



Numerical Modeling of Diaphragm Dosing Pumps with Fluid-Structure Interaction Analysis

R. Mohammadi*, A. Rabiee Kerahrudi, A. Ahmadi

Department of Mechanical Engineering, Arak University, Arak, Iran

ABSTRACT: In this paper, the performance of a diaphragm dosing pump of the injection odorizers is simulated with the fluid-structure interaction analysis. The simulation results are validated with experimental data and the largest relative error is 16% for the average flow rate. Performance simulation of the diaphragm pump for the diaphragm oscillation period of 1 second and three different diaphragm displacement amplitudes of 0.8, 0.5, and 0.2 mm, shows that as the amplitude increases, the fluid velocity and consequently the flow rate of the pump increases. The average flow rate of the pump in the mentioned amplitudes is equal to 0.002, 0.0013, and 0.0005 kg/s, respectively. As the amplitude increases from 0.2 to 0.8 mm, the maximum stress applied to the diaphragm increases from 32.2 to 99.2 MPa (equivalent to 208%). Also, the effect of diaphragm oscillation frequency on pump performance is investigated. The results show that the pump's flow rate directly and linearly relates to the diaphragm oscillation frequency. In contrast, the applied stress on the diaphragm is not frequency-dependent and in the same ratios of the period, the applied stress is almost constant. According to the results, if the pump amplitude is set to 0.5 mm and the frequency is 1.6 Hz, instead of operating at a diaphragm amplitude of 0.8 mm and a frequency of 1 Hz, the pump's flow rate will be the same. While the maximum amount of stress in the diaphragm will be reduced by about 30% and the probability of damage will be reduced.

Review History:

Received: Oct. 11, 2021

Revised: Mar. 03, 2022

Accepted: Apr. 16, 2022

Available Online: May, 02, 2022

Keywords:

Diaphragm pumps

Numerical modeling

Fluid-structure interaction

Dosing pumps

1- Introduction

The main components of injection odorizers are diaphragm dosing pumps. These positive displacement pumps use reciprocating deformable diaphragms to produce a pulsating discharge flow. The performance of these pumps depends on the movement of the diaphragm, the operation of the inlet and outlet control valves, and the fluid flow field inside the pump. Given the issues with diaphragm dosing pumps' operation (e.g., diaphragm damage), it is critical to have a precise understanding of their performance. Simulating the operation of these pumps can help identify and investigate the factors that are effective in reducing their damage. Because the operation of these pumps is dependent on the effect of diaphragm displacement and deformation on the fluid flow field, an accurate simulation of their behavior must account for Fluid-Structure Interactions (FSI). Positive displacement pumps have received little research, and the majority of it has focused on other types of positive displacement pumps, such as piston pumps [1], plunger pumps [2], or rotary reciprocating pumps [3]. In the field of diaphragm pumps, Alberto et al. [4] presented an unsteady numerical methodology for the Computational Fluid Dynamics (CFD) simulation of air-operated diaphragm pumps. Pan et al. [5] used FSI modeling

to investigate the dynamic characteristics of port valves in a diaphragm pump for exhaust gas treatment systems.

This paper numerically investigates the performance of a diaphragm dosing pump used in injection odorizing systems. A 3-D transient model is applied with finite element and finite volume numerical methods, considering the interaction effects of structural motion on the fluid flow behavior inside the pump. The primary purpose of this paper is to investigate the impact of performance parameters, such as diaphragm displacement amplitude and frequency, on stresses applied to the diaphragm to find a solution to reduce these stresses while maintaining the expected flow.

2- Model Description

Fig. 1 shows a schematic of the investigated geometry. The pump's diaphragm is a stainless steel disc with a thickness of 0.5 mm, the side part of which is fixed, and its surface has an arc oscillating motion with a maximum displacement of 0.8 mm. The governing conservation laws of mass and momentum are given by:

$$\nabla \cdot \vec{V} = 0 \quad (1)$$

*Corresponding author's email: r-mohammadi@araku.ac.ir



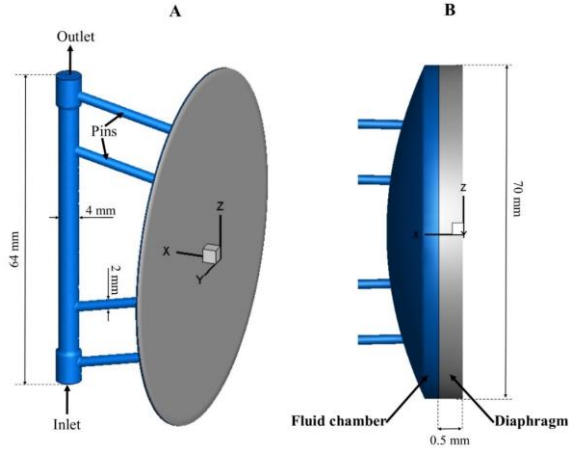


Fig. 1. Schematic of studied geometry (A) 3D simulated geometry with real scale, (B) Fluid chamber and diaphragm in XZ plane which are scaled ten times in the X-direction

$$\rho \left(\frac{\partial \vec{V}}{\partial t} + \vec{V} \cdot \nabla \vec{V} \right) = -\nabla P + \mu \nabla^2 \vec{V} + \vec{f} \quad (2)$$

The governing equations for the elastic structural displacement can be written as:

$$\rho_s \frac{\partial^2 d}{\partial t^2} - \nabla \cdot \sigma = F_v \quad (3)$$

The governing equations are solved with ANSYS Workbench software. The solid domain is modeled through transient structural analysis using the finite element model. The fluid domain is modeled using a finite volume approximation by FLUENT. The ANSYS system coupling is used to couple Fluent with transient structural to set up a transient coupled FSI.

3- Results and Discussion

Fig. 2 shows the velocity contours in the fluid domain for the diaphragm displacement amplitude of 0.2 mm and time period of 1 s at various times from 0 s to 1 s. This figure is scaled 12 times in the X-direction to make the plots easier to view. As shown in Fig. 2, between $t = 0$ s and $t = T / 2 = 0.5$ s, the diaphragm gradually moves from the initial equilibrium state towards the fluid. During this time, the inlet valve is closed, the outlet valve is open, and the fluid exits the pump. When, at $t = 0.5$ s, the diaphragm reaches its maximum displacement, the outlet valve closes, the inlet valve opens, and fluid is drawn from the tank into the pump chamber. Fig. 3 depicts the stress contours in the solid domain for a diaphragm displacement amplitude of 0.2 mm and period of 1 s. This figure is scaled ten times in the X-direction

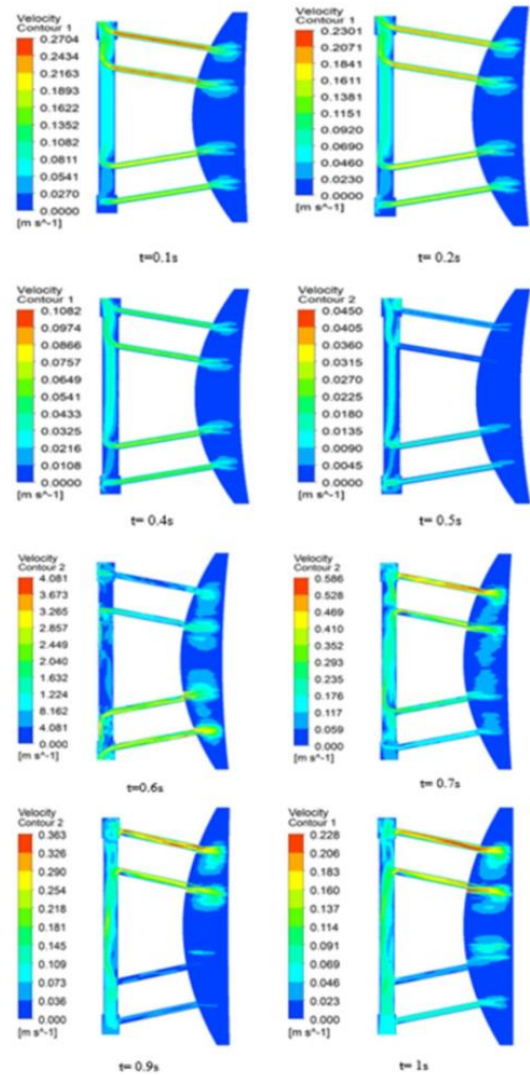


Fig. 2. Velocity contours in the fluid domain for the diaphragm displacement amplitude of 0.2 mm and time period of 1 s at various times from 0 s to 1 s

and shows that the applied stress on the diaphragm increases over time during the first half of the pump's operation, then gradually decreases.

The effects of diaphragm displacement amplitude and diaphragm oscillation frequency on pump performance are investigated. The results show that by changing the frequency, the maximum stress values in the diaphragm do not change in the same proportions of the period. The highest level of maximum stress occurs at $T / 2$ for all periods. Fig. 4 shows the RMS value of mass flow rate and the maximum amount of stress as a function of frequency for the diaphragm displacement amplitude of 0.2, 0.5, and 0.8 mm at $t = T / 2$

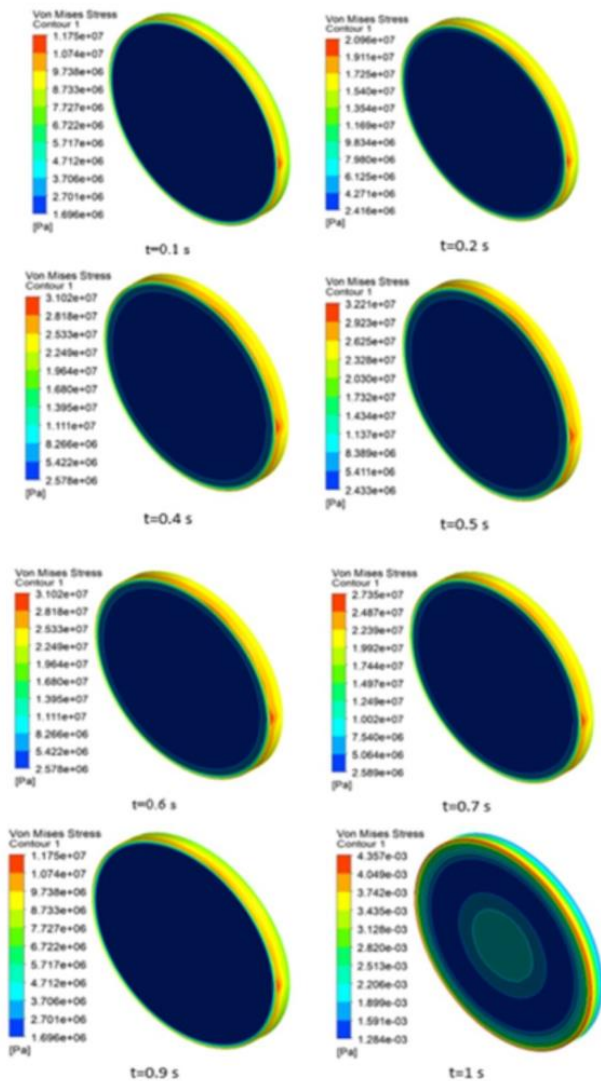


Fig. 3. Stress contours in the solid domain for the diaphragm displacement amplitude of 0.2 mm and time period of 1 s at various times from 0 s to 1 s

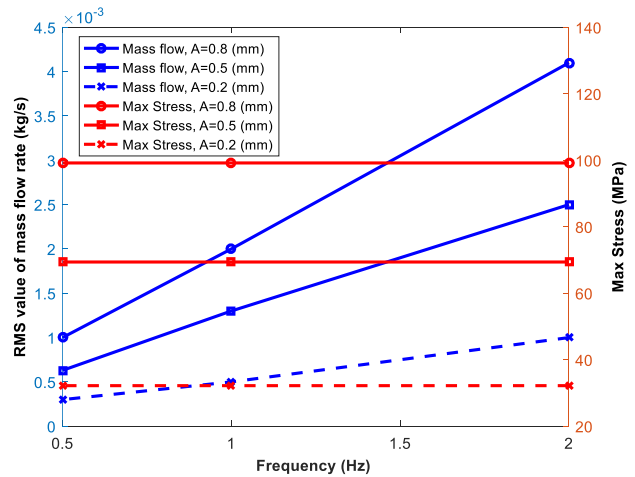


Fig. 4. RMS value of mass flow rate and maximum amount of stress at as a function of frequency for the diaphragm displacement amplitude of 0.2, 0.5 and 0.8 mm

distributions, fluid flow changes over time, and diaphragm stress distributions are compared and analyzed under various operating conditions. The obtained results show that as the diaphragm displacement amplitude increases, the fluid velocity, the flow rate, and the maximum stress applied to the diaphragm also increase. Furthermore, the results reveal that the pump’s flow rate is proportional to the frequency of diaphragm oscillation. The applied stress on the diaphragm, on the other hand, is not frequency-dependent and is nearly constant in the same period ratios.

According to the findings, if the pump amplitude is set to 0.5 mm and the frequency is 1.6 Hz, the pump’s flow rate will be the same as if the diaphragm amplitude is set to 0.8 mm and the frequency is 1 Hz. At the same time, the maximum amount of stress in the diaphragm will be lowered by around 30%. However, during pump exploitation, the diaphragm amplitude is usually set and locked at its maximum value, and the flow rate is adjusted only by changing the diaphragm’s oscillation frequency. The stress on the diaphragm can be decreased by reducing its amplitude and increasing its frequency while delivering the required flow rate. Therefore, the possibility of diaphragm damage is lowered. Nevertheless, a diaphragm fatigue analysis is required for a more precise conclusion in this regard.

References

- [1] S. Kumar, J.M. Bergada, The effect of piston grooves performance in an axial piston pumps via CFD analysis, *International Journal of Mechanical Sciences*, 66 (2013) 168-179.
- [2] A. Iannetti, M.T. Stickland, W.M. Dempster, A computational fluid dynamics model to evaluate the inlet stroke performance of a positive displacement

. The pump flow is directly proportional to the diaphragm oscillation frequency in all three diaphragm displacement amplitudes, which is consistent with such pumps’ physics and observed behavior. Pump flow rate and maximum stress at the diaphragm both increase as the oscillation amplitude increases at a constant frequency. As a result, the diaphragm displacement amplitude must be carefully chosen to provide a specific flow rate, taking into account the effect of increasing the amplitude on increasing stress.

4- Conclusions

The FSI simulation of a diaphragm dosing pump is presented in this paper. The fluid velocity and pressure

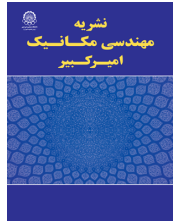
- reciprocating plunger pump, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, 228(5) (2014) 574-584.
- [3] J.K. Lee, J.K. Jung, J.-B. Chai, J.W. Lee, Mathematical modeling of reciprocating pump, Journal of mechanical science and technology, 29(8) (2015) 3141-3151.
- [4] M.B. Alberto, F.O.J. Manuel, M.-F. Andrés, Numerical methodology for the CFD simulation of diaphragm volumetric pumps, International Journal of Mechanical Sciences, 150 (2019) 322-336.
- [5] X. Pan, S. Yang, Y. Shi, Y. Liu, Investigation on the dynamic characteristics of port valves in a diaphragm pump for exhaust gas treatment system by FSI modeling, IEEE Access, 7 (2019) 57238-57250.

HOW TO CITE THIS ARTICLE

R. Mohammadi, A. Rabiee Kerahrudi, A. Ahmadi, Numerical Modeling of Diaphragm Dosing Pumps with Fluid-Structure Interaction Analysis, Amirkabir J. Mech Eng., 54(7) (2022) 301-304.

DOI: 10.22060/mej.2022.20658.7288





مدلسازی عددی پمپ‌های دیافراگمی تزریق با در نظر گرفتن برهمکنش سیال و سازه

رفعت محمدی^{*}، عارفه ربیعی کرهرودی، امیر احمدی

دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه اراک، اراک، ایران.

تاریخچه داوری:

دریافت: ۱۴۰۰/۰۷/۱۹
بازنگری: ۱۴۰۰/۱۲/۱۲
پذیرش: ۱۴۰۱/۰۱/۲۷
ارائه آنلاین: ۱۴۰۱/۰۲/۱۲

کلمات کلیدی:

پمپ‌های دیافراگمی
مدلسازی عددی
برهمکنش سیال و سازه
پمپ تزریق

خلاصه: در این مقاله عملکرد یک نمونه از پمپ‌های دیافراگمی تزریق که در سیستم‌های بودارکننده تزریقی ایستگاه‌های تقلیل فشار گاز استفاده می‌شود، با در نظر گرفتن تأثیرات برهمکنش سیال و سازه، شبیه‌سازی شده است. نتایج حاصل از شبیه‌سازی با نتایج آزمایشگاهی اعتبارسنجی شده و حداکثر خطای محاسبه دبی پمپ، ۱۶ درصد به‌دست آمده است. شبیه‌سازی عملکرد پمپ دیافراگمی مورد مطالعه در نوسان دیافراگم با دوره تناوب یک ثانیه و سه دامنه حرکت ۰/۸ و ۰/۵ و ۰/۲ میلی‌متر، نشان می‌دهد که با افزایش دامنه نوسان دیافراگم، سرعت سیال و دبی سیال خروجی از پمپ افزایش می‌یابد. به‌طوریکه میزان دبی متوسط خروجی پمپ در دامنه‌های مذکور به ترتیب برابر با ۰/۰۰۲، ۰/۰۱۳ و ۰/۰۰۵ کیلوگرم بر ثانیه است. البته با افزایش دامنه نوسان دیافراگم از ۰/۲ به ۰/۸ میلی‌متر، مقدار تنش حداکثر اعمالی به دیافراگم نیز از ۳۲/۲ به ۹۲/۲ مگاپاسکال افزایش می‌یابد (معادل ۲۰۸ درصد). همچنین تأثیر فرکانس نوسان دیافراگم بر عملکرد پمپ بررسی شده و نتایج نشان می‌دهد که دبی پمپ نسبت مستقیم و خطی با فرکانس نوسان دیافراگم دارد، در صورتیکه تنش اعمالی بر دیافراگم وابسته به فرکانس نیست و در نسبت‌های یکسانی از دوره تناوب، تنش تقریباً ثابت است. بر اساس نتایج به‌دست آمده اگر به جای آنکه پمپ در دامنه حرکت دیافراگم ۰/۸ میلی‌متر و فرکانس ۱ هرتز کار کند، دامنه حرکت دیافراگم بر روی ۰/۵ میلی‌متر و فرکانس ۱/۶ هرتز تنظیم شود، مقدار دبی پمپ دقیقاً یکسان خواهد بود، در حالیکه مقدار تنش حداکثر در دیافراگم حدود ۳۰ درصد کاهش یافته و احتمال آسیب آن کمتر می‌شود.

۱- مقدمه

گاز طبیعی از منابع تولید انرژی گرمایی با آلودگی کم محسوب می‌شود و مهمترین جزء تشکیل دهنده آن متان است. با توجه به اینکه متان یک گاز بی‌بو و بی‌رنگ است، تشخیص نشت احتمالی این گاز در خطوط لوله یکی از مسائل مطرح در صنعت گاز می‌باشد. روشی که امروزه برای هشداردهی به مصرف‌کنندگان جهت پیشگیری از بروز خطرات احتمالی ناشی از نشت گاز و جلوگیری از به هدر رفتن آن به کار می‌رود، بودار کردن گاز طبیعی به وسیله مواد بودار کننده است. در ایران اغلب از مرکاپتان به منظور بودار کردن گاز طبیعی استفاده می‌شود. بر اساس استاندارد شرکت ملی گاز ایران به ازای هر متر مکعب استاندارد گاز طبیعی، مقدار ۱۰-۲۵ میلی‌گرم مرکاپتان باید به گاز اضافه شود [۱]. در ایستگاه‌های تقلیل فشار گاز، دستگاه‌های بودارکننده^۱ وظیفه اضافه کردن مرکاپتان به گاز طبیعی

را به عهده دارند. دستگاه‌های بودارکننده به طور کلی به دو دسته تزریق شیمیایی^۲ و جذب شیمیایی^۳ تقسیم می‌شوند. در دستگاه‌های بودارکننده تزریقی، ماده بودارکننده توسط پمپ‌های تزریق به خط لوله گاز تزریق شده و گاز خروجی از ایستگاه تقلیل فشار دروازه شهر (سی‌جی‌اس^۴) را بودار می‌کند. از این نوع دستگاه‌های بودارکننده معمولاً در ایستگاه‌های با ظرفیت بالا استفاده می‌گردد [۲]. در این نوع دستگاه‌های بودارکننده، پمپ تزریق جزء اصلی دستگاه بوده و اغلب از پمپ‌های دیافراگمی به این منظور استفاده می‌شود. پمپ‌های دیافراگمی از جمله پمپ‌های جابه‌جایی مثبت هستند که از دیافراگم‌های رفت و برگشتی^۵ برای تولید جریان خروجی ضربه‌ای استفاده می‌کنند. عملکرد این پمپ‌ها بستگی به حرکت دیافراگم، عملکرد شیرهای کنترلی ورودی و خروجی و میدان جریان سیال درون پمپ دارد [۳]. با توجه

- 2 Chemical Injection
- 3 Chemical Absorption
- 4 City Gate Station (CGS)
- 5 Reciprocating Deformable Diaphragms

- 1 Odorizer

^{*} نویسنده عهده‌دار مکاتبات: r-mohammadi@araku.ac.ir



به مشکلات موجود در عملکرد اینگونه پمپها در ایستگاههای گازی (مانند آسیب دیدن مداوم دیافراگمها)، شناخت دقیق عملکرد پمپهای تزریق اهمیت می‌یابد. شبیه‌سازی عملکرد این پمپها می‌تواند نقش بسزایی در شناخت و بررسی عوامل مؤثر در کاهش آسیبهای آنها داشته باشد. با توجه به اینکه عملکرد این پمپها ناشی از تأثیر جابه‌جایی دیافراگم و تغییر شکل آن بر میدان جریان سیال است، شبیه‌سازی دقیق رفتار آنها نیازمند منظور نمودن تاثیرات برهمکنش سیال و سازه^۱ می‌باشد.

تحقیقات زیادی در زمینه بررسی عملکرد انواع پمپ انجام شده که بیشتر آنها در زمینه پمپهای دینامیکی می‌باشند [۴-۶]. در زمینه پمپهای جابه‌جایی مثبت تحقیقات کمتری صورت گرفته که اغلب این دسته از تحقیقات نیز در زمینه انواع دیگر پمپهای جابه‌جایی مثبت، مانند پمپهای پیستونی [۹-۷]، پلانجر [۱۰] یا پمپهای جابه‌جایی مثبت دورانی [۱۱] هستند. در ادامه تحقیقات منتشر شده در زمینه پمپهای جابه‌جایی مثبت از نوع دیافراگمی که موضوع این تحقیق است، بررسی می‌شوند.

از جمله تحقیقات انجام شده در زمینه پمپهای دیافراگمی می‌توان به شبیه‌سازی انجام شده توسط رانی اشاره نمود [۱۲]. در این مقاله جریان سیال در یک پمپ دیافراگمی تزریق بنزین با منظور نمودن تأثیر برهمکنش سیال و سازه شبیه‌سازی شده و تأثیر سرعت حرکت بادامک و جابه‌جایی دیافراگم بر دبی سیال منظور شده است. در این مقاله شبیه‌سازی با استفاده از نرم افزار آدینا^۲ انجام شده و به منظور کاهش زمان محاسبات، هندسه به صورت دو بعدی ساده شده است. در تحقیقی دیگر، عملکرد یک پمپ دیافراگمی توزیع فلز مذاب که از عملگر نیوماتیک استفاده می‌کند، بررسی شده است [۱۳]. در این تحقیق زمانی که اثرات گرانروی ناچیز است از معادله برنولی و در غیر اینصورت از موازنه انتگرالی معادله مومنوم استفاده شده و معادلات به روش تحلیلی بررسی شده و از محاسبات دقیق دینامیک سیالات محاسباتی استفاده نشده است. همچنین تأثیر برهمکنش سیال و سازه در عملکرد پمپ منظور نشده و تنها جریان سیال مورد بررسی قرار گرفته است. تحلیل ابعادی برهمکنش سیال و سازه در پمپهای دیافراگمی پیستونی توسط ریجسویک ارائه شده است [۱۴]. در این تحقیق یک مدل عددی نیز برای مدل‌سازی برهمکنش سیال و سازه در پمپهای دیافراگمی پیستونی ارائه شده و تغییر شکل دیافراگم و کرنش آن محاسبه گردیده است. بخشایش پمپهای دیافراگمی مورد استفاده در یکی از ایستگاههای گازی

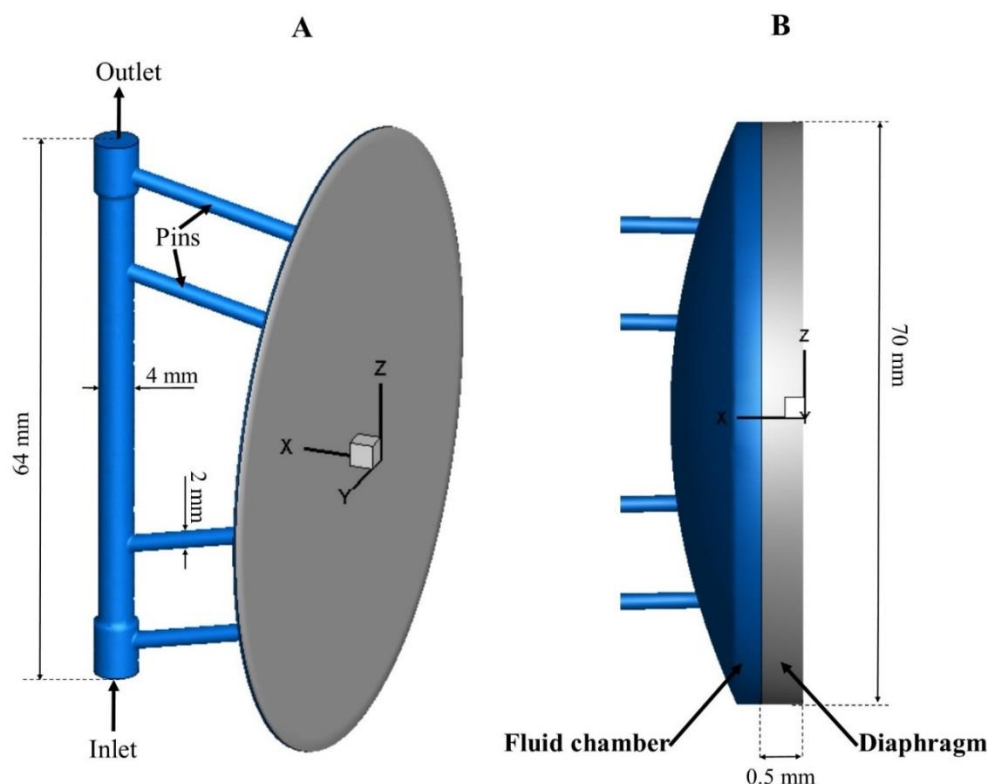
شهر شاهرود را با استفاده از نرم افزار انسیس-سی‌اف‌ایکس^۳ شبیه‌سازی کرده است [۱۵]. در این مقاله، پمپ دیافراگمی به صورت دو بعدی مدل شده و هندسه پمپ نسبت به هندسه واقعی پمپهای دیافراگمی مورد استفاده در ایستگاههای گازی کشور، بسیار متفاوت در نظر گرفته شده است. همچنین میزان جابه‌جایی دیافراگم در این تحقیق غیر واقعی و چندین برابر جابه‌جایی واقعی دیافراگم در چنین پمپهایی لحاظ شده است. به علاوه تنش‌های ایجاد شده در دیافراگم نیز مورد بررسی قرار نگرفته است. در تحقیقی دیگر آلبرتو و همکاران [۱۶] یک پمپ دو دیافراگمی با عملکرد نیوماتیکی^۴ را با روش دینامیک سیالات محاسباتی به صورت دو بعدی و گذرا شبیه‌سازی کرده و تاثیرات متقابل حرکت سازه بر رفتار جریان سیال درون پمپ را مورد بررسی قرار دادند. این شبیه‌سازی در نرم افزار انسیس-فلوئنت^۵ انجام شده است. نتایج شبیه‌سازی با نتایج آزمایشگاهی مقایسه شده و دقت نتایج شبیه‌سازی مورد بررسی قرار گرفته است. در تحقیقی دیگر عملکرد یک پمپ دیافراگمی برای سیستم تصفیه گاز آگروز، با در نظر گرفتن تأثیر برهمکنش سیال و سازه توسط پن و همکاران [۱۷] بررسی شده است. در این تحقیق عملکرد پمپ دیافراگمی با تأکید بر مکانیزم عملکرد شیرهای ورودی و خروجی با استفاده از نرم افزار آدینا شبیه‌سازی شده است.

مرور تحقیقات فوق نشان می‌دهد که در زمینه شبیه‌سازی عملکرد پمپهای دیافراگمی، چندین تحقیق محدود انجام شده است [۱۲-۱۷]. شبیه‌سازی در اکثر این تحقیقات نیز به صورت دو بعدی و یا بدون در نظر گرفتن تاثیرات برهمکنش سیال و سازه می‌باشد. در تحقیقاتی هم که تاثیرات برهمکنش سیال و سازه در نظر گرفته شده، فقط تأثیر جابه‌جایی دیافراگم بر سیال بررسی شده و در نتیجه تأثیر متقابل سیال بر دیافراگم و تنش‌های اعمالی بر دیافراگم تاکنون مورد بررسی قرار نگرفته است. انواع مختلف و متفاوت پمپهای دیافراگمی در تحقیقات فوق از نظر شکل هندسی و ابعاد پمپ، محدوده دبی و فشار سیال، و تعداد دیافراگمها، انجام شبیه‌سازی برای بررسی عملکرد یک نمونه پمپ مشخص را الزامی می‌سازد.

در این تحقیق عملکرد یک نمونه از پمپهای دیافراگمی که در سیستم‌های بودارکننده تزریقی ایستگاههای تقلیل فشار گاز مورد استفاده قرار می‌گیرد، شبیه‌سازی خواهد شد. شبیه‌سازی به صورت سه بعدی و گذرا با روش‌های عددی المان محدود و حجم محدود و با در نظر گرفتن تاثیرات متقابل حرکت سازه بر رفتار جریان سیال درون پمپ انجام خواهد شد. به

3 Ansys CFX
4 Air-Operated Double Diaphragm (AODD)
5 Ansys Fluent

1 Fluid Structure Interaction (FSI)
2 ADINA



شکل ۱. هندسه پمپ دیافراگمی مورد مطالعه (A) هندسه سه بعدی شبیه‌سازی شده با مقیاس واقعی (B) نمایش بخشی از هندسه (شامل دیافراگم و محفظه پمپ متصل به آن) در صفحه XZ با بزرگنمایی ده برابر در راستای X

Fig. 1. Schematic of studied geometry (A) 3D simulated geometry with real scale, (B) Fluid chamber and diaphragm in XZ plane which are scaled ten times in the X-direction

مورد استفاده در آن، از نوع تک دیافراگمی و ساخت شرکت لوا^۱ می‌باشد. هندسه و ابعاد پمپ از کاتالوگ پمپ و اندازه‌گیری‌های میدانی تعیین و در شکل ۱ مشخص شده است. در شکل ۱ قسمت خاکستری رنگ نشان دهنده دیافراگم جامد و قسمت آبی رنگ ناحیه عبور سیال را نشان می‌دهد. دیافراگم این پمپ، یک دیسک از جنس فولاد ضد زنگ با ضخامت ۰/۵ میلی‌متر است که قسمت جانبی آن ثابت شده و سطح آن با بیشینه جابه‌جایی ۰/۸ میلی‌متر، حرکت نوسانی قوسی شکل دارد. به منظور وضوح هندسه در ناحیه دیافراگم و محفظه پمپ^۲، بخش مذکور در راستای X (یا همان راستای ضخامت دیافراگم) ده برابر بزرگنمایی شده و تصویر حاصله نیز در قسمت راست شکل ۱ نمایش داده شده است.

این ترتیب تأثیر جابه‌جایی دیافراگم و تغییر شکل آن بر میدان جریان سیال و عملکرد پمپ منظور خواهد شد. با توجه به آسیب دیدن مداوم دیافراگم پمپ‌های تزریق مورد استفاده در ایستگاه‌های گازی کشور، هدف اصلی این مقاله بررسی تأثیر پارامترهای عملکردی پمپ، مانند فرکانس و دامنه حرکت نوسانی دیافراگم، بر تنش‌های اعمالی بر دیافراگم به منظور یافتن راه حلی برای کاهش این تنش‌ها، همزمان با تأمین دبی مورد نظر، می‌باشد.

۲- معرفی مسئله

در این تحقیق عملکرد پمپ دیافراگمی مورد استفاده در سیستم بودارکننده تزریقی ایستگاه تقلیل فشار گاز سی‌جی‌اس شهر اراک، واقع در کمربندی شمالی این شهر مورد بررسی قرار می‌گیرد. ظرفیت این ایستگاه ۳۰۰۰۰۰ متر مکعب در ساعت و پمپ تزریق ماده بودارکننده (مرکاپتان)

1 Lewa
2 Fluid Chamber

جدول ۱. خواص فیزیکی مواد [۱ و ۱۸]

Table 1. Physical properties of materials [1, 18]

مرکاپتان		دیافراگم	
۸۴۰	چگالی (kg/m^3)	۸۰۳۰	چگالی (kg/m^3)
۰/۰۰۰۳۶۹	ویسکوزیته (kPa)	۱۹۳۰۰۰۰۰۰	مدول الاستیسیته (kPa)
۸/۸	فشار بخار (psi)	۰/۲۶۵	ضریب پواسون

و شیر ورودی بسته بوده و دیافراگم از حالت تعادل به سمت سیال حرکت می‌کند تا بیشینه جابه‌جایی در مرکز دیافراگم به $0/2$ میلی‌متر برسد. در زمان $0/5$ تا 1 ثانیه، شیر ورودی باز و شیر خروجی بسته شده و دیافراگم به حالت تعادل اولیه خود برمی‌گردد. خواص فیزیکی دیافراگم و مرکاپتان در جدول ۱ آورده شده است.

۳- معادلات حاکم

همانطور که گفته شد عملکرد پمپ تزریق دیافراگمی ناشی از تأثیر نوسان دیافراگم و تغییر شکل آن بر میدان جریان سیال است. بنابراین شبیه‌سازی دقیق رفتار آن نیازمند منظور نمودن تأثیرات برهمکنش سیال و سازه می‌باشد. مسائل برهمکنش سیال و سازه به دو دسته اصلی یک طرفه و دو طرفه تقسیم می‌شوند. در برهمکنش یک طرفه جریان سیال بررسی می‌شود و در نهایت نیروهایی که از این میدان جریان سیال بدست آمد، بر روی سازه بارگذاری می‌شود و اثر سیال و سازه بر یکدیگر، یکبار مورد بررسی قرار می‌گیرد. هنگامی می‌توان از برهمکنش یک طرفه استفاده کرد که تغییرات سازه قابل چشم‌پوشی باشد. در برهمکنش دو طرفه، در هر مرحله نیروها از میدان سیال بدست آمده و به دامنه جامد منتقل می‌شود. سپس تغییر شکل و میزان تنش در جامد بدست آمده و در نهایت این تغییرات به سیال برگردانده شده و این مراحل تکرار می‌شود. با توجه به اینکه در عملکرد پمپ‌های دیافراگمی، سیال و سازه هر دو روی هم تأثیر می‌گذارند، در این تحقیق از روش برهمکنش سیال و سازه دو طرفه استفاده شده است. شبیه‌سازی جریان سیال به صورت گذرا، دما ثابت و غیر قابل تراکم انجام می‌شود. سیال عاملی که شبیه‌سازی روی آن انجام شده، مرکاپتان

ورودی این پمپ به مخزن ذخیره ماده بودارکننده متصل است. ماده بودارکننده خروجی از پمپ نیز به خط لوله گاز طبیعی خروجی از ایستگاه سی‌جی‌اس تزریق می‌شود. فشار مخزن ذخیره مرکاپتان 20 psi و فشار خط لوله گاز طبیعی خروجی ایستگاه 250 psi می‌باشد. به این ترتیب فشار ورودی پمپ 20 psi بوده و فشار خروجی پمپ کمی بیشتر از فشار خط لوله گاز طبیعی و برابر با 260 psi تنظیم می‌شود.

عملکرد پمپ‌های دیافراگمی در دو مرحله صورت می‌گیرد: در یک مرحله شیر خروجی باز شده و سیال از پمپ خارج می‌شود و در مرحله بعد شیر ورودی باز شده و سیال وارد محفظه پمپ می‌شود. در نیمه اول عملکرد پمپ مورد بررسی، شیر خروجی باز و شیر ورودی کاملاً بسته بوده و دیافراگم الاستیک از حالت تعادل عمودی نشان داده شده در شکل ۱، به سمت محفظه سیال حرکت می‌کند تا به بیشینه جابه‌جایی خود برسد. در اثر حرکت دیافراگم، سیال موجود در محفظه پمپ از طریق پین‌های نشان داده شده در شکل ۱، به سمت لوله عمودی بین شیر ورودی و خروجی حرکت کرده و از قسمت خروجی پمپ، خارج می‌شود. سپس شیر ورودی باز و شیر خروجی بسته شده و دیافراگم از بیشینه جابه‌جایی خود به حالت تعادل اولیه برمی‌گردد. در این شرایط در اثر حرکت دیافراگم، حالت مکش در پمپ به وجود آمده و سیال وارد پمپ می‌شود.

دامنه و فرکانس حرکت دیافراگم با توجه به دبی گاز طبیعی خروجی از ایستگاه و مقدار مرکاپتان مورد نیاز برای بودار کردن این گاز طبیعی خروجی (بر اساس استاندارد شرکت گاز) تنظیم می‌شود. به طور مثال اگر با توجه به دبی گاز طبیعی خروجی از ایستگاه، فرکانس نوسان پمپ 1 هرتز و دامنه نوسان آن $0/2$ میلی‌متر تنظیم شود، از زمان 0 تا $0/5$ ثانیه شیر خروجی باز

گسسته‌سازی معادلات، روش بالادست مرتبه دوم^۶ به کار رفته است. دیسک دیافراگم در ناحیه ضخامت آن (قسمت جانبی) مقید شده و هیچ گونه حرکتی نخواهد داشت و سطح آن حرکت قوسی شکل می‌تواند به خود بگیرد. حرکت دیافراگم با معادله حرکت زیر در نظر گرفته شده است:

$$Z = A \times \sin\left(\pi \times \frac{t}{T}\right) \times \left(1 - \left(\frac{r}{a}\right)^2\right) \quad (۴)$$

در رابطه فوق A دامنه جابه‌جایی دیافراگم، t زمان، T دوره تناوب حرکت دیافراگم و a شعاع دیافراگم است. این معادله به صورت شرط مرزی به سطح دایروی بیرونی دیافراگم اعمال می‌شود.

به منظور کاهش حجم محاسبات، شیرهای ورودی و خروجی مدل نشده‌اند و اثر آن‌ها به صورت شرایط مرزی ورودی و خروجی پمپ در نظر گرفته شده است. از افت فشار به وجود آمده در شیرها نیز صرف‌نظر شده است. شرط مرزی فشار ورودی با توجه به فشار کاری مخزن متصل به پمپ، ۲۰ psi و فشار خروجی نیز با توجه به فشار خط لوله گاز طبیعی که مرکاپتان به آن تزریق می‌گردد، ۲۶۰ psi در نظر گرفته شده است. دیواره‌های محفظه حاوی سیال دارای شرط مرزی عدم لغزش بوده و کاملاً صلب در نظر گرفته شده‌اند. مرزهای ورودی، خروجی و دیواره‌ها به جز دیافراگم، همگی ساکن هستند.

همانطور که اشاره شد در عمل سیکل کاری پمپ در دو مرحله صورت می‌گیرد، به همین دلیل شبیه‌سازی هم در دو مرحله انجام می‌شود. مرحله اول خروج سیال و مرحله دوم ورود سیال می‌باشد. از نتایج مرحله اول به عنوان شرایط اولیه مرحله دوم استفاده شده است. پس از بررسی عدم وابستگی نتایج به گام زمانی، برای دوره تناوب ۱ ثانیه گام زمانی ۰/۱ میلی‌ثانیه، در دوره تناوب ۲ ثانیه گام زمانی ۰/۲ میلی‌ثانیه و در دوره تناوب ۰/۵ ثانیه گام زمانی ۰/۰۵ میلی‌ثانیه در نظر گرفته شده است. با توجه به اینکه اندازه سلول‌های شبکه در رنج ۰/۱ میلی‌متر و سرعت سیال در محدوده ۱ متر بر ثانیه هستند، با انتخاب این گام‌های زمانی عدد کورانت در محدوده یک و کمتر از آن باقی می‌ماند. به دلیل حرکت دیافراگم و تأثیر آن بر میدان جریان سیال، از تنظیمات مش متحرک^۷ استفاده شده و در این زمینه، روش‌های شبکه بندی

است. با توجه به اینکه پمپ‌های تزریق معمولاً دارای دبی‌های کوچکی هستند بنابراین مقدار سرعت کوچک بوده و در نتیجه جریان سیال به صورت آرام در نظر گرفته شده است. حداکثر عدد رینولدز در این تحقیق، در حدود ۴۰۰ می‌باشد. معادلات حاکم بر سیال شامل معادلات پیوستگی و ناویراستوکس به فرم زیر می‌باشند [۱۹]:

$$\nabla \cdot \vec{V} = 0 \quad (۱)$$

$$\rho \left(\frac{\partial \vec{V}}{\partial t} + \vec{V} \cdot \nabla \vec{V} \right) = -\nabla P + \mu \nabla^2 \vec{V} + \vec{f} \quad (۲)$$

که در آن‌ها ρ چگالی، \vec{V} بردار سرعت، t زمان، P فشار، μ ویسکوزیته و \vec{f} نیز نیروهای خارجی می‌باشد.

معادله حاکم بر سطح الاستیک دیافراگم، در رابطه ۳ ارائه شده است:

$$\rho_s \frac{\partial^2 d_s}{\partial t^2} - \nabla \sigma = F_V \quad (۳)$$

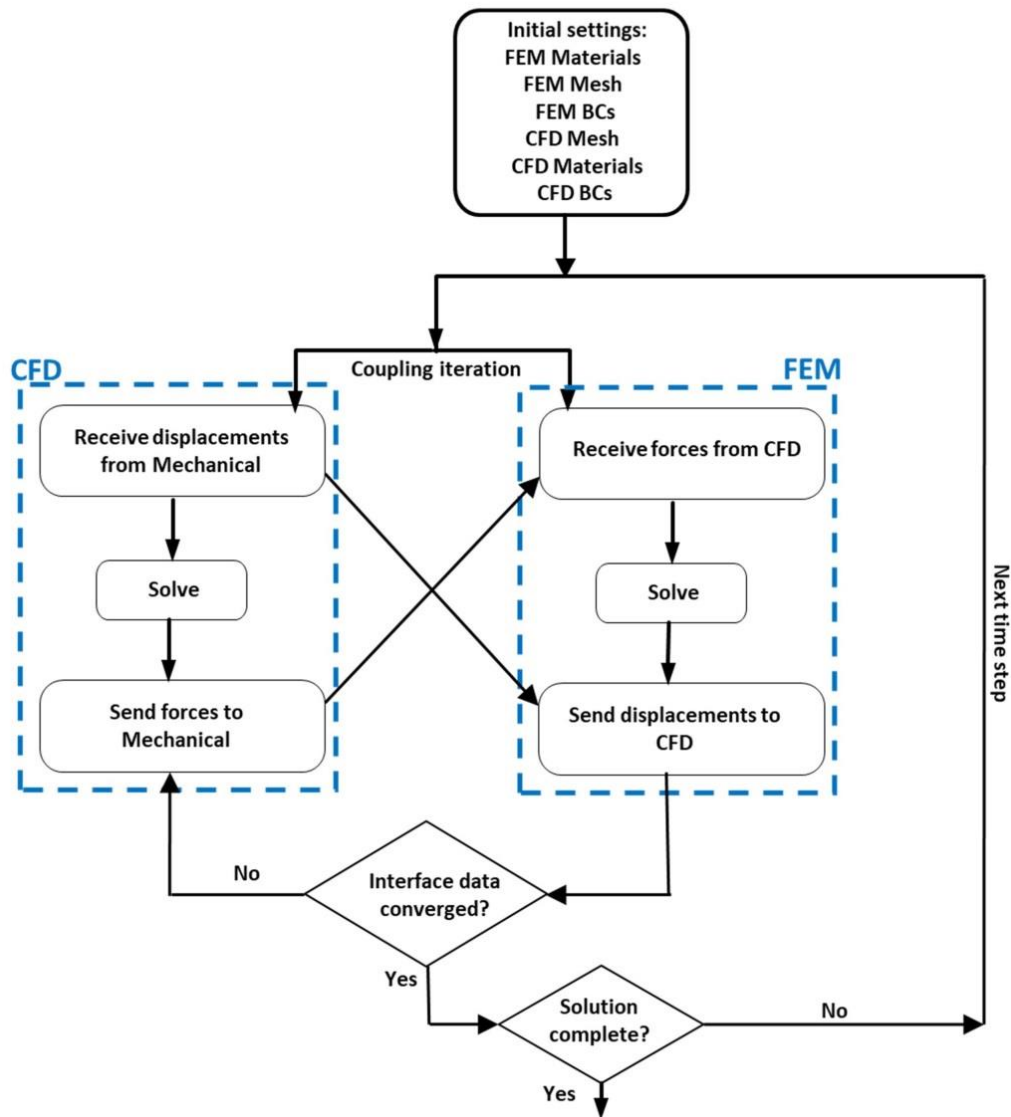
که در آن ρ_s چگالی ماده جامد، d_s بردار جابه‌جایی سطح الاستیک، σ تانسور تنش و F_V نیروی حجمی می‌باشند.

۴- حل عددی

جهت حل معادلات حاکم و شبیه‌سازی عملکرد پمپ با در نظر گرفتن برهمکنش سیال و سازه دو طرفه، از نرم افزار انسیس ورکبنچ^۱ استفاده شده است. به منظور کوپل کردن سازه و سیال در این نرم افزار، روش سیستم کوپلینگ^۲ به کار رفته است. در مدل‌سازی بخش سازه از انسیس-استراکچرال گذرا^۳ و برای حل معادلات پیوستگی و مومنتوم حاکم بر دامنه سیال، از تقریب حجم محدود با استفاده از انسیس-فلوئنت و حل کننده فشار محور^۴ استفاده شده است. برای ارتباط فشار و سرعت از الگوریتم سیمپل^۵ و جهت

- 1 Workbench
- 2 System Coupling
- 3 Transient Structural
- 4 Pressure Based
- 5 Simple Scheme

6 Second Order Upwind
7 Daynamic Mesh



شکل ۲. فلوچارت مراحل شبیه‌سازی در کوپلینگ دو طرفه

Fig. 2. Flowchart of the simulation steps for two-way coupling

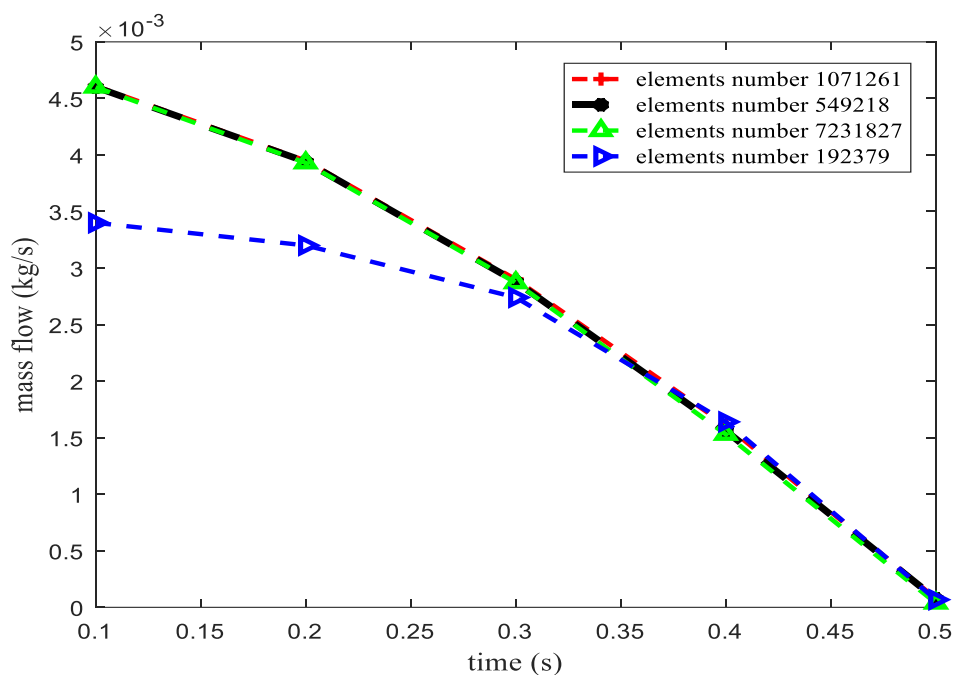
جابه‌جایی‌ها و با توجه به اعمال مش متحرک، شبکه‌بندی اصلاح شده و میدان جریان سیال بر اساس معادلات مربوطه، با استفاده از روش دینامیک سیالات محاسباتی^۴ حل شده و نیروهای ایجاد شده به حلگر مکانیکی منتقل می‌شوند. این فرایند در گام‌های زمانی بعدی و تا پایان زمان شبیه‌سازی تکرار می‌شود. فلوچارت انجام این مراحل در شکل ۲ نشان داده شده است. به منظور شبکه‌بندی هندسه پمپ از المان‌های چهاروجهی^۵ استفاده شده است. برای یافتن مناسب‌ترین تعداد المان و بررسی استقلال نتایج از

4 Computational Fluid Dynamics (CFD)
5 Tetrahedral

مجدد^۱ و هموارسازی^۲ در نرم افزار فلوئنت به کار رفته تا شبکه سیال در هر مرحله از حرکت دیافراگم، بازسازی شود.

بر اساس تنظیمات و شرایط مرزی مذکور و با توجه به معادله حرکت اعمالی بر دیافراگم در بخش مکانیکی یا سازه، معادلات حاکم با روش المان محدود^۳ محاسبه شده و جابه‌جایی‌های به وجود آمده در سطح تماس سازه و سیال، به حلگر سیالاتی منتقل می‌شود. در بخش سیالاتی مطابق این

1 Remeshing
2 Smoothing
3 Finite Element Method (FEM)



شکل ۳. تغییرات دبی جرمی خروجی بر حسب زمان برای چند شبکه‌بندی متفاوت در بخش سیالاتی هندسه

Fig. 3. Mass flow rate as a function of time for different grid numbers in the fluid domain

۵- بررسی عملکرد پمپ دیافراگمی

در این قسمت ابتدا صحت نتایج حل عددی مورد ارزیابی قرار گرفته و سپس عملکرد پمپ در شرایط مختلف تجزیه و تحلیل شده و تأثیر فرکانس و دامنه‌های نوسان دیافراگم، بر عملکرد پمپ بررسی می‌شود.

۵-۱- صحت سنجی نتایج حل عددی

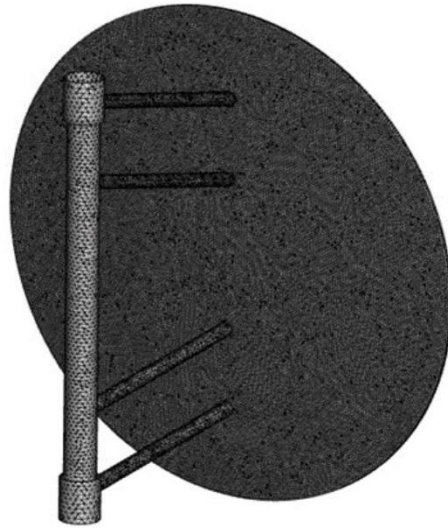
برای سنجش اعتبار روش مدل‌سازی و تأیید صحت نتایج شبیه‌سازی، دبی خروجی پمپ در نتایج شبیه‌سازی با نتایج آزمایشگاهی مقایسه می‌شود. نتایج آزمایشگاهی از کاتالوگ پمپ استخراج شده است. با توجه به کاتالوگ پمپ، سیال مورد استفاده در آزمایشات پمپ، اتانول می‌باشد. بنابراین در این قسمت، شبیه‌سازی برای اتانول با چگالی (kg/m^3) ۷۹۰ و ویسکوزیته $(\text{kg}/\text{m}\cdot\text{s})$ ۰/۰۰۱۲ صورت گرفته است. در شکل ۵ دبی خروجی پمپ حاصل از شبیه‌سازی با نتایج آزمایشگاهی در مقادیر مختلف دامنه جابه‌جایی دیافراگم، مقایسه شده است.

شکل ۵ نشان می‌دهد که دبی متوسط محاسبه شده از نتایج شبیه‌سازی، به نتایج آزمایشگاهی نزدیک است و حداکثر خطای محاسبه شده در حدود ۱۶ درصد است. علت خطای محاسبه شده می‌تواند به دلیل فرضیات صورت

اندازه شبکه، شبیه‌سازی برای چند شبکه با تعداد المان‌های مختلف در بخش سیالاتی و در بخش جامداتی هندسه انجام شده است. میزان دبی جرمی بر حسب زمان در مقطع خروجی پمپ، برای شبکه‌های مختلف در بخش سیالاتی، در شکل ۳ آورده شده است.

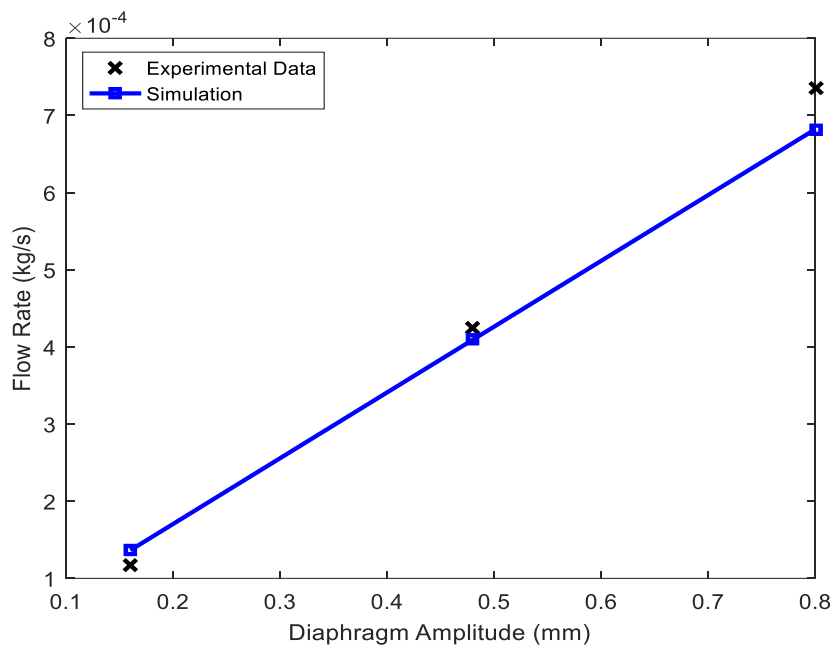
همان‌طور که در شکل ۳ مشاهده می‌شود نتایج برای شبکه‌بندی بخش سیالاتی هندسه با تعداد ۵۴۹۲۱۸ المان، از دقت کافی برخوردار است و ریزتر کردن شبکه سیالاتی، تنها حجم محاسبات را افزایش می‌دهد. در بخش جامداتی نیز تأثیر تعداد شبکه بر نتایج بررسی شد و نتایج نشان داد با در نظر گرفتن تعداد ۶۰۵۱۳ المان در بخش جامداتی یا همان دیافراگم، نتایج مستقل از تعداد شبکه است. شکل ۴ شماتیک شبکه‌بندی کلی ایجاد شده را نشان می‌دهد. اجرای شبیه‌سازی برای این شبکه‌بندی، در یک دامنه حرکت مشخص دیافراگم و در یک دوره تناوب، بر روی یک سیستم ۱۴ هسته‌ای با رم ۱۸ گیگابایت^۱ حدود ۱۹۲ ساعت طول می‌کشد.

1 Intel Xeon Processor E5-2620 V2@ 2.09 GHz, 18 GB RAM



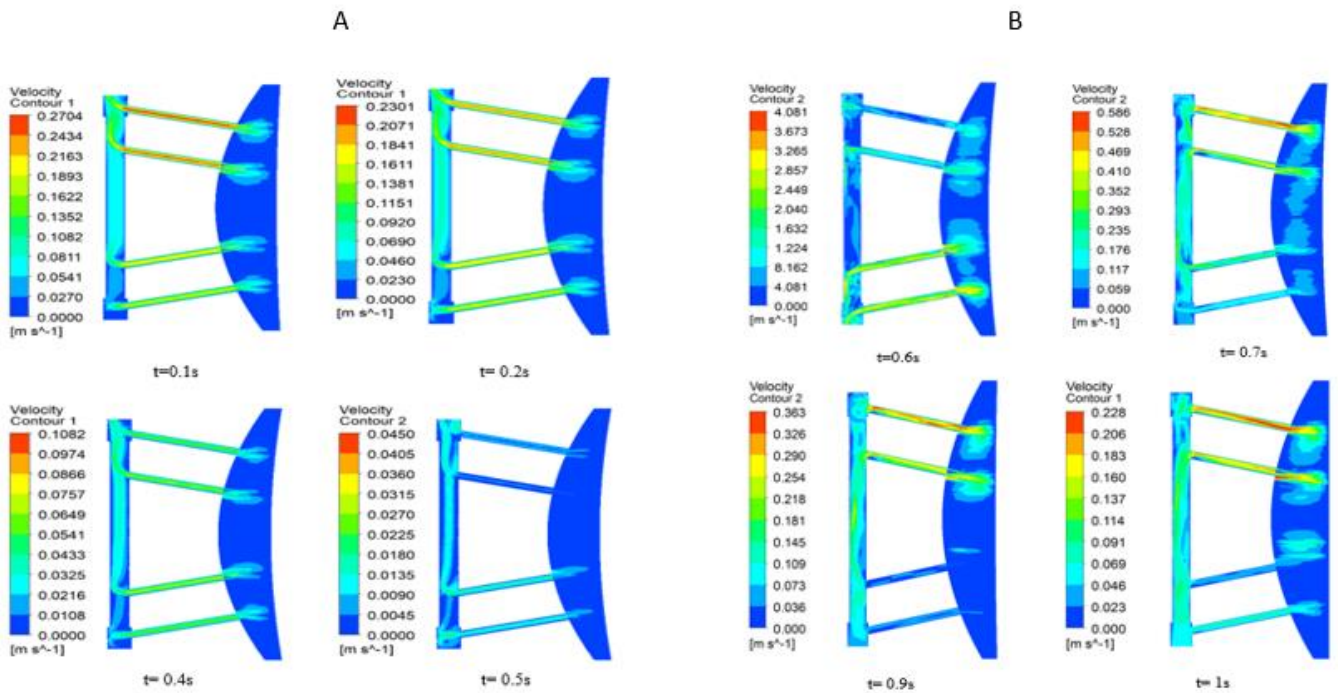
شکل ۴. شبکه‌بندی ایجاد شده در پمپ

Fig. 4. Employed grid in the pump



شکل ۵. مقایسه مقادیر دبی جرمی سیال خروجی در نتایج شبیه‌سازی و نتایج آزمایشگاهی برای چند دامنه جابه‌جایی دیافراگم

Fig. 5. Comparisons of the delivered mass flow rate obtained from the present simulation and experimental data for different diaphragm displacement amplitudes



شکل ۶. خطوط همتراز سرعت سیال در حالت مبنا (A) خطوط همتراز سرعت سیال در زمان‌های $t = 0.1$ تا $t = 0.5$ ثانیه، (B) خطوط همتراز سرعت سیال در زمان‌های $t = 0.6$ تا $t = 1$ ثانیه

Fig. 6. Velocity contours in the fluid domain for the base case (A) from 0 s to 0.5 s (B) from 0.5 s to 1 s

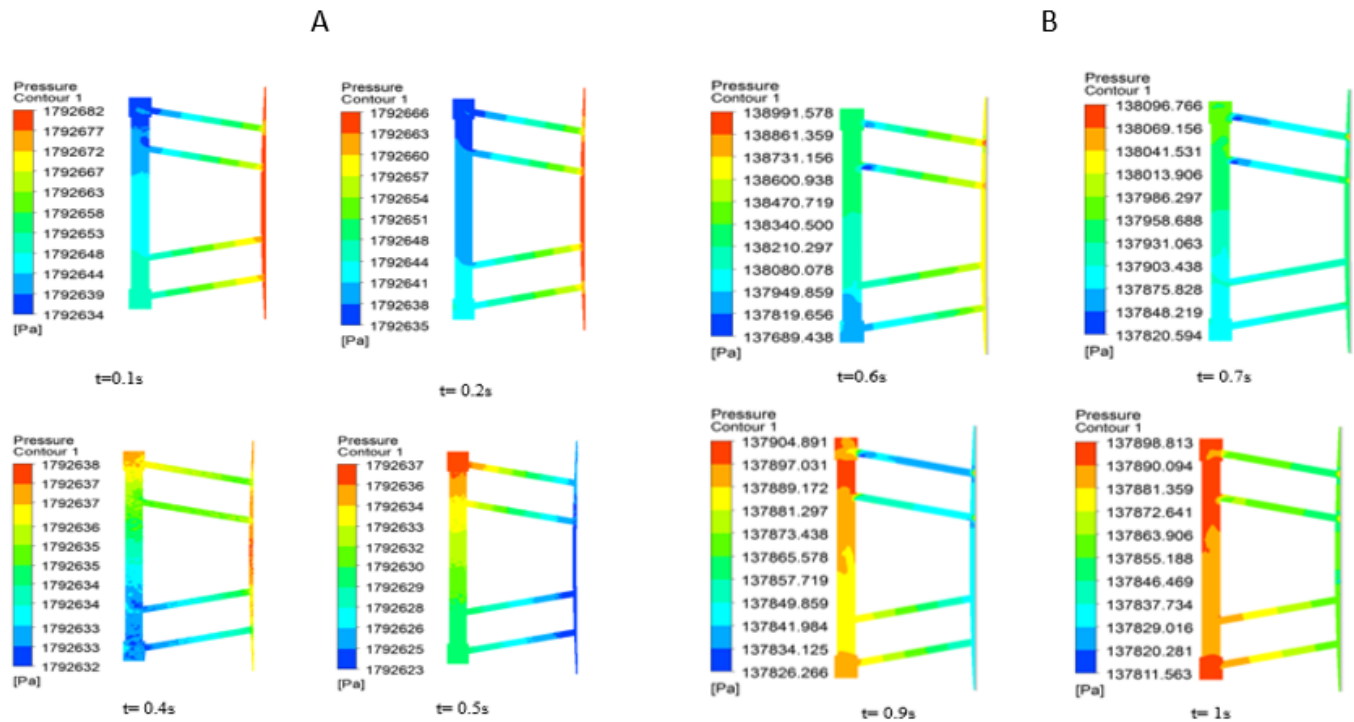
۵-۲-۱- بررسی عملکرد پمپ در حالت مبنا

همانطور که اشاره شد عملکرد پمپ‌های دیافراگمی در دو مرحله صورت می‌گیرد. به این ترتیب در حالت مبنا با دوره تناوب ۱ ثانیه، در زمان‌های $t = 0$ s تا $t = T/2 = 0.5$ s، دیافراگم به طرف سیال حرکت می‌کند و در این بازه زمانی شیر ورودی بسته و شیر خروجی باز می‌باشد. هنگامی که در لحظه $t = 0.5$ s، دیافراگم به حداکثر جابه‌جایی خود می‌رسد، شیر خروجی بسته شده و شیر ورودی باز می‌شود و سیال از مخزن به داخل محفظه پمپ مکیده می‌شود. این مرحله تا $t = T = 1$ s و بازگشت کامل دیافراگم به محل اولیه خود ادامه می‌یابد. به عبارت دیگر هر کدام از مراحل رفت و برگشت دیافراگم 0.5 ثانیه طول می‌کشد و این چرخه مدام تکرار می‌شود. شکل ۶ خطوط همتراز (کانتور) سرعت سیال در نیمه اول و نیمه دوم عملکرد پمپ برای بیشینه جابه‌جایی 0.2 میلی‌متر را نشان می‌دهد. برای وضوح بیشتر و مشخص شدن جابه‌جایی دیافراگم در لحظات مختلف، قسمت محفظه پمپ متصل به دیافراگم، در راستای ضخامت دیافراگم، دوازده برابر بزرگ‌تر نمایش داده شده است. در این شکل‌ها نحوه حرکت

گرفته در شبیه‌سازی باشد. به طور مثال درصد خلوص اتانول مورد استفاده در آزمایش‌های پمپ، مشخص نشده است. اختلاف مقادیر خواص سیال اتانول مورد استفاده در آزمایش‌ها و خواص در نظر گرفته شده در شبیه‌سازی می‌تواند باعث ایجاد خطای مذکور شده باشد. همچنین نحوه حرکت دیافراگم به صورت دقیق مشخص نیست و اختلاف میان تغییر شکل واقعی دیافراگم و تابع در نظر گرفته شده جهت تعریف این تغییر شکل، بر دقت نتایج تاثیر گذار است.

۵-۲- تحلیل عملکرد پمپ

در این بخش نتایج شبیه‌سازی در شرایط مختلف عملکرد پمپ مورد بررسی و تحلیل قرار می‌گیرد. ابتدا حالتی که بیشینه جابه‌جایی یا دامنه حرکت نوسانی دیافراگم برابر 0.2 میلی‌متر و دوره تناوب حرکت آن ۱ ثانیه است، به عنوان شرایط مبنا مد نظر قرار گرفته و عملکرد پمپ در این شرایط بررسی می‌شود. سپس تاثیر تغییر دوره تناوب و دامنه نوسان دیافراگم بر عملکرد پمپ بررسی خواهد شد. مطابق با عملکرد پمپ در ایستگاه گازی، سیال مورد استفاده در این قسمت مرکاپتان است.



شکل ۷. خطوط همتراز فشار سیال در حالت مبنا (A) خطوط همتراز فشار سیال در زمان‌های 0.5 تا 1 ثانیه (B) خطوط همتراز فشار سیال در زمان‌های 0.5 تا 1 ثانیه

Fig. 7. Pressure contours in the fluid domain for the base case (A) from 0 s to 0.5 s (B) from 0.5 s to 1 s

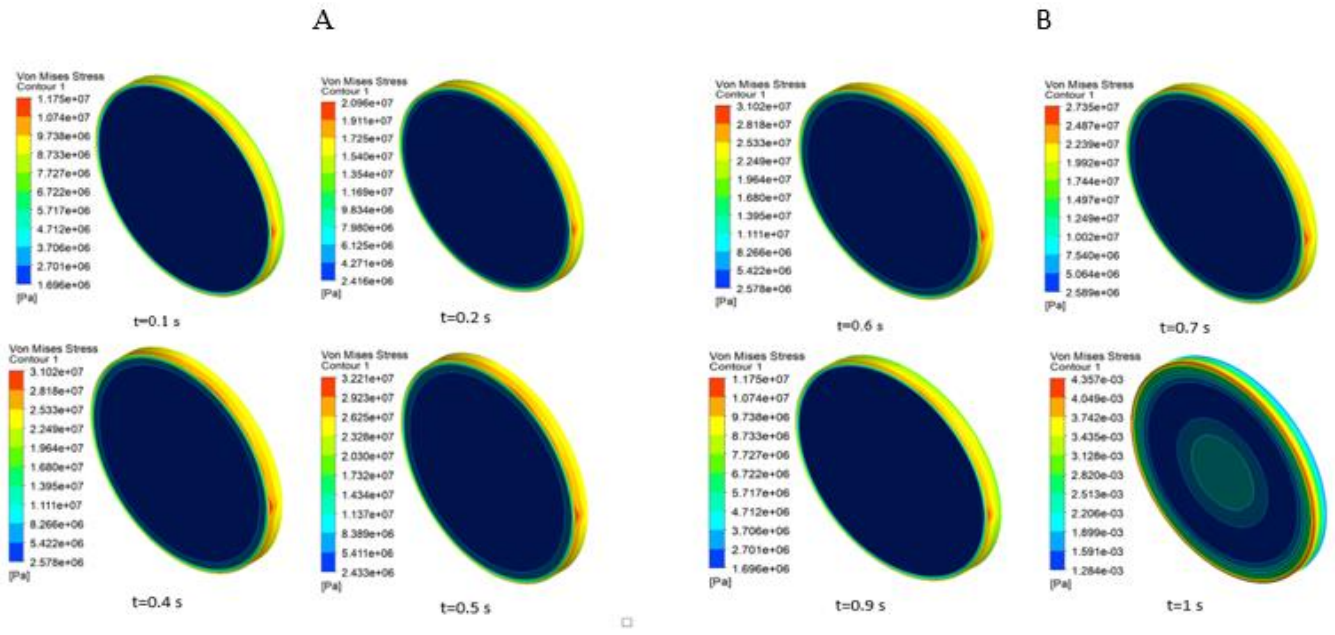
۳۸ درجه سانتیگراد حدود ۶۰ کیلو پاسکال می‌باشد. در شکل ۶ مشاهده می‌شود که فشار درون محفظه در تمام لحظات از فشار بخار مایع بیشتر بوده و بنابراین پدیده کاویتاسیون اتفاق نمی‌افتد.

شکل ۸ خطوط همتراز تنش در دیافراگم را برای حالت مبنا با بیشینه جابه‌جایی 0.2 میلی‌متر نشان می‌دهد. در این شکل برای وضوح در خطوط همتراز تنش، دیافراگم در راستای ضخامت ده برابر بزرگ‌تر شده است. با توجه به شکل ۸ مشاهده می‌شود که در نیمه اول عملکرد پمپ، با گذشت زمان تنش بر روی دیافراگم زیاد شده و در نیمه دوم با گذشت زمان، تنش بر روی دیافراگم کاهش می‌یابد. زیرا در نیمه دوم با گذشت زمان، دیافراگم از حداکثر جابه‌جایی به حالت اولیه خود برمی‌گردد و بنابراین میزان تنش وارد شده بر آن به تدریج کمتر می‌شود. همچنین این شکل نشان می‌دهد که در تمام زمان‌ها، مقادیر تنش حداکثر از تنش تسلیم دیافراگم کمتر است.

در شکل ۹ نمودار تغییرات دبی جرمی در دو مقطع ورودی و خروجی بر حسب زمان، برای دامنه جابه‌جایی دیافراگم 0.2 میلی‌متر نشان داده شده است. در 0.5 ثانیه اول که شیر خروجی باز و شیر ورودی بسته می‌باشد،

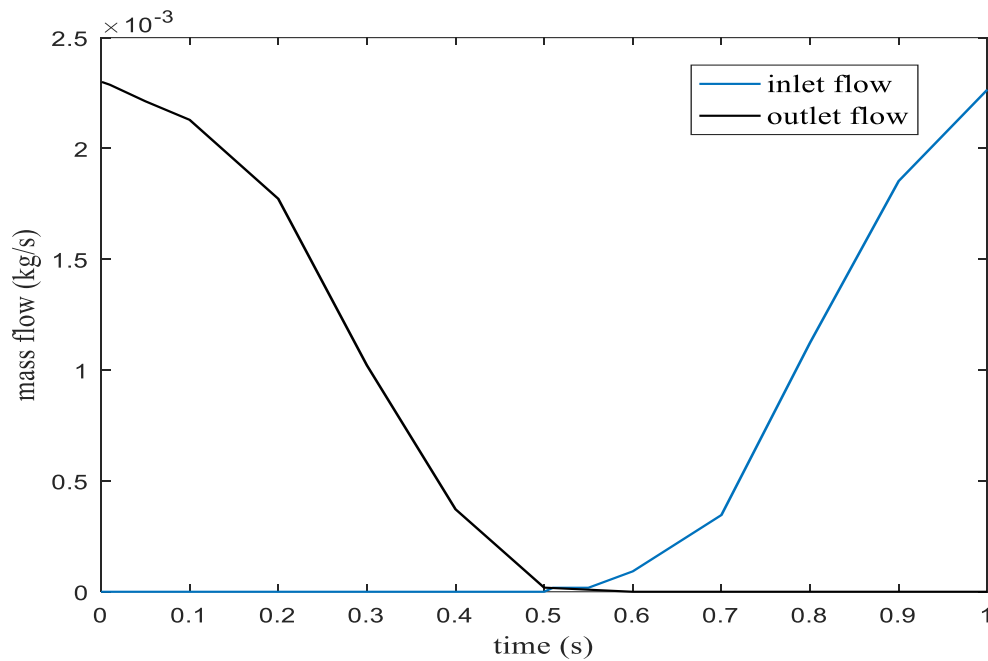
دیافراگم و ورود و خروج سیال به محفظه پمپ مشخص است. با توجه به قسمت A مشاهده می‌شود با افزایش زمان در نیمه اول حرکت دیافراگم، دیافراگم از حالت تعادل اولیه به تدریج به سمت سیال حرکت کرده و سیال از پمپ خارج می‌شود. در قسمت B مشخص است که در نیمه دوم عملکرد پمپ، دیافراگم از حداکثر جابه‌جایی، به تدریج به مکان اولیه خود برگشته و همین امر باعث مکش سیال به داخل محفظه می‌شود. در بازه زمانی که سیال از پمپ خارج می‌شود، سرعت سیال در قسمت‌های مختلف پمپ با گذشت زمان کاهش می‌یابد. همین رفتار در نیمه دوم حرکت دیافراگم نیز مشاهده می‌شود.

شکل ۷ خطوط همتراز فشار سیال در محفظه پمپ را برای حالت مبنا با بیشینه جابه‌جایی 0.2 میلی‌متر و در زمان‌های مختلف نشان می‌دهد. این شکل با مقیاس اصلی پمپ ارائه شده و بزرگنمایی در آن صورت نگرفته است. از جمله مسائلی که در پمپ‌ها معمولاً به آن توجه می‌شود پدیده کاویتاسیون است. این پدیده زمانی اتفاق می‌افتد که فشار، به فشاری پایین‌تر از فشار بخار مایع در دمای عملکردی برسد. فشار بخار مرکاپتان در دمای



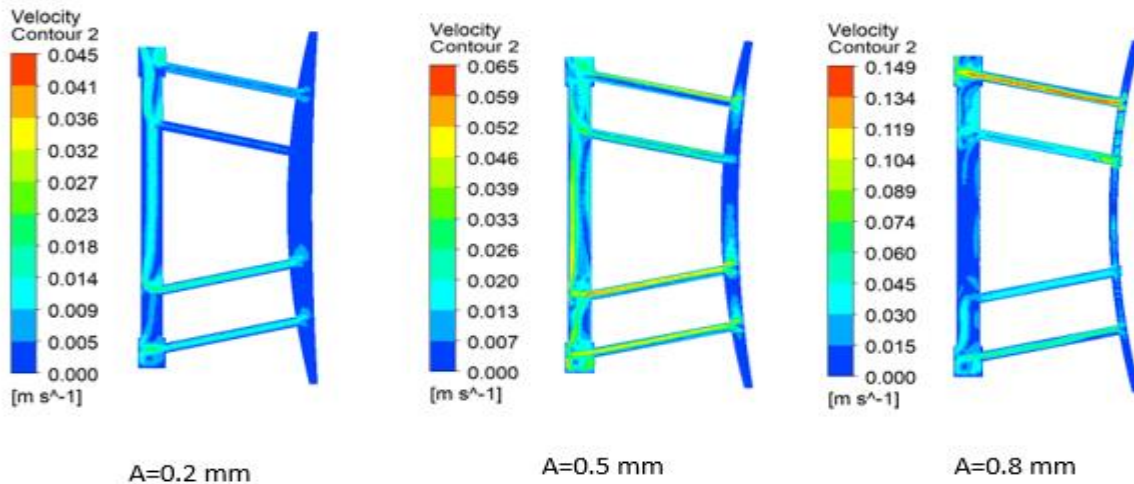
شکل ۸. خطوط همتراز تنش دیافراگم در حالت مبنا (A) خطوط همتراز تنش دیافراگم در زمان‌های 0 تا 0.5 ثانیه، (B) خطوط همتراز تنش دیافراگم در زمان‌های 0.5 تا 1 ثانیه

Fig. 8. Stress contours in the solid domain for the base case (A) from 0 s to 0.5 s (B) from 0.5 s to 1 s



شکل ۹. تغییرات دبی ورودی و خروجی بر حسب زمان در حالت مبنا (دامنه جابه‌جایی دیافراگم 0.2 میلی‌متر و دوره تناوب ۱ ثانیه)

Fig. 9. Mass flow rate as a function of time for the base case (diaphragm displacement amplitude of 0.2 mm and time period of 1 s)



شکل ۱۰. خطوط همتراز سرعت سیال در دامنه نوسان دیافراگم $0/2$ ، $0/5$ و $0/8$ میلی‌متر و در لحظه $0/5$ ثانیه (دوره تناوب ۱ ثانیه)

Fig. 10. Velocity contours in the fluid domain for the diaphragm displacement amplitude of 0.2, 0.5 and 0.8 mm at $t=0.5$ s (time period=1 s)

دیافراگم، میزان سرعت و دبی جرمی سیال کاهش می‌یابد و در نتیجه، مقدار مرکپتان کمتری به گاز تزریق می‌شود. همچنین در هر سه دامنه نوسان، دبی جرمی سیال با گذشت زمان کاهش می‌یابد. دبی متوسط خروجی پمپ در دامنه‌های حرکت $0/8$ ، $0/5$ و $0/2$ میلی‌متر به ترتیب $0/0020$ و $0/0013$ و $0/0005$ کیلوگرم بر ثانیه می‌باشد.

در جدول ۲ مقادیر تنش حداکثر در دیافراگم برای دامنه نوسان‌های $0/2$ ، $0/5$ و $0/8$ میلی‌متر در لحظات مختلف آورده شده است. تغییرات تنش در دامنه‌های $0/5$ و $0/8$ میلی‌متر نیز مشابه تغییرات تنش در دامنه حرکت $0/2$ میلی‌متر دیافراگم است. به اینصورت که در زمان‌های 0 تا $0/5$ ثانیه با گذشت زمان، مقدار تنش در دیافراگم افزایش و در زمان‌های $0/5$ تا 1 ثانیه مقدار تنش در دیافراگم کاهش می‌یابد. بیشترین میزان تنش مربوط به دامنه حرکت $0/8$ میلی‌متر و کمترین میزان تنش نیز مربوط به دامنه حرکت $0/2$ میلی‌متر می‌باشد. در هر سه دامنه حرکت مورد بررسی، تنش حداکثر در تمام لحظات از تنش تسلیم دیافراگم کمتر است. همچنین در شکل ۱۲ خطوط همتراز تنش در زمان $0/5$ ثانیه (زمانی که در هر دامنه نوسان، بیشترین تنش به وجود می‌آید) برای دامنه نوسان‌های $0/2$ ، $0/5$ و $0/8$ میلی‌متر مشاهده می‌شود. در لحظه نشان داده شده، با کاهش دامنه از $0/8$ میلی‌متر به $0/2$ میلی‌متر، مقدار تنش حداکثر در دیافراگم نیز از $99/22$ به $32/21$ مگا پاسکال (معادل ۶۸ درصد) کاهش می‌یابد.

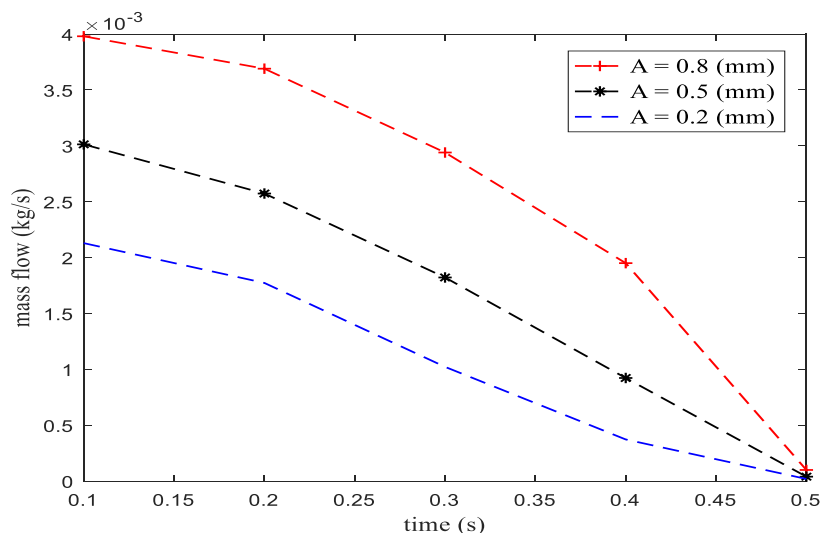
با گذشت زمان دبی سیال خروجی در حال کاهش می‌باشد و در نیمه دوم حرکت از زمان $0/5$ ثانیه تا 1 ثانیه که شیر خروجی بسته و شیر ورودی باز است، با گذشت زمان دبی ورودی در حال افزایش می‌باشد. این شکل نشان می‌دهد که در حالت مبنا مقدار دبی مؤثر^۱ (یا دبی متوسط پمپ) $0/0005$ کیلوگرم بر ثانیه می‌باشد.

۵-۲-۲ بررسی تأثیر دامنه نوسان دیافراگم بر عملکرد پمپ

در این قسمت تأثیر دامنه حرکت نوسانی دیافراگم بر عملکرد پمپ مورد بررسی قرار می‌گیرد. شبیه‌سازی برای دوره تناوب ۱ ثانیه و در دامنه‌های حرکت $0/8$ و $0/5$ میلی‌متر نیز انجام شده و نتایج با حالت مبنای بررسی شده در قسمت قبل، مقایسه می‌شوند. در شکل ۱۰ خطوط همتراز سرعت در لحظه $0/5$ ثانیه برای دامنه حرکت‌های $0/2$ ، $0/5$ و $0/8$ میلی‌متر دیافراگم مشاهده می‌شود. برای وضوح بیشتر و مشخص شدن جابه‌جایی دیافراگم در لحظات مختلف، قسمت محفظه پمپ متصل به دیافراگم، ۵ برابر در راستای ضخامت بزرگ‌تر نمایش داده شده است.

در شکل ۱۱ نمودار تغییرات دبی جرمی سیال در مقطع خروجی بر حسب زمان در سه دامنه نوسان $0/2$ ، $0/5$ و $0/8$ میلی‌متر نشان داده شده است. در شکل‌های ۱۰ و ۱۱ مشاهده می‌شود که با کاهش دامنه نوسان

1 Root Mean Square (RMS) value of mass flow rate



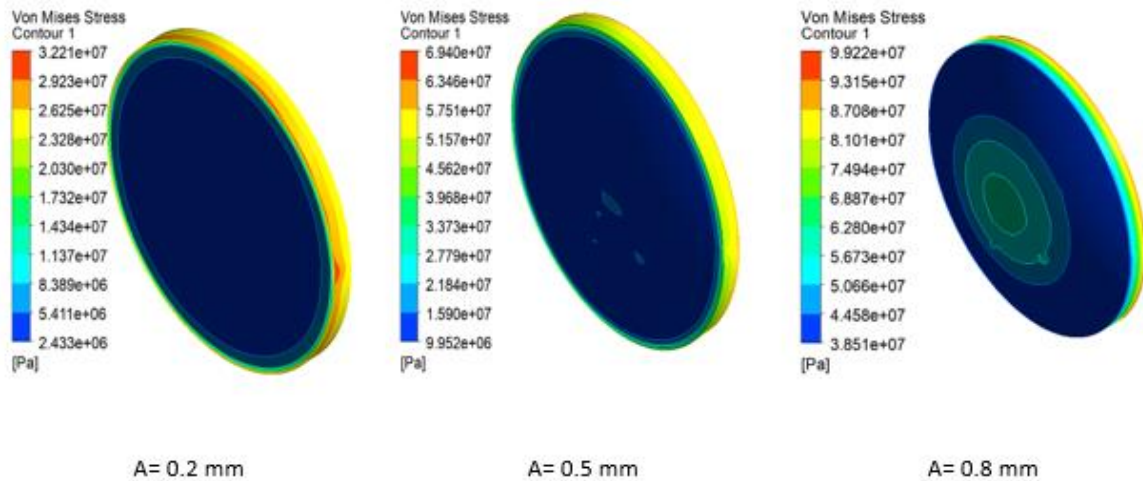
شکل ۱۱. مقایسه تغییرات دبی جرمی خروجی سیال نسبت به زمان در سه دامنه نوسان دیافراگم ۰/۲، ۰/۵ و ۰/۸ میلی‌متر

Fig. 11. Comparisons of the delivered mass flow rate as a function of time for the diaphragm displacement amplitude of 0.2, 0.5 and 0.8 mm

جدول ۲. مقادیر تنش حداکثر در دیافراگم در دوره تناوب ۱ ثانیه برای دامنه‌های مختلف نوسان دیافراگم

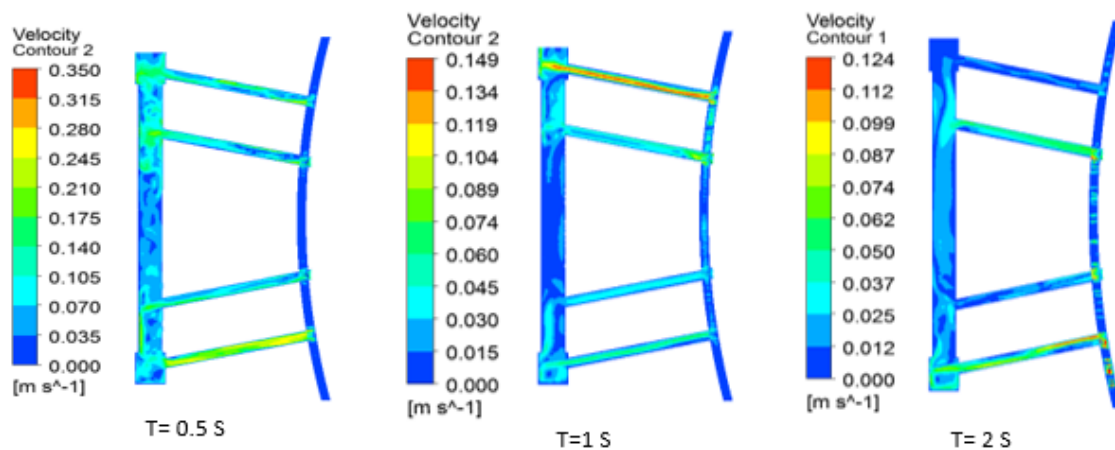
Table 2. Maximum amount of stress for the time period of 1 s at different diaphragm displacement amplitudes

مقادیر تنش حداکثر در دیافراگم (مگاپاسکال)			
دامنه نوسان ۰/۸ میلی‌متر	دامنه نوسان ۰/۵ میلی‌متر	دامنه نوسان ۰/۲ میلی‌متر	زمان (ثانیه)
۳۸/۳۵	۲۶/۳۵	۱۱/۷۵	۰/۱
۶۶/۱۰	۴۴/۶۵	۲۰/۹۶	۰/۲
۹۵/۶۱	۶۶/۷۰	۳۱/۰۲	۰/۴
۹۹/۲۲	۶۹/۴۰	۳۲/۲۱	۰/۵
۹۵/۶۱	۶۶/۷۰	۳۱/۰۲	۰/۶
۸۴/۷۵	۵۸/۵۲	۲۷/۳۵	۰/۷
۳۸/۳۵	۲۶/۳۵	۱۱/۷۵	۰/۹
۰/۰۰۰۰۰۰۰۳۷۸	۰/۰۰۰۰۰۰۰۷۲۱۵	۰/۰۰۰۰۰۰۰۰۴۳۵۷	۱



شکل ۱۲. خطوط همتراز تنش دیافراگم در دامنه نوسان دیافراگم $0/2$ ، $0/5$ و $0/8$ میلی متر و در لحظه $0/5$ ثانیه (دوره تناوب ۱ ثانیه)

Fig. 12. Stress contours in the solid domain for the diaphragm displacement amplitude of 0.2, 0.5 and 0.8 mm at $t=0.5$ s (time period=1 s)

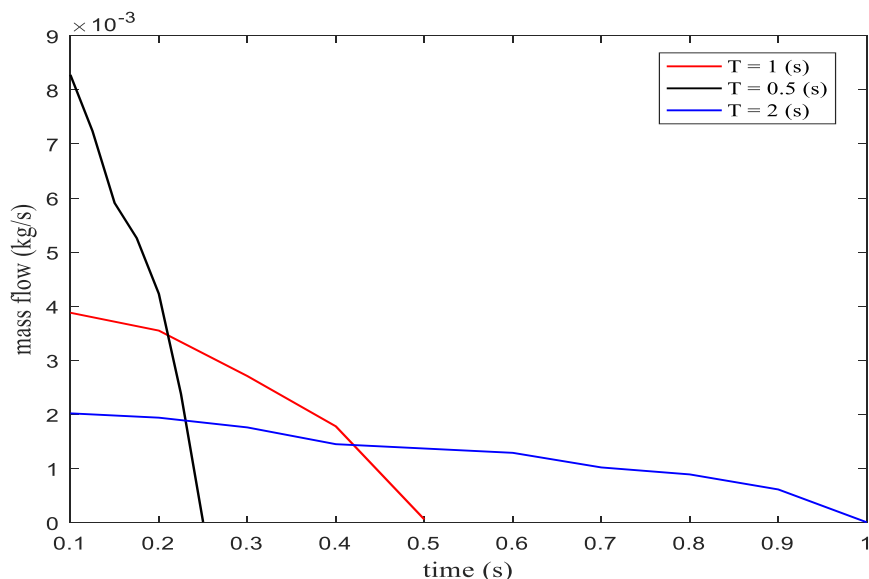


شکل ۱۳. خطوط همتراز سرعت سیال در دوره تناوبهای $0/5$ ، ۱ و ۲ ثانیه و در لحظه $T/2$ ثانیه (دامنه نوسان $0/8$ میلی متر)

Fig. 13. Velocity contours in the fluid domain for the time period of 0.5, 1 and 2 s at $t = T/2$ s (diaphragm displacement amplitude = 0.8 mm)

و در دامنه حرکت $0/8$ میلی متر، برای دوره تناوبهای مذکور در شکل ۱۳ نشان داده شده است. در این بخش نیز برای وضوح بیشتر و مشخص شدن جابه جایی دیافراگم در لحظات مختلف، قسمت محفظه پمپ متصل به دیافراگم، ۵ برابر در راستای ضخامت بزرگتر نمایش داده شده است. با مقایسه این سه شکل می توان نتیجه گرفت که با افزایش دوره تناوب،

۵-۲-۳- بررسی تأثیر دوره تناوب حرکت دیافراگم بر عملکرد پمپ در این قسمت تأثیر دوره تناوب حرکت دیافراگم بر عملکرد پمپ مورد بررسی قرار می گیرد. شبیه سازی در دوره تناوبهای ۱ و ۲ ثانیه برای حداکثر دامنه نوسان دیافراگم (یعنی $0/8$ میلی متر) انجام شده و نتایج با هم مقایسه می شوند. خطوط همتراز سرعت سیال در زمان $T/2$ ثانیه



شکل ۱۴. مقایسه تغییرات دبی جرمی خروجی سیال نسبت به زمان در سه دوره تناوب ۰/۵، ۱ و ۲ ثانیه

Fig. 14. Comparisons of the delivered mass flow rate as a function of time for the time period of 0.5, 1 and 2 s

جدول ۳. مقادیر تنش حداکثر در دیافراگم برای دوره تناوب‌های مختلف در دامنه حرکت ۰/۸ میلی‌متر

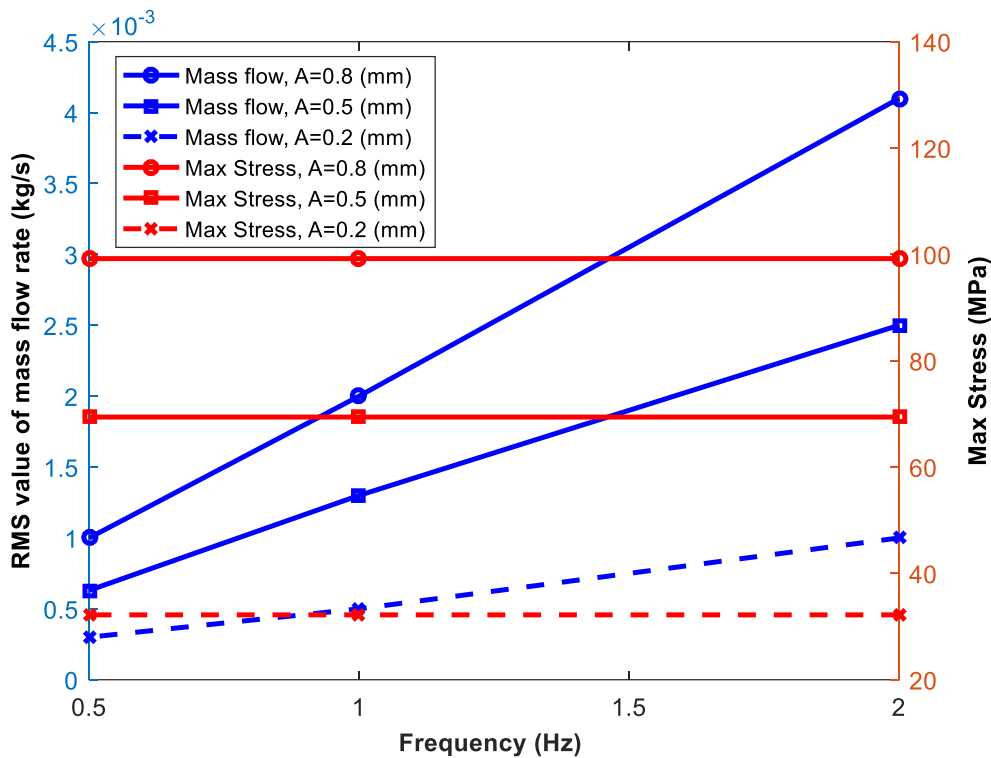
Table 3. Maximum amount of stress for the diaphragm displacement amplitude of 0.8 mm at different time periods

مقادیر تنش حداکثر در دیافراگم (مگا پاسکال)			زمان (ثانیه)
دوره تناوب ۲ ثانیه	دوره تناوب ۱ ثانیه	دوره تناوب ۰/۵ ثانیه	
۳۸/۳۵	۳۸/۳۵	۳۸/۳۵	$T / 8$
۶۶/۱۰	۶۶/۱۰	۶۶/۱۰	$T / 4$
۹۵/۶۱	۹۵/۶۱	۹۵/۶۱	$3T / 8$
۹۹/۲۲	۹۹/۲۲	۹۹/۲۲	$T / 2$

داده شده است. متوسط دبی خروجی در دوره تناوب‌های ۰/۵، ۱ و ۲ ثانیه به ترتیب برابر ۰/۰۰۱، ۰/۰۰۲ و ۰/۰۰۴ کیلوگرم بر ثانیه می‌باشد. همانطور که ملاحظه می‌شود در نتایج شبیه‌سازی، دبی پمپ نسبت مستقیم با فرکانس حرکت دیافراگم دارد که این نتیجه منطبق بر فیزیک مساله و رفتار عملی پمپ است.

در جدول ۳ مقادیر تنش حداکثر در دیافراگم برای دامنه ۰/۸ میلی‌متر و دوره تناوب‌های مختلف آورده شده است. با توجه به جدول ۳ مشاهده

سرعت حداکثر سیال در نسبت‌های یکسانی از زمان، کاهش می‌یابد. به طوریکه در لحظه $T / 2$ ثانیه، سرعت ماکزیمم سیال از مقدار ۰/۳۵ متر بر ثانیه در دوره تناوب ۰/۵ ثانیه، به مقدار ۰/۱۴۹ متر بر ثانیه در دوره تناوب ۱ ثانیه، و مقدار ۰/۱۲۴ متر بر ثانیه در دوره تناوب ۲ ثانیه کاهش می‌یابد. به همین دلیل با افزایش دوره تناوب، دبی مرکپتان تزریق شده کاهش می‌یابد. در شکل ۱۴ نمودار تغییرات دبی جرمی در مقطع خروجی بر حسب زمان در دامنه حرکت ۰/۸ میلی‌متر برای دوره تناوب‌های ۰/۵، ۱ و ۲ ثانیه نشان



شکل ۱۵. تغییرات تنش حداکثر دیافراگم در لحظه $T/2$ ثانیه بر حسب فرکانس و تغییرات دبی خروجی بر حسب فرکانس برای دامنه نوسان‌های ۰/۸، ۰/۵ و ۰/۲ میلی‌متر

Fig. 15. RMS value of mass flow rate and maximum amount of stress as a function of frequency for the diaphragm displacement amplitude of 0.2, 0.5 and 0.8 mm at $t = T/2$ s

دیافراگم باید به دقت و با توجه به تأثیر افزایش دامنه نوسان دیافراگم بر افزایش تنش، انتخاب شود.

بر اساس نتایج به دست آمده اگر به جای آنکه دیافراگم در دامنه ۰/۸ میلی‌متر و فرکانس ۱ هرتز کار کند، دامنه حرکت دیافراگم بر روی ۰/۵ میلی‌متر و فرکانس ۱/۶ هرتز تنظیم شود، مقدار دبی مرکپتان تزریق شده دقیقاً یکسان خواهد بود. در عین حال با این تغییر، مقدار حداکثر تنش در دیافراگم حدوداً ۳۰ درصد کاهش می‌یابد. بنابراین احتمال آسیب دیافراگم کاهش می‌یابد. البته برای نتیجه‌گیری دقیق‌تر در این زمینه لازم است تحلیل خستگی دیافراگم نیز انجام شود.

۶- نتیجه‌گیری

در این مقاله عملکرد پمپ دیافراگمی مورد استفاده در سیستم بودار کننده تزریقی ایستگاه‌های تقلیل فشار گاز شبیه‌سازی شده‌است. بر اساس پیشنهاد شرکت گاز استان مرکزی، ایستگاه تقلیل فشار گاز سی‌جی‌اس

می‌شود که با تغییر فرکانس، مقادیر تنش حداکثر در دیافراگم در نسبت‌های یکسان از دوره تناوب تغییری نمی‌کند.

نتایج جدول ۳ نشان می‌دهند که برای تمام دوره‌های تناوب، بیشترین مقدار تنش حداکثر در لحظه $T/2$ به وجود می‌آید (در هر لحظه، تنش در نقاط مختلف دیافراگم متفاوت است و اعداد نشان داده شده در جدول ۳، مقادیر تنش حداکثر در هر لحظه می‌باشند). بنابراین تنش حداکثر در این لحظه، بیشترین مقدار تنشی است که به طور کلی در دیافراگم به وجود می‌آید. در شکل ۱۵ نمودار تغییرات دبی جرمی متوسط پمپ بر حسب فرکانس و همچنین نمودار تغییرات تنش حداکثر در لحظه $T/2$ بر حسب فرکانس، در سه دامنه نوسان مورد بررسی آورده شده است. در هر سه دامنه، دبی پمپ نسبت مستقیم با فرکانس نوسان دیافراگم دارد که این نتیجه منطبق بر فیزیک مساله و رفتار عملی این گونه پمپ‌هاست. با افزایش دامنه نوسان در یک فرکانس ثابت، میزان دبی پمپ و تنش حداکثر در دیافراگم افزایش می‌یابد. بنابراین برای تأمین یک دبی مشخص، مقدار دامنه نوسان

دوره تناوب، سرعت حداکثر سیال در لحظات مختلف کاهش می‌یابد. به طوریکه برای دامنه نوسان ثابت $0/8$ میلی‌متر، دبی متوسط سیال از مقدار $0/004$ کیلوگرم بر ثانیه در دوره تناوب $0/5$ ثانیه، به مقدار $0/002$ کیلوگرم بر ثانیه در دوره تناوب 1 ثانیه، و مقدار $0/001$ کیلوگرم بر ثانیه در دوره تناوب 2 ثانیه کاهش می‌یابد. به عبارت دیگر مطابق با رفتار عملکردی پمپ، در نتایج شبیه‌سازی هم دبی پمپ نسبت مستقیم با فرکانس نوسان دیافراگم دارد و با افزایش فرکانس، دبی مرکپتان تزریق شده به صورت خطی افزایش می‌یابد. بررسی تنش وارده به دیافراگم برای یک دامنه نوسان ثابت و در فرکانس‌های مختلف نشان داد که مقدار تنش وارده به دیافراگم، تابع فرکانس نیست.

بر اساس نتایج به دست آمده اگر به جای آنکه دیافراگم با دامنه $0/8$ میلی‌متر و فرکانس 1 هرتز کار کند، دامنه نوسان دیافراگم بر روی $0/5$ میلی‌متر و فرکانس $1/6$ هرتز تنظیم شود، مقدار دبی مرکپتان تزریق شده دقیقاً یکسان خواهد بود. در عین حال با این تغییر مقدار حداکثر تنش در دیافراگم حدود 30 درصد کاهش می‌یابد. در حالیکه معمولاً در ایستگاه‌های گازی دامنه نوسان دیافراگم روی حداکثر مقدار آن (حداکثر کورس) تنظیم و ثابت می‌شود. در نتیجه برای تنظیم مقدار مرکپتان با تغییر مقدار گاز مصرفی، تنها فرکانس نوسان دیافراگم پمپ تغییر می‌کند. در صورتیکه بر اساس نتایج این تحقیق، با کاهش دامنه نوسان دیافراگم، ضمن تأمین دبی مورد نیاز، می‌توان تنش‌های وارده بر دیافراگم را هم کاهش داد. بنابراین احتمال آسیب دیافراگم کاهش می‌یابد. البته نتیجه‌گیری دقیق‌تر در این زمینه به تحلیل خستگی دیافراگم نیاز دارد که در مرحله بعدی این تحقیق انجام خواهد شد.

به این ترتیب مشاهده می‌گردد که شبیه‌سازی عملکرد پمپ دیافراگمی تزریق مرکپتان، ابزار مناسبی را جهت تجزیه و تحلیل عملکرد آن ارائه می‌کند. از این طریق می‌توان برهمکنش بین حرکت دیافراگم و میدان جریان سیال را بررسی کرد و رفتار پمپ را در لحظات مختلف عملکرد آن تحلیل کرد. همچنین می‌توان تأثیر پارامترهای مختلف را بر عملکرد پمپ مورد بررسی قرار داده، راهکارهایی برای بهبود عملکرد و کاهش آسیب‌های آن ارائه نمود و از تکرار آزمایشات وقت‌گیر و پرهزینه اجتناب نمود.

تشکر و قدردانی

این تحقیق با کمک و پشتیبانی شرکت گاز استان مرکزی اجرا شده است.

شهر اراک به عنوان ایستگاه مبنا انتخاب شده و پس از بازدیدهای میدانی، مشخصات فنی پمپ تزریق مرکپتان در سیستم بودارکننده این ایستگاه مشخص گردید. با تعیین هندسه و شرایط عملکردی پمپ دیافراگمی مورد بررسی، معادلات حاکم، شرایط مرزی و نحوه حل، انتخاب شد. با توجه به اینکه عملکرد پمپ‌های دیافراگمی ناشی از تأثیر جابه‌جایی دیافراگم و تغییر شکل آن بر میدان جریان سیال است، شبیه‌سازی رفتار آنها نیازمند منظور نمودن تأثیرات برهمکنش سیال و سازه می‌باشد. به همین دلیل شبیه‌سازی به روش برهمکنش سیال و سازه دو طرفه در نرم افزار انسیس و رکنیج و با استفاده از روش سیستم کوپلینگ انجام گردید. در مدلسازی بخش سازه از نرم افزار انسیس-استراکچرال گذرا و برای حل معادلات پیوستگی و مومنتوم حاکم بر دامنه سیال، از تقریب حجم محدود و حل کننده فشار محور در نرم افزار انسیس-فلونت استفاده شد. نتایج حاصل از شبیه‌سازی با نتایج آزمایشگاهی اعتبارسنجی گردید. مشاهده شد که نتایج شبیه‌سازی، به نتایج آزمایشگاهی نزدیک است و حداکثر خطای نتایج شبیه‌سازی در محاسبه دبی متوسط، در مقایسه با نتایج آزمایشگاهی، در حدود 16 درصد است.

سپس عملکرد پمپ در شرایط مختلف بررسی شده و توزیع سرعت و فشار سیال، تغییرات دبی سیال بر حسب زمان و توزیع تنش دیافراگم در شرایط مختلف مقایسه و تجزیه و تحلیل شد. نتایج به دست آمده نشان داد که با افزایش دامنه نوسان دیافراگم، سرعت سیال افزایش می‌یابد. به طوریکه برای دوره تناوب 1 ثانیه، حداکثر سرعت در لحظه $0/5$ ثانیه، برای دامنه نوسان $0/8$ میلی‌متر برابر با $0/149$ متر بر ثانیه، برای دامنه نوسان $0/5$ میلی‌متر برابر با $0/0652$ متر بر ثانیه و برای دامنه نوسان $0/2$ میلی‌متر نیز برابر با $0/045$ متر بر ثانیه می‌باشد. در نتیجه دبی خروجی نیز با افزایش دامنه نوسان دیافراگم، افزایش می‌یابد و میزان مرکپتان بیشتری تزریق می‌شود. به طوریکه دبی متوسط خروجی پمپ برای دوره تناوب حرکت 1 ثانیه، در دامنه‌های نوسان $0/8$ ، $0/5$ و $0/2$ میلی‌متر به ترتیب برابر با $0/002$ ، $0/0013$ و $0/0005$ کیلوگرم بر ثانیه می‌باشد. با افزایش دامنه نوسان دیافراگم، میزان تنش در دیافراگم نیز افزایش می‌یابد. مقدار تنش حداکثر در دیافراگم در دامنه‌های نوسان $0/8$ ، $0/5$ و $0/2$ میلی‌متر، به ترتیب برابر با $99/22$ ، $69/4$ و $32/21$ مگاپاسکال می‌باشد. بنابراین با ثابت بودن دوره تناوب حرکت دیافراگم، در دامنه نوسان بالاتر، تنش بیشتری به دیافراگم وارد می‌شود.

همچنین تأثیر فرکانس نوسان دیافراگم و یا به عبارت دیگر دوره تناوب نوسان دیافراگم بر عملکرد پمپ بررسی شد. نتایج نشان داد که با افزایش

and simulation of piston pump, Chinese journal of aeronautics, 19(4) (2006) 354-358.

- [8] A.M. Blanco, J.F. Oro, Unsteady numerical simulation of an air-operated piston pump for lubricating greases using dynamic meshes, Computers & Fluids, 57 (2012) 138-150.
- [9] S. Kumar, J.M. Bergada, The effect of piston grooves performance in an axial piston pumps via CFD analysis, International Journal of Mechanical Sciences, 66 (2013) 168-179.
- [10] A. Iannetti, M.T. Stickland, W.M. Dempster, A computational fluid dynamics model to evaluate the inlet stroke performance of a positive displacement reciprocating plunger pump, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, 228(5) (2014) 574-584.
- [11] J.K. Lee, J.K. Jung, J.-B. Chai, J.W. Lee, Mathematical modeling of reciprocating pump, Journal of mechanical science and technology, 29(8) (2015) 3141-3151.
- [12] J.Z. Li, M. Raney, X. Zheng, Flow simulation of a direct-injection gasoline diaphragm fuel pump with structural interactions, SAE 2000 World Congress, (2000) 2000-01-1047.
- [13] V. Jairazbhoy, R.C. Stevenson, Mathematical modeling of molten metal dispensing: A study of a pneumatically actuated diaphragm-driven pump, Applied mathematical modelling, 32(2) (2008) 141-169.
- [14] R.C.v. Rijswick. R.v, Fluid structure interaction in piston diaphragm pumps, Delft University of Technology, 2013.
- [15] H. Bakhshayesh, A. Sarreshtehdari, H. Fekri, Fluid structure interaction modeling of a mercaptan injection diaphragm pump, Sharif Journal of Mechanical Engineering, 2018 (In Persian).
- [16] M.B. Alberto, F.O.J. Manuel, M.-F. Andrés, Numerical methodology for the CFD simulation of diaphragm volumetric pumps, International Journal of Mechanical Sciences, 150 (2019) 322-336.
- [17] X. Pan, S. Yang, Y. Shi, Y. Liu, Investigation on the dynamic characteristics of port valves in a diaphragm

۷- فهرست علائم اختصاری

علائم انگلیسی

دامنه جابه‌جایی دیافراگم، m	A
شعاع دیافراگم، mm	a
دوره تناوب، s	T
زمان، s	t
بردار سرعت، m/s	\vec{V}
فشار، Pa	P
نیروهای خارجی، N/m ^۲	f
بردار جابه‌جایی سطح الاستیک، mm	d_s
نیروی حجمی، N	F_V

علائم یونانی

ویسکوزیته سیال، Pa.s	μ
تانسور تنش، Pa	σ
چگالی سیال، kg/m ^۳	ρ
چگالی ماده جامد، kg/m ^۳	ρ_s

منابع

- [1] Odorizer, Injection Type, IGS-M-PM-101(0), in, 1996.
- [2] Odorizer, Bypass Type, IGS-PM-100(0), in, 1996.
- [3] I.J. Karassik, J.P. Messina, P. Cooper, C.C. Heald, Pump handbook, McGraw-Hill New York, 2001.
- [4] I. Chalghoum, S. Elaoud, M. Akrouf, E.H. Taieb, Transient behavior of a centrifugal pump during starting period, Applied Acoustics, 109 (2016) 82-89.
- [5] H. Ding, Z. Li, X. Gong, M. Li, The influence of blade outlet angle on the performance of centrifugal pump with high specific speed, Vacuum, 159 (2019) 239-246.
- [6] G.R.A. Elyamin, M.A. Bassily, K.Y. Khalil, M.S. Gomaa, Effect of impeller blades number on the performance of a centrifugal pump, Alexandria Engineering Journal, 58(1) (2019) 39-48.
- [7] C.-g. LI, Z.-x. JIAO, Thermal-hydraulic modeling

- Service, 1953.
- [19] I. G. Currie, *Fundamental Mechanics of Fluids*, CRC Press, 2016.
- pump for exhaust gas treatment system by FSI modeling, *IEEE Access*, 7 (2019) 57238-57250.
- [18] H.S. Kemp, *D-M Process Study*, Technical Information

چگونه به این مقاله ارجاع دهیم

R. Mohammadi, A. Rabiee Kerahrudi, A. Ahmadi, *Numerical Modeling of Diaphragm Dosing Pumps with Fluid-Structure Interaction Analysis*, *Amirkabir J. Mech Eng.*, 54(7) (2022) 1461-1480.

DOI: 10.22060/mej.2022.20658.7288



