



Numerical Investigation of Flow Structure and Performance of Centrifugal Pump with Cavitation

S. Abbasi*, H. Gholizadeh Zavieh

Department of of Mechanical Engineering, Arak University of Technology, Arak, Iran

ABSTRACT: In the present paper, the numerical simulation of the flow to identify the cavitation and its effects inside the centrifugal pump of 100-250 type of Pumpiran Company, including the impeller and volute of the pump, has been done. The Rayleigh–Plesset equation was employed to study the growth and collapse of the vapor bubble. In order to validate the numerical results, the pump curves were extracted from the present study and compared with similar experimental. The deviation of the present numerical results with the experimental ones in the pump design flow rate is 6.5%. It is found that cavitation occurs at inlet pressures of less than 45 kPa. By reducing the inlet pressure from 40 kPa to 20 kPa, the flow separation rate also increases and its position is transferred from the beginning of the blade to the inner areas of the blade. The position of cavitation occurs at 0.14 to 0.24 of the passage as well as at the beginning of the blades. The volume fraction of steam in these parts has increased from 0.04 to 0.96, respectively. With cavitation in the net positive suction head equal to 1.52, a 3% drop of the head is observed in the diagrams.

Review History:

Received: Mar. 26, 2021

Revised: Sep. 15, 2021

Accepted: Oct. 09, 2021

Available Online: Nov. 01, 2021

Keywords:

Numerical simulation

Cavitation phenomenon

Centrifugal pump

Performance curve

1- Introduction

Centrifugal pumps have found a wide role in all industries, including oil, petrochemical, and power plants, so ensuring their correct operation is very important. Vibration in centrifugal pumps may be due to various factors including hydraulic and mechanical forces. Various studies by researchers have shown that one of the main causes of vibration and damage in centrifugal pumps is cavitation [1, 2].

In general, the method of measurement and occurrence of cavitation in the industry is done using the net positive suction head parameter. In order to detect the occurrence of cavitation in the pump, Zhang et al. [3] Defined two parameters under the headings of available net positive suction head and required net positive suction head. Cavitation occurs if the available net positive suction head is less than the net positive suction head required by the pump.

Investigation of cavitation process and its effects on details of flow structure and pump performance parameters, the exact position of cavitation bubbles, and vapor volume fraction formed are among the most important issues in pump performance and especially provide solutions to improve the flow behavior and control pump performance Which has received less attention in the research of others and is addressed in this research.

2- Numerical Simulation of The Pump

2- 1- Impeller geometry

The pump simulated in this research is the model pump 100-250 of Pumpiran Company, the design specifications of the impeller are shown in Table 1.

2- 2- Meshing

The geometry of the pump is meshed by Ansys TurboGrid software. The computational area is divided into two separate areas including the impeller and the fixed volute. The impeller

Table 1. Pump impeller specifications

Parameter	Value
Thickness	7.8 mm
Input angle	22.13°
Output angle	12.54°
Inlet diameter	129.1 mm
Outer diameter	258.5 mm
Number of blades	6
Blade width	25.9 mm

*Corresponding author's email: s_abbasi@arakut.ac.ir



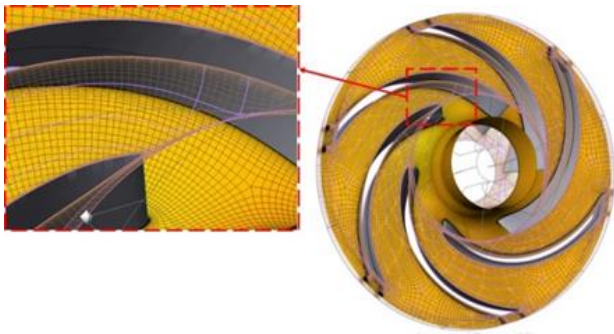


Fig. 1. Pump impeller meshing

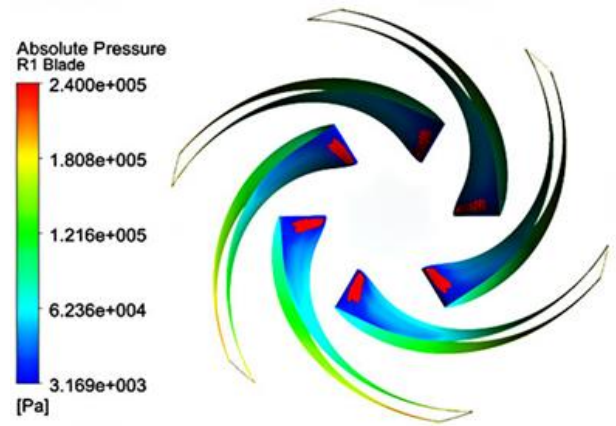


Fig. 3. Formation of cavitation bubbles (red areas) at 120 m³/h, inlet pressure of 40 kPa and NPSH = 3.75

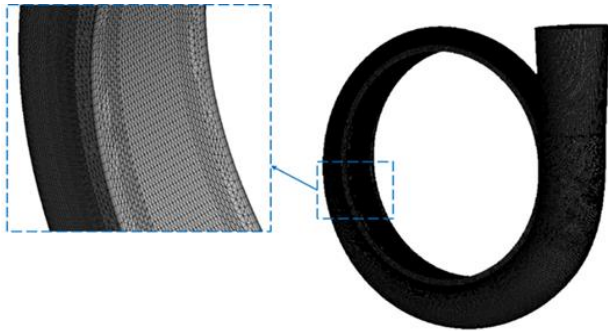


Fig. 2. Pump volute meshing

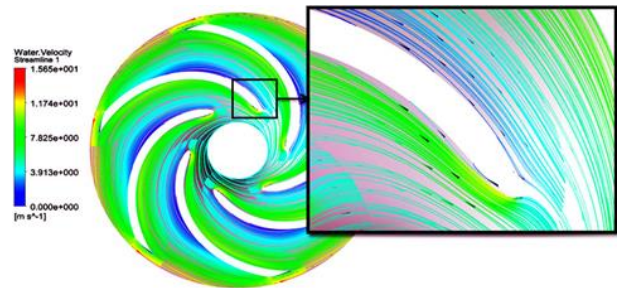


Fig. 4. Flow separation at an inlet pressure of 40 kPa

area, which includes the impeller and the fluid inside it, is rotating at an angular velocity of 1450 rpm. The impeller and volute meshes of the pump are shown in Figs. 1 and 2.

3- Results and Discussion

In the present study, in order to investigate the cavitation phenomenon and its onset, the inlet pressure of the pump is gradually reduced and the results are evaluated. For this purpose, the flow inlet pressure is changed from 100 to 15 kPa. As shown in Figure 3, the cavitation phenomenon occurs mostly at the leading edge of the pump blades.

With the occurrence and formation of the cavitation phenomenon, in addition to its effects such as a 3% drop in the head, it causes flow separation and changes in the flow behavior in the pump. This shows the effect of cavitation on the deformation and separation of fluid flow. As shown in Figs. 4 and 5, as the inlet pressure decreases and the cavitation bubbles increase, resulting in the partial space occupied by the bubbles at the beginning of the blade, the flow separation gradually increases and the flow behavior inside the pump

becomes irregular. Examination of the behavior of flow lines in different states shows that at the pressure of 40 kPa, flow separation occurs at the beginning of the blade, but with the further reduction of the inlet pressure, this separation is transferred to the downstream and middle parts of the passage.

To observe the effect of cavitation on other pump performance parameters, the efficiency and power diagrams of the pump in terms of the net positive suction head have been investigated. According to the results, with a gradual decrease in the net positive suction head at a flow rate of 120 m³, the amount of pump power is constant and equal to 2.38 kW, but this value in the net positive suction head is less than 3.784 with increasing cavitation bubbles. Gradually increased and reached 2.451 kW in the net positive suction head corresponding to a 3% drop of the head equal to 1.205. Also, the efficiency of the pump, like the power, until the beginning of cavitation (net positive suction head more than 3.784) is constant and equal to 89.9%, which with a decrease of the net positive suction head by 1.205, a 1% drop in efficiency (89.002 %) is obtained.

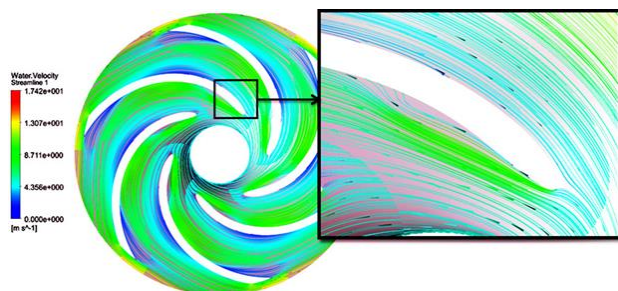


Fig. 5. Flow separation at an inlet pressure of 20 kPa

4- Conclusion

By reducing the inlet pressure from 45 kPa to 15 kPa, the vapor volume fraction increased from 0.04 to 0.96 and then remained almost constant.

According to the obtained results, the minimum required inlet pressure and the minimum net positive suction head required for non-occurrence and formation of cavitation in the flow of 120 m³/h predicted to be 50 kPa and the net positive suction head more than 4.3, respectively.

By reducing the flow inlet pressure, the formation of cavitation bubbles caused a pressure drop in the areas of 0.14 and 0.24 blade lengths at pressures of 30 and 20 kPa. Therefore, it is concluded that the reduction of the inlet

pressure leads to the forward position of the cavitation occurrence downstream and in the middle of the passage.

The cavitation phenomenon, in addition to a 3% drop in the head at the pump outlet, causes separation and turbulence of the flow at the beginning of the blade, which is due to the formation of steam bubbles at the pump inlet and the beginning of the blade. The position of this separation is at the inlet pressure of 40 kPa in the areas of the leading edge and the beginning of the blade. However, with the gradual decrease of the inlet pressure to a pressure of 20 kPa, the amount of separation and turbulence of the flow increases more and its location is transferred to the inner areas of the blade.

References

- [1] M. Hoseiniparast, B. Ghadiri, S. Fallah, Numerical study of the effect of angle and distance between hub and shroud at the output passage of impeller in one stage of ESP pump, *Modares Mechanical Engineering*, 17(6) (2017) 149-156. (In Persian).
- [2] A.R. Al-Obaidi, Numerical investigation of flow field behaviour and pressure fluctuations within an axial flow pump under transient flow pattern based on CFD analysis method, in: *Journal of Physics: Conference Series*, IOP Publishing, 2019, pp. 012069.
- [3] F. Zhang, S. Yuan, Q. Fu, J. Pei, M. Böhle, X. Jiang, Cavitation-induced unsteady flow characteristics in the first stage of a centrifugal charging pump, *Journal of Fluids Engineering*, 139(1) (2017).

HOW TO CITE THIS ARTICLE

S. Abbasi, H. Gholizadeh Zavieh, *Numerical Investigation of Flow Structure and Performance of Centrifugal Pump with Cavitation*, *Amirkabir J. Mech Eng.*, 54(1) (2022) 11-14.

DOI: [10.22060/mej.2021.19794.7115](https://doi.org/10.22060/mej.2021.19794.7115)





بررسی عددی ساختار جریان و عملکرد پمپ سانتریفیوژ با رخدادهای کاویتاسیون

ناراله عباسی*، حسن قلی‌زاده زاویه

دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی اراک، اراک، ایران.

تاریخچه داوری:

دریافت: ۱۴۰۰/۰۱/۰۶

بازنگری: ۱۴۰۰/۰۶/۲۴

پذیرش: ۱۴۰۰/۰۷/۱۷

ارائه آنلاین: ۱۴۰۰/۰۸/۱۰

کلمات کلیدی:

شبیه‌سازی عددی

پدیده کاویتاسیون

پمپ گریز از مرکز

منحنی عملکرد

خلاصه: در مقاله حاضر، شبیه‌سازی عددی جریان جهت شناسایی رخداد کاویتاسیون و جزئیات شکل‌گیری و اثرات آن، در پمپ سانتریفیوژ از نوع ۲۵۰-۱۰۰ شرکت پمپیران با نرم‌افزار انسیس سی-اف-ایکس پرداخته شده‌است. در شبیه‌سازی کاویتاسیون، جریان به صورت دو فاز آب و بخار آب در نظر گرفته شده‌است. از معادله رایلی-پلست جهت بررسی رشد و فروپاشی حباب بخار استفاده شده‌است. به منظور اعتبارسنجی نتایج عددی، منحنی‌های مشخصه پمپ از مطالعه حاضر استخراج و با نتایج مشابه تجربی مقایسه گردیده‌است. میزان انحراف نتایج عددی حاضر با نتایج تجربی در دبی طراحی پمپ ۶/۵ درصد می‌باشد. مشخص می‌گردد که کاویتاسیون در فشارهای ورودی کمتر از ۴۵ کیلوپاسکال رخ می‌دهد. با کاهش فشار ورودی از ۴۰ کیلوپاسکال تا ۲۰ کیلوپاسکال، میزان جدایش جریان افزایش یافته و موقعیت آن از ابتدای پره به نواحی داخلی پره منتقل می‌شود. موقعیت رخداد کاویتاسیون در ۰/۱۴ تا ۰/۲۴ گذرگاه و همچنین ابتدای پره‌ها رخ می‌دهد. به نحوی که کاویتاسیون لبه حمله به سمت مناطق داخلی پره انتقال می‌یابد. میزان کسر حجمی بخار در این قسمت‌ها به ترتیب از ۰/۰۴ به ۰/۹۶ افزایش یافته‌است. با رخداد کاویتاسیون در هد مکش مثبت خالص برابر با ۱/۵۲، افت ۳ درصدی هد مشاهده می‌گردد.

۱- مقدمه

مختلف محققان نشان داده‌اند که یکی از اصلی‌ترین دلایل لرزش و آسیب دیدگی در پمپ‌های سانتریفیوژ رخداد پدیده کاویتاسیون می‌باشد. کاویتاسیون پدیده‌ای منحصر به فرد در علم هیدرودینامیک است که می‌تواند در پمپ‌ها، پروانه کشتی‌ها، قلب‌های مصنوعی و نظایر آن اتفاق افتد. هرگاه در حین جریان مایع در داخل پروانه پمپ، فشار مایع در نقطه‌ای، از فشار بخار مایع در دمای مربوطه کمتر شود حباب‌های بخار در فاز مایع به وجود می‌آیند که به همراه مایع به نقطه‌ای با فشار بالاتر حرکت می‌نمایند. حباب‌های بخار در این محل تقطیر شده و در نتیجه ذراتی از مایع از مسیر اصلی خود منحرف شده و با سرعت‌های فوق‌العاده زیاد به پره‌ها برخورد می‌نمایند. در چنین مکانی بسته به شدت برخورد، سطح پره‌ها خورده شده و متخلخل می‌گردند. با وقوع کاویتاسیون حباب‌های سیال با فرکانس بالا ایجاد و مضمحل می‌گردند. این امر منجر به ایجاد سروصدای زیاد در پمپ گردیده و می‌تواند آسیب شدید و پرهزینه را به مجموعه تاسیسات وارد نماید. تأثیر منفی کاویتاسیون بر روی عملکرد پروانه کشتی اولین بار توسط پارسونز [۵] بررسی گردید. اولین تونل کاویتاسیون نیز توسط وی ساخته شد. عدد

امروزه پمپ‌های گریز از مرکز نقش گسترده‌ای در تمامی صنایع از جمله صنایع نفت، پتروشیمی و نیروگاهی پیدا کرده‌اند، از این رو اطمینان از صحت عملکرد آن‌ها از اهمیت بسیاری برخوردار است. چرا که عملکرد این پمپ‌ها در حالت بحرانی می‌تواند موجب اختلال در کل سیستم‌های مربوطه شود. با توجه به گستره استفاده از این پمپ‌ها، تاکنون مطالعات زیادی برای بهبود و بهینه‌سازی ساختار آن‌ها انجام شده است [۱ و ۲]. ارتعاش و لرزش در پمپ‌های گریز از مرکز ممکن است ناشی از عوامل مختلفی از جمله نیروهای هیدرولیکی و مکانیکی باشد. رخداد این پدیده‌ها موجب کاهش عملکرد پمپ گردیده و احتمال آسیب در قسمت‌های پمپ مانند پروانه و حلزونی را افزایش می‌دهد. تداوم این وضعیت ممکن است منجر به کاهش عمر پمپ و خرابی آب بندهای آن گردد [۳]. از منابع ارتعاش هیدرولیکی در پمپ‌ها می‌توان به نیروهای گذرگاهی بین پره‌ها، عدم تعادل هیدرولیکی، چرخش جریان، کاویتاسیون و ضربه قوچ نام برد [۴]. بررسی‌های

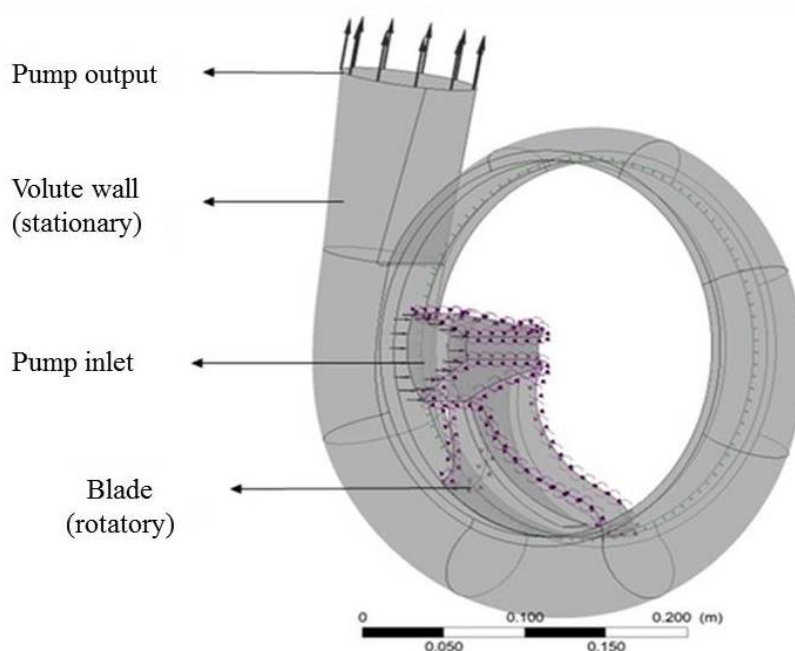
* نویسنده عهده‌دار مکاتبات: s_abbasi@arakut.ac.ir



بینی آن باعث شده است که در پژوهش‌های اخیر از روش‌های مختلف به پیش بینی کاویتاسیون پرداخته شود. در این زمینه مروک و همکاران [۱۳] با استفاده از معیارهای رفتارشناسی صوتی از طریق دریافت سیگنال‌های صوتی و تحلیل آن امکان تعیین عملکرد پمپ سانتریفیوژ را فراهم کردند. العوبیدی [۱۴] با استفاده از تکنیک تحلیل ارتعاش، فرکانس و ارتعاش ناشی از ایجاد کاویتاسیون رو مورد بررسی قرار دادند. راجیو تایواری و همکاران [۱۵] از طریق یک مبدل فشار در ورودی پمپ، سیگنال‌های فشار در ورودی پروانه پمپ را از نقطه نظر انسداد جریان بر اثر کاویتاسیون بررسی و تحلیل کردند. یانگ و همکاران [۱۶ و ۱۷] با تعریف سطح‌های فشار در مساحت‌های مختلف به این نتیجه رسیدند که تغییرات هد ناشی از این روش و روش تشخیص کاویتاسیون با استفاده از هد مکش مثبت خالص موجود یکسان است و با استفاده از این روش می‌توان عملکرد کاویتاسیون در پمپ‌های مختلف را پیش بینی و بررسی کرد. در طی دو دهه گذشته، توسعه روش‌های عددی و استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی برای پیش بینی عملکرد جریان درون پمپ‌ها پیشرفت چشمگیری در صنعت طراحی پمپ کرده است [۱۸]. بکارگیری چنین روش‌هایی هزینه‌های محاسباتی را به شدت کاهش داده و محققان را در امر شناسایی رفتارهای جریان درون پمپ‌ها و نحوه کنترل و بهبود جریان را فراهم می‌کند. در این زمینه رانجندران و پروشتمن [۱۹] با شبیه‌سازی جریان در یک پمپ سانتریفیوژ، توزیع فشار در طول‌های مختلف از پروانه پمپ را استخراج کردند. مشخص کردند که فشار از لبه حمله پره تا لبه فرار افزایش می‌یابد. همچنین با پیشروی در ارتفاع پره به سمت نوک، به دلیل هد دینامیکی بالا در نوک پره‌ها فشار کل افزایش یافته و بیشترین سرعت در لبه حمله در قسمت مکش پروانه رخ می‌دهد. دینگ و همکاران [۲۰] با تغییر در زوایای خروجی پره، فشار ورودی پروانه را مورد بررسی قرار دادند. بر این اساس استعداد شکل‌گیری کاویتاسیون در سطوح مختلف پره مورد بررسی قرار گرفت و ملاحظه گردید که در موقعیت‌های یکسان از پره، استعداد رخداد کاویتاسیون در سطوح مکش پره بیشتر از سطوح فشار می‌باشد. در این راستا هو و همکاران [۲۱] با طراحی سه پروانه مختلف در پمپی با سرعت مخصوص پایین مشاهده کردند که در زوایای حمله مثبت بهبود در یکنواختی جریان حاصل می‌شود. ران تاو و همکاران [۲۲] با تغییر در شکل لبه حمله پره به بررسی شکل‌گیری کاویتاسیون پرداختند. بر اساس نتایج بدست آمده، با افزایش ضریب کاویتاسیون حجم بخار تولیدی ناشی از این رخداد افزایش یافته و در اثر افت فشار موجود در لبه حمله پره، سرعت جریان نیز افزایش پیدا کرده است.

کاویتاسیون توسط توماو لروکسدر معرفی شد [۶]. بعد از آن آزمایش‌های تجربی زیادی در رابطه با رخدادهای فیزیکی جریان سیال و تأثیر آن بر روی سیستم‌های صنعتی انجام شد. در شناسایی پدیده‌های مختلف و بررسی اثرات آن‌ها روش‌های تجربی و عددی رواج یافتند و تبدیل به دو روش اصلی انجام تحقیقات گردیدند [۶]. اولین تحقیقات در زمینه شناسایی دینامیک حباب‌های گازی توسط رایلی، لامب، کُل، بلیک و پلست صورت گرفت که در این مطالعات فرض کروی بودن حباب‌های گازی انجام تحقیقات را بسیار ساده کرد [۶]. بهبود عملکرد پمپ‌های سانتریفیوژ در وضعیت رخداد کاویتاسیون، وجود جریان آشفته و ناپایدار امری دشوار است. شناسایی رخداد کاویتاسیون و تشخیص میزان شدت آن جهت حفظ قابلیت اطمینان پمپ لازم و ضروری است. همچنین نظارت بر وضعیت مداوم پمپ برای افزایش طول عمر آن، کاهش هزینه‌های نگهداری و در نتیجه افزایش قابلیت اطمینان پمپ از اهمیت قابل توجهی برخوردار است [۷-۹]. به طور کلی، روش اندازه‌گیری و وقوع کاویتاسیون در صنعت با استفاده از پارامتر هد مکش مثبت خالص^۱ صورت می‌گیرد. به منظور شناسایی رخداد کاویتاسیون در پمپ، ژانگ و همکاران دو پارامتر تحت عناوین هد مکش مثبت خالص موجود^۲ و هد مکش مثبت خالص موردنیاز^۳ تعریف کردند. آن‌ها توانستند با استفاده از رابطه بین هد مکش مثبت خالص و کاویتاسیون، شروع و اثر این رخداد را تشخیص دهند. به نحوی که اگر هد مکش مثبت خالص موجود کمتر از هد مکش مثبت خالص موردنیاز پمپ باشد کاویتاسیون رخ می‌دهد. همچنین بررسی آن‌ها نشان داد که رخداد کاویتاسیون موجب کاهش سه درصدی در هد پمپ می‌گردد. هد مکش مثبت خالص این نقطه بحرانی به هد مکش مثبت خالص^۳ درصد^۴ معروف است [۱۰-۱۲]. [طبق رابطه (۶) هد مکش مثبت خالص موجود حاصل تفاضل هد ناشی از فشار مطلق مایع و فشار بخار آن در دمای سیال می‌باشد. بر این اساس هد مکش مثبت خالص موردنیاز عبارت است از هد مکش مثبت خالص موجود که در آن پدیده کاویتاسیون شروع به ظاهر شدن می‌کند [۱۲]. با توجه به اهمیت پدیده کاویتاسیون در پمپ‌ها و به دنبال آن اثرات مخرب این پدیده، شناسایی و تشخیص محل وقوع و علل آن می‌تواند راهکار مناسبی جهت کاهش هزینه‌های مخرب این رخداد و رفع ایرادات تولیدی و ایجاد راهکار مناسب برای کاهش آن باشد. اهمیت کاویتاسیون و پیش

-
- 1 Net Positive Suction Head (NPSH)
 - 2 (Net positive Suction Head)_{available}
 - 3 (Net positive Suction Head)_{require}
 - 4 NPSH₃



شکل ۱. هندسه پمپ شبیه سازی شده و شرایط مرزی آن

Fig. 1. Simulated pump geometry and boundary conditions

دقیق تشکیل حباب‌های کاویتاسیون و کسر حجمی بخار شکل گرفته از جمله موارد بسیار مهم در عملکرد پمپ‌ها و بخصوص ارائه راهکارهای اصلاح رفتار جریان و کنترل عملکرد پمپ می‌باشد که در تحقیقات دیگران کمتر مورد توجه قرار گرفته است و در این پژوهش به آن‌ها پرداخته می‌شود.

۲- شبیه سازی عددی

۲-۱- هندسه پمپ سانتریفیوژ

پمپ شبیه‌سازی شده در این پژوهش پمپ مدل ۲۵۰-۱۰۰ شرکت پمپیران [۲۳] می‌باشد که مشخصات طراحی آن در جدول ۱ و هندسه کلی آن در شکل ۱ نشان داده شده‌است.

۳- معادلات حاکم و مدل سازی آشفتگی

به منظور شبیه‌سازی جریان کاویتاسیون در پمپ حاضر، از مدل جریان همگن دو فاز گاز-مایع استفاده می‌شود. فرض بر این است که هیچ‌گونه لغزشی بین فازها وجود ندارد. در این مدل، چگالی مخلوط گاز - مایع به

بررسی تاریخچه مطالعات نشان می‌دهد که به منظور شناسایی رفتار جریان با رخداد کاویتاسیون روش‌های مختلفی مورد استفاده قرار گرفته است که عمدتاً به صورت تجربی و آزمایشگاهی بوده است. با توجه به هزینه‌های زیاد روش‌های تجربی، بکارگیری روش‌های عددی می‌تواند زمینه دستیابی به نتایج مفید را با هزینه بسیار کمتر فراهم نماید. تحقیقات با استفاده از روش‌های عددی در جهت شناسایی کاویتاسیون در پمپ و اثرات آن محدود بوده و بسیاری از جزئیات جریان درون پمپ‌ها مورد بررسی قرار نگرفته است. در این راستا، در تحقیق حاضر از شبیه سازی عددی جریان به منظور درک عمیق جزئیات ساختار جریان و عملکرد پمپ در شرایط رخداد کاویتاسیون استفاده گردیده است. بدین منظور از جریان به صورت دو فاز در نظر گرفته شده است و از مدل کاویتاسیون زورت-گربر-بلامری^۱ که بر مبنای معادله رایلی-پلست^۲ است بهره گرفته شده است. بررسی فرایند رخداد کاویتاسیون و اثرات آن بر جزئیات ساختار جریان و پارامترهای عملکردی پمپ، موقعیت

1 Zwart-Gerber-Belamri

2 Rayleigh-Plesset

جدول ۱. مشخصات پروانه پمپ

Table 1. Specifications of centrifugal pump impeller

اندازه	پارامتر
۷/۸ mm	ضخامت پره
۲۲/۱۳°	زاویه ورودی پره
۱۲/۵۴°	زاویه خروجی پره
۱۲۹/۱ mm	قطر ورودی پروانه
۲۵۸/۵ mm	قطر خارجی پروانه
۶	تعداد پره
۲۵/۹ mm	ارتفاع پره‌ها

عنوان یک چگالی منفرد یکنواخت در نظر گرفته می‌شود و مخلوط دارای دبی و فشار یکسانی است. معادلات پیوستگی، مومنتوم و انتقال جرم برای جریان مخلوط گاز - مایع به ترتیب در معادله‌های (۱) تا (۳) ذکر شده است.

$$\frac{\partial \rho_m}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho_m u_j) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho_m u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho_m u_j u_i) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[(\mu_m + \mu_T) \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right) \right] \quad (2)$$

$$\frac{\partial (\alpha_v \rho_v)}{\partial t} + \frac{\partial (\alpha_v \rho_v u_j)}{\partial x_j} = \dot{m}^+ - \dot{m}^- \quad (3)$$

در این معادلات μ_m و ρ_m به ترتیب چگالی و ویسکوزیته مخلوط گاز - مایع می‌باشند که بر اساس کسرهای حجمی بصورت معادله‌های

$\mu_m = \mu_l \alpha_l + \mu_v \alpha_v$ و $\rho_m = \rho_l \alpha_l + \rho_v \alpha_v$ تعریف می‌شوند. به طوری که ρ_l و μ_l چگالی و ویسکوزیته مایع، ρ_v و μ_v چگالی و ویسکوزیته بخار و α_l و α_v کسر حجمی بخار و مایع می‌باشند. همچنین در معادلات فوق u_j و u_i مولفه‌های سرعت در راستای i و j ، p فشار، \dot{m}^+ و \dot{m}^- مولفه‌های انتقال جرم بین چگالش و تبخیر و μ_T ویسکوزیته آشفته مخلوط است که با استفاده از مدل آشفستگی بدست می‌آید. برای استخراج نتایج کلی و شبیه سازی جریان در کل پمپ، روابط فوق توسط رابط روتور ایستا به یکدیگرکوپل گشته‌اند [۲۴]. برای مدل‌سازی آشفستگی در داخل پمپ نیز از مدل کا امگا اس-اس-تی^۱ استفاده شده است. این مدل به همراه تابع دیواره‌ی اتوماتیک، هم در نزدیکی دیواره و هم در نواحی دورتر نتایج مطلوب‌تری ارائه می‌دهد [۲۵]. به عبارتی در این مدل، نواحی نزدیک دیواره توسط مدل کا امگا^۲ و نواحی دورتر از دیواره بر مبنای مدل کا اپسیلون^۳ شبیه سازی می‌گردند تا از مزایای هر دو روش استفاده شود [۲۶ و ۲۷]. در مطالعه حاضر از مدل کاویتاسیون زوارت-گربر-بلامری بهره گرفته شده است که بر اساس معادله رایلی-پلست است. این معادله رابطه بین شعاع حباب کروی و فشار دور از حباب را تعریف کرده و تشکیل، رشد و فروپاشی حباب‌های گازی در یک سیال مایع را با استفاده از معادله‌های (۴) و (۵) پیش‌بینی می‌کند [۲۷]:

$$\dot{m}^+ = C_e \frac{3 \rho_v (1 - \alpha_v) \alpha_{nuc}}{R_b} \sqrt{\frac{2}{3} \frac{p_v - p}{\rho_l}}; p < p_v \quad (4)$$

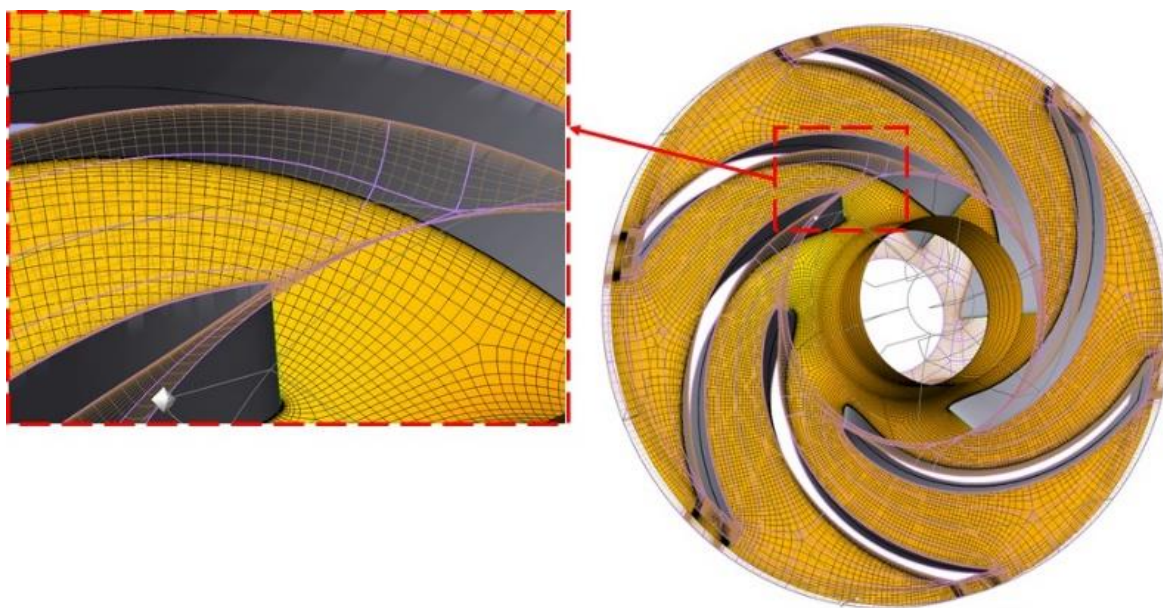
$$\dot{m}^- = C_c \frac{3 \rho_v \alpha_v}{R_b} \sqrt{\frac{2}{3} \frac{p - p_v}{\rho_l}}; p > p_v \quad (5)$$

در معادله‌های (۴) و (۵)، R_b شعاع حباب در آب، p_v فشار بخار اشباع، C_e و C_c ضرایب تجربی برای فرایندهای تغییر فاز به ترتیب تبخیر و چگالش و α_{nuc} کسر حجمی هسته بخار است که طبق مطالعه انجام شده توسط زوارت [۲۷] مقادیر آن‌ها برابر با $\alpha_{nuc} = 5 \times 10^{-4}$ ، $C_c = 0.1$ و $C_e = 50$ ، $R_b = 1 \times 10^{-6}$ می‌باشند.

1 K-Omega SST

2 K-Omega

3 K-Epsilon



شکل ۲. شبکه بندی پروانه پمپ

Fig. 2. Computational grids for the pump impeller

انسیس توربو گرید^۱ شبکه بندی شده است. فضای محاسباتی به دو ناحیه مجزا شامل پروانه چرخان و حلزونی ثابت تقسیم شده است. ناحیه پروانه که شامل پروانه و سیال داخل آن می باشد با سرعت زاویه ای ۱۴۵۰ دور در دقیقه در حال دوران است. به منظور اطمینان از دقت شبکه بندی مورد استفاده، آزمون استقلال نتایج از تعداد شبکه روی پارامتر هد مورد بررسی قرار گرفته است. شبکه بندی پروانه و حلزونی پمپ در شکل های ۲ و ۳ دیده می شود.

۵- تنظیمات حل و شرایط مرزی

شبیه سازی در این مطالعه با استفاده از نرم افزار انسیس سی - اف - ایکس ۱۸.۲ انجام شده است. به منظور تحلیل کاویتاسیون جریان به صورت دو فاز با بهره گیری از معادله رایلی- پلست صورت گرفته است. دقت در پیش بینی هد مکش مثبت خالص در میزان افت ۳ درصدی هد با استفاده از مدل کاویتاسیون، همراه با مدل همگن، اخیراً مشخص شده است [۱۰ و ۱۱] که با آزمایش های تجربی مطابقت خوبی دارد. بر این اساس از مدل همگن برای شبیه سازی کاویتاسیون استفاده شده است. آب در دمای

با توجه به اینکه فشار بخار اشباع مایع پمپ شونده همواره به صورت فشار مطلق بیان می شود برای درستی محاسبه هد مکش مثبت خالص و مقایسه صحیح فشار استاتیک جریان با فشار بخار، می بایست حتماً فشار استاتیک جریان به صورت مطلق بیان شود. بنابراین باید فشار استاتیک نسبی جریان با فشار اتمسفر جمع گردد و فشار مطلق جریان حاصل گردد. بر این اساس، به منظور محاسبه هد مکش مثبت خالص پمپ نیز از رابطه (۶) استفاده می گردد [۱۲].

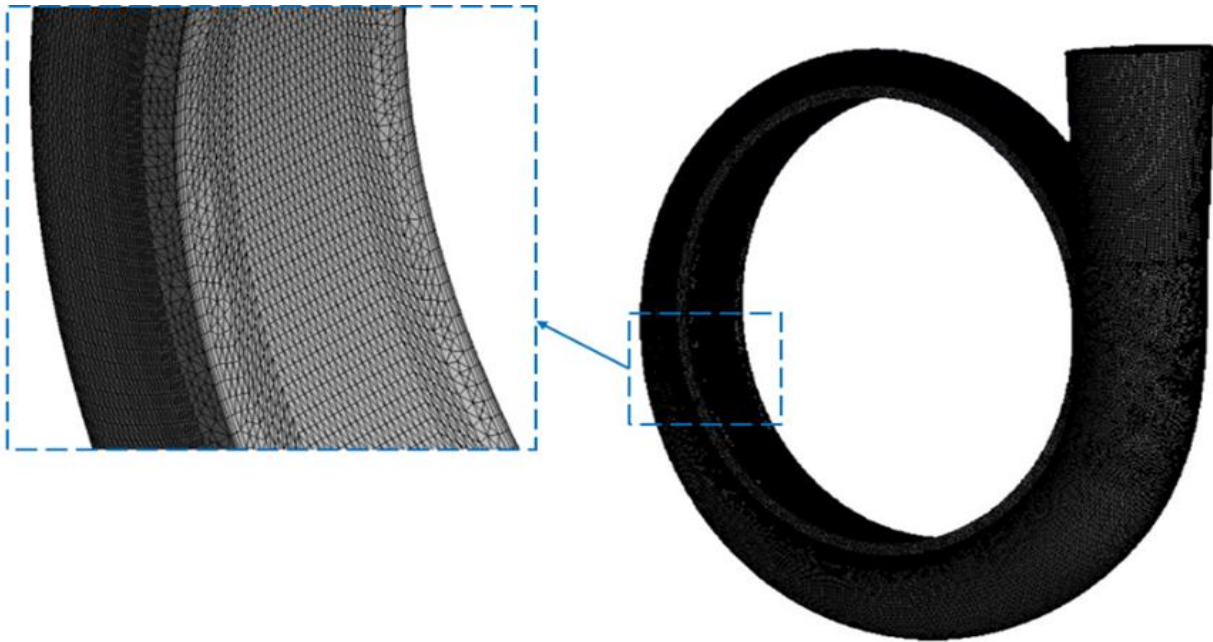
$$NPSH = \frac{P_{abs}}{\rho g} + \frac{V_i^2}{2g} - \frac{P_v}{\rho g} \quad (6)$$

در رابطه بالا P_{abs} فشار مطلق مایع، P_v فشار بخار در دمای سیال، V_i سرعت مطلق مایع و ρ چگالی سیال را نشان می دهد.

۴- شبکه بندی و آزمون استقلال از شبکه

به منظور شبیه سازی عددی جریان، مجموعه ای کامل پمپ و حلزونی پس از ترسیم، شبکه بندی گردیده و تحلیل می شوند. هندسه پمپ توسط نرم افزار

1 Ansys TurboGrid
2 Ansys CFX 18.2



شکل ۳. شبکه بندی حلزونی پمپ

Fig. 3. Computational grids for the pump volute

پارامتری برای ارزیابی اثر تعداد شبکه‌های متفاوت بر نتایج حل عددی استفاده شده است. با توجه به شکل ۴ و جدول ۲، مشاهده می‌شود که مقادیر هد پمپ با تغییر تعداد المان‌ها از ۳۰۴۰۵ تا ۱۰۶۸۴۱۸ تغییر محسوسی دارند. اما با افزایش تعداد شبکه از ۱۰۶۸۴۱۸ المان به ۴۰۸۵۳۶۸ تغییرات هد بسیار ناچیز است. بر این اساس و به منظور کاهش هزینه محاسباتی در تحقیق حاضر، از مدل شبکه‌بندی شده با تعداد ۱۰۶۸۴۱۸ المان محاسباتی استفاده شده است.

جدول ۲. نتایج استقلال از شبکه

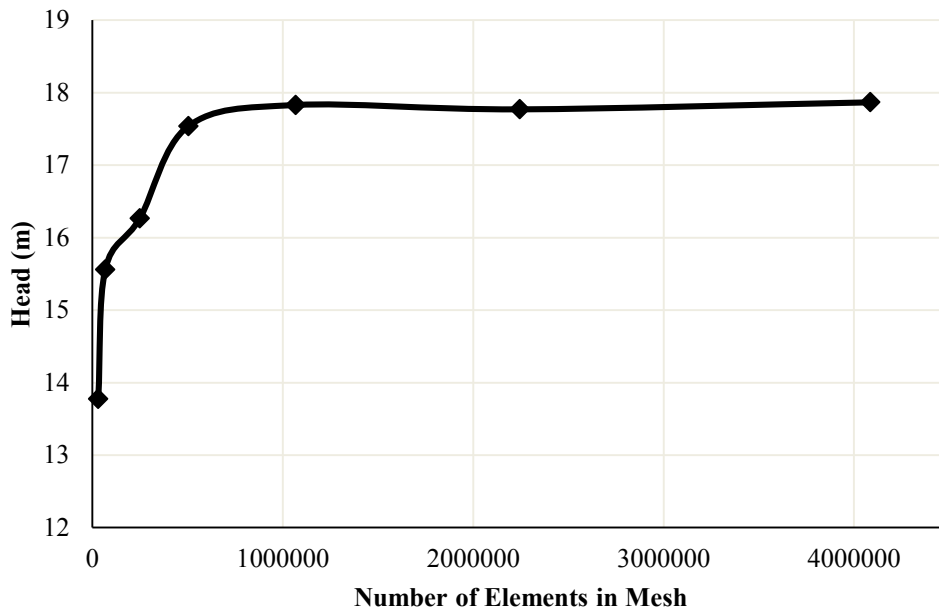
Table 2. Results of mesh independence

تعداد المان محاسباتی	هد پمپ (متر)
۳۰۴۰۵	۱۳/۷۷
۶۶۹۴۲	۱۵/۵۵
۲۴۸۷۴۲	۱۶/۲۶
۵۰۳۷۸۱	۱۷/۵۳
۱۰۶۸۴۱۸	۱۷/۸۳
۴۰۸۵۳۶۸	۱۷/۸۶

۲۵ درجه سانتیگراد به عنوان سیال و فشار مرجع روی صفر اتمسفر تنظیم گردیده و انتقال حرارت به صورت ایزوترمال برای سیستم در تعادل گرمایی با محیط اطراف آن در ۲۵ درجه سانتیگراد انتخاب شده است. همچنین معیار همگرایی نیز رسیدن باقیمانده معادلات حاکم بر روی 10^{-5} تنظیم شده است. برای شبیه‌سازی از روش دستگاه مختصات چندگانه استفاده می‌شود. همچنین برای اتصال قسمت ساکن و چرخان از شرط مرزی سطح مشترک روتور ایستا استفاده شده است. بعلاوه برای این شبیه‌سازی شرایط عدم لغزش و صافی برای دیواره‌ها لحاظ شد. در پمپ‌های سانتریفوژ با توجه به اینکه دبی جرمی و فشار ورودی به پمپ در دور مشخص مقادیر معلوم و در دسترس می‌باشند، در ورود به پروانه شرط مرزی ورودی فشار و خروج از حلزونی شرط دبی جرمی عمود بر سطح خروجی استفاده شده است. شرایط مرزی پمپ شبیه‌سازی شده در شکل ۱ قابل مشاهده است.

۶- استقلال نتایج از شبکه

به منظور بررسی استقلال نتایج از شبکه، شبیه‌سازی جریان در پمپ در تعداد شبکه‌های مختلف انجام گردیده است. بر این اساس ۶ شبکه‌بندی مختلف از تعداد ۳۰۴۰۵ المان تا ۴۰۸۵۳۶۸ برای پمپ حاضر در نظر گرفته شده و پارامترهای خروجی با هم مقایسه گردیده‌اند. هد کل پمپ به عنوان



شکل ۴. نمودار استقلال از شبکه

Fig. 4. Grid independence curve

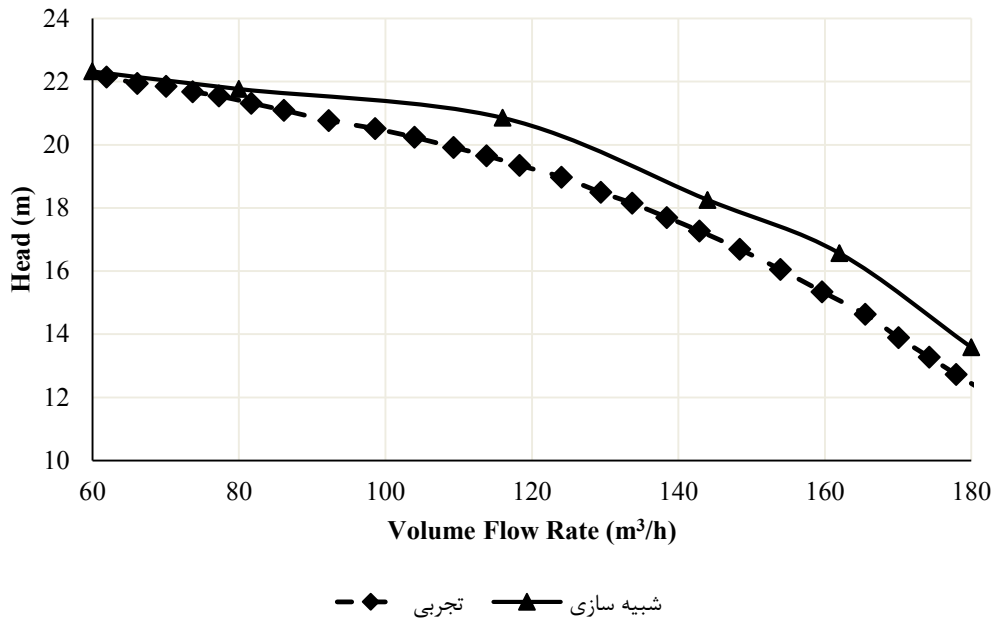
۷- اعتبارسنجی نتایج

به منظور اطمینان از صحت نتایج بدست آمده از شبیه سازی عددی، منحنی‌های مشخصه پمپ شامل نمودارهای هد - دبی حجمی، راندمان - دبی حجمی و توان - دبی حجمی حاصل از تحقیق حاضر با نتایج ارائه شده آزمایشگاهی شرکت پمپیران از پمپ ۲۵۰-۱۰۰ [۲۳] مقایسه شده است. در شکل‌های ۵ تا ۷ مقایسه مقادیر عددی و آزمایشگاهی نشان داده شده است و تطابق خوبی مشاهده می‌گردد. بررسی و مقایسه نتایج در دو حالت نشان می‌دهد که بیشترین خطا بین نتایج حاضر و نتایج تجربی حدود ۹ درصد است که در دبی حجمی ۱۶۰ مترمکعب بر ساعت رخ می‌دهد. این در حالی است که میزان خطا در نقطه کاری پمپ (دبی ۱۲۰ متر مکعب بر ساعت) حدود ۶/۵ درصد است که مطلوب است.

۸- شناسایی کاویتاسیون در پمپ

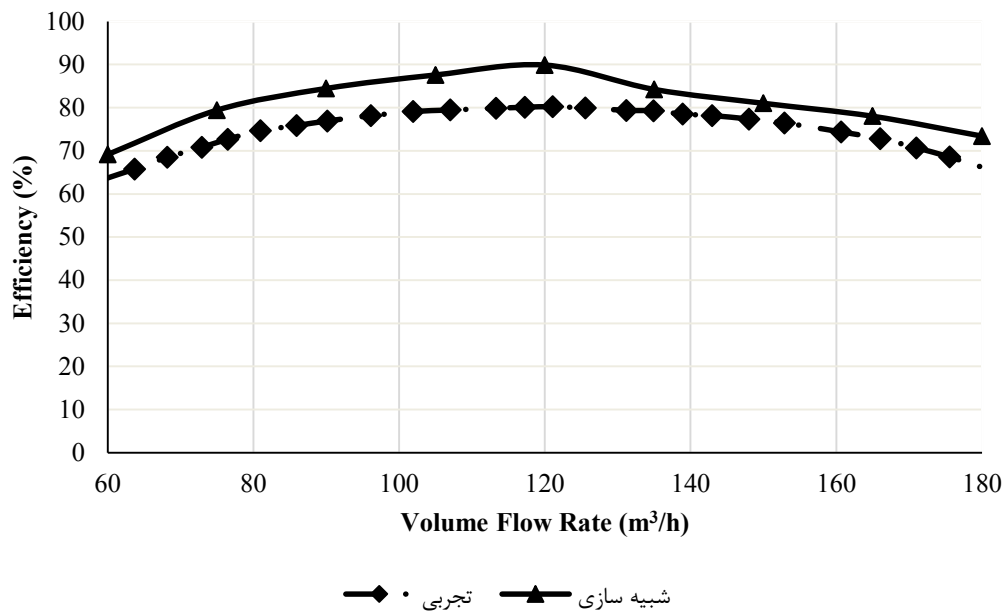
همانطور که ذکر گردید شناسایی شرایط رخداد پدیده کاویتاسیون، محل وقوع آن در پمپ و همچنین شدت ایجاد حباب‌های بخار از اهمیت زیادی برخوردار است. در تحقیق حاضر به منظور بررسی پدیده

کاویتاسیون و شروع رخداد آن، فشار ورودی پمپ به تدریج کاهش داده شده و نتایج مورد بررسی قرار می‌گیرند. بدین منظور فشار ورودی جریان از ۱۰۰ تا ۱۵ کیلوپاسکال تغییر داده می‌شود. شرایط خروجی جریان شرط دبی حجمی با مقدار ۱۲۰ مترمکعب بر ساعت اعمال می‌گردد. شکل ۸ میزان کسر حجمی بخار آب را با تغییر فشار ورودی در سرعت دورانی ۱۴۵۰ دور در دقیقه و دبی ۱۲۰ متر مکعب بر ساعت نشان می‌دهد. مشخص است که کاهش فشار از ۱۰۰ کیلوپاسکال تا حدود ۴۵ کیلوپاسکال منجر به رخداد کاویتاسیون نمی‌گردد. اما کاهش بیشتر آن موجب ایجاد حباب‌های بخار می‌شود. بررسی دقیق نمودار نشان می‌دهد که با کاهش فشار ورودی از ۴۵ کیلوپاسکال تا ۲۰ کیلوپاسکال میزان کسر حجمی بخار آب ایجاد شده از ۰/۰۴ به ۰/۹۶ افزایش می‌یابد که حائز اهمیت است و این محدوده فشار را به عنوان ناحیه بحرانی معرفی می‌نماید. همچنین با کاهش بیشتر فشار ورودی کسر حجمی بخار تغییر خاصی نداشته است و تقریباً ثابت می‌باشد. بررسی موقعیت رخداد کاویتاسیون و بروز حباب‌های بخار بر روی پروانه پمپ از اهمیت زیادی برخوردار است. برای شناسایی چنین موقعیت‌ها، می‌بایست توزیع فشار مطلق داخل پروانه پمپ سانتیفریوژ مشخص گردیده و با فشار بخار آب مقایسه می‌شوند. اگر فشار مطلق جریان در آن



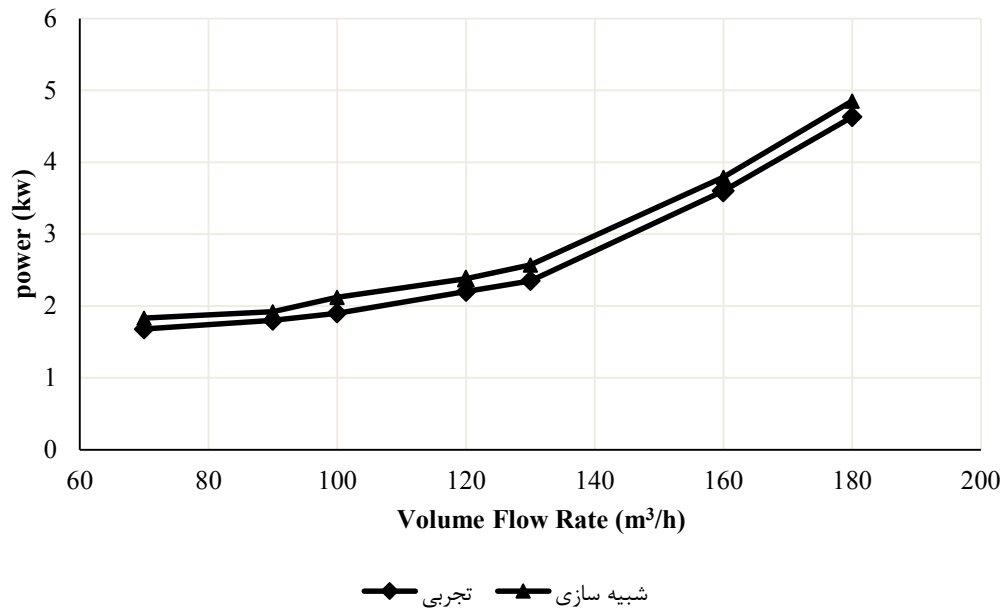
شکل ۵. مقایسه نتایج شبیه‌سازی حاضر و تجربی [۲۳] (نمودار هد - دبی)

Fig. 5. Comparison of simulation and experimental results – [Head - Flow rate]



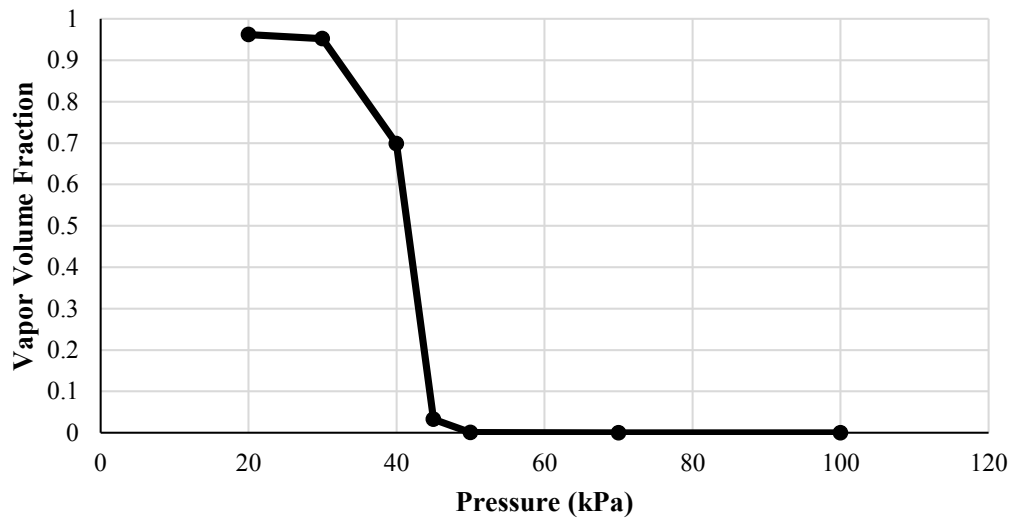
شکل ۶. مقایسه نتایج شبیه‌سازی حاضر و تجربی [۲۳] (نمودار هد - بازده)

Fig. 6. Comparison of simulation and experimental results – [Head - Efficiency]



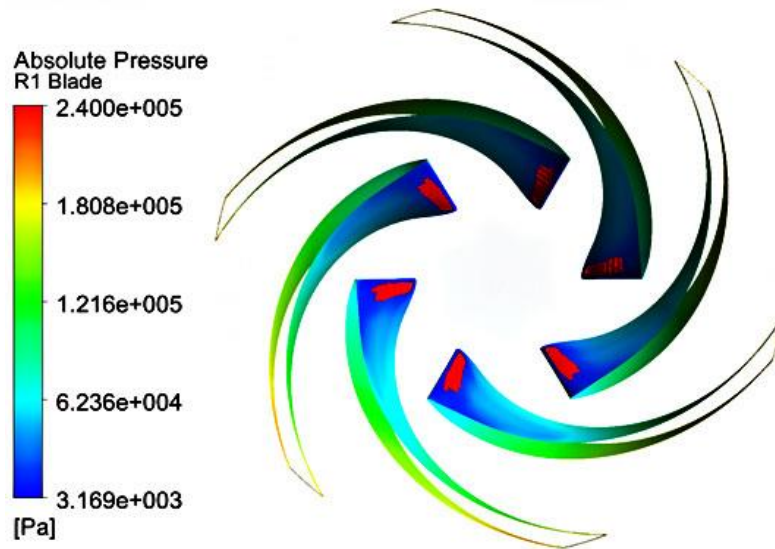
شکل ۷. مقایسه نتایج شبیه‌سازی حاضر و تجربی [۲۳] (نمودار هد - توان)

Fig. 7. Comparison of simulation and experimental results – [Power - Flow rate]



شکل ۸. نمودار کسر حجمی بخار بر حسب فشار ورودی

Fig. 8. Vapor volume fraction – Inlet pressure curve



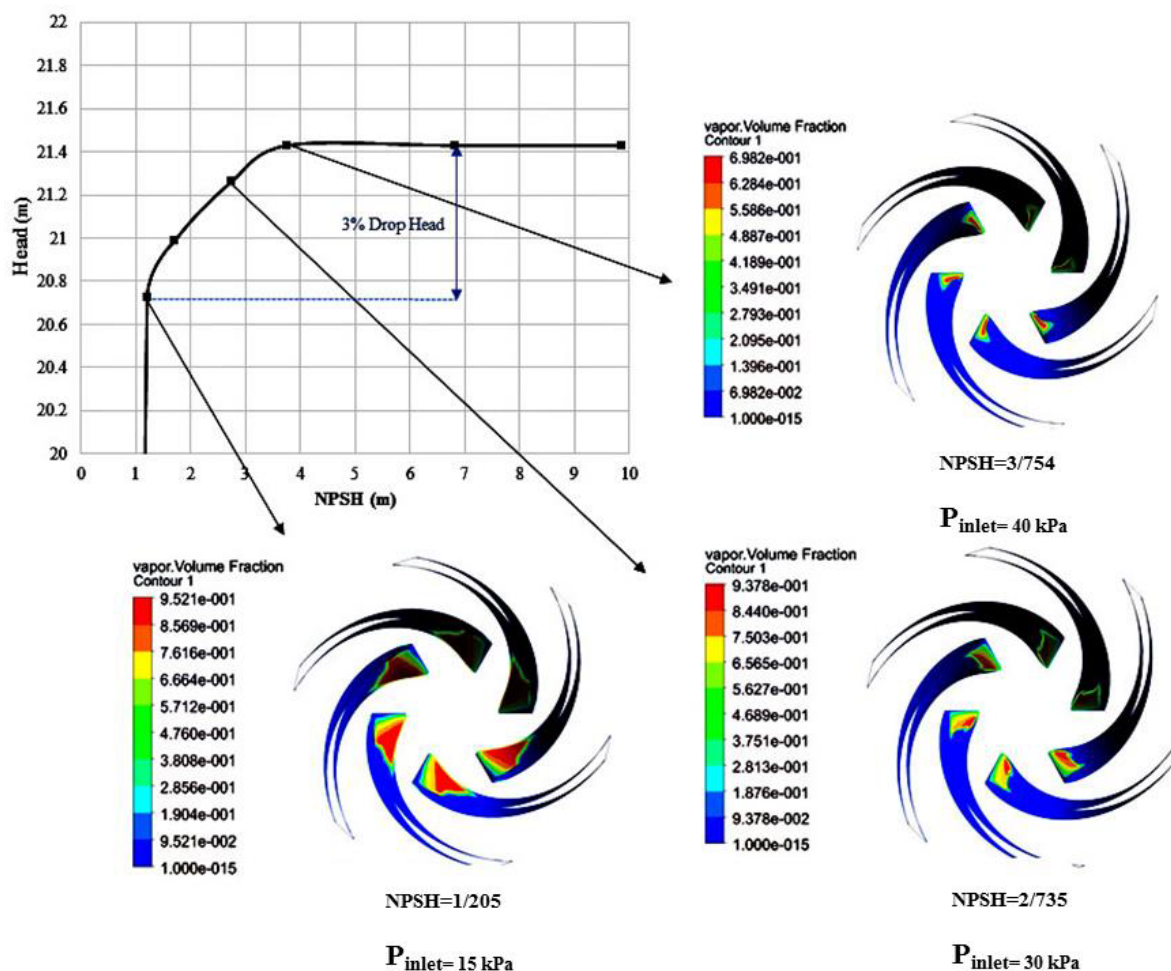
شکل ۹. شکل‌گیری حباب‌های کاویتاسیون در ابتدای پره (نواحی قرمز رنگ) در شرایط دبی ۱۲۰ متر مکعب بر ساعت، فشار ورودی ۴۰ کیلوپاسکال و $NPSH=3/75$

Fig. 9. Formation of cavitation bubbles at the beginning of the blade (red areas) at flow rate of 120 m³/h, inlet pressure of 40 kPa and $NPSH = 3.75$

خواهد کرد. با بررسی و تحلیل نتایج حاصل از شکل ۱۰، مشخص می‌گردد که در شرایط کاری پمپ (دبی ۱۲۰ مترمکعب بر ساعت و دمای سیال ۲۵ درجه سانتیگراد) اگر فشار ورودی بالاتر از ۵۰ کیلوپاسکال و هد مکش مثبت خالص بیش از $4/3$ به هیچ وجه کاویتاسیون در پمپ ایجاد نمی‌گردد. جهت مشاهده تأثیر کاویتاسیون بر دیگر پارامترهای عملکردی پمپ نمودارهای بازده و توان پمپ بر حسب هد مکش مثبت خالص در شکل‌های ۱۱ و ۱۲ مورد بررسی قرار گرفته است. همانطور که از نمودار شکل ۱۱ است با کاهش تدریجی هد مکش مثبت خالص در دبی ۱۲۰ مترمکعب بر ساعت مقدار توان پمپ ثابت و برابر با $2/38$ کیلووات می‌باشد اما این مقدار در هد مکش مثبت خالص کمتر از $3/784$ با افزایش حباب‌های کاویتاسیون به تدریج افزایش پیدا کرده و در هد مکش مثبت خالص متناظر با افت ۳ درصدی هد برابر با $1/205$ به مقدار $2/451$ کیلووات رسیده است. همچنین بازده پمپ نیز همانند توان، تا شروع رخداد کاویتاسیون (هد مکش مثبت خالص بیش از $3/784$) ثابت و برابر با $89/9$ می‌باشد که با کاهش هد مکش مثبت خالص به میزان $1/205$ افت ۱ درصدی بازده ($89/002$ درصد) حاصل می‌گردد. در شکل ۱۳ توزیع فشار استاتیک بر روی پره در فشارهای ورودی مختلف نشان داده شده است. همانطور که مشخص است کاویتاسیون در مناطق کم فشار که اکثراً در ورودی پمپ و در ابتدای لبه پره هستند ایجاد می‌شود. هر چه فشار

ناحیه از فشار بخار کمتر باشد محل بروز کاویتاسیون محسوب می‌گردد. بر این اساس در شکل ۹ این نواحی استخراج و به صورت قرمز رنگ نشان داده شده‌اند. مشاهده می‌شود که رخداد پدیده کاویتاسیون بیشتر در لبه حمله پره‌های پمپ می‌باشد که حائز اهمیت است.

شکل ۱۰ منحنی تغییرات هد پمپ بر حسب هد مکش مثبت خالص را نشان می‌دهد. یکی از نشانه‌های بروز کاویتاسیون و معیار تعیین هد مکش مثبت خالص مورد نیاز در صنعت پمپ‌سازی افت ۳ درصدی هد پمپ می‌باشد [۱۲]. در شکل ۱۰ به منظور پایش و ارزیابی افت هد میزان این پارامتر بر حسب تغییر در مقدار هد مکش مثبت خالص نشان داده شده است. با تحلیل نمودار شکل ۱۰ نتیجه می‌شود که در دبی و دور ثابت، در محدوده فشار ورودی ۱۵ کیلوپاسکال با بروز کاویتاسیون و توسعه آن، افت ۳ درصدی در مقادیر هد رخ می‌دهد و هد مکش مثبت خالص این محدوده برابر با $1/205$ می‌شود. همان طور که در شکل ۱۰ مشخص است با کاهش فشار ورودی از ۴۵ کیلوپاسکال تا محدوده ۱۵ کیلوپاسکال، که توام با کاهش هد مکش مثبت خالص نیز می‌باشد، کسر حجمی بخار در ابتدای پره افزایش قابل توجهی دارد. با توجه به رابطه (۶) کاملاً مشخص است که مقادیر هد مکش مثبت خالص به فشار ورودی به پمپ وابسته است. بنابراین در یک دور و دبی مشخص در فشارهای ورودی مختلف، هد مکش مثبت خالص پمپ تغییر

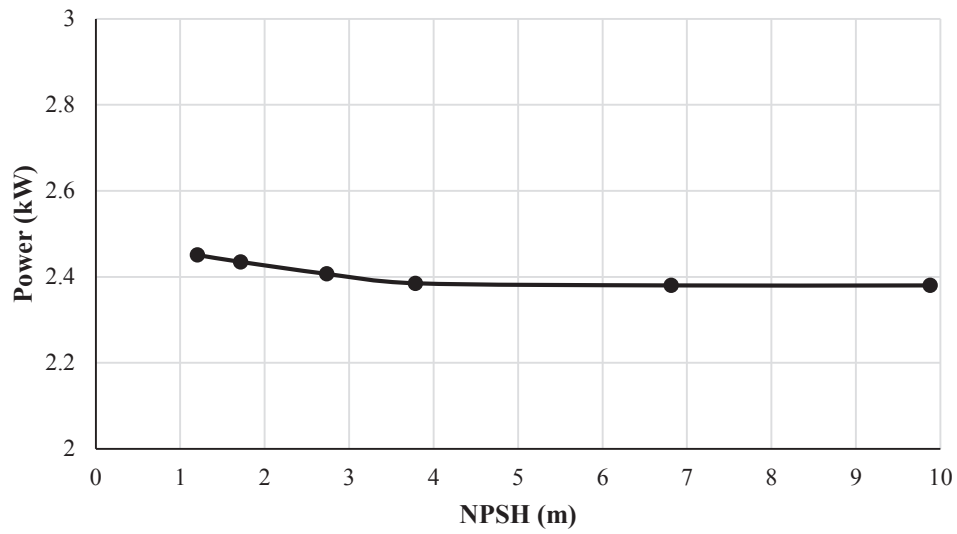


شکل ۱۰. منحنی تغییرات هد بر حسب هد مکش خالص مثبت (دبی ۱۲۰ متر مکعب بر ساعت)

Fig. 10. Head – NPSH curve [Q=120 m³/h]

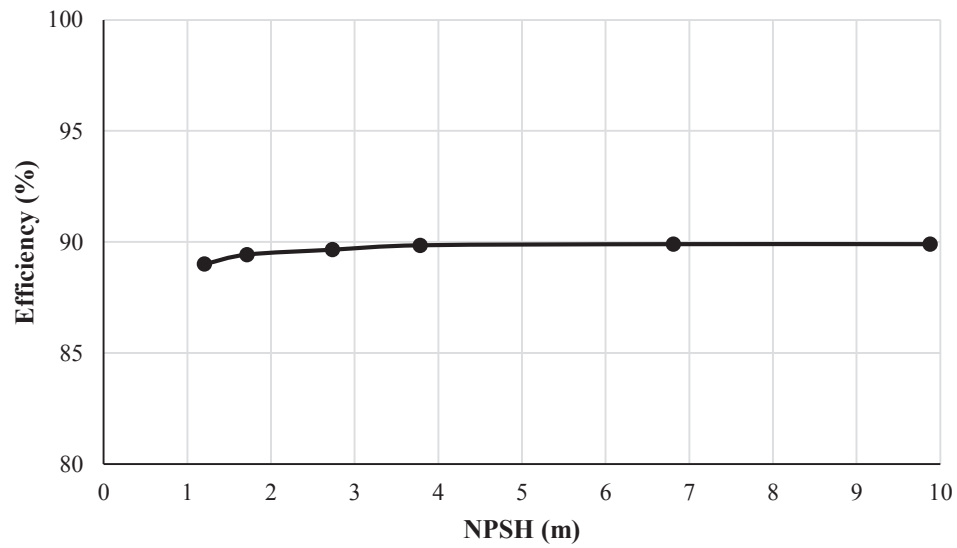
کمینه ورودی پروانه افزایش یابد، احتمال کاویتاسیون در پمپ کاهش می‌یابد. با بروز و تشکیل پدیده کاویتاسیون علاوه بر اثرات آن نظیر افت سه درصدی هد باعث ایجاد جدایش جریان و تغییر در رفتار جریان در پمپ می‌شود. جدایش جریان در دبی بیشترین راندمان پمپ (۱۲۰ متر مکعب بر ساعت) در محل وقوع کاویتاسیون در شکل‌های ۱-۱۴، ۲-۱۴ و ۳-۱۴ به خوبی مشخص است. این مسئله تأثیر کاویتاسیون بر تغییر شکل و جدایش جریان سیال را به خوبی نشان می‌دهد. همان‌طور که در شکل ۱۰ مشخص است با کاهش فشار ورودی و افزایش حباب‌های کاویتاسیون و در نتیجه اشغال بخشی از فضای ابتدای پره ناشی از حباب‌ها، میزان جدایش جریان به تدریج افزایش می‌یابد و رفتار جریان داخل پمپ نامنظم می‌شود. بررسی رفتار خطوط جریان در حالت‌های مختلف نشان می‌دهد که در فشار ۴۰ کیلوپاسکال

جدایش جریان در ابتدای پره صورت گرفته اما با کاهش بیشتر فشار ورودی این جدایش به سمت پایین دست و قسمت‌های میانی گذرگاه منتقل می‌شود. در شکل ۱۵ توزیع فشار استاتیک از ورودی تا خروجی پروانه پمپ در فاصله شعاعی ۵۰ درصد نشان داده شده است. مشخص است که با رخداد کاویتاسیون در فشارهای ورودی ۳۰ کیلوپاسکال، افت در فشار استاتیک جریان در ورودی پره و در موقعیت ۰/۱۵ فاصله محوری پره از ورودی جریان مشاهده می‌گردد. همچنین با کاهش فشار از ۳۰ کیلوپاسکال به ۲۰ کیلوپاسکال، افت فشار در فاصله محوری حدود ۰/۲۵ از ورودی جریان رخ می‌دهد. بنابر این بر این اساس می‌توان محل رخداد حباب‌های بخار در روی پره را تشخیص داد. نتایج حاصل از نمودار شکل ۱۵ تاییدی بر نتایج شکل ۱۴ می‌باشد.



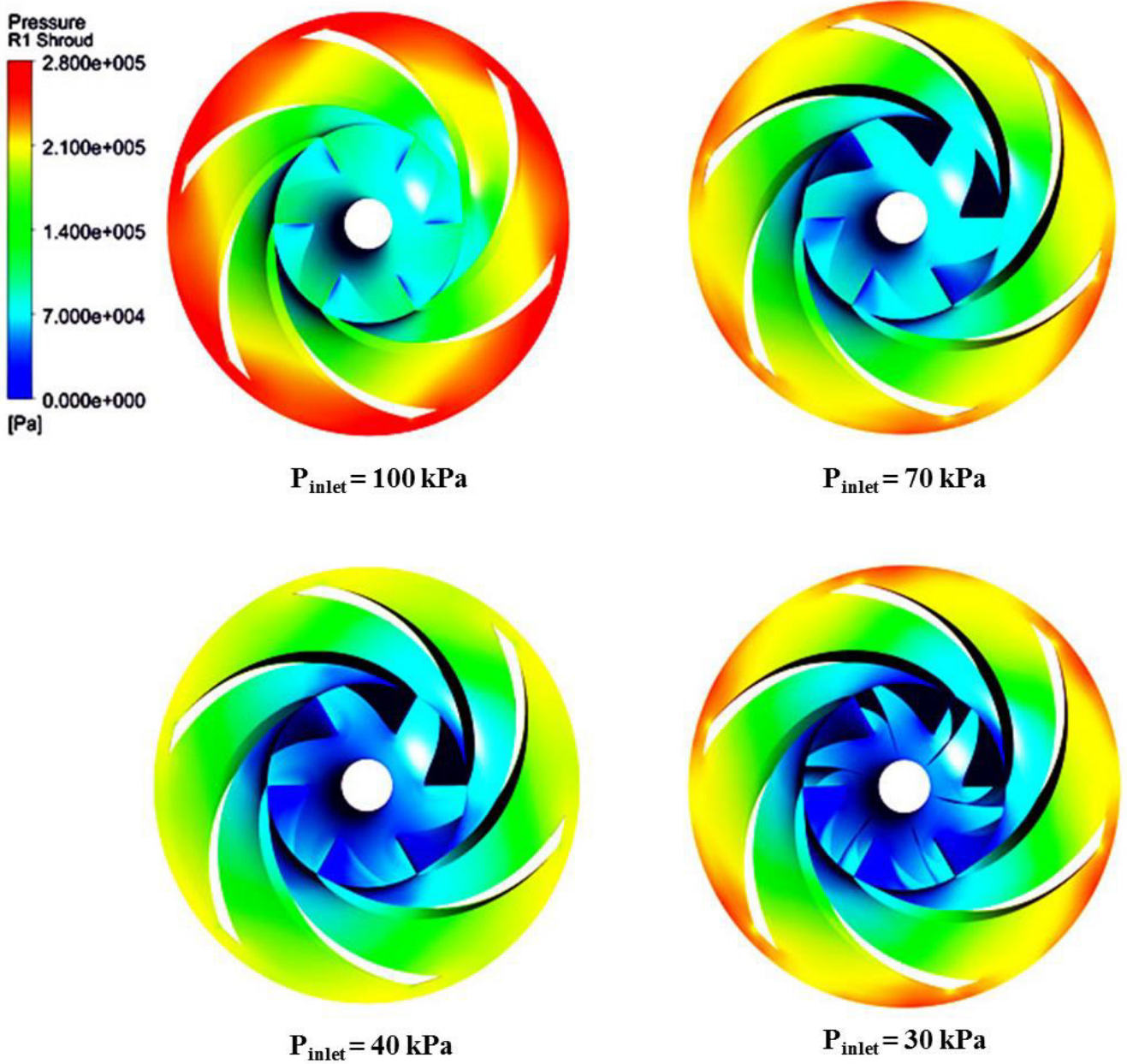
شکل ۱۱. نمودار توان بر حسب هد مکش مثبت خالص

Fig. 11. Power – NPSH curve



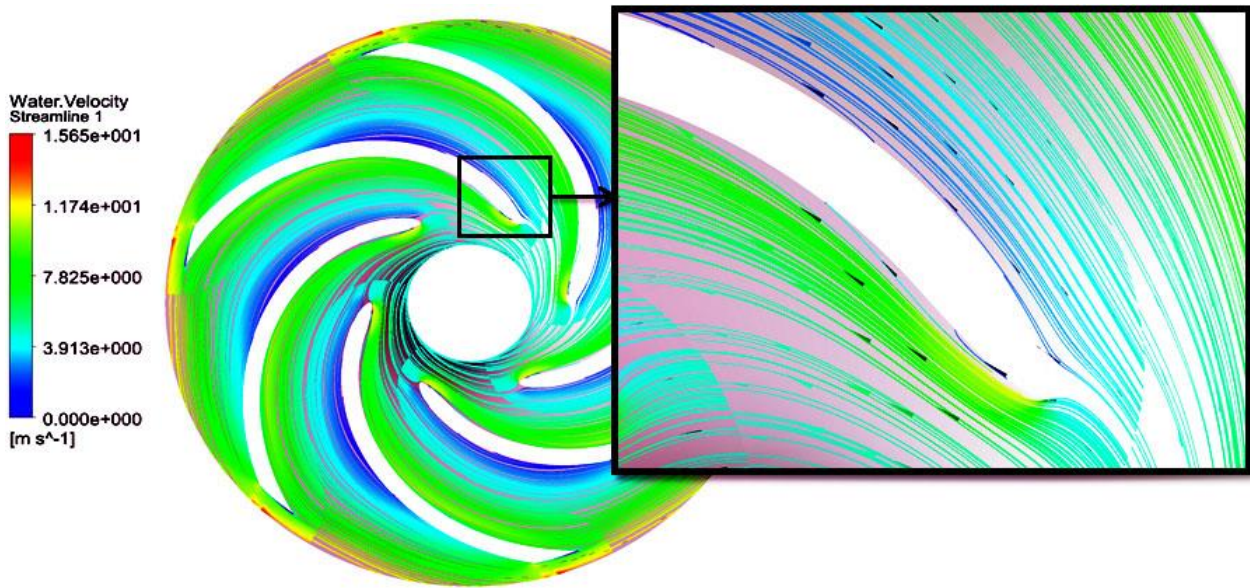
شکل ۱۲. نمودار بازده بر حسب هد مکش مثبت خالص

Fig. 12. Efficiency – NPSH curve



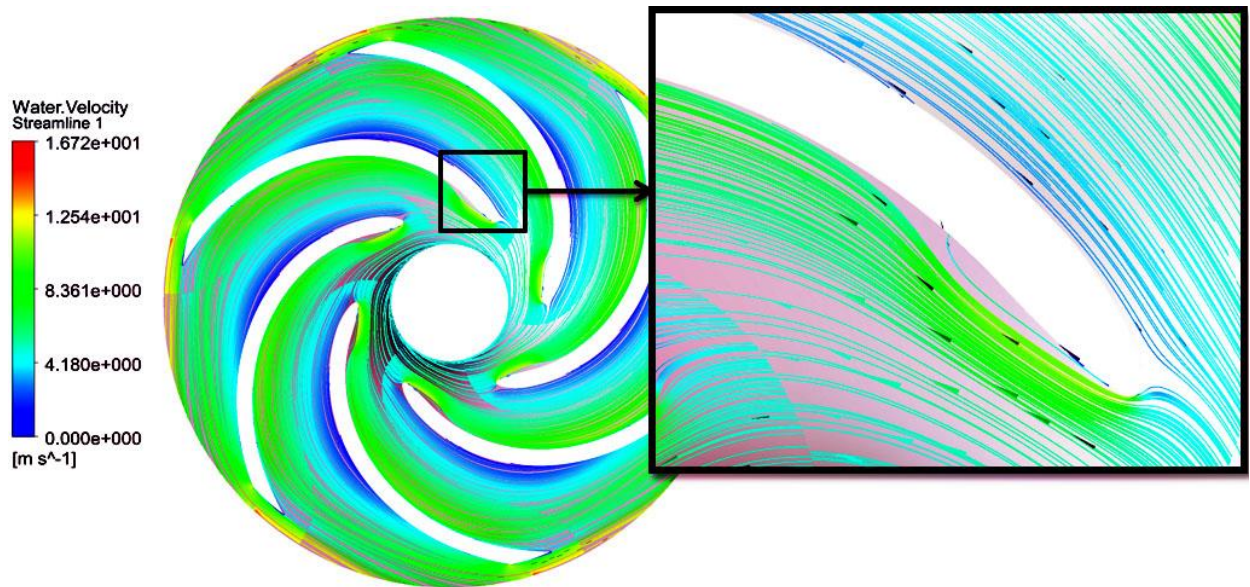
شکل ۱۳. توزیع فشار در پروانه پمپ در فشارهای ورودی مختلف

Fig. 13. Pressure distribution in the pump impeller at different inlet pressures



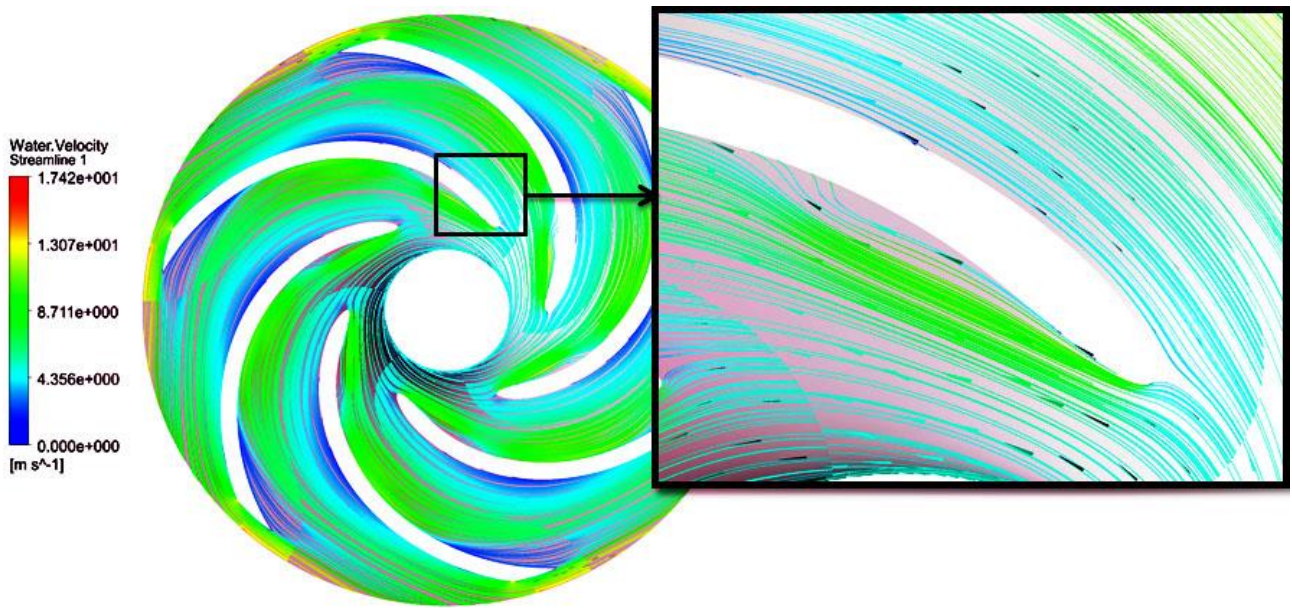
شکل ۱۴-۱. جدایش جریان در فشار ورودی ۴۰ کیلوپاسکال

Fig. 14-1. Flow separation at inlet pressure of 40 kPa



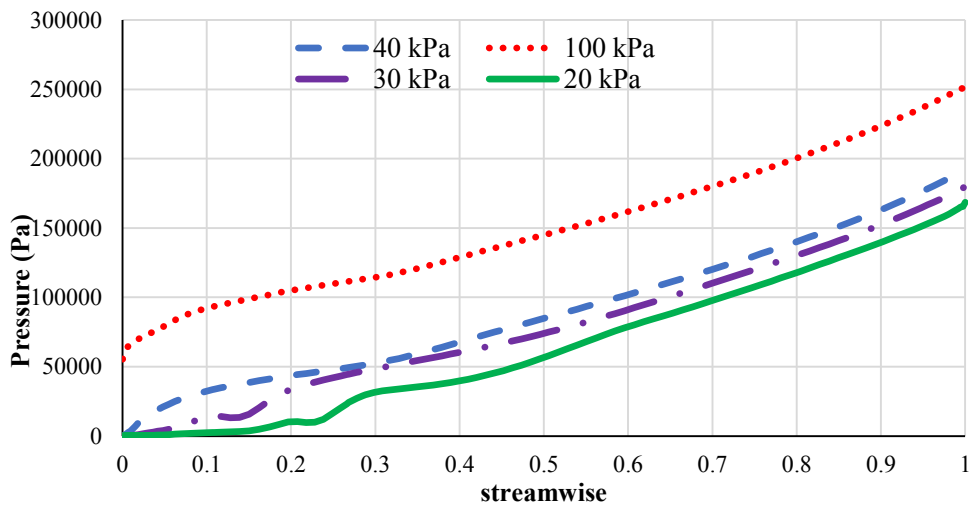
شکل ۱۴-۲. جدایش جریان در فشار ورودی ۳۰ کیلوپاسکال

Fig. 14-2. Flow separation at inlet pressure of 30 kPa



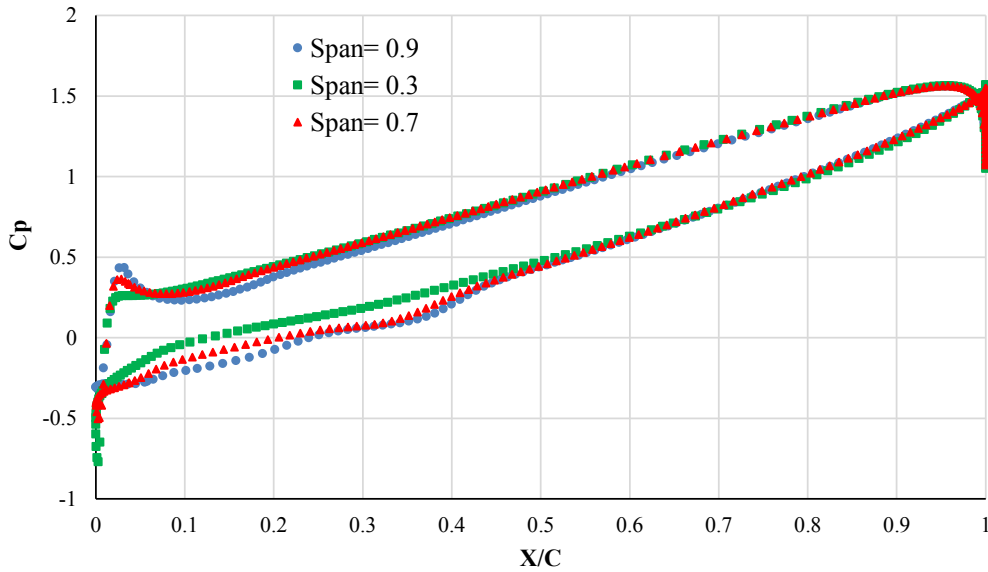
شکل ۱۴-۳. جدایش جریان در فشار ورودی ۲۰ کیلوپاسکال

Fig. 14-3. Flow separation at inlet pressure of 20 kPa



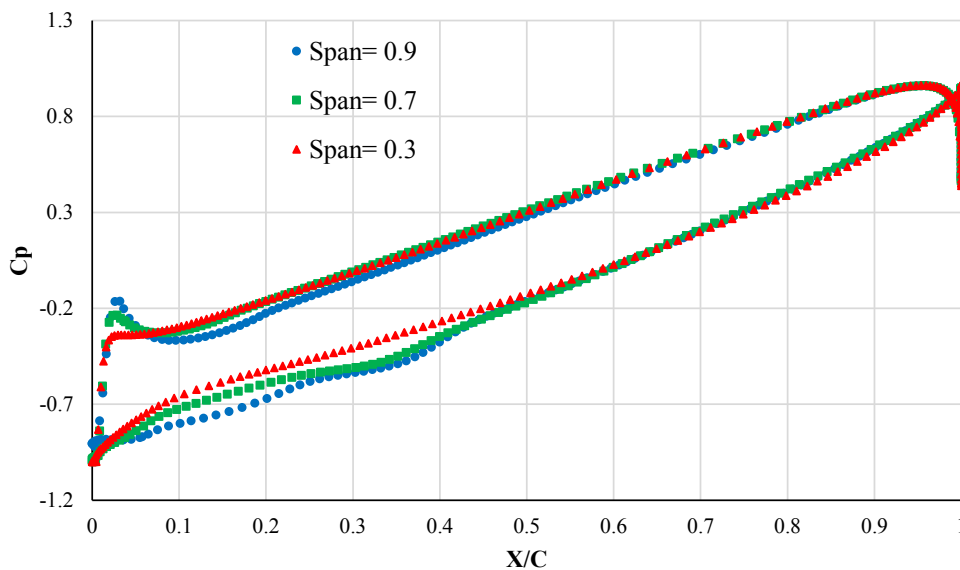
شکل ۱۵. توزیع فشار در طول پره در فشارهای ورودی مختلف (۲۰، ۳۰، ۴۰ و ۱۰۰ کیلوپاسکال)

Fig. 15. Pressure – streamwise curve at different inlet pressures [100, 40, 30, 20 kPa]



شکل ۱۶. توزیع بارگذاری فشار بر سطوح مکش و فشار پره در فشارهای ورودی مختلف. الف) فشار ورودی ۱۰۰ کیلوپاسکال

Fig. 16. Distribution of pressure load on suction and pressure surface of impeller at different inlet.
A) $P_{inlet}=100$ kPa

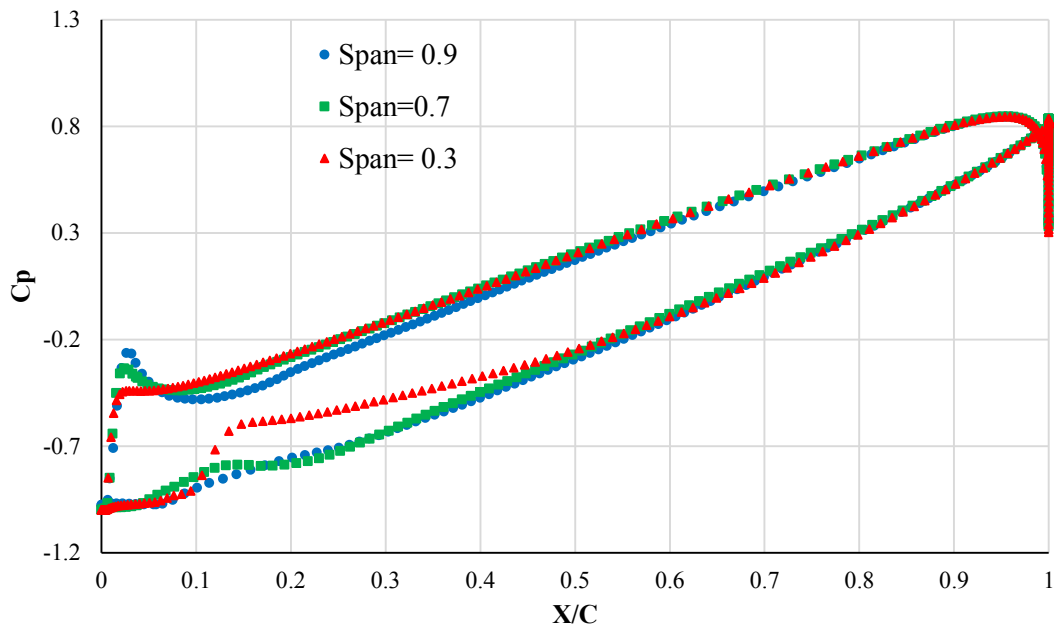


شکل ۱۶. توزیع بارگذاری فشار بر سطوح مکش و فشار پره در فشارهای ورودی مختلف. ب) فشار ورودی ۴۰ کیلوپاسکال

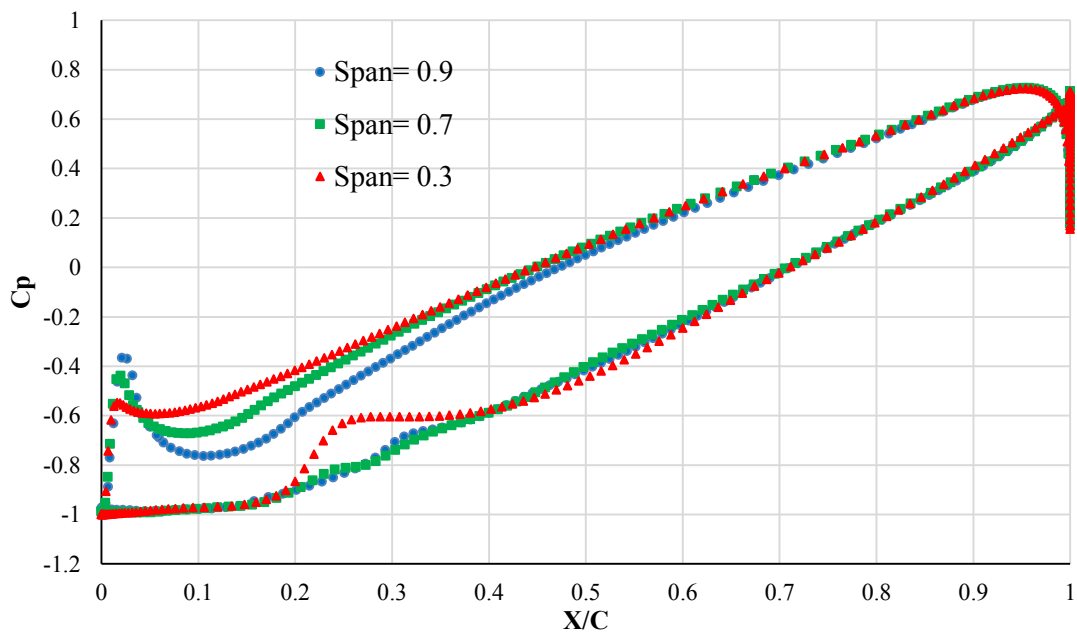
Fig. 16. Distribution of pressure load on suction and pressure surface of impeller at different inlet.
B) $P_{inlet}=40$ kPa

در مناطقی در نزدیکی لبه حمله سطح مکش پرها تقریباً یکسان است. در فشار ۱۰۰ کیلوپاسکال، تغییرات فشار در سطح مکش پره به مرور از لبه حمله تا لبه فرار افزایش می‌یابد. این روند بیانگر این است که تقریباً هیچ گونه حباب بخاری در سطوح پره وجود ندارد. در فشار ۴۰ کیلوپاسکال

در شکل ۱۶ توزیع بارگذاری فشار بر سطوح فشار و مکش پره در فواصل شعاعی مختلف نشان داده شده است. منحنی بالایی مربوط به سطوح فشار و منحنی پایینی مربوط به سطوح مکش می‌باشد. از نمودارها می‌توان دریافت که توزیع بارگذاری فشار در بخش‌های مختلف هر دو سطح به جز



شکل ۱۶. توزیع بارگذاری فشار بر سطوح مکش و فشار پره در فشارهای ورودی مختلف. ج) فشار ورودی ۳۰ کیلوپاسکال
Fig. 16. Distribution of pressure load on suction and pressure surface of impeller at different inlet.
C) $P_{inlet}=30$ kPa



شکل ۱۶. توزیع بارگذاری فشار بر سطوح مکش و فشار پره در فشارهای ورودی مختلف. د) فشار ورودی ۲۰ کیلوپاسکال
Fig. 16. Distribution of pressure load on suction and pressure surface of impeller at different inlet.
D) $P_{inlet}=20$ kPa

کیلوپاسکال افزایش حباب‌های کاویتاسیون در ابتدای پره حاصل می‌گردد. بنابراین رخداد کاویتاسیون با ایجاد حباب‌های بخار در لبه حمله قابل توجه بوده و نتایج می‌تواند برای این نوع از کاویتاسیون قابل استفاده باشد.

۲- با کاهش فشار ورودی از ۴۵ کیلوپاسکال تا ۱۵ کیلوپاسکال، میزان کسر حجمی بخار از ۰/۴ به مقدار ۰/۹۶ افزایش یافت و پس از آن تقریباً ثابت ماند. با توجه به این میزان افزایش میزان بخار، این محدوده فشار به عنوان ناحیه بحرانی برای پمپ حاضر معرفی می‌نماید.

۳- با توجه به نتایج بدست آمده حداقل فشار ورودی لازم و حداقل هد مکش مثبت خالص لازم برای عدم بروز و تشکیل کاویتاسیون در دبی ۱۲۰ متر مکعب بر ساعت به ترتیب ۵۰ کیلوپاسکال و هد مکش مثبت خالص بیش از ۴/۳ پیش‌بینی می‌شود.

۴- پدیده کاویتاسیون علاوه بر افت سه درصدی هد در خروجی پمپ باعث ایجاد جدایش و آشفستگی جریان در ابتدای پره گردیده که ناشی از تشکیل حباب‌های بخار در ورودی پمپ و ابتدای پره می‌باشد. موقعیت این جدایش در فشار ورودی ۴۰ کیلو پاسکال در نواحی لبه حمله و ابتدای پره می‌باشد. این در حالی است که با کاهش تدریجی فشار ورودی تا فشار ۲۰ کیلوپاسکال میزان جدایش و آشفستگی جریان بیشتر و محل آن به نواحی داخلی پره منتقل می‌شود.

۵- با کاهش فشار ورودی جریان، تشکیل حباب‌های کاویتاسیون باعث افت فشار در نواحی ۰/۱۴ و ۰/۲۴ طول پره در فشارهای ۳۰ و ۲۰ کیلوپاسکال گردید. بنابراین نتیجه می‌شود که کاهش فشار ورودی منجر به پیش روی موقعیت رخداد کاویتاسیون به سمت پایین دست و میانه‌های گذرگاه می‌گردد.

حباب‌های بخار کمی جود دارند و تغییرات در نمودار فشار ایجاد نگردیده است. با کاهش فشار ورودی جریان به ۳۰ کیلوپاسکال و ۲۰ کیلوپاسکال، مشخص است که فشار در فاصله شعاعی ۰/۳ در موقعیت‌های محوری حدود ۰/۱ (در ۳۰ کیلوپاسکال) و ۰/۲ (در ۲۰ کیلوپاسکال) ابتدا ثابت بوده و سپس درست پس از منطقه فشار پایین به شدت افزایش می‌یابد. این امر ناشی از ایجاد حباب‌های با درصد حجمی بالا است که در موقعیت‌های ذکر شده در سطح مکش پره حباب‌های بخار ایجاد می‌شوند و فشار را در آن منطقه کاهش داده و یا از افزایش فشار جلوگیری می‌کند. در همین حال، مشخص است که فشار بلافاصله پس از منطقه فشار پایین به شدت افزایش می‌یابد. دلیل آن در این واقعیت نهفته است که جت سیال وقتی مجدداً وارد منطقه حفره در نزدیکی سطح تیغه می‌شود، حباب‌ها را از تیغه دور می‌کند. یعنی منطقه دارای حباب کمی از سطح پره فاصله می‌گیرد و بنابراین فشار روی سطح مکش پره افزایش می‌یابد. وقتی دوباره منطقه حفره به سطح تیغه نزدیک می‌شود مجدداً فشار کمی کاهش می‌یابد که در شکل ۱۶ قسمت ج و د مشاهده می‌گردد. بررسی بارگذاری فشار در شعاع‌های مختلف نشان می‌دهد که در شرایط فشار ورودی ۳۰ کیلوپاسکال (حالت د) در فاصله شعاعی ۰/۵ و ۰/۷ اینگونه تغییرات در بارگذاری فشار روی سطح مکش ایجاد می‌گردد. در حالی که در حالت فشار ورودی ۲۰ کیلوپاسکال (حالت د) چنین روندی فقط در فاصله شعاعی ۰/۳ مشاهده می‌شود.

۹- نتیجه‌گیری و جمع بندی:

در این مطالعه، به منظور شناسایی پدیده کاویتاسیون و جزئیات ساختار جریان در حین رخداد آن، رفتار جریان سیال در پمپ ۱۰۰-۲۵۰ شرکت پمیران با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی که در مقایسه با روش‌های تجربی هزینه کمتری دارد. به منظور بررسی اثرات فشار ورودی بر عملکرد پمپ و پدیده کاویتاسیون، جریان به صورت دو فاز در نظر گرفته شده است. مقایسه پارامترهای عملکردی پمپ حاصل از شبیه سازی با داده‌های تجربی به دست آمده از کاتالوگ این پمپ مطابقت بسیار خوبی نشان داد. مهم‌ترین نتایج به دست آمده حاصل از این شبیه‌سازی در ادامه ذکر گردیده است:

۱- بررسی رخداد کاویتاسیون در دور نامی پمپ (۱۴۵۰ دور بر دقیقه) و دبی طراحی پمپ (۱۲۰ متر مکعب بر ساعت) انجام گردید. مشخص شد که کاویتاسیون در محدوده فشار ورودی ۴۵ کیلوپاسکال در ورودی پمپ در لبه حمله پره ایجاد می‌گردد و با کاهش فشار ورودی تا محدوده ۱۵

۱۰- فهرست علائم

علائم انگلیسی

هد پمپ، m	H
دبی جرمی، kg/s	\dot{m}
فشار، kPa	P
دبی پمپ، m^3/s	Q
زمان، s	t
مؤلفه بردار سرعت، m/s	u
سرعت، m/s	v
بردار نرمال سطح	n

Eti, 1994.

علائم یونانی

- [7] A. Al-Obaidi, Experimental and numerical investigations on the cavitation phenomenon in a centrifugal pump, University of Huddersfield, 2018.
- [8] A.R. Al-Obaidi, Monitoring the performance of centrifugal pump under single-phase and cavitation condition: A CFD analysis of the number of impeller blades, *Journal of Applied Fluid Mechanics*, 12(2) (2019) 445-459.
- [9] A.R. Al-Obaidi, Effects of different turbulence models on three-dimensional unsteady cavitating flows in the centrifugal pump and performance prediction, *International Journal of Nonlinear Sciences and Numerical Simulation*, 20(3-4) (2019) 487-509.
- [10] B. Schiavello, F.C. Visser, Pump Cavitation: various NPSHR criteria, NPSHA margins, impeller life expectancy, in: *Proceedings of the 25th international pump users symposium*, Texas A&M University. Turbomachinery Laboratories, 2009.
- [11] F. Zhang, S. Yuan, Q. Fu, J. Pei, M. Böhle, X. Jiang, Cavitation-induced unsteady flow characteristics in the first stage of a centrifugal charging pump, *Journal of Fluids Engineering*, 139(1) (2017).
- [12] E.A.f.P. Manufacturers, NPSH for Rotodynamic Pumps: A Reference Guide (Europump Guides to Advanced Pumping Technology; No. 1), Elsevier Science Limited, 1999.(In Persian).
- [13] J. Murovec, L. Čurović, T. Novaković, J. Prezelj, Psychoacoustic approach for cavitation detection in centrifugal pumps, *Applied Acoustics*, 165 (2020) 107323.
- [14] A.R. Al-Obaidi, Detection of cavitation phenomenon within a centrifugal pump based on vibration analysis technique in both time and frequency domains, *Experimental Techniques*, 44(3) (2020) 329-347.
- [15] R. Tiwari, D. Bordoloi, A. Dewangan, Blockage and cavitation detection in centrifugal pumps from dynamic pressure signal using deep learning algorithm, *Measurement*, 173 (2021) 108676.

ρ	چگالی، kg/m^3
μ	لزجت دینامیکی، kg/m.s
γ	وزن مخصوص، N/m^3
τ	تنش برشی، Pa
Ω	سرعت دورانی، rad/s
زیرنویس	
i, j	بردارهای یکه مختصات دکارتی
<i>inlet</i>	ورودی
<i>outlet</i>	خروجی
<i>abs</i>	مطلق
بالانویس	
*	شرایط مرجع
.	نرخ زمانی
-	متوسط زمانی

منابع

- [1] M. Hoseiniparast, B. Ghadiri, S. Fallah, Numerical study of the effect of angle and distance between hub and shroud at the output passage of impeller in one stage of ESP pump, *Modares Mechanical Engineering*, 17(6) (2017) 149-156.(In Persian).
- [2] M. Ghaderi, A.F. Najafi, A. Nourbakhsh, Estimation of a centrifugal pump slip factors at off-design conditions using computational fluid dynamics, *Modares Mechanical Engineering*, 15(3) (2015).(In Persian).
- [3] V.S. Lobanoff, R.R. Ross, *Centrifugal pumps: design and application*, Elsevier, 2013.
- [4] A.R. Al-Obaidi, Numerical investigation of flow field behaviour and pressure fluctuations within an axial flow pump under transient flow pattern based on CFD analysis method, in: *Journal of Physics: Conference Series*, IOP Publishing, 2019, pp. 012069.
- [5] J.-P. Franc, J.-M. Michel, *Fundamentals of cavitation*, Springer science & Business media, 2006.
- [6] E.B. Christopher, *Hydrodynamics of pumps*, in, *Concepts*

- International Journal of Simulation Modelling, 19(2) (2020) 279-290.
- [22] R. Tao, R. Xiao, Z. Wang, Influence of blade leading-edge shape on cavitation in a centrifugal pump impeller, *Energies*, 11(10) (2018) 2588.
- [23] <http://pumpiran.org/erp/upload/pumpiran.co/Nasb-catalog/ETA.pdf>
- [24] R. Elder, A. Toulidakis, M. Yates, *Advances of CFD in fluid machinery design*, John Wiley & Sons, 2003.
- [25] M.B. Ehghaghi, M. Vajdi, Numerical and Experimental Study of splitter blades effect on the centrifugal pump performance, *Modares Mechanical Engineering*, 15(3) (2015). (In Persian).
- [26] F.R. Menter, Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications, *AIAA journal*, 32(8) (1994) 1598-1605.
- [27] J. Bardina, P. Huang, T. Coakley, J. Bardina, P. Huang, T. Coakley, Turbulence modeling validation, in: 28th Fluid dynamics conference, 1997, pp. 2121.
- [16] L. Yun, Z. Rongsheng, W. Dezhong, A cavitation performance prediction method for pumps PART1- Proposal and feasibility, *Nuclear Engineering and Technology*, 52(11) (2020) 2471-2478.
- [17] Y. Long, Y. Zhang, J. Chen, R. Zhu, D. Wang, A Cavitation Performance Prediction Method for Pumps PART2-Sensitivity and Accuracy, *Nuclear Engineering and Technology*, (2021).
- [18] W. Wang, Y. Li, M.K. Osman, S. Yuan, B. Zhang, J. Liu, Multi-Condition Optimization of Cavitation Performance on a Double-Suction Centrifugal Pump Based on ANN and NSGA-II, *Processes*, 8(9) (2020) 1124.
- [19] S. Rajendran, K. Purushothaman, Analysis of a centrifugal pump impeller using ANSYS-CFX, *International Journal of Engineering Research & Technology*, 1(3) (2012) 1-6.
- [20] 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.
- [21] Q. Hu, Y. Yang, W. Shi, Cavitation simulation of centrifugal pump with different inlet attack angles,

چگونه به این مقاله ارجاع دهیم

S. Abbasi, H. Gholizadeh Zavieh, *Numerical Investigation of Flow Structure and Performance of Centrifugal Pump with Cavitation*, *Amirkabir J. Mech Eng.*, 54(1) (2022) 55-74.

DOI: 10.22060/mej.2021.19794.7115

