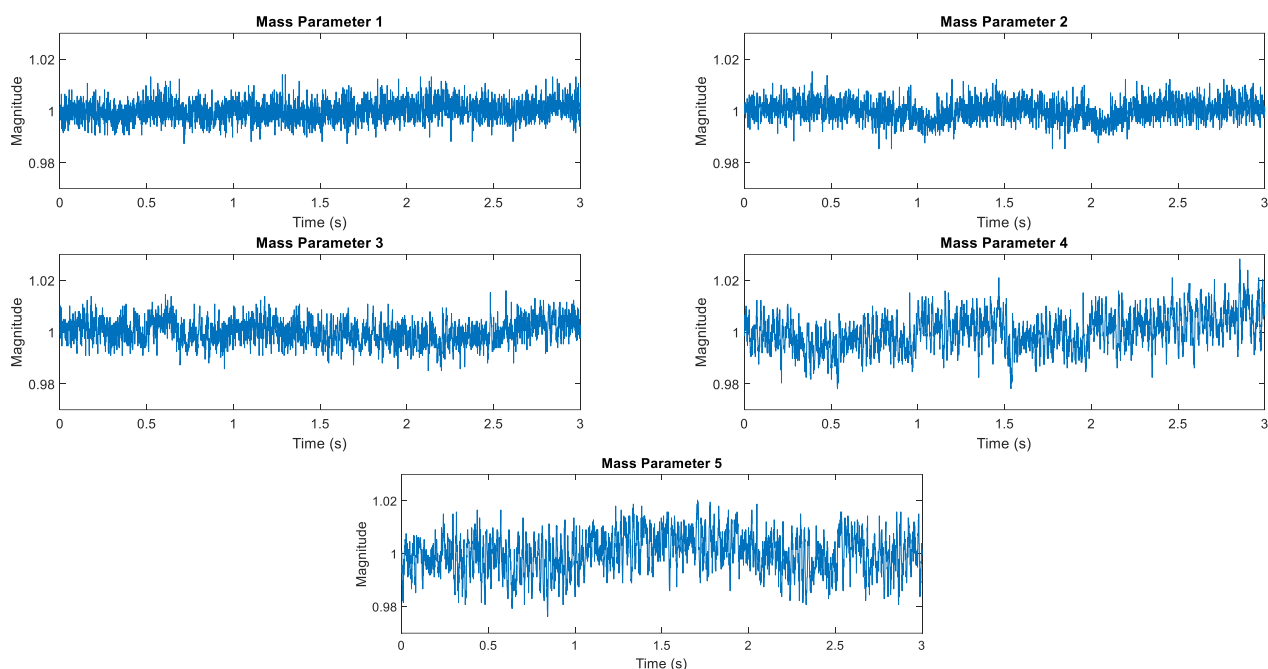
Table 3. Parameters comparison at 5 different mass flow at 80000 RPM at point 1.

| انحراف معیار استاندارد داده‌ها<br>(پاسکال) | فشار استاتیک میانگین<br>(پاسکال) | کمیت جرمی (کیلوگرم بر ثانیه)<br>در جذر کلون بر بار |
|--------------------------------------------|----------------------------------|----------------------------------------------------|
| ۵۱۲                                        | ۱۳۷۰۹۶                           | ۶/۱۵                                               |
| ۵۲۱                                        | ۱۵۱۰۹۸                           | ۳/۳۸                                               |
| ۵۲۹                                        | ۱۵۰۹۱۸                           | ۲/۷۱                                               |
| ۵۴۲                                        | ۱۵۰۶۶۵                           | ۲/۰۲                                               |
| ۶۱۰                                        | ۱۴۹۲۹۸                           | ۱/۸                                                |

جدول ۴. مقایسه کمیت‌ها در پنج دبی مختلف در سرعت ۹۰۰۰۰ دور در دقیقه در نقطه ۱.

Table 4. Parameters comparison at 5 different mass flow at 90000 RPM at point 1.

| انحراف معیار استاندارد داده‌ها<br>(پاسکال) | فشار استاتیک میانگین<br>(پاسکال) | کمیت جرمی (کیلوگرم بر ثانیه)<br>در جذر کلونین بر بار) |
|--------------------------------------------|----------------------------------|-------------------------------------------------------|
| ۵۵۹                                        | ۱۴۶۵۴۴                           | ۶/۸۵                                                  |
| ۶۴۴                                        | ۱۶۳۸۱۲                           | ۲/۶۱                                                  |
| ۷۵۸                                        | ۱۶۵۸۴۶                           | ۲/۱۴                                                  |
| ۱۱۵۵                                       | ۱۶۸۱۴۶                           | ۱/۹۸                                                  |
| ۱۱۸۲                                       | ۱۶۳۸۳۲                           | ۱/۲۸                                                  |



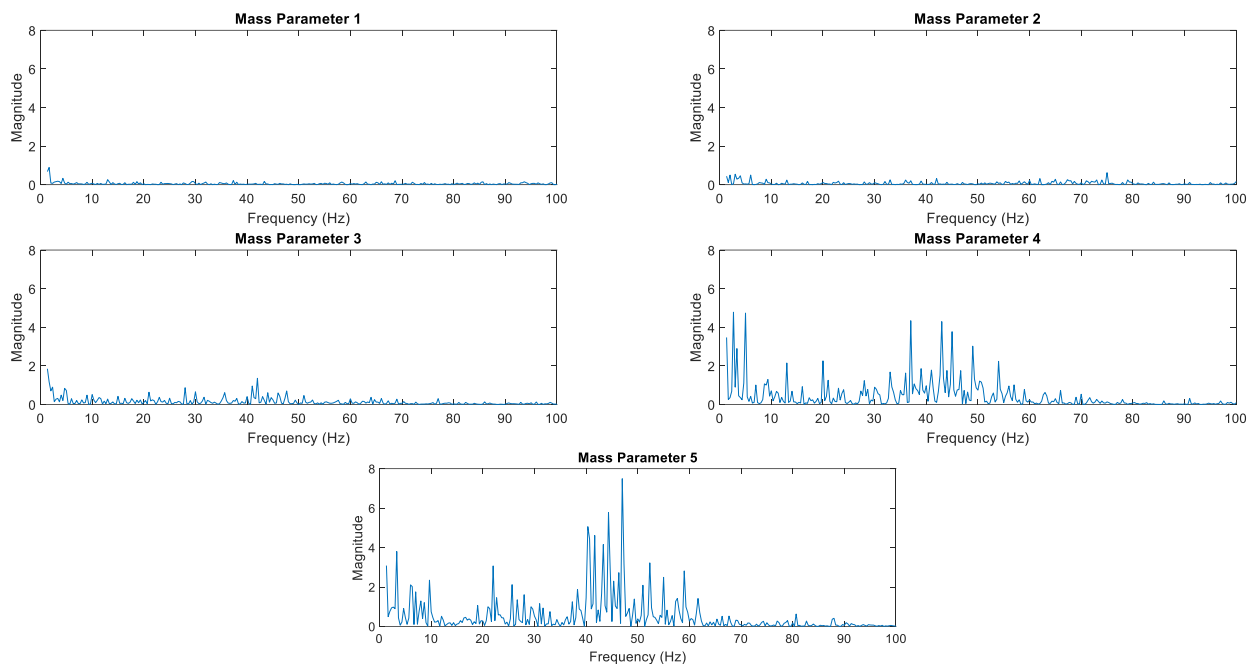
شکل ۸. دامنه نوسانات فشار بر حسب زمان در پنج دبی مختلف در سرعت ۹۰۰۰۰ دور در دقیقه در نقطه ۱.

Fig. 8. Pressure fluctuation amplitude over time at five different flow rates at 90000 RPM at point 1.

به‌وضوح قابل مشاهده است.

در شکل ۹ طیف فرکانسی نوسانات فشار استاتیک بی‌بُعدشده، برای مقادیر مختلف پارامتر جرمی از بیشترین تا کمترین مقدار، ارائه شده است. مطابق این شکل، با کاهش پارامتر جرمی، مولفه غالب نوسانات که در حدود ۴۷ هرتز قرار دارد، به‌صورت برجسته‌تری ظاهر می‌شود و دامنه آن افزایش می‌یابد؛ به‌گونه‌ای که در کمترین دبی اندازه‌گیری‌شده، این مولفه به بیشترین

داده‌های ثبت‌شده میانگین‌گیری انجام شده و سپس با تقسیم فشار استاتیک لحظه‌ای بر مقدار میانگین آن، داده‌ها به صورت بی‌بُعد در می‌آیند. در ادامه، سیگنال‌های بی‌بُعدشده در هر دو حوزه زمان و فرکانس بررسی می‌شوند. شکل ۸ تغییرات فشار استاتیک بی‌بُعد را بر حسب زمان، برای مقادیر مختلف پارامتر جرمی از بیشترین تا کمترین مقدار نشان می‌دهد. مطابق این شکل، با کاهش پارامتر جرمی، افزایش دامنه نوسانات به‌ویژه در دبی‌های پایین،



شکل ۹. دامنه نوسانات فشار بر حسب فرکانس در پنج دبی مختلف در سرعت ۹۰۰۰۰ دور در دقیقه در نقطه ۱.

Fig. 9. Pressure fluctuation amplitude over frequency at five different flow rates at 90000 RPM at point 1.

همچنین، در شکل ۱۱ طیف فرکانسی سیگنال فشار استاتیک بی‌بعد (در این نقطه) ارائه شده است. مطابق این شکل، با کاهش دبی جرمی و نزدیک شدن به ناحیه سرج، مولفه فرکانسی غالب در حدود ۴۷ هرتز به‌طور محسوسی برانگیخته شده و افزایش دامنه قابل توجهی از خود نشان می‌دهد.

#### ۶-۲- نتایج دور ۹۰ هزار در نقطه ۳

این نقطه در ناحیه خروجی محفظه حلزونی کمپرسور قرار دارد. برای این نقطه نیز همان روال تحلیل انجام‌شده برای نقاط ۱ و ۲ تکرار شده است. خلاصه نتایج داده‌برداری در این موقعیت در جدول ۶ ارائه شده است. با مقایسه جدول ۶ با جدول‌های ۳ و ۴ مشخص می‌شود که با کاهش دبی جرمی و نزدیک شدن به ناحیه سرج، انحراف معیار فشار استاتیک در نقطه ۳ نسبت به نقطه ۲ کمتر بوده و از نظر دامنه نوسانات، در محدوده‌ای نزدیک به رفتار مشاهده‌شده در نقطه ۱ قرار می‌گیرد.

مشابه نقاط ۱ و ۲، برای نقطه ۳ نیز سیگنال‌ها پس از بی‌بعدسازی، در حوزه‌های زمان و فرکانس بررسی شده‌اند. شکل‌های ۱۲ و ۱۳ به‌ترتیب تغییرات فشار استاتیک بی‌بعدشده را بر حسب زمان و طیف فرکانسی آن، برای مقادیر مختلف پارامتر جرمی از بیشترین تا کمترین مقدار، نشان

مقدار دامنه خود می‌رسد.

#### ۶-۱- نتایج دور ۹۰ هزار در نقطه ۲

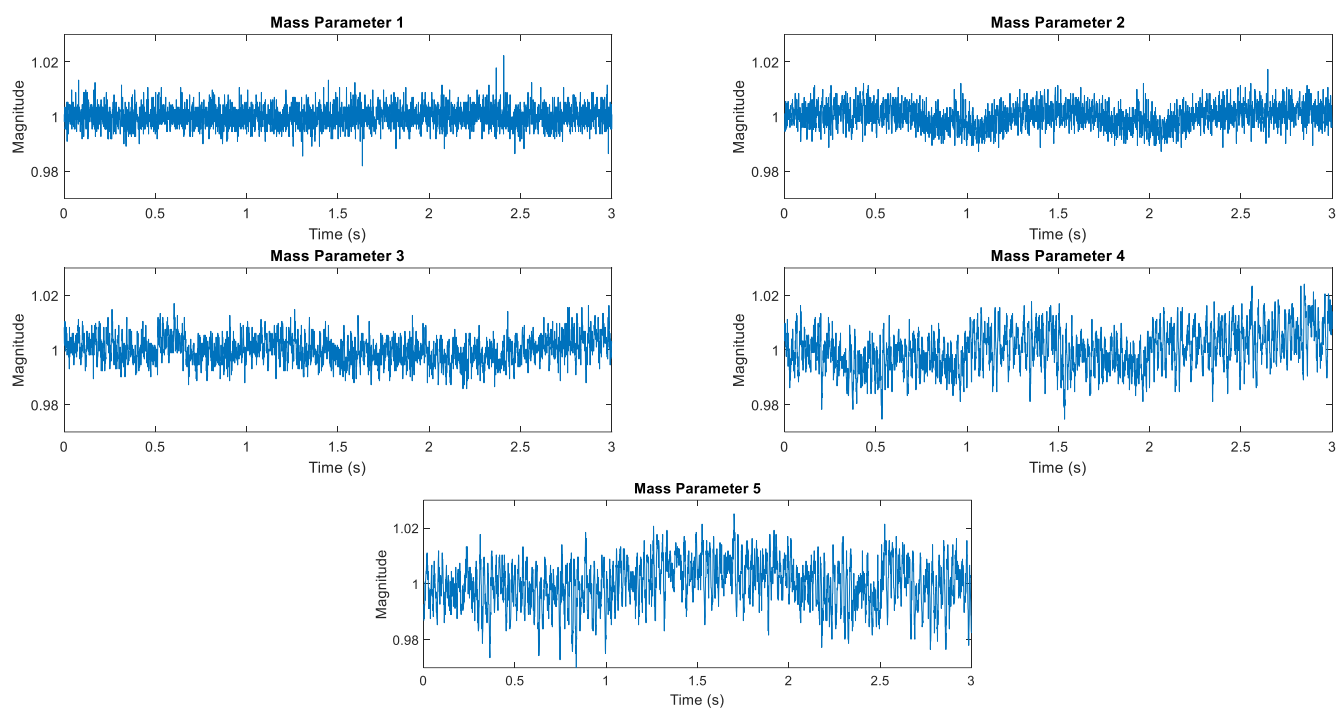
با توجه به اینکه نتایج تجربی در سرعت ۹۰۰۰۰ دور در دقیقه به‌طور قابل توجهی ورود به ناحیه سرج را نشان می‌دهند، در این دور، برای بررسی بیشتر، نقاط دیگری از محدوده جریان درون توربوچارجر نیز مورد بررسی قرار می‌گیرد. نقطه ۲ درون محفظه کمپرسور و در قسمت خروجی پروانه است. در جدول ۵ خلاصه نتایج داده‌برداری در این نقطه مشاهده می‌شود. با مقایسه نتایج این جدول با جدول ۳ دریافت می‌شود که با کاهش دبی جرمی و ورود به ناحیه سرج انحراف معیار استاندارد داده‌ها در نقطه ۲ نسبت به نقطه ۱ افزایش بیشتری داشته است.

مشابه تحلیل انجام‌شده برای نقطه ۱، داده‌های ثبت‌شده در نقطه ۲ نیز در هر دو حوزه زمان و فرکانس مورد بررسی قرار می‌گیرند. شکل ۱۰ تغییرات فشار استاتیک بی‌بعدشده را بر حسب زمان، برای مقادیر مختلف پارامتر جرمی از بیشترین تا کمترین مقدار، نشان می‌دهد. همان‌گونه که از این شکل پیداست، با کاهش دبی جرمی، افزایش دامنه نوسانات به‌ویژه در ناحیه‌های کم‌دبی، به‌صورت واضح مشاهده می‌شود.

جدول ۵. مقایسه کمیت‌ها در پنج دبی مختلف در سرعت ۹۰۰۰۰ دور در دقیقه در نقطه ۲.

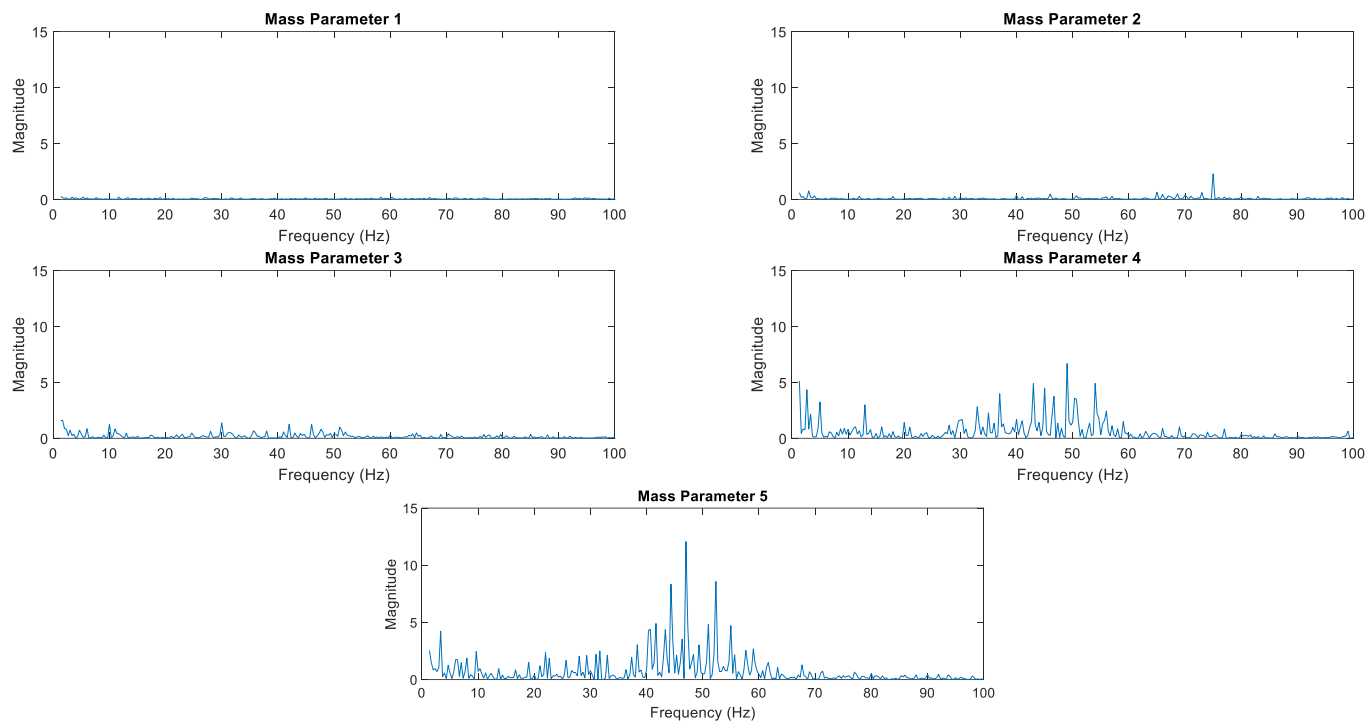
Table 5. Parameters comparison at 5 different mass flow at 90000 RPM at point 2.

| انحراف معیار استاندارد داده‌ها<br>(پاسکال) | فشار استاتیک میانگین<br>(پاسکال) | کمیت جرمی (کیلوگرم بر ثانیه<br>در جذر کلون بر بار) |
|--------------------------------------------|----------------------------------|----------------------------------------------------|
| ۵۲۳                                        | ۱۳۶۰۳۶                           | ۶/۸۵                                               |
| ۷۰۴                                        | ۱۶۶۴۷۵                           | ۲/۶۱                                               |
| ۸۰۸                                        | ۱۶۸۲۰۰                           | ۲/۱۴                                               |
| ۱۲۸۹                                       | ۱۷۰۳۷۲                           | ۱/۹۸                                               |
| ۱۳۴۵                                       | ۱۶۵۹۲۰                           | ۱/۲۸                                               |



شکل ۱۰. دامنه نوسانات فشار بر حسب زمان در پنج دبی مختلف در سرعت ۹۰۰۰۰ دور در دقیقه در نقطه ۲.

Fig. 10. Pressure fluctuation amplitude over time at five different flow rates at 90000 RPM at point 2.



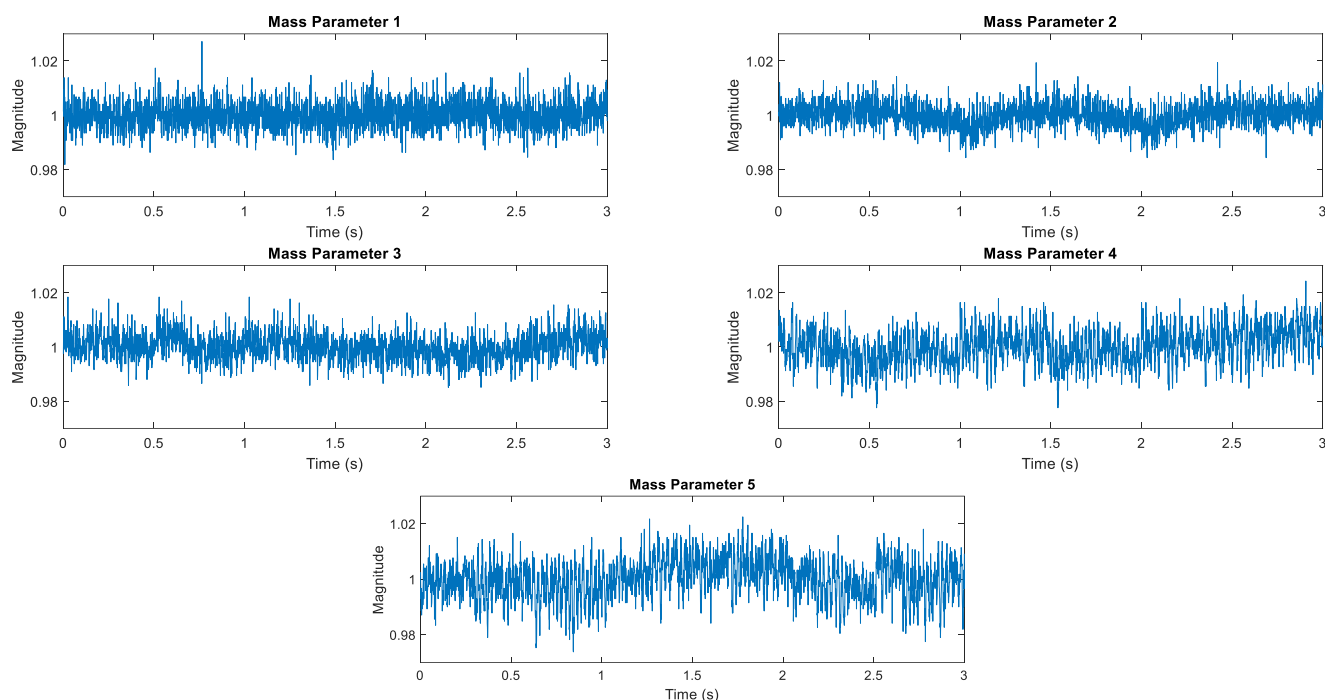
شکل ۱۱. دامنه نوسانات فشار بر حسب فرکانس در پنج دبی مختلف در سرعت ۹۰۰۰۰ دور در دقیقه در نقطه ۲.

Fig. 11. Pressure fluctuation amplitude over frequency at five different flow rates at 90000 RPM at point 2.

جدول ۶. مقایسه کمیت‌ها در پنج دبی مختلف در سرعت ۹۰۰۰۰ دور در دقیقه در نقطه ۳.

Table 6. Parameters comparison at 5 different mass flow at 90000 RPM at point 3.

| انحراف معیار استاندارد داده‌ها<br>(پاسکال) | فشار استاتیک میانگین<br>(پاسکال) | کمیت جرمی (کیلوگرم بر<br>ثانیه در جذر کلون بر بار) |
|--------------------------------------------|----------------------------------|----------------------------------------------------|
| ۶۷۰                                        | ۱۳۷۲۹۲                           | ۶/۸۵                                               |
| ۷۲۶                                        | ۱۶۷۳۳۰                           | ۲/۶۱                                               |
| ۸۱۴                                        | ۱۶۸۵۶۷                           | ۲/۱۴                                               |
| ۱۰۹۰                                       | ۱۶۹۸۶۳                           | ۱/۹۸                                               |
| ۱۱۸۰                                       | ۱۶۵۵۰۴                           | ۱/۲۸                                               |



شکل ۱۲. دامنه نوسانات فشار بر حسب زمان در پنج دبی مختلف در سرعت ۹۰۰۰۰ دور در دقیقه در نقطه ۳.

Fig. 12. Pressure fluctuation amplitude over time at five different flow rates at 90000 RPM at point 3.

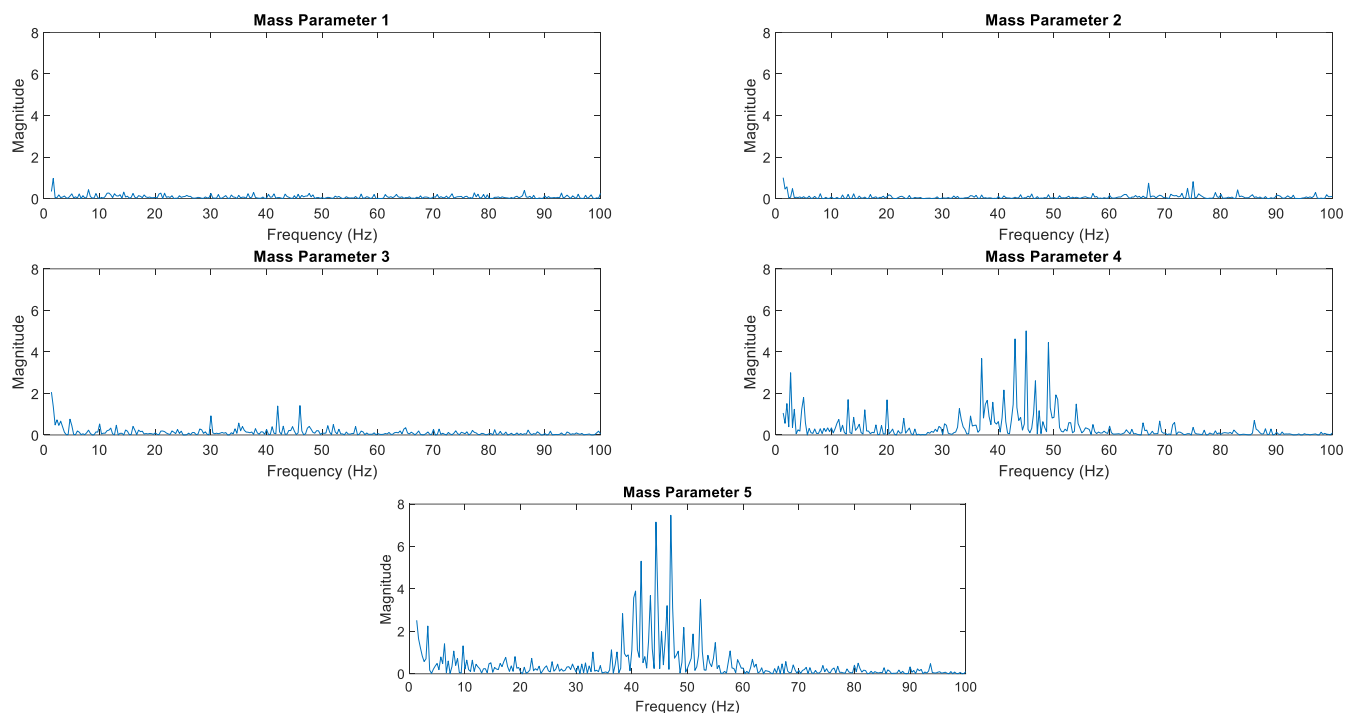
بررسی داده‌های به‌دست‌آمده در سرعت دورانی ۹۰۰۰۰ دور بر دقیقه و در گذار از ناحیه پایدار به ناحیه سرج، دو نتیجه مهم را آشکار می‌سازد: نخست آنکه با ورود به محدوده سرج، دامنه نوسانات فشار به‌طور محسوسی افزایش یافته و در برخی نقاط کاری، افزایشی در حدود دو برابر نسبت به حالت پایدار مشاهده می‌شود. دوم آنکه در حالت ناپایدار، یک مؤلفه فرکانسی غالب در حوالی ۴۷ هرتز به‌صورت مشخص برانگیخته شده و با کاهش دبی جرمی (یا پارامتر جرمی) شدت بیشتری پیدا می‌کند؛ به‌گونه‌ای که این مؤلفه را می‌توان به‌عنوان یکی از شاخص‌های مهم بروز ناپایداری در این شرایط در نظر گرفت.

در ادامه، به‌منظور درک بهتر نحوه رشد ناپایداری در مسیر جریان و نقش موقعیت اندازه‌گیری، رفتار کمپرسور در سه نقطه مختلف از مسیر جریان (در محدوده حلزونی و نواحی مرتبط) به‌صورت جداگانه تحلیل شد. نتایج این مقایسه نشان داد که شدت ناپایداری سرج در نقاط مختلف یکسان نیست و نقطه ۲ بیشترین حساسیت را نسبت به ورود به ناحیه سرج از خود نشان می‌دهد؛ به‌طوری که در این نقطه، دامنه نوسانات فشار تا حدود ۲/۶ برابر

می‌دهند. مطابق این شکل‌ها، با کاهش دبی جرمی و ورود به ناحیه سرج، افزایش دامنه نوسانات در دبی‌های پایین و همچنین برانگیخته شدن مؤلفه فرکانسی غالب در حدود ۴۷ هرتز به‌وضوح قابل مشاهده است.

## ۷- نتیجه‌گیری

در این پژوهش، پدیده ناپایداری سرج در یک کمپرسور گریز از مرکز و به‌ویژه در سرعت‌های دورانی بالا به‌صورت تجربی مورد بررسی قرار گرفت. بدین منظور، مجموعه‌ای از آزمون‌ها در سه سرعت دورانی ۵۷۰۰۰، ۸۰۰۰۰ و ۹۰۰۰۰ دور بر دقیقه انجام شد و رفتار کمپرسور از ناحیه عملکرد پایدار تا نزدیک‌شدن به محدوده ناپایداری تحلیل گردید. نتایج حاصل از این آزمون‌ها نشان داد که با افزایش سرعت دورانی، اثرات سرج بر مشخصه‌های جریان تشدید می‌شود و نوسانات فشار و سایر کمیت‌های جریان با دامنه بزرگ‌تری بروز می‌یابد. از این رو، در ادامه پژوهش، تمرکز اصلی بر آزمون‌های سرعت دورانی ۹۰۰۰۰ دور بر دقیقه قرار داده شد تا امکان شناسایی دقیق‌تر ویژگی‌های نوسانی جریان در شرایط ناپایدار فراهم گردد.



شکل ۱۳. دامنه نوسانات فشار بر حسب فرکانس در پنج دبی مختلف در سرعت ۹۰۰۰۰ دور در دقیقه در نقطه ۳.

Fig. 13. Pressure fluctuation amplitude over frequency at five different flow rates at 90000 RPM at point 3.

## ۸- فهرست علائم

### علائم انگلیسی

|           |                                          |
|-----------|------------------------------------------|
| $DFT$     | تبدیل فوریه گسسته                        |
| $FFT$     | تبدیل فوریه سریع                         |
| $MP$      | کمیت جرمی، $(kg \cdot vK)/(s \cdot bar)$ |
| $\dot{m}$ | دبی جرمی، $kg/s$                         |
| $PR$      | نسبت فشار                                |
| $S$       | حساسیت                                   |
| $U$       | عدم قطعیت                                |

### علائم یونانی

|            |         |
|------------|---------|
| $\sigma^2$ | واریانس |
|------------|---------|

### زیرنویس

|      |            |
|------|------------|
| $0$  | شرایط سکون |
| $in$ | مقطع ورودی |
| $ex$ | مقطع خروجی |
| $tt$ | کل به کل   |

افزایش یافته است. این موضوع می‌تواند بیانگر تقویت پدیده‌های نوسانی و برهم‌کنش‌های جریان در آن ناحیه خاص بوده و اهمیت انتخاب محل اندازه‌گیری مناسب برای تشخیص دقیق ناپایداری را برجسته می‌سازد. برای ادامه و تکمیل این پژوهش، پیشنهاد می‌شود تحلیل‌های دقیق‌تری بر روی ماهیت ناپایداری‌های مشاهده‌شده انجام گیرد تا مشخص شود نوسانات ثبت‌شده مربوط به کدام نوع ناپایداری (مانند سرج ملایم، سرج عمیق یا ترکیبی با سایر مدها) است. همچنین توصیه می‌شود در آزمون‌های آینده، یک رویه آزمون پیوسته از بیشترین تا کمترین دبی جرمی (بدون گسست در نقاط کاری) طراحی و اجرا گردد تا روند رشد نوسانات، لحظه ورود به ناپایداری و تغییرات فرکانس‌های غالب با دقت بیشتری قابل ردیابی و تحلیل باشد. همچنین با ارتقاء سیستم داده‌برداری، نرخ داده‌برداری بالاتری مورد آزمایش قرار گیرد.

تشکر و قدردانی

نویسنده اول از جناب آقای دکتر حاجیلوی بنیسی و همچنین تکنسین آزمایشگاه توربین گازی به جهت حمایت‌های صورت گرفته، قدردانی می‌کند.

- [11] X. Xue, T. Wang, T. Zhang, B. Yang, Mechanism of stall and surge in a centrifugal compressor with a variable vaned diffuser, *Chinese Journal of Aeronautics*, 31(6) (2018) 1222-1231.
- [12] J. Galindo, J.R. Serrano, H. Climent, A. Tiseira, Experiments and modelling of surge in small centrifugal compressor for automotive engines, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 32(3) (2008) 818-826.
- [13] B. Semlitsch, V. Jyothishkumar, M. Mihaescu, L. Fuchs, E.J. Gutmark, Investigation of the Surge Phenomena in a Centrifugal Compressor Using Large Eddy Simulation, in: *ASME 2013 International Mechanical Engineering Congress and Exposition*, 2013.
- [14] M. Dumas, H.D. Vo, H. Yu, Post-Surge Load Prediction for Multi-Stage Compressors via CFD Simulations, in: *ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition*, 2015.
- [15] S. Pakle, K. Jiang, Design of a high-performance centrifugal compressor with new surge margin improvement technique for high speed turbomachinery, *Propulsion and Power Research*, 7(1) (2018) 19-29.
- [16] J.T. Gravdahl, O. Egeland, S.O. Vatland, Drive torque actuation in active surge control of centrifugal compressors, *Automatica*, 38(11) (2002) 1881-1893.
- [17] B. Bøhagen, J.T. Gravdahl, Active surge control of compression system using drive torque, *Automatica*, 44(4) (2008) 1135-1140.
- [18] A. Anjomrouz, A. Hajilouy Benisi, Surge phenomenon in centrifugal compressor and its detection by experimental method, in: *27th Annual International Conference of the Iranian Society of Mechanical Engineers*, Tehran, Iran, 2019. (In Persian).
- [19] A. Anjomrouz, M.S. Karimi, Combined axial-centrifugal compressor performance evaluation under tip clearance effects, *Aerospace Science and Technology*, 177 (2026) 112775.
- [20] A. Anjomrouz, M.S. Karimi, S.K. Hannani, Aerodynamic optimization of the combined axial-centrifugal compressor: a deep learning assisted two
- [1] A. Anjomrouz, S. Ghadiri, A. Imani, A review on the structures and characteristics of micro-turbojet engines, *Journal of Solid and Fluid Mechanics*, 13(5) (2023) 59-76.
- [2] A. Imani, A. Anjomrouz, A. Rasti, Reducing the Specific Fuel Consumption of a Micro-Turbojet Engine by Converting it into a Micro-Turbofan Engine, *Fluid Mechanics & Aerodynamics*, 12(1) (2023) 49-64.
- [3] A. Imani, A. Anjomrouz, Design and Simulation of a Control System for a Single Spool Mixed-Flow Small Turbofan Engine, *Journal of Aeronautics, Astronautics and Aviation*, 57(1) (2025) 1-12.
- [4] M.P. Boyce, *Centrifugal Compressors: A Basic Guide*, PennWell, 2003.
- [5] K.T. Lim, S.Y. Yoon, C.P. Goyne, Z. Lin, P.E. Allaire, Design and Characterization of a Centrifugal Compressor Surge Test Rig, *International Journal of Rotating Machinery*, 2011(1) (2011) 738275.
- [6] R.L. Elder, M.E. Gill, A Discussion of the Factors Affecting Surge in Centrifugal Compressors, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 107(2) (1985) 499-506.
- [7] M.P. Wernet, M.M. Bright, G.J. Skoch, An Investigation of Surge in a High-Speed Centrifugal Compressor Using Digital PIV, *Journal of Turbomachinery*, 123(2) (2000) 418-428.
- [8] K.K. Botros, S. Ganesan, Dynamic Instabilities in Industrial Compression Systems with Centrifugal Compressors, in: *Proceedings of the 37th Turbomachinery Symposium*, Texas A&M University, 2008.
- [9] A.X. Liu, X.Q. Zheng, Methods of surge point judgment for compressor experiments, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 51 (2013) 204-213.
- [10] X. Zheng, Z. Sun, T. Kawakubo, H. Tamaki, Experimental investigation of surge and stall in a turbocharger centrifugal compressor with a vaned diffuser, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 82 (2017) 493-506.

- Characterization of the Performance of a Turbocharger Centrifugal Compressor by Component Loss Contributions, *Energies*, 12(14) (2019) 2711.
- [25] B.C. Nakra, K.K. Chaudhry, *Instrumentation, Measurement And Analysis*, Fourth ed., McGraw Hill, 2017.
- [26] R. Bontempo, M. Cardone, M. Manna, G. Vorraro, A statistical approach to the analysis of the surge phenomenon, *Energy*, 124 (2017) 502-509.
- [27] A. Anjomrouz, M.S. Karimi, Performance prediction and parametric study of the combined axial-centrifugal compressor, *International Journal of Engine Research*, 27(5) (2026) 797-811.
- step optimization approach, *Energy Conversion and Management*: X, 30 (2026) 101911.
- [21] A.F. El-Sayed, *Fundamentals of aircraft and rocket propulsion*, Springer, 2016.
- [22] A. Anjomrouz, W. Zou, W. Kong, B. Wang, X. Zheng, Surrogate-assisted Multi-component Aerodynamic Optimization of Centrifugal Compressor Towards Performance Improvement of Adaptive Cycle Engine, *Journal of Applied Fluid Mechanics*, 18(12) (2025) 2941-2952.
- [23] D.G. Wilson, T. Korakianitis, *The Design of High-Efficiency Turbomachinery and Gas Turbines*, The MIT Press, 2014.
- [24] N. Khoshkalam, M. Mojaddam, K.R. Pullen,

چگونه به این مقاله ارجاع دهیم

A. Anjomrouz, M. Sadeq Karimi, *Experimental Investigation of Surge Instability in the Centrifugal Compressor Volute*, *Amirkabir J. Mech Eng.*, 58(1) (2026) 113-132.

DOI: [10.22060/mej.2026.25441.7946](https://doi.org/10.22060/mej.2026.25441.7946)

