

Experimental and Numerical Study of a Vertical Axis Tidal Current Turbine

M. Hashemi, M. Moghimi* , S. Derakhshan

Department of Mechanical Engineering, Iran University of Science and Technology, Tehran, Iran.

ABSTRACT: Tidal energy is one of the renewable energy sources, typically harvested through tidal turbines. Tidal turbines are classified as either vertical or horizontal turbines based on their rotation axis. The present investigation concerns parameters that affect flow hydrodynamics in a vertical-axis tidal turbine. A 1:20 Hunter turbine model was manufactured and investigated in a laboratory followed by transient solution Computational Fluid Dynamics simulations. The simulations were carried out for both rigid lid surfaces and free surface assumptions while SST $k-\omega$ turbulence model was used for both cases and volume of fluid method was employed for the free surface model. Simulations results verified by Empirical data which showed a good agreement. The power coefficient reached 0.23 at the best case scenario and the maximum power coefficient occurs at a flow coefficient between 0.4 and 0.43 for all investigated flows. Furthermore, the free surface simulations showed that the flow deflection on the turbine region leads to a greater torque exerted on the turbine blade. While the maximum mean torque coefficient for the rigid lid cases is 0.18, for the free surface cases the said coefficient reaches 0.4 showing a 120 percent increase. Additionally, the free surface cases power coefficient increased by 10 percent

Review History:

Received: 4 Aug. 2018
Revised: 18 Oct. 2018
Accepted: 3 Dec. 2018
Available Online: 23 Jan. 2019

Keywords:

Tidal turbine
Free surface
Power coefficient
Turbine height based Froude
Depth to height ratio

1- Introduction

The optimal place for setting up tidal turbines is in narrow straits and capes with extremely high current velocities. Most existing vertical axis turbines can be adapted to tidal currents. Numerous studies have been conducted on vertical axis wind and tidal turbines field in recent years. For instance, in one study the near-wake of a vertical-axis cross-flow turbine was modeled numerically [1]. Akbari and Abdolahifar [2] investigated the performance of hybrid Darrieus-Savonius wind turbines.

The turbine investigated in the present paper is called Hunter turbine with six flapping blades hinged on a drum. A flow visualization experiment was conducted followed by a Computational Fluid Dynamics (CFD) analysis in 2D and 3D steady state to investigate the Hunter turbine [3, 4]. Derakhshan et al. [5] analyzed the effects of the duct and various arrays in the farm on Hunter turbine performance in steady state analysis. The current research aims to investigate further the turbulent flow effects on the turbine blades during the opening and closing process in time, in which the free surface effects are taken into account.

2- Experimental Setup

In this study, a 1:20 Hunter turbine model is built and examined in a rectangular open channel in fluid mechanics lab in Iran University of Science and Technology (IUST).

*Corresponding author's email: moghimi@iust.ac.ir

The schematic view of the experimental setup is illustrated in Fig. 1. To conduct an accurate non-dimensional analysis, the flow was characterized by two non-dimensional numbers. Froude number based on turbine height, and the depth to turbine height ratio are defined as:

$$Fr_L = \frac{U}{\sqrt{gL_t}} \quad (1)$$

$$D_L = \frac{D_t}{L} \quad (2)$$

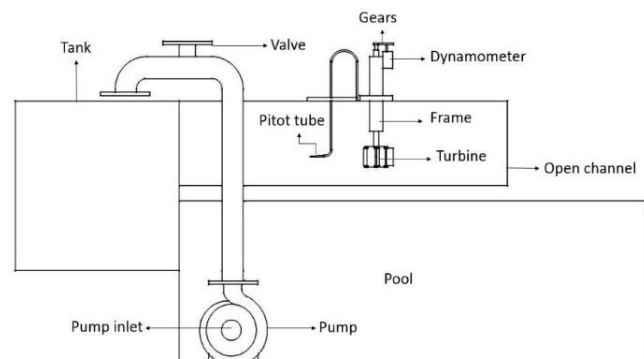


Fig. 1. Schematic side view of the experimental setup

In this study, the non-dimensional characteristics of the flows are shown in Table 1:

In which, U is the flow velocity, g stands for gravitational

Table 1. Non-dimensional characteristics of flows

Q (l/s)	L_t (cm)	D_t (cm)	U ($\frac{m}{s}$)	$D_L = \frac{D_t}{L_t}$	$Fr_L = \frac{U}{\sqrt{gL_t}}$
8.1		6	0.56	1	0.730
10.5	6	8	0.60	1.333	0.782
15		11.5	0.66	1.917	0.860

acceleration, L_t shows the turbine height and D_t represents the turbine depth from the flow surface.

3- Numerical Setup

The turbine was dynamically modeled through a 3D transient simulation using CFD software, Autodesk CFD 2017. Turbulence was modeled using $k-\omega$ SST which is a two-equation model. The free surface solver is based on the Volume of Fluid (VOF) approach. The grids were refined, so that the value of Y^+ near the solid walls was assured to be less than 1 (Fig. 2). For dynamic modeling of the flapping blades, we used the software masking mesh approach to model the interaction between the fluid and the moving blades. The flapping blades motion is a function of displacements around both the drum and the blade hinge axes. Ultimately, appropriate boundary conditions were applied to the computational domain.

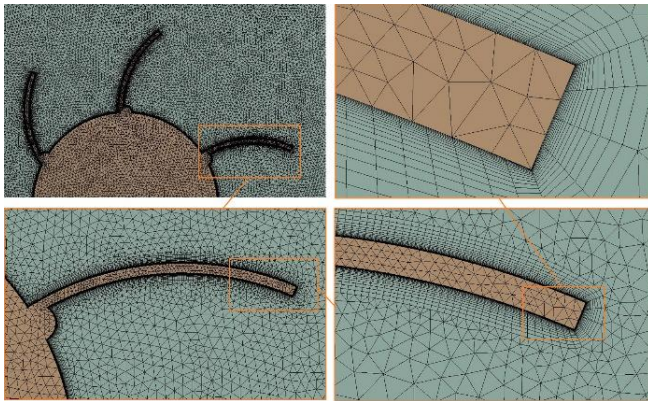


Fig. 2. Fine mesh around the complex geometry

4- Results and Discussion

Using measured data, the flow coefficient and the power coefficient of the turbine can be obtained using:

$$\phi = \frac{\omega R_c}{U} \tag{3}$$

$$C_{Pow} = \frac{\omega \sum T_i}{0.5 \rho A U^3} \tag{4}$$

Fig. 3 shows the power coefficient plot versus flow coefficient in three blockage ratio cases. The power coefficient curve for the turbine has a bell-like shape. Second, the blockage ratio has a significant effect on power production such that at 0.32 blockage ratio, the maximum C_{Pow} was 0.132, but it decreased to 0.084 and 0.048 at blockage ratios of 0.26 and 0.2, respectively. Higher blockage ratios resulted in higher power coefficients. This phenomenon is particularly evident in ranges close to maximum power coefficients, resulting in much higher power coefficients.

Fig. 4 depicts power coefficient curves against flow coefficients for all simulated domains. Experimental values are shown alongside the power coefficient curves obtained from the simulations for validation purposes.

CFD results showed good agreement with the corresponding experimental values. A maximum of 5% deviation was observed between CFD and the experimental data which occurred at a flow coefficient of 0.48. Maximum power coefficient was observed between 0.4 and 0.43 flow coefficients for three investigated flows. As it is obvious, power coefficients for free surface cases were much higher than rigid-lid ones due to the presence of the flow elevation head applying a greater force on the turbine. However, specific relevancy between optimum flow coefficient and non-dimensional numbers which characterize the flows was not captured. Power coefficient increased by a simultaneous increment of depth to height ratio and height based Froude number.

The torque exerted on the turbine originated from two phenomena: first, the flow elevation difference at the turbine region, second, a significant pressure drop behind turbine due to the flow separation which led to a sudden velocity drop at downstream, consequently forming flow wake region and

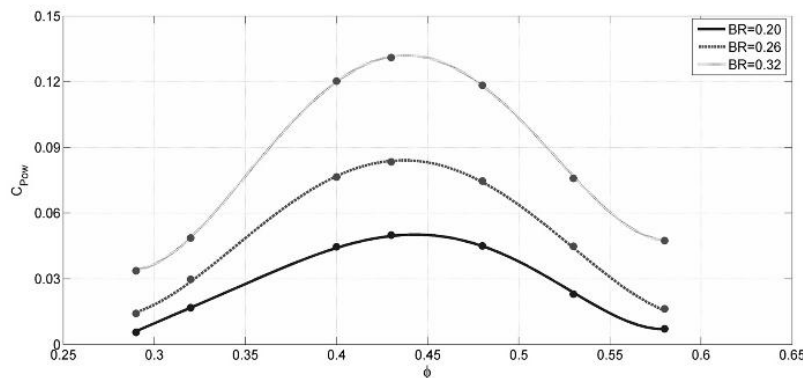


Fig. 3. Power coefficient versus flow coefficient for RL cases.

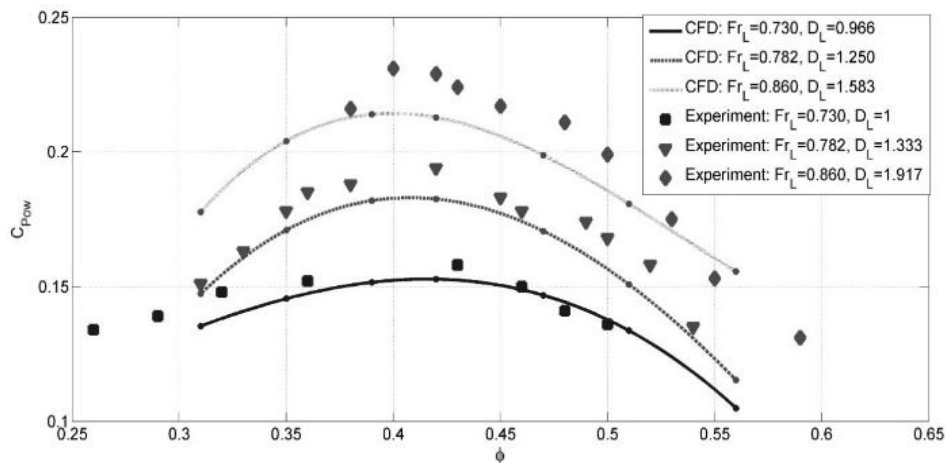


Fig. 4. Power coefficient versus flow coefficient curves-FS cases.

a notable pressure drop between upstream and downstream. This phenomenon synthesizes with additional pressure on the blade pressure side due to flow elevation head.

5- Conclusions

A Hunter turbine with six blades was experimentally and numerically investigated in open-channel flow. Experimental results demonstrated that maximum power occurred at flow coefficients between 0.4 and 0.43. At the optimum flow coefficient, the power coefficient reached to 0.23. The simultaneous increase in both turbine height based Froude number and depth to height ratio resulted in higher power coefficient and efficiency.

References

- [1] P. Bachant, M. Wosnik, Modeling the near-wake of a vertical-axis cross-flow turbine with 2-D and 3-D RANS, *Journal of Renewable and Sustainable Energy*, 8(5) (2016) 053311.
- [2] N. Akbari, a. abdoahifar, Performance investigation of hybrid Darrieus-Savonius wind turbine compared to straight-bladed Darrieus turbine by Three-dimensional numerical simulation, *Amirkabir Journal of Mechanical Engineering*, (2018) - (In Persian).
- [3] B. Yang, C. Lawn, Fluid dynamic performance of a vertical axis turbine for tidal currents, *Renewable Energy*, 36(12) (2011) 3355-3366.
- [4] B. Yang, C. Lawn, Three-dimensional effects on the performance of a vertical axis tidal turbine, *Ocean Engineering*, 58 (2013) 1-10.
- [5] S. Derakhshan, M. Ashoori, A. Salemi, Experimental and numerical study of a vertical axis tidal turbine performance, *Ocean Engineering*, 137 (2017) 59-67.



مطالعه تجربی و عددی توربین جزر و مدی عمود محور

محمودرضا هاشمی، مهدی مقیمی*، شهرام درخشان

دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه علم و صنعت ایران، تهران، ایران.

تاریخچه داوری:

دریافت: ۱۳۹۷/۰۵/۱۳
بازنگری: ۱۳۹۷/۰۷/۲۶
پذیرش: ۱۳۹۷/۰۹/۱۲
ارائه آنلاین: ۱۳۹۷/۱۱/۰۳

کلمات کلیدی:

توربین جزر و مدی
سطح آزاد
ضریب قدرت
عدد فرود بر مبنای ارتفاع توربین
نسبت عمق به ارتفاع توربین

خلاصه: توربین‌های جزر و مدی به منظور استحصال انرژی از جریان‌های دریایی و جزر و مدی استفاده می‌شوند و عموماً بر اساس محور دوران خود به دو دسته محور افقی و محور عمودی تقسیم می‌شوند. در این پژوهش به بررسی پارامترهای مؤثر بر هیدرودینامیک جریان در یک توربین جزر و مدی محور عمودی هانتز پرداخته شده است. ابتدا توربین هانتز در مقیاس ۱:۲۰ ساخته شده و در محیط آزمایشگاهی مورد مطالعه تجربی قرار گرفته و سپس با استفاده از حل گذرای دینامیک سیالات محاسباتی به شبیه‌سازی عددی جریان پرداخته شده است. شبیه‌سازی در دو شرایط غیاب سطح آزاد و حضور آن به انجام رسیده است و از روش حجم سیال برای مدل‌سازی سطح آزاد بهره گرفته شده است. نتایج شبیه‌سازی با داده‌های آزمایشگاهی، صحت سنجی شده و تطابق مناسبی را نشان می‌دهد. ضریب قدرت بیشینه حدود ۲۳ درصد است و در ضریب جریان بین ۰/۴ تا ۰/۴۳ اتفاق می‌افتد. نتایج شبیه‌سازی در غیاب سطح آزاد نشان می‌دهد با افزایش ضریب انسداد، ضریب قدرت افزایش می‌یابد به شکلی که در انسداد ۰/۲، ضریب قدرت از مقدار ۴/۸ درصد با افزایش ۸/۴ درصد به ۱۳/۲ درصد در انسداد ۰/۳۲ رسید. همچنین آنالیز سطح آزاد نشان می‌دهد، تغییر شکل سطح آزاد باعث ایجاد گشتاور بیشتری روی پره توربین می‌گردد؛ در حالی که متوسط ضریب گشتاور در غیاب سطح آزاد حداکثر ۰/۱۸ است، همین ضریب با وجود سطح آزاد با افزایش ۱۲۰ درصدی به ۰/۴ می‌رسد و ضریب قدرت نیز ۱۰ درصد افزایش می‌یابد.

۱- مقدمه

جزر و مد پذیرفته شده‌اند. توربین‌های محور عمودی مزیت‌های بسیاری دارند که مهم‌ترین آن امکان عبور جریان آب از هر طرفی به توربین است [۲]. شناخته شده‌ترین توربین محور عمودی، توربین داریوس است که عموماً دارای سه پره صاف و نازک با سطح مقطع هیدروفویل به صورت عمودی است که در انتهای بازوهای متصل به درام توربین نصب می‌شوند. توربین عمود محور دیگر توربین ساوینوس است. ساده‌ترین نوع این توربین اتصال دو نیم استوانه در خلاف جهت یکدیگر به مرکز یک محور است. از این روتورها معمولاً در چند طبقه استفاده می‌شود که بتوان حداکثر انرژی را کسب نمود [۳].

از نیمه دوم دهه ۲۰۰۰ میلادی مطالعات متعددی با روش‌های تجربی و عددی پیرامون عملکرد توربین‌های جزر و مدی و کاربری آن‌ها به عنوان توربین بادی صورت گرفته است. لی و کالیسال [۴] و [۵] با استفاده از شبیه‌سازی عددی، مشخصه‌های یک توربین جزر و مدی نظیر توان خروجی، نوسانات گشتاور، سرعت القایی و انتشار آکوستیک را با تغییر پارامترهای جریان نظیر سرعت، در یک مدل

نیروی جزر و مد، ذخیره‌ای از انرژی در اقیانوس است که می‌توان از آن بهره برد. بهترین محل برای کاربری تجهیزات جاذب انرژی از جریان‌های دریایی تنگه‌های باریک میان جزیره‌ها یا دماغه‌هاست که شدت سرعت جریان در آن بالاتر است زیرا موقعیت مناسب جهت نصب جاذب‌های این انرژی نواحی است که سرعت جریان در آن حداقل ۵/۲ متر بر ثانیه باشد. تقسیم‌بندی‌های گوناگونی بر روی توربین‌های جزر و مدی صورت گرفته است. مرسوم‌ترین دسته‌بندی بر اساس موقعیت محور دوار است که از این سو توربین‌های جزر و مدی به دو دسته محور افقی و محور عمودی تقسیم می‌گردند [۱].

تصور کلی از توربین‌های محور افقی که با عنوان جریان محوری نیز شناخته می‌شوند بسیار شبیه به آن چیزی است که در توربین‌های بادی پروانه‌ای دیده می‌شود. سر منشأ اصلی این نوع توربین‌ها، توربین کاپلان است. از قدیم طرح‌های بسیاری از توربین‌های بادی محور عمودی وجود داشته است که بیشتر آن‌ها برای استفاده در جریان

* نویسنده عهده‌دار مکاتبات: moghimi@iust.ac.ir



محدود و با استفاده از مدل آشفتگی انجام پذیرفته و برای چرخش توربین از شبکه‌بندی متحرک، استفاده شده است. رحمانی و همکاران [۱۴] یک توربین با تیغه‌های مارپیچی را با استفاده از آنالیز عددی سه بعدی و مطالعه آزمایشگاهی توربین مورد ارزیابی قرار داده و توان آن را در ضرائب جریان مختلف استخراج کرده‌اند. با استفاده از آنالیز عددی با مدل بر روی یک توربین داریوس با پره‌های نوسانی (با حرکت سینوسی) مشخص شده است که در صورت نوسان پره‌ها بین ۵ تا ۱۰ درجه، نوسانات گشتاور کاهش یافته و عملکرد توربین بهبود می‌یابد [۱۵]. یان بو و همکاران [۱۶] با استفاده از روش تحلیلی مومنتوم محوری و تصحیح عددی، مدلی تحلیلی از دنباله جریان یک توربین جزر و مدی عمود محور ارائه کرده‌اند. با استفاده از حل عددی گذرا، اثرات کانال روی یک توربین جزر و مدی داریوس بررسی گردیده است و نتایج با حالت آزاد و بدون وجود اثرات دیواره مقایسه گردیده است [۱۵]. همچنین در پژوهش دیگری، بررسی اثرات دیواره روی توربین نشان داده است نوسانات گشتاور توربین کاهش یافته و بازدهی ۳۰ درصد افزایش می‌یابد [۱۷]. مانیون و همکاران [۱۸] با استفاده از حل عددی گذرا و مش متحرک به مدل‌سازی یک توربین داریوس ۶ پره‌ای در ابعاد ۱:۲۰ پرداخته‌اند. پره‌های توربین حول محور اتصالشان با روتور نوسان می‌کنند. نکته مهم در بررسی اغلب پژوهش‌های انجام شده بر روی توربین‌های جزر و مدی، صرف نظر کردن از اثر سطح آزاد بر عملکرد توربین و هیدرودینامیک جریان است که با توجه به ماهیت رژیم جریان‌های جزر و مدی در اغلب نقاطی که قابلیت نصب توربین‌های جزر و مدی را دارا هستند، بررسی تاثیرات سطح آزاد بر روی عملکرد توربین از اهمیت خاصی برخوردار است. در این خصوص کانسول و ویلدن [۱۹] اثر ضریب انسداد^۵ و تغییر شکل سطح آزاد^۶ بر عملکرد هیدرودینامیکی یک توربین جزر و مدی جریانی محور افقی را به صورت دو بعدی مورد بررسی قرار داده‌اند و نشان داده‌اند حضور سطح آزاد راندمان توربین را افزایش می‌دهد. همچنین بای و همکاران [۲۰] عملکرد یک توربین جریان دریایی محور افقی را تحت سطح آزاد و جریان آشفتنه بررسی کرده‌اند. یان و همکاران [۲۱] با استفاده از حل عددی سه بعدی گذرا همراه با شبیه‌سازی سطح آزاد، عملکرد یک توربین محور افقی جزر و مدی را مورد بررسی قرار داده‌اند. ووگل و هالسبی [۲۲] اثر تغییر شکل سطح

کوچک بررسی کرده‌اند. همچنین اثرات سه بعدی رژیم جریان را روی یک توربین جزر و مدی محور عمودی با استفاده از یک روش گردابه‌ای و در موارد خاص توان خروجی و دنباله‌های جریان مورد ارزیابی قرار داده‌اند. مسترز و همکاران [۶] به تفاوت نتایج حاصل از شبیه‌سازی توربین در حالت جریان گذرا^۱ پرداخته‌اند و آن را با نتایج حاصل از شبیه‌سازی دائمی مقایسه کرده‌اند. مارش و همکاران [۷] توربین‌های جزر و مدی سه پره‌ای محور عمودی، را مورد شبیه‌سازی سه بعدی قرار داده‌اند که در آن از مدل‌سازی معادلات رینولدز میان‌گیری شده ناویر-استوکس^۲ در حالت گذرا^۳ استفاده گردیده است. باچانت و ووزنیک [۸] با مطالعه آزمایشگاهی روی یک توربین جریانی عمود محور با ضریب صلبیت بالا در ابعاد بزرگ، اثر عدد رینولدز را بر روی عملکرد توربین و مشخصه دنباله جریان بررسی کرده‌اند. شنگ و همکاران [۹] با استفاده از شبیه‌سازی سی‌افدی دو بعدی اثر سرعت القایی بر روی نیروهای هیدرودینامیکی وارد بر یک توربین جزر و مدی عمود محور را بررسی کرده‌اند. ویسی و شفییعی [۱۰] جریان حول یک توربین باد محور افقی با استفاده از روش شبیه‌سازی گردابه‌های بزرگ در سرعت‌های دورانی مختلف مطالعه شده است. نتایج نشان می‌دهند که افزایش سرعت دورانی باعث افت بیشتر سرعت در پایین‌دست جریان می‌شود. راد و زاهدی‌نژاد [۱۱] مبادرت به ساخت یک توربین بادی با طراحی جدید و در اندازه کوچک کرده‌اند که در اندازه‌گیری‌های تجربی حداکثر ضریب توان ۶۸ الی ۸۰ درصد را نشان داده است. روتور توربین بادی شامل یک پروانه محوری سه پره‌ای و یک پروانه ترکیبی شش پره‌ای بهینه‌سازی شده است. مارش و همکاران [۱۲] اثر مدل‌های مختلف آشفتگی بر دقت منحنی عملکرد توربین را مورد ارزیابی قرار داده‌اند. مدل‌های دو بعدی، سه بعدی، مدل تنش رینولدز^۴ و مدل به منظور ارزیابی عددی یک توربین عمود محور در حالت‌های کاملاً آشفتنه و آرام به آشفتنه (جریان گذرا) مورد استفاده قرار گرفته‌اند. اکبری و عبدالهی‌فر [۱۳] با ساخت توربین ترکیبی از دو مدل داریوس و ساوینوس آن را با توربین دو مدلی داریوس پره مستقیم معادل، مقایسه کرده‌اند. شبیه‌سازی سه بعدی با استفاده از روش دینامیک سی‌الات محاسباتی و حل میانگین‌گیری رینولدز معادلات ناویر-استوکس به روش حجم

- 1 Transient analysis
- 2 Reynolds-Averaged Navier-Stokes (RANS)
- 3 Unsteady Reynolds-Averaged Navier-Stokes (URANS)
- 4 BSL-RSM

5 Blockage ratio effect
6 Free surface deflection

عددی با نتایج اندازه‌گیری شده آزمایشگاهی صحت‌سنجی شده است و نتایج صحت‌سنجی شده مورد بررسی قرار گرفته است. نوآوری تحقیق حاضر، بررسی دقیق تلاطم جریان در فرآیند باز و بسته شدن توربین به صورت پیوسته در زمان است (حل گذرا). شبیه‌سازی‌های گذشته توربین هانتز [۲۳] و [۲۴] به صورت حل دائمی انجام شده و توربین در هر ۱۰ درجه چرخش در زوایای مختلف ثابت گردیده است، لذا به دلیل عدم در نظر گرفتن تغییرات هیدرودینامیک جریان و تلاطم فی ما بین این فواصل ۱۰ درجه خطای محاسباتی را بالا می‌برد که برای بررسی دقیق عملکرد توربین قابل صرف نظر نیست. همچنین ترم شتاب حرکت پره‌ها از لحظه باز شدن تا رسیدن به زاویه‌ای که پره کاملاً باز است و فرآیند بسته شدن نیز در حل دائمی صرف نظر می‌گردد که سبب افزایش خطای محاسباتی می‌گردد. لازم به ذکر است که در تحقیق حاضر در نظر گرفتن اثر سطح آزاد روی عملکرد توربین لحاظ شده که در مورد این توربین قبلاً مورد بررسی قرار نگرفته است. سطح آزاد جریانات جزر و مدی در هنگام برخورد با یک مانع (برای مثال توربین) دچار تغییر شکل می‌شود که این تغییر شکل، خود باعث تغییر در هیدرودینامیک جریان گذرنده شده و روی عملکرد توربین تأثیر گذار است. با توجه به تغییر شکل سطح آزاد بین بالادست و پائین دست توربین، اختلاف فشار هیدرواستاتیکی به وجود می‌آید که این اختلاف فشار، قابلیت جذب انرژی توربین جزر و مدی را افزایش می‌دهد که در این مدل‌سازی لحاظ گردیده است.

۲- مدل‌سازی تجربی توربین

۲-۱- تجهیزات آزمایش و ساخت مدل توربین

به منظور تست مدل ساخته شده توربین، یک مدار باز تست در آزمایشگاه دانشگاه علم و صنعت ساخته شد. درام توربین دارای قطر و ارتفاع ۶۰ میلی‌متر است. پره‌ها به صورت منحنی خم شده‌اند و روی درام بسته می‌شوند. هر پره دارای طول و تر ۲۷ میلی‌متر است و توربین در یک کانال روباز با طول ۱۰۰ سانتی‌متر و عرض ۱۵ سانتی‌متر آزمایش شده است. هر ۶ پره روی درام از طریق استفاده از یاتاقان‌های مینیاتوری لولا شده‌اند و به صورت آزاد روی لولا می‌چرخند تا در نهایت بر درام عمود شده و بایستند. دبی جریان آب از طریق یک پمپ گریز از مرکز از نوع کاس ب ۱۶۰-۳۲۳ تأمین می‌گردد. توربین

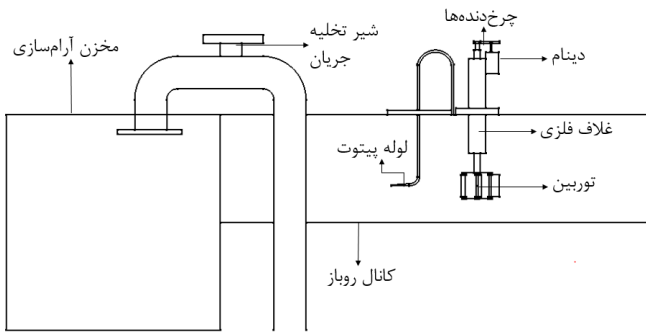
آزاد بر روی توان استحصال شده از مزرعه توربین جزر و مدی در یک کانال عریض روباز را با استفاده از روش تحلیلی مومنتوم خطی دیسک دوار مورد بررسی قرار داده‌اند.

توربین مورد بررسی در این پژوهش، توربین هانتز^۱ است. این توربین یک طراحی جدید و منحصر به فرد توسط جان هانتز است و دارای ۶ پره متحرک است که به یک سیلندر (درام) لولا شده‌اند. این توربین بر اساس این اصل کار می‌کند که پره‌های متحرک به وسیله جریان برخوردی باز می‌شوند تا زمانی که بر درام عمود گردند، در حالی که در سمت دیگر درام پره‌ها بسته می‌شوند. این پدیده این امکان را فراهم می‌کند که جریان گذرنده در حالتی که پره بسته می‌شود درام را دور زده و آب با مقاومت کمتری از ناحیه‌ای که پره بسته می‌شود عبور کند و از این طریق چرخش توربین تسهیل گردد. بو یانگ و کریس لاون [۲۳] با ساخت توربین هانتز در ابعاد آزمایشگاهی با قطر درام ۵۱ میلی‌متر و سرعت جریان ۰/۶۵ متر بر ثانیه به آنالیز عددی توربین در حالت دو بعدی و جریان پایا^۲ پرداخته‌اند. آن‌ها در این تحقیق ابتدا با استفاده از دوربین سرعت بالا به ثبت چگونگی حرکت پره‌ها در طول چرخش توربین پرداخته و سپس به مدل‌سازی عددی توربین با ثابت کردن پره‌ها در ۶ زاویه چرخش اقدام نموده‌اند. درخشان و همکاران [۲۴] به تحلیل عملکرد توربین هانتز در حالت سه بعدی و حل پایا به وسیله ثابت کردن پره‌ها و بررسی برخی موارد نظیر اثرات داکت، چیدمان مزرعه توربین به صورت متوالی و افقی و آرایش‌های مثلثی و مستطیلی پرداخته‌اند. به منظور مطالعه توربین هانتز مدلی از توربین در مقیاس ۱:۲۰

اندازه واقعی ساخته شد و در یک کانال روباز مورد مطالعه تجربی قرار گرفت و سپس به منظور تحلیل دقیق هیدرودینامیک جریان، شبیه‌سازی توربین هانتز با استفاده از حل عددی سی‌اف‌دی گذرای سه بعدی و بررسی اثر سطح آزاد و ضریب انسداد بر عملکرد توربین هانتز و پارامترهای هیدرودینامیکی انجام گرفت. با کمک حل سی‌اف‌دی، مشاهده دقیق برهمکنش پره‌ها و جریان گذرنده، تأثیرات حرکت پره‌های توربین روی میدان فشار و سرعت در تمامی گام‌های زمانی و در کلیه نقاط فضای حل میسر می‌گردد و این امکان را می‌دهد که بتوان با بیان علمی‌تر و توجیه فیزیکی، به تغییرات هیدرودینامیک جریان، میدان سرعت و فشار جریان پرداخت. در انتها نتایج بخش

1 Hunter turbine

2 Steady state analysis



شکل ۲. نمای شماتیک تجهیزات
Fig. 2. Schematic view of the facilities

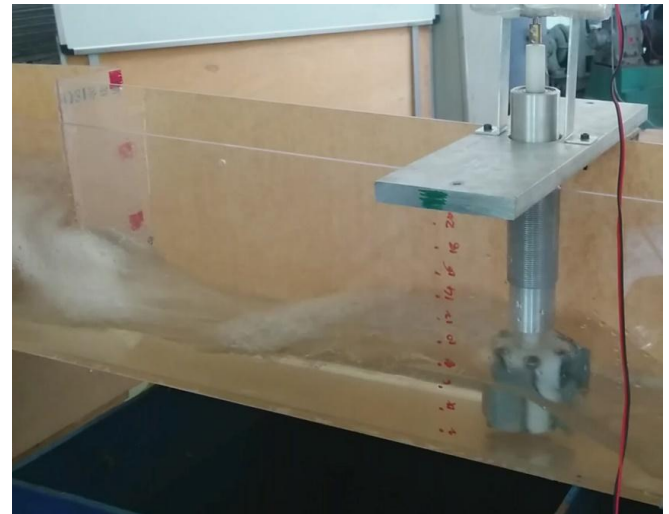
شکل در شکل ۳ نشان داده شده است. در بالادست ارتفاع جریان سیال بیشتر از پائین دست است که طبق قانون پیوستگی می‌بایست سرعت جریان در بالادست ناحیه توربین کمتر از سرعت جریان در پائین دست آن باشد. همچنین کاهش ارتفاع آب و افزایش سرعت در انتقال از بالادست به پائین دست توربین نشان دهنده تبدیل بخشی از انرژی پتانسیل آب به انرژی جنبشی است. با هر مرحله افزایش دبی جریان، در بالادست توربین، سرعت جریان به میزان کم و ارتفاع آب در کانال به میزان بیشتری افزایش یافت. با افزایش ارتفاع و سرعت جریان در بالادست، تغییر شکل شدیدتری در سطح آزاد در پایین دست توربین مشاهده گردید که نشان دهنده افزایش قابل توجه سرعت جریان در مقطع خروجی کانال است. آزمایش‌ها در سه دبی متفاوت انجام گرفت و در هر دبی جریان با قرار دادن مقاومت روستا در مقادیر متفاوت، مقدار توان تولید شده در سرعت‌های چرخش متفاوت توربین از طریق اندازه‌گیری گشتاور وارد بر توربین با کمک دینامومتر و سنجش سرعت توربین با کمک سرعت‌سنج به دست آمد. در جدول ۱، کلیه تجهیزات اندازه‌گیری، دقت آن‌ها و عدم قطعیت داده‌های اندازه‌گیری شده آمده است. نمایان‌گر اختلاف ارتفاع بین سیال لوله مانومتر و سطح آزاد جریان کانال است.



شکل ۳: تغییر شکل سطح آزاد در پائین دست مقطع توربین
Fig. 3. Free surface deflection at the turbine downstream

از طریق شفت به واحد بار مکانیکی متصل است. این واحد شامل یک دنده، یک دینامومتر و یک موتور دی سی یک وات در حالت معکوس (دینام) است که انرژی مکانیکی شفت را به انرژی الکتریکی تبدیل می‌کند. یک سازه نگهدارنده شامل یک غلاف و صفحه فلزی از جنس آلومینیوم توربین را روی کانال نگه می‌دارد و ارتفاع توربین در کانال آب از طریق غلاف تغییر می‌کند. یک مقاومت روستای متغیر برای تنظیم دور توربین و جریان الکتریکی گذرنده از موتور دی سی استفاده شده است. با کاهش مقاومت الکتریکی و افزایش جریان در مدار الکتریکی، مقاومت مکانیکی دینام در چرخش افزایش یافته و در نتیجه سرعت دورانی توربین کاهش می‌یابد. از طریق اندازه‌گیری فشار با فشارسنج و با کمک منحنی هد-دبی پمپ دبی جریان در هر به دست آمده است. سرعت جریان برخوردی به توربین نیز با استفاده از لوله پیتوت اندازه‌گیری شده است که از طریق اختلاف ارتفاع سیال در مانومتر لوله و سطح آزاد آب در کانال به دست می‌آید.

در شکل ۱ سازه نگهدارنده و توربین روی کانال ساخته شده نشان داده شده است. همچنین در شکل ۲ شکل شماتیک تجهیزات آزمایشگاه از نمای روبه‌رو و بالا آمده است.



شکل ۱. شکل ۱: سازه نگهدارنده و محل قرار گرفتن توربین در کانال روباز
Fig. 1. The fixture and the turbine position in the channel

۲-۲- نتایج مشاهدات

با توجه به باریکی کانال و مسدود شدن مسیر آب توسط توربین، با برقراری دبی جریان و پس از یکنواخت شدن فرآیند، تغییر شکلی در سطح آزاد واقع در مقطع توربین مشاهده گردید که نشان دهنده کاهش هد کل جریان سیال در برخورد با توربین است. این تغییر

جدول ۱: تجهیزات اندازه‌گیری
Table 1. Measurement devices

دستگاه اندازه‌گیری	دقت دستگاه	نمونه‌های اندازه‌گیری	عدم قطعیت
فشارسنج پمپ	۰/۲ bar	۳/۸±۰/۲ bar	۰/۲ ÷ ۳/۸ × ۱۰۰ = ۵/۲۶ %
		۳/۶±۰/۲ bar	۰/۲ ÷ ۳/۶ × ۱۰۰ = ۵/۵۵ %
		۳/۲±۰/۲ bar	۰/۲ ÷ ۳/۲ × ۱۰۰ = ۶/۲۵ %
دورسنج نوری	۰/۱ rpm	حد اقل مقدار اندازه‌گیری شده: ۳۱/۲±۰/۱ rpm	۰/۱ ÷ ۳۱/۲ × ۱۰۰ = ۰/۳۲ %
دینامومتر	۰/۰۰۱ N.m	حد اقل مقدار اندازه‌گیری شده: ۰/۰۱۷±۰/۰۰۱ N.m	۰/۰۰۱ ÷ ۰/۰۱۷ × ۱۰۰ = ۵/۸۸ %
مانومتر لوله پیتوت	۱ mm	$\Delta h = ۱۶ \pm ۱$ mm	$۱ \div ۱۶ \times ۱۰۰ = ۶/۲۵$ %
		$\Delta h = ۱۸ \pm ۱$ mm	$۱ \div ۱۸ \times ۱۰۰ = ۵/۵۵$ %
		$\Delta h = ۲۲ \pm ۱$ mm	$۱ \div ۲۲ \times ۱۰۰ = ۴/۵۵$ %

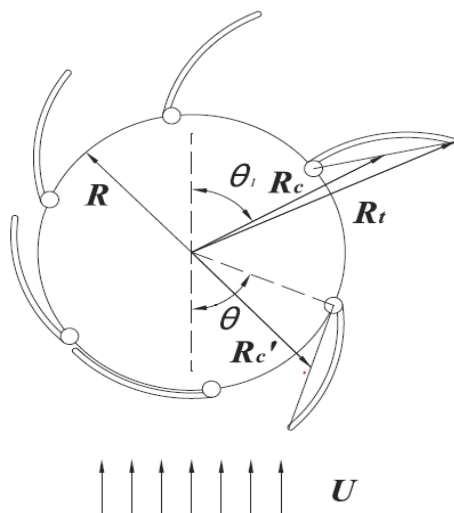
مشخصات بی‌بعد جریان‌های گذرنده از توربین در هر تست در جدول ۲ آمده است:

جدول ۲. مشخصات بی‌بعد جریان‌های تست

Table 2. Non-dimensional characteristics of the investigated flows

D_L	$Fr_L = \frac{U}{\sqrt{gL_t}}$	U (m/s)	L_t (cm)	D_t (cm)	دبی (l/s)
۱	۰/۷۳۰	۰/۵۶	۶	۶	۸/۱
۱/۳۳۳	۰/۷۸۲	۰/۶۰	۶	۸	۱۰/۵
۱/۹۱۷	۰/۸۶۰	۰/۶۶	۶	۱۱/۵	۱۵

در شکل ۴ پارامترهای توربین هانتز نمایش داده شده است. این پارامترها عبارتند از: شعاع درام، فاصله بین محور درام و مرکز وتر



شکل ۴: پارامترهای توربین
Fig. 4. The turbine parameters

جریان کانال روباز از طریق عدد فرود^۱ مشخصه‌سازی می‌شود و این عدد معرف نسبت نیروهای اینرسی سیال به نیروی جاذبه آن است. از آن جایی که توربین جزو مدی هانتز مانند همه توربین‌های جریان دریایی به گونه‌ای طراحی شده است که هم انرژی پتانسیل و هم انرژی جنبشی جریان را جذب می‌کند، به منظور مطالعه دقیق تر اثرات هر دو نیرو بر عملکرد توربین به صورت مستقل، از دو عدد بی‌بعد فرود بر مبنای طول ارتفاع توربین^۲ و نسبت عمق از سطح آزاد آب به ارتفاع توربین^۳ استفاده گردیده است که به ترتیب به صورت زیر تعریف می‌شوند:

$$Fr_L = \frac{U}{\sqrt{gL_t}} \quad (۱)$$

$$D_L = \frac{D_t}{L_t} \quad (۲)$$

که در آن‌ها، سرعت جریان آزاد، ارتفاع توربین و، فاصله مرکز توربین از سطح آزاد (عمق توربین) است. عدد مبنایی برای سنجش اثر نیروهای اینرسی سیال در مقیاس طولی توربین (ارتفاع توربین) است و منظور از ارتفاع توربین، طول ارتفاع درام آن است که برابر ۶ سانتی‌متر است. معیاری برای سنجش اثر نیروی جاذبه سیال بر توربین در مقیاس طولی آن است. از این اعداد برای مشخصه‌سازی بی‌بعد جریان‌های آزمایش و شبیه‌سازی بهره گرفته شده است.

- 1 Froude number
- 2 Froude base turbine height
- 3 Depth to height ratio

پره هنگامی که پره کاملاً باز است. همین فاصله است وقتی که پره در حال باز یا بسته شدن است و فاصله‌ی بین محور درام تا نوک پره در حالتی است که پره کاملاً باز است. زاویه‌ی چرخش، ϕ بیانگر چرخش انتهای یک پره است که به صورت زاویه بین خط واصل پین و محور درام و جهت جریان برخوردی اندازه‌گیری می‌شود.

مشابه سایر توربین‌های جریان دریایی، در خصوص توربین هانتز نیز برای توصیف رفتار، عملکرد توربین باید توسط برخی از پارامترهای هندسی و هیدرودینامیکی توصیف شود. توسط آنالیز بی‌بعد بعضی از پارامترهای بحرانی در یک ضریب بی‌بعد به نام ضریب جریان جمع شده‌اند. با کمک داده‌های اندازه‌گیری شده ضریب جریان با استفاده از رابطه زیر به دست می‌آید:

$$\phi = \frac{\omega R_C}{U} \quad (3)$$

که در آن ω سرعت زاویه‌ای، U سرعت جریان و R_C فاصله بین محور درام تا مرکز وتر پره در حالت کاملاً باز است. همچنین ضریب توان توربین با استفاده از رابطه زیر به دست می‌آید:

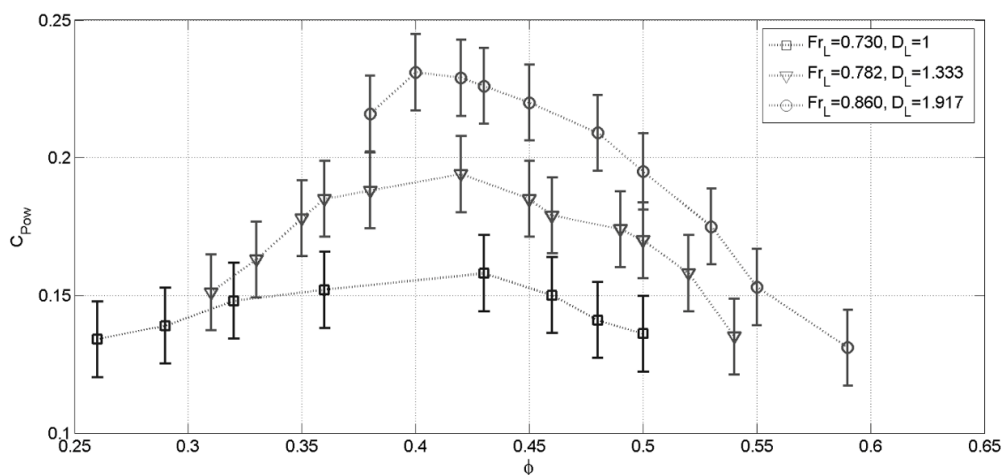
$$C_{Pow} = \frac{\omega \sum T_i}{0.5 \rho A U^3} \quad (4)$$

که در آن ρ چگالی آب، A سطح مقطع تصویر شده توربین، U سرعت جریان برخوردی و $\omega \sum T_i$ توان مکانیکی خروجی توربین است که به صورت ضرب سرعت دورانی توربین در مجموع

گشتاورهای وارد بر هر پره در هر لحظه تعریف می‌گردد. نمودار ضریب قدرت متوسط اندازه‌گیری شده C_{Pow} بر حسب ضریب جریان ϕ برای هر سه جریان مورد آزمایش در شکل ۵ آمده است. نوارهای خطا^۱ مبین بیشینه خطای اندازه‌گیری و عدم قطعیت است. سنجش عدم قطعیت به صورت مرکب و با در نظر گرفتن مقادیر خطاهای اندازه‌گیری شده گشتاور، سرعت توربین و سرعت سیال انجام شده است. عدم قطعیت مرکب از ترکیب حساسیت پارامتر نهایی (در اینجا C_{Pow}) نسبت به هر پارامتر اندازه‌گیری شده (ω ، T و U) و عدم قطعیت در اندازه‌گیری هر پارامتر به دست می‌آید. در اعمال عدم قطعیت اندازه‌گیری هر پارامتر، دو خطای انحراف از میانگین اندازه‌گیری‌ها و خطای دستگاه‌ها در نظر گرفته شده و در نهایت نتایج با عدم قطعیت ۷ درصد به دست آمده است.

با مشاهده نمودار نتایج زیر حاصل می‌گردد:

- با افزایش ضریب جریان برای هر سه مورد، ضریب قدرت نیز افزایش می‌یابد تا به یک مقدار بیشینه برسد و پس از گذر از ضریب جریان بهینه با افزایش ضریب جریان ضریب قدرت کاهش می‌یابد.
- مقدار بیشینه ضریب قدرت در هر سه نمودار تقریباً بین ضرایب جریان ۰/۴ تا ۰/۴۳ رخ می‌دهد.
- با افزایش عدد فرود بر مبنای ارتفاع توربین و نسبت عمق به ارتفاع، ضریب قدرت افزایش یافته و بازدهی توربین بیشتر می‌گردد به شکلی که در ضریب جریان بهینه، ضریب قدرت برای $Fr_L = 0.730$ و $D_L = 1$ برابر 0.158 و $Fr_L = 0.782$ و $D_L = 1.333$ برابر 0.194 و برای $Fr_L = 0.860$ و $D_L = 1.917$ برابر 0.231 است.



شکل ۵: مقادیر اندازه‌گیری شده متوسط ضریب قدرت نسبت به ضریب جریان
Fig. 5. Measured mean power coefficient versus flow coefficient

1 Error bar

$-\rho(\overline{u_i u_j})$ برای نشان دادن اثرات توربولانس است که به تنش رینولدز معروف است. این تنش ۶ متغیر نامعین را به معادلات اضافه می‌کند که می‌بایست از طریق مدل‌های آشفتگی برای تکمیل معادلات ناویر-استوکس میانگین‌گیری رینولدز حل شوند.

با توجه به ماهیت شدیداً گذرای جریان از حل سه بعدی گذرا و روش ضمنی بر پایه فشار حل گر نرم افزار استفاده شده است. در رهیافت بر پایه فشار، میدان سرعت ابتدا از طریق معادلات مومنوم محاسبه می‌گردد در حالی که میدان فشار از طریق معادله اصلاح شده فشار-که از طریق اصلاح معادلات پیوستگی و مومنوم به دست می‌آید- محاسبه می‌شود [۲۵]. فشار اصلاح شده به صورتی به دست می‌آید که میدان سرعت به دست آمده از این فشار، معادله پیوستگی را ارضا نماید. حلگر نرم افزار از یک الگوریتم حل جداسازی شده استفاده می‌کند. به این شکل که معادلات حاکم برای هر کدام از متغیرهای راه حل مجزا از یکدیگر حل می‌شوند و هر کدام از معادلات نسبت به معادلات دیگر مستقل است. با بررسی مدل‌های مختلف آشفتگی که در مدل‌سازی‌های عددی نمونه‌های مشابه تحقیق حاضر استفاده شده است و مقایسه فواید و نواقص مدل‌های مختلف، با توجه به ویژگی‌های توربین مدل و فیزیک جریان از مدل SST $k-\omega$ استفاده گردید. مدل SST $k-\omega$ از یک تابع ترکیبی استفاده می‌کند. این تابع در نزدیکی دیواره از مدل $k-\omega$ برای مدل‌سازی جریان در لایه مرزی لزج و در ناحیه دور از دیواره از $k-\varepsilon$ بهره می‌گیرد. با توجه به پیچیدگی هندسه توربین و فیزیک مسئله به منظور شبیه‌سازی جریان در نزدیکی دیواره‌های متحرک (پره‌های توربین) و مدل‌سازی جدایش جریان در لبه‌های بالا و پایین پره‌ها، تشکیل ناحیه دنباله جریان و محاسبه دقیق افت فشار در پایین دست توربین، در عین عدم حساسیت نسبت به آشفتگی در بالادست توربین، مدل SST $k-\omega$ از دقت مناسبی برخوردار است. برای مدل‌سازی جریان‌های خارجی ورستیگ و مالاسکرا نتیجه گرفته‌اند که مدل SST $k-\omega$ نسبت به مدل‌های اسپارات-آلماراس و $k-\omega$ کاربردی‌تر است و عملکرد بسیار بهتری را در مدل‌سازی گرادیان فشار معکوس و جدایش لایه مرزی نشان می‌دهد [۲۶]. مدل SST $k-\omega$ از جمله مدل‌های دو معادله‌ای برای مدل‌سازی تنش رینولدز است و از دو معادله انتقالی اضافه تشکیل می‌شود که نمایان‌گر خواص آشفتگی جریان سیال هستند.

اگرچه مدل‌سازی تجربی و عددی روی یک مدل ۱:۲۰ انجام گرفته است، اما در صورتی که نسبت اینرسی پره‌ها به اینرسی جریان برخوردی حفظ شود، این مدل قابلیت تعمیم به مدل‌های بزرگتر-در ابعاد اصلی- و پیش‌بینی درست فرآیند باز و بسته شدن پره‌ها و تغییرات هیدرودینامیکی را داراست. بنابراین علاوه بر ضریب جریان، ضریب جرم به عنوان معیاری برای سنجش نسبت اینرسی پره به اینرسی سیال به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$\xi = \frac{\sigma \delta}{\rho R} \quad (5)$$

که در آن σ چگالی ماده سازنده پره‌ها، δ ضخامت پره و R شعاع درام است. واضح است که در صورتی مدل‌سازی در اندازه کوچک قابلیت تعمیم به مدل ابعاد اصلی را دارد که ماده‌های سازنده پره هر دو مدل از یک جنس باشد.

۳- شبیه‌سازی عددی توربین هانتز

۳-۱- شرح مسئله

برای مدل‌سازی توربین هانتز در تحقیق حاضر از نرم افزار تجاری سی‌اف‌دی با نام اتودسک سی‌اف‌دی ۲۰۱۷^۱ استفاده شده است. این نرم افزار معادلات ناویر-استوکس را به صورت میانگین‌گیری رینولدز^۲ حل می‌کند. معادلات ناویر-استوکس به روش میانگین‌گیری رینولدز را می‌توان از طریق معادلات پیوستگی و مومنوم بیان کرد که فرم دیفرانسیلی آن‌ها به ترتیب به صورت معادله (۶) و معادله (۷) است.

$$\nabla \cdot \vec{U} = 0 \quad (6)$$

$$\rho \frac{D(\vec{U})}{Dt} = -\nabla P + \mu \nabla^2 \vec{U} - \rho \frac{\partial}{\partial x_j} (\overline{u_i u_j}) + \rho \vec{g} + \vec{F} \quad (7)$$

که در آن که در آن D/Dt دیفرانسیل کامل، μ لزجت دینامیکی و \vec{F} نیروی حجمی خارجی به ازای واحد حجم است. ساختار معادلات میانگین‌گیری شده رینولدز شبیه معادلات معمول ناویر-استوکس است؛ اما سرعت‌ها و سایر کمیت‌های حل در معادلات میانگین‌گیری رینولدز میانگین زمانی هستند. همچنین معادله مومنوم میانگین‌گیری شده در زمان دارای یک ترم اضافی

1 Autodesk CFD 2017

2 Reynolds-Averaged Navier-Stokes (RANS)

۰/۸۵۶ است. همچنین P_k فاکتور محدود کننده با معادله زیر است. که در آن τ_{ij} تانسور تنش است.

$$P_k = \min \left(\tau_{ij} \frac{\partial U_j}{\partial x_j}, 10\beta^* k \omega \right) \quad (13)$$

در معادله (۱۲) F_1 تابع ترکیبی با فرمول زیر است:

$$F_1 = \tanh \left\{ \left[\min \left[\max \left(\frac{\sqrt{k}}{\beta^* \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega}, \frac{4\sigma_\omega k}{CD_{k\omega} y^2} \right) \right]^4 \right] \right\} \quad (14)$$

$$F_1 = \begin{cases} Wall = 1 \\ Farfield = 0 \end{cases}$$

که $CD_{k\omega}$ به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$CD_{k\omega} = \max \left(2\rho\sigma_\omega \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i}, 10^{-10} \right) \quad (15)$$

نرم افزار اتودسک سی‌افدی از روش المان محدود برای کاهش معادلات دیفرانسیل جزئی به دسته‌ای از معادلات جبری استفاده می‌کند. به منظور گسسته‌سازی معادلات با توجه به فیزیک مسئله از روش بالادستی^۱ مرتبه اول و دو طرح جابه‌جایی سیال بالادستی یکنواخت در شبیه‌سازی سطح آزاد و پتروف-گالرکین اصلاح‌شده^۲ در غیاب سطح آزاد^۳ استفاده شده است. برای تحلیل گذرای جریان سیال، جملات گذرای جریان با استفاده یک روش ضمنی یا غیرصریح حل می‌گردند. در بررسی جریان در کانال روباز، نه تنها مطالعه اثر دیواره اهمیت دارد، بلکه مدل کردن تغییر شکل سطح آزاد و تحلیل اثر آن بر عملکرد توربین نیز بسیار مهم است. با توجه به اینکه در فیزیک مسئله بین فاز گاز و مایع جریان سیال عبوری از توربین، اختلاطی وجود ندارد، با استفاده از قابلیت مدل‌سازی سطح آزاد می‌توان به صورت دینامیکی سطح تماس بین مایعات و گازها را شبیه‌سازی نمود. رابطه‌بندی حل سطح آزاد در نرم‌افزار اتودسک سی‌افدی بر اساس رهیافت اولیری حجم سیال^۴ انجام می‌شود. این رهیافت بر این اصل استوار است که دو فاز با یکدیگر مخلوط نشده و انتقال جرمی بین

معادله اول انرژی جنبشی آشفتگی k است و انتخاب معمول برای متغیر دوم، نرخ اتلاف انرژی جنبشی آشفتگی ε ، یا نرخ مخصوص اتلاف ω است که برای مدل‌سازی مقیاس طولی یا زمانی آشفتگی استفاده می‌شود.

معادله انرژی جنبشی آشفتگی k به طریق زیر است [۲۵].

$$\frac{\partial k}{\partial t} + U_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = P_k - \beta^* k \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\nu + \sigma_k \nu_T) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (8)$$

β^* ثابتی با مقدار ۰/۰۹ و σ_k ثابتی است که در محدوده k - ω

برابر ۰/۸۵ و در محدوده k - ε برابر ۱ است. ν لزجت سینماتیکی است. لزجت آشفتگی سینماتیکی ν_T از طریق زیر محاسبه می‌شود.

$$\nu_T = \frac{\mu_t}{\rho} = \frac{a_1 k}{\max(a_1 \omega, SF_2)} \quad (9)$$

که در آن a_1 عدد ثابتی با مقدار ۰/۳۱ است و S بزرگی نرخ کرنش است و از رابطه زیر محاسبه می‌گردد.

$$S = \sqrt{2S_{ij}S_{ij}} \quad (10)$$

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right)$$

در معادله (۹) تابع ترکیبی F_2 به صورت زیر به دست می‌آید.

$$F_2 = \tanh \left[\left[\max \left(\frac{2\sqrt{k}}{\beta^* \omega k}, \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right) \right]^2 \right] \quad (11)$$

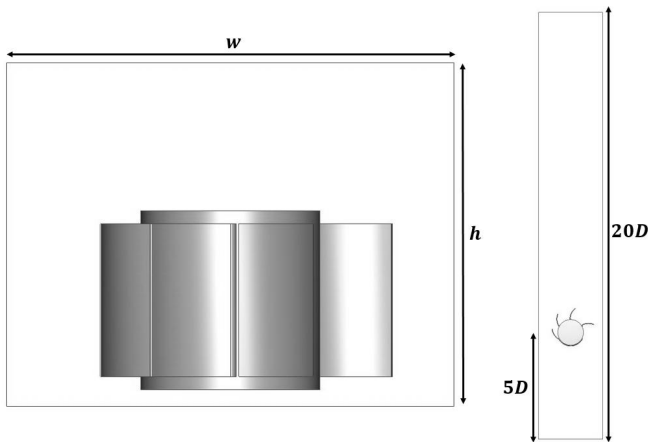
معادله نرخ مخصوص اتلاف ω از رابطه زیر به دست می‌آید.

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} + U_j \frac{\partial \omega}{\partial x_j} = \alpha S^2 P_k - \beta \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\nu + \sigma_\omega \nu_T) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + 2(1-F_1)\sigma_\omega \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \quad (12)$$

در معادله بالا α ثابتی است که در محدوده k - ω برابر ۰/۵۵ و در محدوده k - ε برابر ۰/۴۴ است؛ β ثابتی است که در محدوده k - ω برابر ۰/۰۷۵ و در محدوده k - ε برابر ۰/۰۸۲۸ است و σ_ω ثابتی است که در محدوده k - ω برابر ۰/۶۵ و در محدوده k - ε برابر

1 Upwind
2 Modified Petrov-Galerkin
3 Rigid lid simulation
4 Volume of Fluid (VOF)

توربین در دامنه حل از نمای روبه‌رو و بالا نمایش داده شده است. دستگاه مختصات اصلی در مرکز توربین روی محور درام واقع است.



شکل ۷. توربین در دامنه حل از نمای روبه‌رو و بالا
Fig. 7. Front and top view of the turbine in the domain

ضریب انسداد به صورت زیر تعریف می‌گردد:

$$BR = \frac{A}{A_C} \quad (17)$$

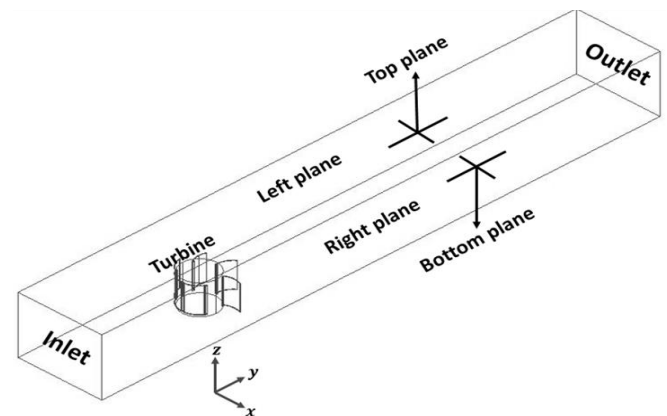
که در آن A مساحت تصویر شده توربین و A_C مساحت سطح مقطع جریان در کانال است.

مقطع دامنه حل به نحوی تغییر کرده است که سه ضریب انسداد ۲/۰، ۲۶/۰ و ۳۲/۰ مورد بررسی قرار گیرد. شبیه‌سازی‌ها به دو صورت انجام گرفته است. در حالت اول شبیه‌سازی جریان در غیاب سطح آزاد و صرفاً مطالعه اثرات دیواره بر روی هیدرودینامیک جریان گذرنده از توربین و عملکرد آن مد نظر بوده و در حالت دوم شبیه‌سازی جریان با در نظر گرفتن اثر سطح آزاد و تأثیر آن بر توربین انجام شده است. پس از طراحی هندسه توربین، نیاز به شبکه‌بندی دامنه محاسباتی است. از شبکه غیرسازمان‌یافته برای شبکه بندی دامنه محاسباتی استفاده شده است و با توجه به ابعاد مسئله و پیچیدگی هندسه جامد، گرادیان‌های شدید کمیت‌های وابسته فشار و سرعت، شبکه تا جای ممکن در اطراف توربین و خود توربین ریز و از سلول‌های چهار وجهی استفاده شده است. در نزدیکی نواحی از هندسه توربین که احتمال وقوع گرادیان‌های شدیدتر وجود داشت مثل گوشه‌های نوک پره‌ها یا محل تقاطع پره با درام و پین، مش سطحی^۲ ریزتر شد و به

دو فاز صورت نگیرد. با محاسبه کسر حجمی فاز مایع در هر المان توسط حل گر، خواص مناسب و مقادیر متغیرها در هر المان مشخص می‌گردند. یک معادله پیوستگی برای کسر حجمی سیال مایع حل می‌گردد که به تعیین مرز بین فازهای گاز و مایع کمک می‌کند. این معادله پیوستگی به صورت زیر است [۲۵]:

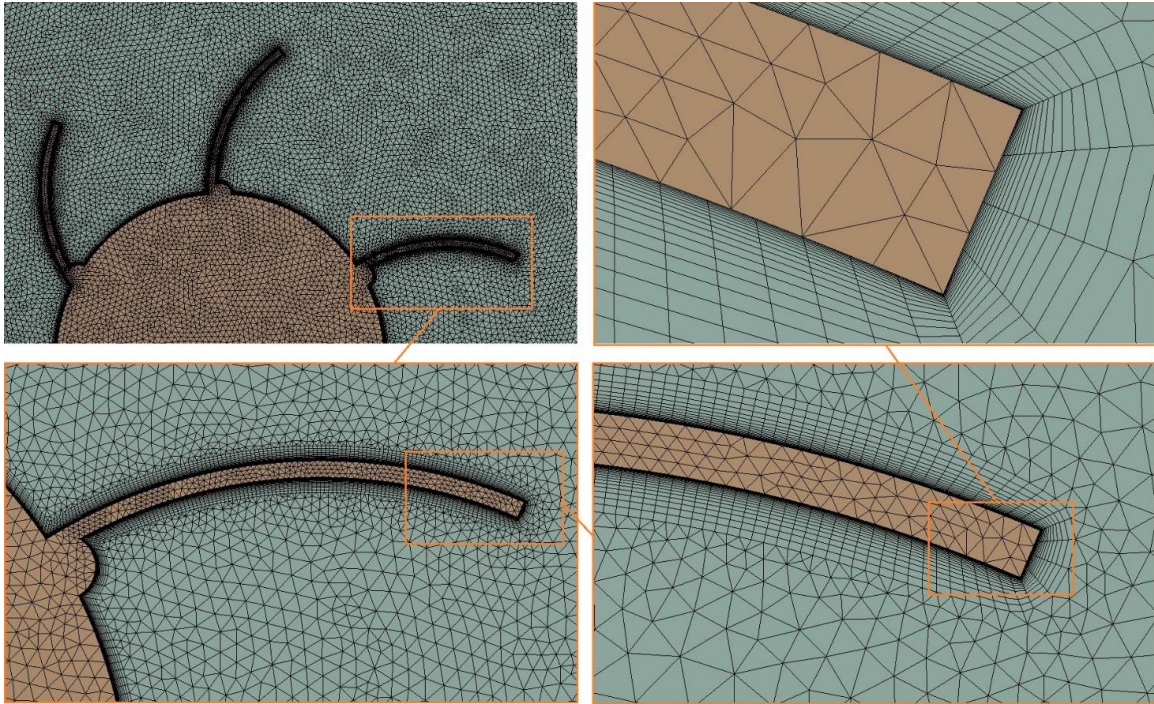
$$\frac{\partial F}{\partial t} + \vec{U} \cdot \nabla F = 0 \quad (16)$$

که در آن F کسر حجمی سیال مایع است که برای تعیین این که کدام المان‌ها از مایع پر شده‌اند و کدام خالی هستند به کار می‌رود. اگر $F = 0$ باشد، المان خالی و اگر $F = 1$ باشد المان از مایع پر شده است. در سطح تماس مایع و گاز، فشار استاتیکی برابر صفر است و نواحی پر شده توسط گاز به وسیله المان‌های خالی شبیه‌سازی شده و در حل جریان تأثیری ندارند.



شکل ۶. دامنه محاسباتی و مرزهای آن
Fig. 6. Computational domain and boundaries

پس از ترسیم هندسه توربین هانتز در نرم افزار کتیا^۱ نیاز به شبکه‌بندی دامنه محاسباتی است. برای دامنه حل، کانالی مشابه کانال تحقیق آزمایشگاهی با همان عرض و ۲۰ برابر قطر توربین انتخاب شد. توربین در دامنه حل به شکلی قرار داده شد که از ورودی دامنه به اندازه ۵ برابر قطر توربین (D_5) فاصله داشته باشد. همچنین در تمامی آنالیزها در غیاب سطح آزاد مرکز توربین دقیقاً در مرکز مقطع $x-z$ قرار دارد. ولی در آنالیزهای سطح آزاد فاصله توربین تا کف کانال به اندازه ۵ میلی‌متر تعبیه شده است. دامنه حل تعریف شده و مرزهای آن در شکل ۶ نمایش داده شده‌اند. در شکل ۷

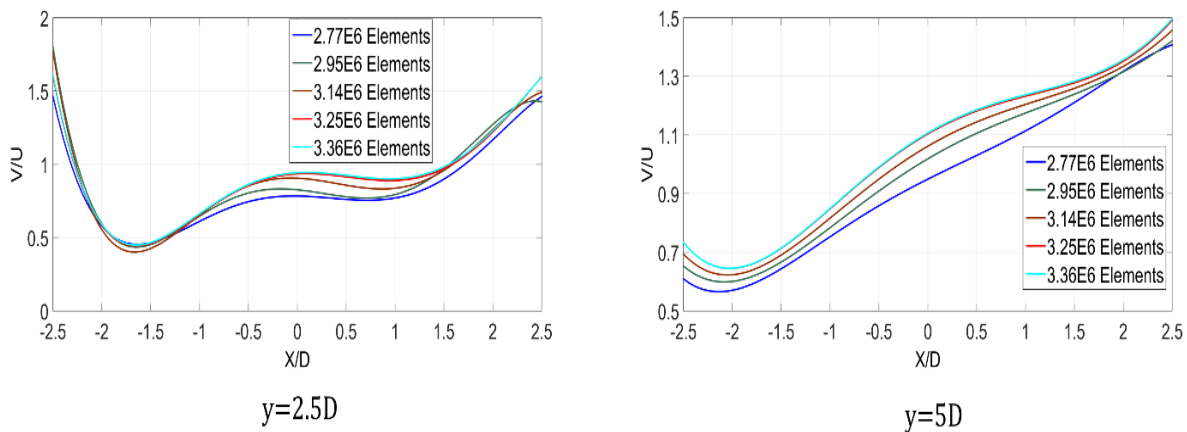


شکل ۸: ریز شدن شبکه در اطراف دیواره و نواحی تیز
Table 8. Fine mesh near walls

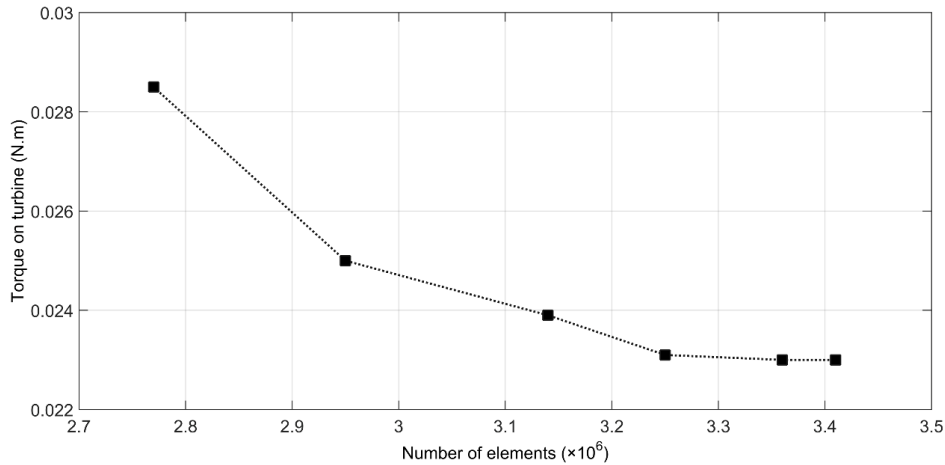
تغییر بسیار کمی رو به رو شده است، انتخاب گردید. شکل ۹ پروفیل بی بعد سرعت را در عرض کانالی با سطح مقطع 150×150 میلی‌متر مربع و سرعت سیال $6/0$ متر بر ثانیه و سرعت دورانی توربین 54 دور بر دقیقه و در دو مقطع فصل مشترک صفحات $y = \Delta D$ ($y = 0/3 \text{ m}$) و $y = 2/5 \Delta D$ ($y = 0/15 \text{ m}$) با صفحه $z = 0$ در پایین دست توربین نشان می‌دهد. همانطور که مشخص است از تعداد 3250000 المان، تغییر چندانی در پروفیل سرعت مشاهده نمی‌گردد. همچنین شکل ۱۰ بررسی استقلال نتایج گشتاور از تعداد شبکه را نشان می‌دهد.

منظور اطمینان بیشتر و دقت در نتایج در زیر لایه لزج و در نزدیکی دیواره‌ها از مش لایه مرزی با ضخامت اولین لایه 5 میکرون استفاده شده است. شبکه‌بندی و ریز شدن شبکه در نزدیکی دیواره‌ها در شکل ۸ مشخص است.

به منظور کاهش زمان و حجم محاسبات و داشتن دقت کافی در نتایج، تعداد شبکه بهینه مورد بررسی قرار گرفت. پروفیل سرعت در دو مقطع دامنه حل به همراه میانگین گشتاور وارد بر توربین به عنوان دو پارامتر ارزیابی تأثیر اندازه سلول محاسباتی بر روی حل استفاده شد و کمترین تعداد شبکه که به ازای آن پروفیل سرعت و گشتاور با



شکل ۹. استقلال پروفیل سرعت از شبکه در دو مقطع $y = \Delta D$ و $y = 2/5 \Delta D$
Fig. 9. Velocity profile mesh independency at sections $Y=2.5D$ and $Y=5D$



شکل ۱۰: شکل ۱۰ استقلال گشتاور از شبکه
Fig. 10. The turbine torque mesh independency

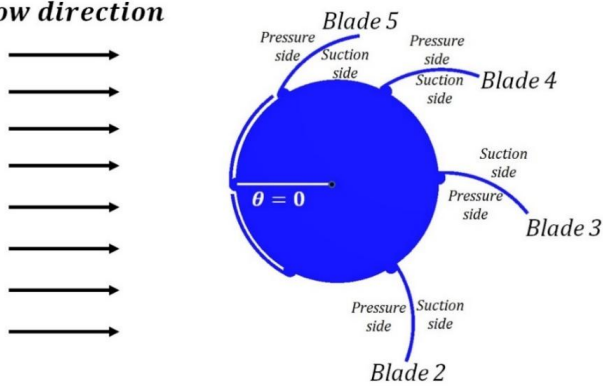
با دور شدن از درام Y^+ ابتدا کاهش و سپس با نزدیک شدن به میانه پره که جریان با مومنوم بیشتری به پره برخورد می‌کند افزایش دارد همچنین در نزدیکی نوک پره به دلیل آشفتگی بیشتر جریان Y^+ افزایش می‌یابد. در مجموع Y^+ برای هر چهار پره در تمامی نواحی، کوچک‌تر از ۱ است که نشان از مطلوبیت کیفیت شبکه در نزدیکی دیواره‌ها دارد.

در جدول ۳ مقادیر گشتاور و همچنین پارامتر سرعت در دو مختصات $(x = 0, y = 2/\Delta D, z = 0)$ و $(x = 0, y = \Delta D, z = 0)$ به ازای تعداد شبکه‌های مختلف آمده است. از تعداد ۳۲۵۰۰۰۰ المان، تغییر پارامتر سرعت در هر دو مقطع بسیار ناچیز است و گشتاور توربین نیز همگرا گردیده است. بنابراین تعداد ۳۲۵۰۰۰۰ المان مبنای محاسبات قرار گرفته است.

به منظور سنجش مطلوبیت کیفیت شبکه در نزدیکی دیواره پره‌ها، نیاز به بررسی Y^+ بر روی دیواره است. شکل ۱۱ توربین و موقعیت مکانی پره‌های آن را در زاویه چرخش ۰ درجه نشان می‌دهد. برای نمونه Y^+ چهار پره ۲، ۳، ۴ و ۵ که در این زاویه در ایجاد گشتاور بر روی توربین مؤثرند (پره ۵ در خلاف جهت حرکت) در هر دو سطح فشاری و مکشی آن‌ها، مورد بررسی قرار گرفته است.

شکل ۱۲، Y^+ پره‌های ۲، ۳، ۴ و ۵ را در صفحه $z = 0$ نشان می‌دهد. نسبت $\frac{b}{c}$ نمایانگر نسبت طول پره از محل اتصال به درام تا نوک پره است. همان‌طور که مشخص است روی طول پره ۲ که در حالت کاملاً باز در برابر جریان سیال قرار دارد.

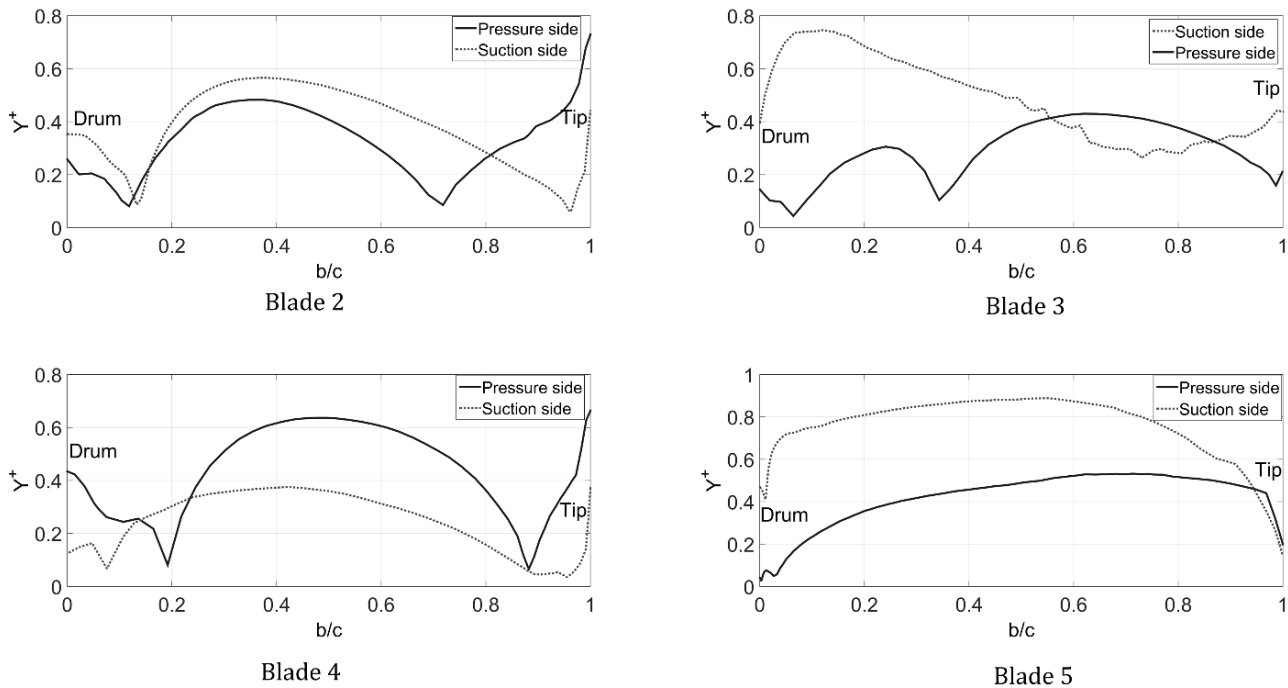
Flow direction



شکل ۱۱: موقعیت مکانی پره‌ها در زاویه ۰ درجه
Fig. 11. The blades position at $\theta=0^\circ$

جدول ۳. پارامترهای استقلال از شبکه
Table 3

تعداد شبکه ($\times 10^6$)	گشتاور توربین (N.m)	سرعت بی‌بعد در $(x = 0, y = 2/\Delta D, z = 0)$	سرعت بی‌بعد در $(x = 0, y = \Delta D, z = 0)$
۲/۷۷	۰/۰۲۸۵	۰/۷۹۴	۰/۹۵
۲/۹۵	۰/۰۲۵	۰/۸۳۷	۱/۰۱۹
۳/۱۴	۰/۰۲۳۹	۰/۹۰۵	۱/۰۶۳
۳/۲۵	۰/۰۲۳۱	۰/۹۳۸	۱/۱۰۴
۳/۳۶	۰/۰۲۳	۰/۹۴۴	۱/۱۰۷



شکل ۱۲. نمودار Y^+ روی پره‌ها در زاویه 0° درجه
Fig. 12

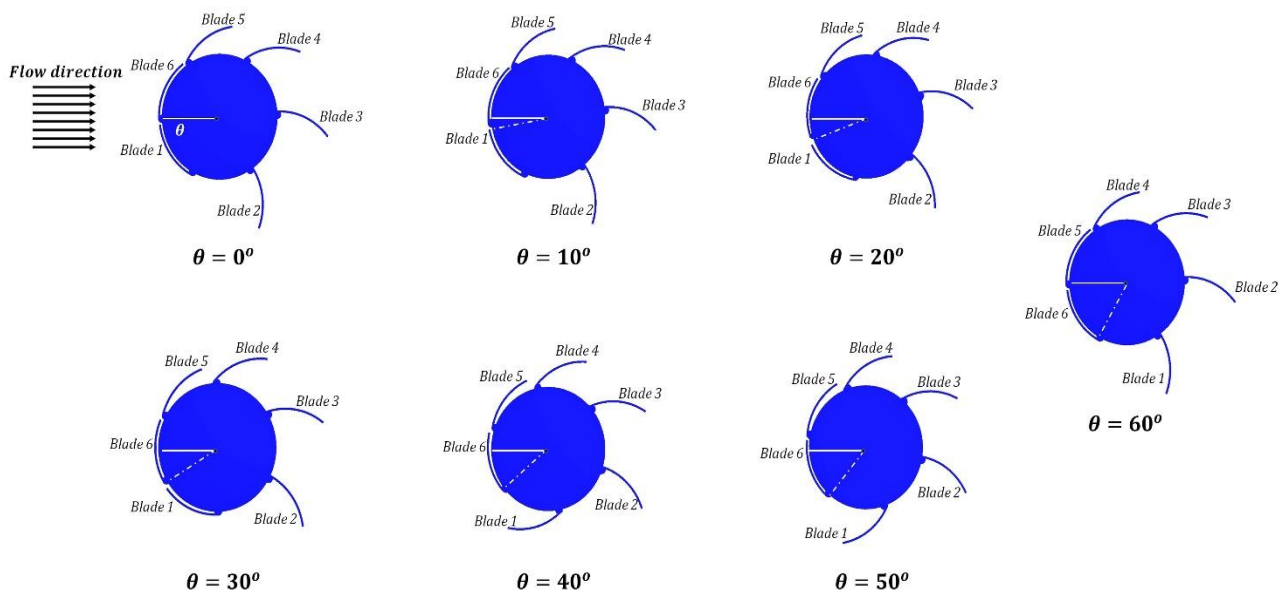
این گرادیان فشار، نیروی سیال وارد بر جسم را در زمان محاسبه می‌کند. یک دستگاه مختصات محلی در هر جسم متحرک (در این جا پره‌ها) قرار دارد و جسم نسبت به این دستگاه مختصات جابه‌جایی ندارد؛ بلکه خود دستگاه مختصات محلی نسبت به دستگاه مختصات اصلی دارای جابه‌جایی است [۲۵]. بنابراین با جداسازی پره‌ها از درام و تبدیل آن‌ها به یک دستگاه مختصات محلی و وارد نمودن تابع دو متغیره‌ی حرکت آن‌ها که یکی مکان زاویه‌ای نسبت به مرکز درام (مبدأ دستگاه مختصات اصلی) و دیگری مکان زاویه‌ای نسبت به محور پین اتصال پره و درام است، می‌توان حرکت دقیق پره‌ها را مدل‌سازی نمود. گشتاور، جابه‌جایی و سرعت خطی به دست آمده برای هر پره نسبت به محور پین آن است که به مرکز مختصات محلی (مرکز پره) مربوط است. با تغییر بازوی گشتاور و در نظر گرفتن فاصله بین مرکز پره تا مرکز درام، می‌توان گشتاور وارد بر هر پره را در هر گام زمانی نسبت به محور اصلی به دست آورد و با جمع مقادیر در هر گام زمانی گشتاور مجموع وارد بر توربین را محاسبه نمود.

یانگ و لاون [۲۳] در آنالیز تصویری جریان با استفاده از یک دوربین سرعت بالا، چگونگی حرکت پره‌های توربین هانترا را در طول چرخش توربین به ازای هر 10° درجه ثبت کرده‌اند. این محققین در بررسی آزمایشگاهی خود به این نتیجه رسیده‌اند که در صورت حفظ

همچنین با توجه به ماهیت شدیداً گذرای جریان، بررسی دیگری پیرامون استقلال نتایج از گام زمانی در حل گذرا نیز انجام گرفت. در نظر گرفتن تعداد المان بهینه به دست آمده در بررسی استقلال از شبکه، اندازه گام‌های زمانی به شکلی در نظر گرفته شد که توربین به ازای هر گام بین 0.34° تا 1° درجه بچرخد. در شرایطی که چرخش توربین به میزان 0.41° درجه به ازای هر گام است، مشاهده شد که در صورت کاهش گام زمانی از این میزان مقدار گشتاور میانگین همگرا خواهد شد و نتایج از گام زمانی مستقل می‌شوند.

برای مدل‌سازی دقیق حرکت پره‌های متحرک در حل گذرا از ماژول حرکت نرم افزار اتودسک استفاده گردید. نرم افزار اتودسک از یک تکنیک مش‌بندی همپوشانی^۱ به منظور مدل‌سازی برهمکنش بین جامدهای متحرک در سیال استفاده می‌کند. هنگامی که یک جامد متحرک از سیال عبور می‌کند، المان‌های جامد گره‌های سیال را می‌پوشانند؛ به این معنی که سرعت در آن نقاط تابعی از حرکت جامد است. چگالی شبکه یک جامد متحرک و سیال در مسیر آن باید به میزانی زیاد (یا به عبارتی مش باید به قدری ریز^۲) باشد تا دقیقاً برهمکنش بین جامد و سیال را نشان دهد. به دلیل حرکت جامد در سیال، گرادیان فشاری در آن به وجود می‌آید که اتودسک از طریق

1 Masking mesh
2 Fine mesh



شکل ۱۳: مکان و زوایای حرکت پره‌ها در طول یک دوره.
Fig. 13. The blades angle during one period

اعمال شد. ورودی مسئله در آنالیز در غیاب سطح آزاد برای هر سه ضریب انسداد ۶/۰ متر بر ثانیه، خروجی فشار محیط یک اتمسفر قرار داده شد و میدان جریان در هفت سرعت دورانی توربین که نشان‌دهنده ضریب جریان هستند مورد بررسی قرار گرفت. همچنین در آنالیز سطح آزاد دقیقاً از مقادیر سرعت ورودی جریان در هر تست و سرعت دورانی توربین‌ها در هفت ضریب جریان متفاوت در تعیین شرایط مرزی استفاده گردید.

شرایط مرزی اعمالی برای آنالیز در غیاب سطح آزاد در جدول ۴ و آنالیز سطح آزاد در جدول ۵ آمده است. مبدأ دستگاه مختصات دقیقاً در مرکز توربین واقع شده است.

ضریب جرم در مدل‌سازی‌های مختلف تجربی از توربین هانتر، تغییر ضریب جریان (سرعت دورانی توربین یا سرعت جریان برخوردی) تغییری در نحوه باز و بسته شدن پره‌ها نمی‌دهد. در تحقیق حاضر از یافته‌های آن‌ها به عنوان نقاط راهنمای مدل‌سازی حرکت پره‌ها به صورت پیوسته و در گام‌های زمانی استفاده شده است. در شکل ۱۳ مکان و زاویه پره‌ها در یک دوره در هر ۱۰ درجه چرخش نشان داده شده است.

با توجه به شرایط آزمایش، شرایط مرزی بر روی دامنه محاسبات

جدول ۴. شرایط مرزی برای آنالیزها در غیاب سطح آزاد
Table 4. The rigid lid simulations boundary conditions

شرایط مرزی	مرز
	صفحات جانبی
	$(x = \mp 0.075 \text{ m})$
دیواره ^۱	صفحه پایینی
	$(z = -0.0475 \text{ m})$
	صفحه بالایی
تقارن ^۲	$(z = 0.0475 \text{ m})$
	ورودی
سرعت نرمال: $V = 0.16 \text{ m/s}$	$(y = -0.3 \text{ m})$
	خروجی
فشار: $P = 0 \text{ Pa}$	$(y = 0.9 \text{ m})$
	درام توربین
دیواره چرخان ^۳	
حداقل سرعت: $N = 37 \text{ rpm}$	
حداکثر سرعت: $N = 75 \text{ rpm}$	
دیواره چرخان	پره‌ها

۲-۳- نتایج و بحث

در این بخش ابتدا نتایج آنالیز در غیاب سطح آزاد در بخش ۳-۲- مورد بررسی قرار گرفته است. نمودارهای ضریب قدرت و ضریب تراست در انسدادهای مختلف ارائه شده و پیرامون عملکرد توربین در ضرائب جریان مختلف با کمک کانتورهای فشار و سرعت میدان جریان بحث خواهد شد و در نهایت به گشتاور وارد بر هر پره و گشتاور مجموع وارد بر توربین در طول گام‌های زمانی و زاویه چرخش توربین پرداخته شده است. سپس در بخش ۳-۲- عملکرد توربین در سطح آزاد بررسی می‌شود. ابتدا نتایج عددی با نتایج تجربی صحت سنجی شده است و سپس با کمک کانتورهای فشار، میدان جریان در اطراف

جدول ۵. شرایط مرزی برای آنالیزهای سطح آزاد
Table 5. The free surface simulations boundary conditions

شرایط مرزی دامنه ۳	شرایط مرزی دامنه ۲	شرایط مرزی دامنه ۱	مرز
دیواره	دیواره	دیواره	صفحات جانبی ($x = \mp 0.075 \text{ m}$) صفحه پائینی ($z = -0.035 \text{ m}$)
سرعت نرمال: $V = 0.066 \text{ m/s}$ ارتفاع سیال: $h = 0.015 \text{ m}$	سرعت نرمال: $V = 0.06 \text{ m/s}$ ارتفاع سیال: $h = 0.015 \text{ m}$	سرعت نرمال: $V = 0.056 \text{ m/s}$ ارتفاع سیال: $h = 0.095 \text{ m}$	ورودی ($y = -0.03 \text{ m}$)
فشار: $P = 0 \text{ Pa}$ ارتفاع سیال: $h = 0.08 \text{ m}$	فشار: $P = 0 \text{ Pa}$ ارتفاع سیال: $h = 0.058 \text{ m}$	فشار: $P = 0 \text{ Pa}$ ارتفاع سیال: $h = 0.052 \text{ m}$	خروجی ($y = 0.09 \text{ m}$)
دیواره چرخان حداقل سرعت: $N = 44 \text{ rpm}$ حداکثر سرعت: $N = 79 \text{ rpm}$	دیواره چرخان حداقل سرعت: $N = 40 \text{ rpm}$ حداکثر سرعت: $N = 71 \text{ rpm}$	دیواره چرخان حداقل سرعت: $N = 36 \text{ rpm}$ حداکثر سرعت: $N = 66 \text{ rpm}$	درام توربین
دیواره چرخان	دیواره چرخان	دیواره چرخان	پره‌ها

توربین داشت. به شکلی که در ضریب انسداد $32/0$ ، مقدار بیشینه C_{Pow} به $132/0$ رسیده و با کاهش ضریب انسداد به $26/0$ و $2/0$ به ترتیب مقدار بیشینه ضریب قدرت به $0.84/0$ و $0.48/0$ رسید.

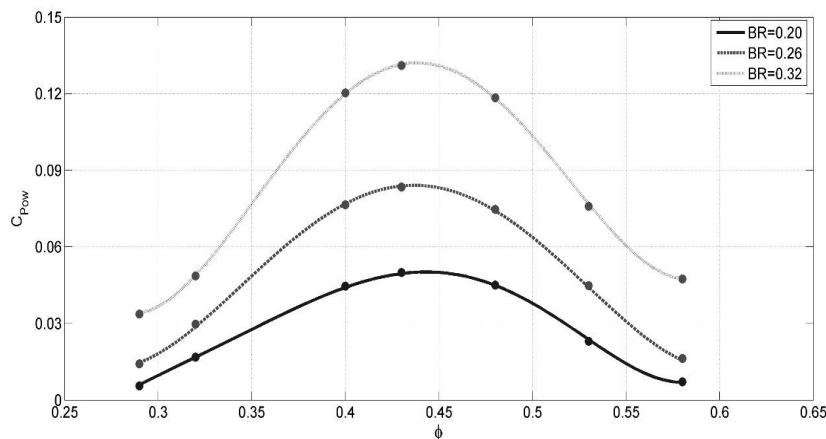
هر چه میزان انسداد بیشتر باشد، عرض منحنی ضریب قدرت بیشتر می‌گردد. همچنین با افزایش ضریب انسداد در محدوده‌ای از ضرائب جریان‌ها که حداکثر ضریب قدرت در آن رخ می‌دهد، شاهد افزایش قابل توجه ضریب قدرت هستیم به شکلی که در این محدوده فاصله‌ی منحنی‌های ضریب قدرت سه مورد بررسی شده بیشتر می‌گردد. این تفاوت‌ها را می‌توان به این صورت توضیح داد که چون نقطه طراحی (حداکثر بازدهی) توربین بین دو انتهای منحنی قرار دارد، پس در هر دو انتهای منحنی، توربین در برابر سیال به ترتیب

پره باز و گشتاور وارد بر آن تحلیل گردیده است.

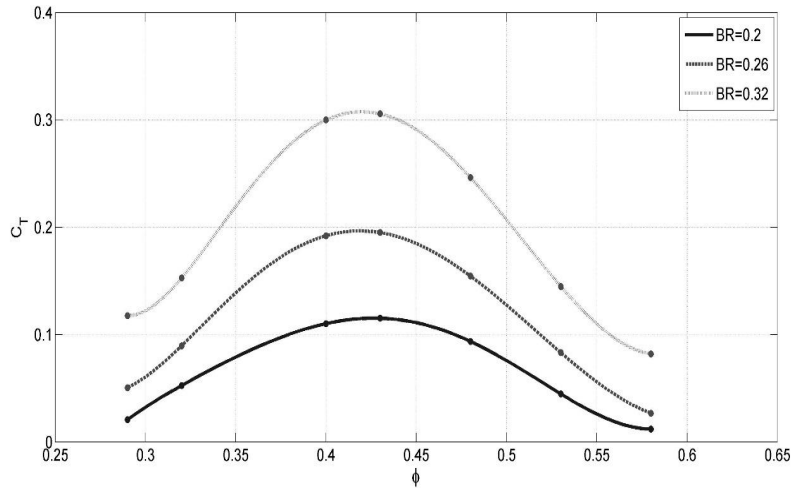
۳-۲-۱- آنالیز در غیاب سطح آزاد

شکل ۱۴، منحنی ضریب قدرت را نسبت به ضریب جریان در همه دامنه‌های مورد شبیه‌سازی نشان می‌دهد. هنگام مشاهده منحنی‌های C_{Pow} در شکل بالا موارد زیر قابل مشاهده است:

- یک منحنی ضریب قدرت برای توربین جریان دریایی شبیه یک زنگوله است. این شباهت در شکل بالا قابل مشاهده است.
- با تغییر ارتفاع دامنه و در نتیجه تأثیر انسداد توربین هیدرودینامیک جریان، این پدیده تأثیر بسزایی برای توان تولیدی



شکل ۱۴. نمودار ضریب قدرت بر حسب ضریب جریان در غیاب سطح آزاد.
Fig. 14. Power coefficient plot against flow coefficient-RL cases



شکل ۱۵. نمودار ضریب تراست بر حسب ضریب جریان در غیاب سطح آزاد
Fig. 15. Thrust coefficient plot against flow coefficient-RL cases.

توربین و ۳ ضریب جریان ۰/۳۲، ۰/۴۳ و ۰/۵۸، در ضریب انسداد ۰/۳۲ نشان داده شده است.

در طول چرخش توربین، اگر زمان یک دور کامل چرخش توربین، t در نظر گرفته شود، هر کدام از شش تیغه طی دوره $t/6$ فرایند باز شدن را اجرا می‌کنند. تیغه‌هایی که در این فرایند شرکت دارند، رفتار هیدرودینامیکی مشابهی دارند، بنابراین با نگاه به میدان فشار و سرعت در زمان $t/6$ (۶۰ درجه چرخش توربین) می‌توان به دید کلی پیرامون چگونگی هیدرودینامیک جریان در کل چرخش رسید.

همانطور که در شکل ۱۶ واضح است، در ۳ ضریب جریان، جریان از طریق فضای بین تیغه باز ($\theta = 0$) و دیواره به سرعت شتاب می‌گیرد که موجب افزایش شار انرژی جنبشی در مقایسه با سایر زاویه‌ها می‌شود. برای $\phi = 0/43$ ، سرعت جریان در نوک تیغه کاملاً باز بالاتر از موارد دیگر است که می‌تواند به عنوان توضیحی برای ضریب توان حداکثر در این نقطه در نظر گرفته شود. جدایش جریان^۱ منجر به افت ناگهانی سرعت در پایین دست می‌شود، که در نتیجه باعث تشکیل دنباله جریان^۲ و تفاوت فشار قابل توجه بین بالادست و پایین دست توربین می‌گردد.

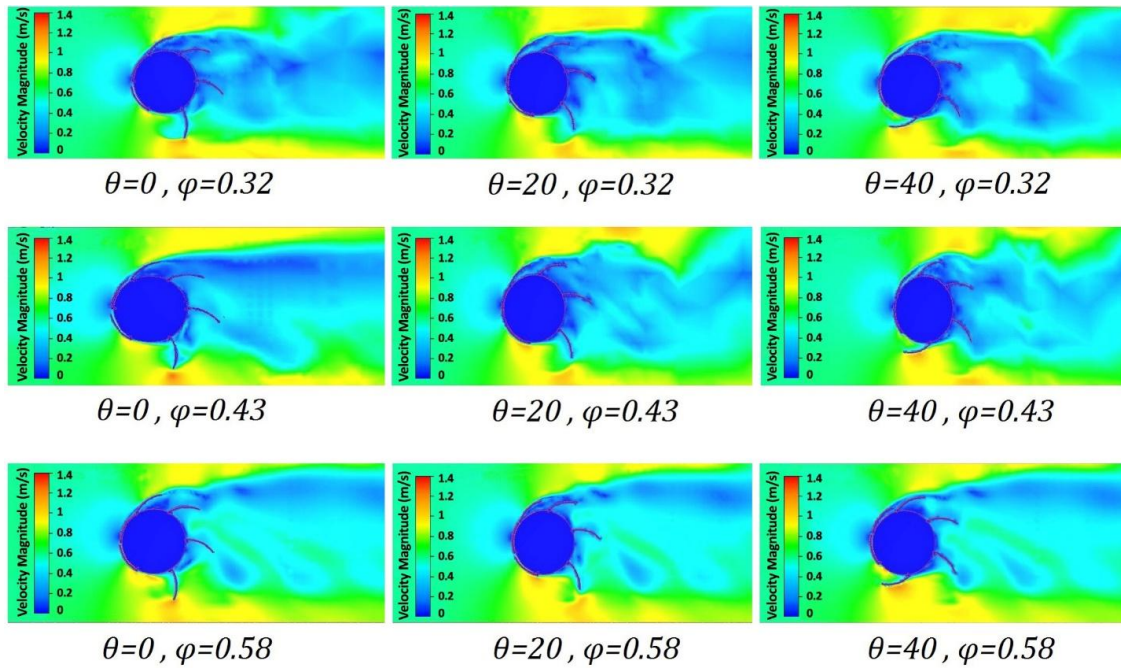
در شکل ۱۷ گرادیان فشار بین دو سمت فشاری و مکشی پره ۲ (در حالت کاملاً باز) در زاویه ۰ درجه نسبت به پره‌های باز یا در حال باز شدن دو زاویه دیگر قابل ملاحظه است و نشان می‌دهد گشتاور در این زاویه و روی پره کاملاً باز نسبت به زوایای دیگر بیشتر است. در زاویه ۰ درجه پره‌های ۱ و ۶ کاملاً در درام فشرده شده‌اند و در نتیجه

دارای مقاومت کم و زیاد است. به عبارت دیگر در ضریب جریان پایین به دلیل مقاومت کمتر سیال در برابر حرکت پره در فرآیند باز شدن، نیروی تراست سیال گذرنده از ناحیه توربین کمتر است. در ضرایب جریان بالا به دلیل افزایش سرعت دورانی توربین و افزایش مقاومت سیال، از دیدگاه تئوری المان پره به سبب افزایش سرعت دورانی پره و ثابت بودن سرعت سیال، نیروی تراست به دلیل کاهش نیروی درگ وارد بر سمت فشاری پره در حال باز شدن کاهش می‌یابد و در نتیجه گشتاور وارد بر پره در جهت حرکت کم می‌شود. شکل ۱۵ ضریب تراست متوسط وارد بر توربین در ضرایب جریان مختلف را نشان می‌دهد. ضریب تراست به صورت زیر تعریف می‌گردد:

$$C_T = \frac{Thrust}{0.5\rho AU^2} \quad (18)$$

که در آن $Thrust$ نیروی تراست، ρ چگالی آب، A مساحت سطح تصویر شده توربین و U سرعت جریان برخوردی است که در آنالیزها در غیاب سطح آزاد ثابت و برابر ۰/۶ متر بر ثانیه است. روند تغییرات ضریب تراست و ضریب قدرت در طول ضریب جریان از یک الگو تبعیت می‌کند. بیشترین ضریب تراست در ضریب جریان بهینه اتفاق می‌افتد که نشان می‌دهد بیشترین گشتاور در ضریب جریان بهینه به توربین وارد می‌شود. همچنین با افزایش ضریب جریان (افزایش سرعت دورانی توربین) از تراست روی توربین کاسته می‌شود. در شکل‌های ۱۶ و ۱۷، به ترتیب کانتورهای سرعت و فشار در صفحه $x-y$ در وسط دامنه حل ($z = 0$) برای ۳ زاویه مختلف

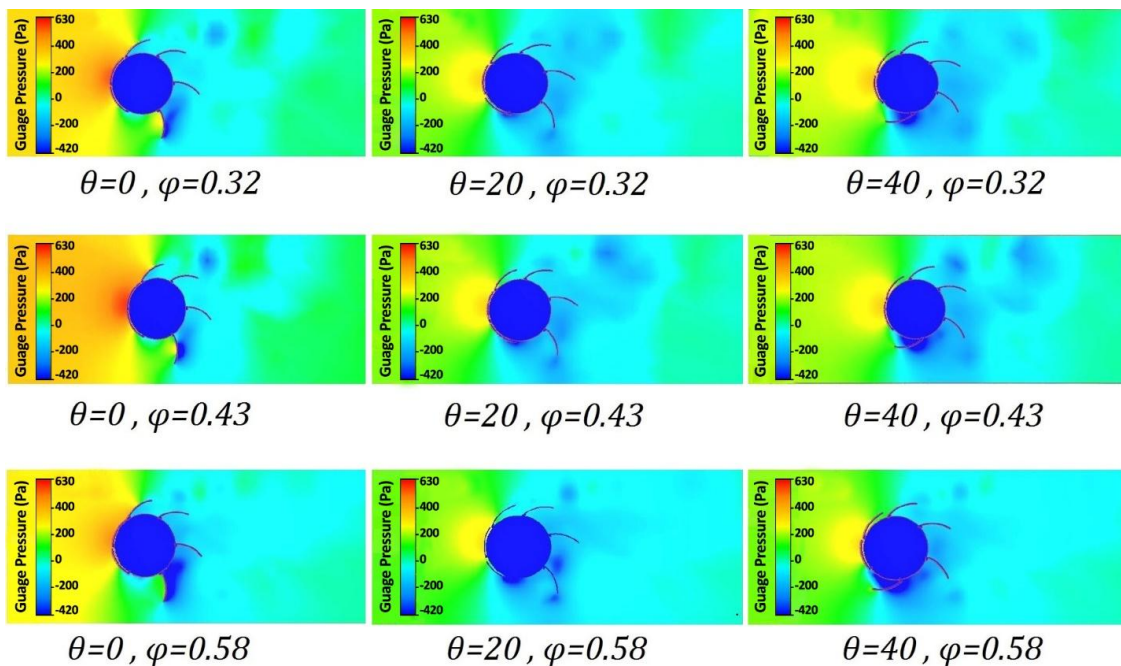
1 Flow separation
2 Flow wake



شکل ۱۶: تکانتور سرعت برای سه زاویه و سه ضریب جریان در صفحه $Z=0$
 Fig. 16. Velocity contours for three different blades angles and flow coefficients at section $z=0$

جریان مستقیم زاویه گرفته و در نتیجه آب به طور مستقیم به پره برخورد نمی کند و این باعث هدر رفت مقداری از شار انرژی جنبشی گذرنده از ناحیه می گردد. با افزایش زاویه توربین تا ۴۰ درجه، پره ۱ فرآیند باز شدن را ادامه می دهد و باعث می شود که اختلاف فشار در دو طرف مکش و فشاری این پره افزایش یابد؛ همچنین با باز شدن بیشتر و قرار گرفتن در برابر پره ۲ باعث می گردد که جریان برخوردی

در ایجاد گشتاور کل نقشی ندارند. اما هنگامی که توربین از زاویه ۰ گذر می کند، با ورود به زاویه ۲۰ درجه، یک اختلاف فشار بسیار کمی بین سطح فشاری و مکشی پره ۱ وجود دارد که بخشی از آن صرف باز شدن پره ۱ و چرخش روی پین می شود. تا زمان باز شدن پره ۱، تنها پره ۲ نقش اساسی در ایجاد گشتاور دارد که به دلیل موقعیت کاملاً باز آن است. با افزایش زاویه توربین، پره ۲ مقداری نسبت به



شکل ۱۷: تکانتور فشار برای سه زاویه و سه ضریب جریان در صفحه $Z=0$
 Fig. 17. Pressure contours for three different blades angles and flow coefficients at section $z=0$

جریان از بالا و پائین توربین و پره باز در حال عبور است، اثر دیواره بالا و پائین باعث شتاب گرفتن بیشتر سیال در قیاس با دو ضریب انسداد دیگر می‌گردد که در نتیجه شار انرژی جنبشی عبوری از ناحیه را زیاد می‌کند. علاوه بر این در ضریب انسداد ۰/۳۲، جدایش جریان در بالا و پائین پره باز بیشتر امتداد یافته که موجب افت فشار بیشتر در پائین دست پره می‌گردد.

در شکل ۲۰، مؤلفه گشتاور وارد بر پره اول نسبت به محور توربین در ۳۶۰ درجه دوران توربین در ضریب جریان متناظر با حداکثر توان (ϕ_{opt}) مشخص شده است. در راستای مقایسه بی‌بعد همه پارامترها، برای گشتاور نیز ضریبی به صورت زیر تعریف می‌گردد:

$$C_m = \frac{T}{0.5\rho R_c A U^2} \quad (19)$$

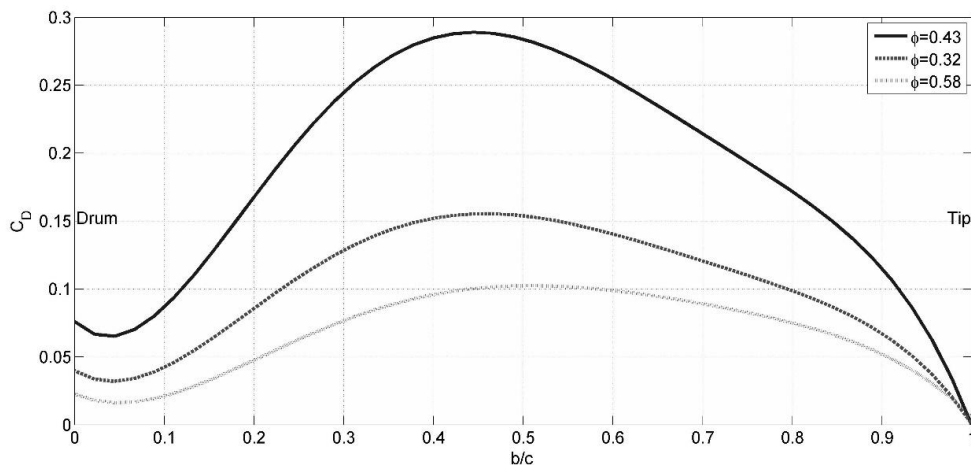
که در آن T گشتاور وارد بر پره یا توربین، ρ چگالی آب، A مساحت سطح تصویر شده توربین، R_c فاصله بین محور درام تا مرکز وتر پره در حالت کاملاً باز است و U سرعت جریان برخوردی است که در آنالیزها در غیاب سطح آزاد ثابت و برابر ۰/۶ متر بر ثانیه و در آنالیزهای سطح آزاد متغیر و برابر سرعت شرایط مرزی ورودی متناظر با هر شبیه‌سازی است.

در شروع فرآیند باز شدن که بین زوایای ۲۰ تا ۳۰ درجه اتفاق می‌افتد گشتاور سیر صعودی می‌گیرد که با افزایش ضریب انسداد شیب این صعود بیشتر است. بین زاویه ۵۰ تا ۶۰ درجه که پره تقریباً به طور کامل باز شده است بیشترین میزان گشتاور قابل مشاهده است که در مورد انسداد ۰/۳۲ تقریباً دو برابر انسداد ۰/۲۶ است. بین

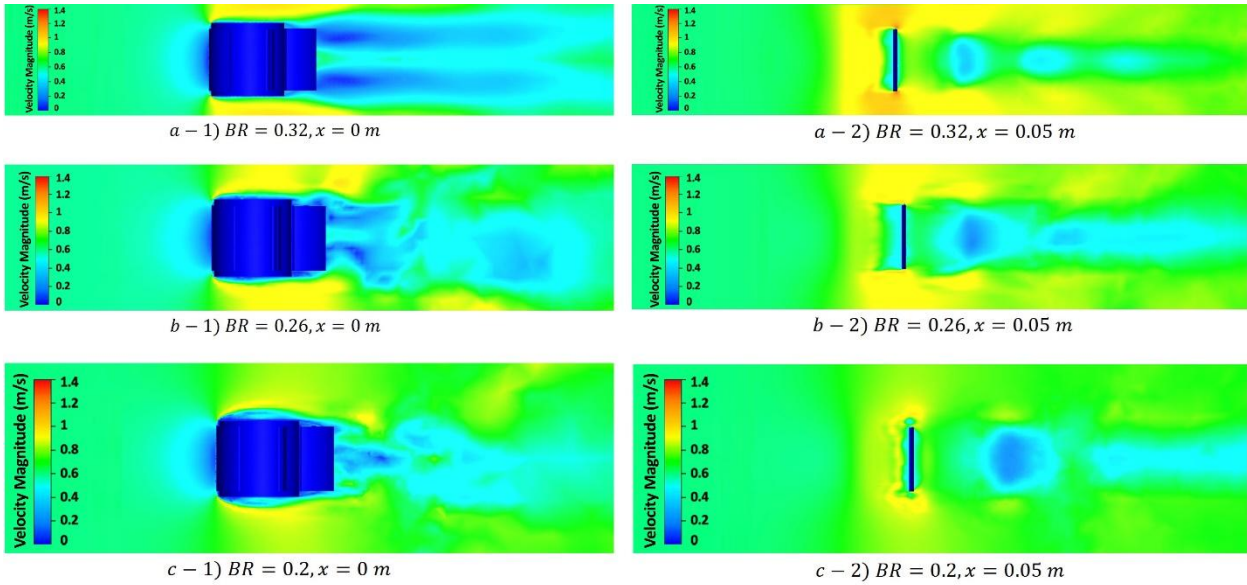
به پره ۲ به دو دلیل کوچک‌تر شدن سطح تصویر شده عمودی آن و کاهش فشار در پشت سمت مکشی پره ۱ و جلوی سمت فشاری پره ۲، کاهش یابد و گشتاور وارد بر پره ۲ نیز طبیعتاً کمتر می‌گردد و از این پس پره ۱ نقش مهم‌تری در تولید گشتاور برای توربین دارد و این مهم تا باز شدن کامل پره ۱ و تکرار فرآیند ذکر شده ادامه خواهد داشت. همچنین ملاحظه می‌شود که با افزایش ضریب جریان از ۰/۳۲ به ۰/۴۳ در همین زاویه چرخش، فشار در بالادست توربین ابتدا افزایش یافته و با افزایش ضریب جریان به ۰/۵۸ فشار بالادست کاهش می‌یابد. افزایش فشار در بالادست منجر به افزایش گرادیان فشار و افزایش نیروی درگ روی پره و نیروی تراست روی توربین می‌گردد.

در شکل ۱۸، نمودار درگ روی طول پره کاملاً باز، در زاویه چرخش ۰ درجه، در سه ضریب جریان و در صفحه $z = 0$ نشان داده شده است. در ضریب جریان بهینه ۰/۴۳ درگ حدوداً ۲ برابر درگ ضریب جریان ۰/۳۲ و ۳ برابر درگ ضریب جریان ۰/۵۸ است. با توجه به انحنای پره و جهت جریان بیشترین درگ در محدوده میانی پره است و هر چه به ابتدا و انتهای طول پره نزدیک می‌شویم از درگ کاسته می‌شود که با توجه به کاهش گرادیان فشار بین دو سمت مکشی و فشاری پره (شکل ۱۷) قابل توجیه است.

شکل ۱۹ کانتور سرعت در صفحه $y-z$ در زاویه $\theta = 0$ را در ضریب جریان بهینه و در سه ضریب انسداد ۰/۲، ۰/۲۶ و ۰/۳۲ در حالی که پره ۲ کاملاً باز است، در دو مقطع نشان می‌دهد. مقطع اول از وسط توربین در صفحه $x = 0$ می‌گذرد و مقطع دوم از وسط پره کاملاً باز در صفحه $x = 0.05$ عبور می‌کند. مقایسه بین میدان جریان نشان می‌دهد که در بیشترین ضریب انسداد هنگامی که



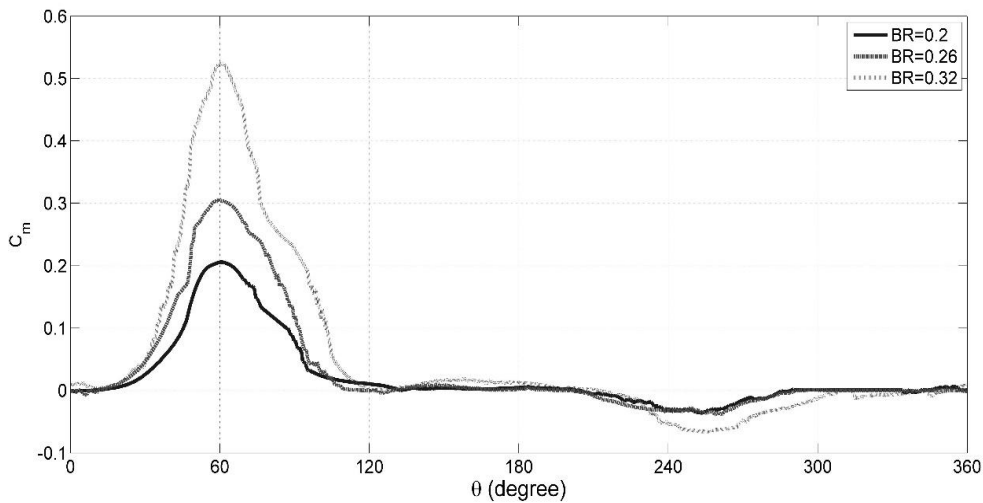
شکل ۱۸. درگ روی پره کاملاً باز در زاویه ۰ درجه و در ۳ ضریب جریان
Fig. 18. Drag coefficient on the fully opened span blade at $\theta=0^\circ$ and three flow coefficients



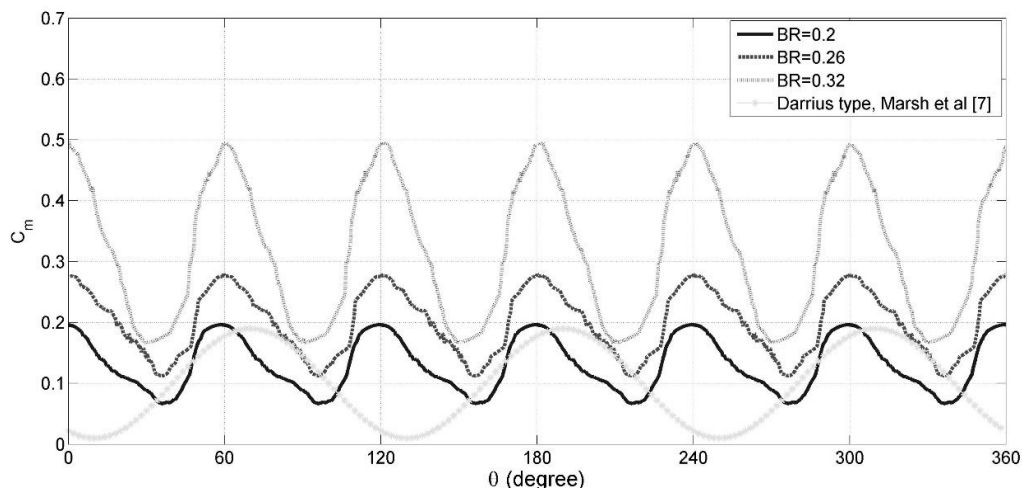
شکل ۱۹. کانتور سرعت در ضریب جریان بهینه واقع در صفحه $y-z$ در مقاطع $x=0$ (وسط دامنه حل) و $x=0.05$ m (وسط پره کاملاً باز در زاویه $\theta=0^\circ$)
 Fig. 19. Velocity contours at the $y-z$ cross-section of the domain (middle of the domain) and $x=0.05$ m (middle of the open blade), ϕ_{opt} , and $\theta=0^\circ$ for RL cases

شکل ۲۱ چگونگی تغییر گشتاور را در طول ۳۶۰ درجه دوران توربین نشان می‌دهد. همانطور که در شکل مشخص است، میزان گشتاور وارد بر توربین در ضریب انسداد ۰/۳۲، به ترتیب تقریباً ۳ و ۲ برابر ضریب انسداد ۰/۲۶ و ۰/۲ است. هنگامی که توربین در زاویه ۰ درجه قرار دارد به دلیل باز بودن کامل پره دوم توربین دارای حداکثر گشتاور ممکن است و این مسئله به تناوب در هر ۶۰ درجه چرخش که پره‌های دیگر در حالت کاملاً باز قرار می‌گیرند تکرار می‌شود. در زاویه ۳۰ درجه که پره اول کاملاً باز نشده است، پره چهارم در زاویه حدود ۲۱۰ درجه قرار دارد و گشتاور وارد آن بر منفی است و به

زوایای ۲۱۰ درجه تا حدود ۲۵۵ درجه که پره فرآیند بسته شدن را طی می‌کند به دلیل افزایش سطح تصویر شده پره در سمت مکش، جریان در جهت عکس حرکت توربین به پره نیرو وارد می‌کند و این باعث پدید آمدن گشتاوری در خلاف جهت حرکت می‌گردد و در نتیجه منفی خواهد شد. بررسی گشتاور توربین در ۳۶۰ درجه دوران آن در سه ضریب انسداد و در ضریب جریان بهینه نشان می‌دهد که نقش پره‌ای که فرآیند باز شدن را طی می‌کند در تولید گشتاور بسیار غالب است به شکلی که در ۶۰ درجه دوران توربین دیگر پره‌هایی که در شرف باز شدن نیستند، در تولید گشتاور نقش چندانی ندارند.



شکل ۲۰. گشتاور وارد روی پره ۱ در طول یک دور کامل توربین در غیاب سطح آزاد در ضریب جریان بهینه
 Fig. 20. Torque coefficient on individual blade 1 during one round turbine rotation at ϕ_{opt} -RL cases



شکل ۲۱. گشتاور بر روی توربین در یک دور چرخش توربین در غیاب سطح آزاد در ضریب جریان بهینه
Fig. 21. Torque coefficient on the turbine during one round turbine rotation at ϕ_{opt} -RL cases

۲-۳-۳- آنالیز سطح آزاد

در بخش مطالعه تجربی و در قسمت نتایج آزمایشگاهی برای مشخصه‌سازی جریان‌های روباز از عدد فرود بر مبنای ارتفاع توربین و عدد بی‌بعد نسبت عمق به ارتفاع استفاده گردید. در این قسمت نیز برای مشخصه‌سازی این جریان‌های شبیه‌سازی شده استفاده می‌گردد. ارتفاع سطح آزاد در کانال در مقطع توربین به تقریب مناسبی با ارتفاع سطح آزاد در تست‌ها یکسان است. در دامنه اول ارتفاع سطح آزاد $3/9$ سانتی‌متر، در دامنه دوم $8/10$ سانتی‌متر و در دامنه سوم $9/12$ سانتی‌متر است. بنابراین می‌توان جریان این جریان‌ها را به صورت زیر مشخصه‌سازی کرد.

شکل ۲۲، منحنی‌های ضریب قدرت را نسبت به ضریب جریان در همه دامنه‌های مورد شبیه‌سازی نشان می‌دهد. در منحنی ضریب قدرت نتایج آزمایشگاهی به منظور صحت سنجی نتایج آمده است. در منحنی‌های C_{Pow} مشاهده می‌گردد با افزایش عدد فرود توام با افزایش نسبت عمق به ارتفاع، ضریب قدرت افزایش پیدا می‌کند. به شکلی که در عدد فرود $Fr = 0.1860$ و $D_L = 1/583$ مقدار

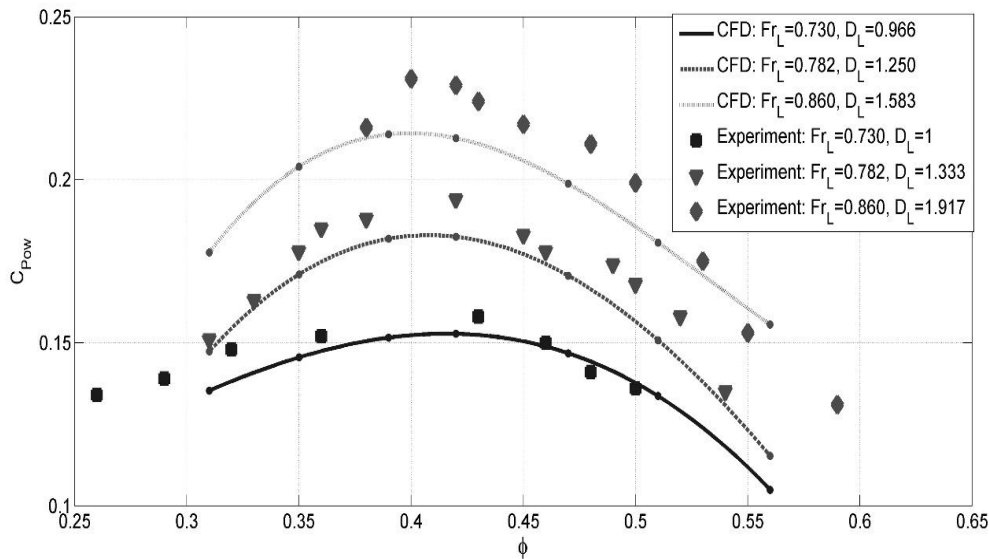
همین دلیل برآیند گشتاورهای وارد بر پره‌ها در کمترین مقدار خود قرار دارد و با عبور از این زاویه به دلیل افزایش گشتاور وارد بر پره اول با شیب زیاد دوباره گشتاور توربین روند صعودی می‌گیرد و در هر 60 درجه به تناوب با جایگزینی پره بعدی این فرآیند تکرار می‌گردد. بنابراین بیشترین گشتاور توربین در زاویه 0 درجه و کمترین آن در زاویه 30 درجه اتفاق می‌افتد. به منظور مقایسه گشتاور توربین هانتز با گشتاور سایر توربین‌ها در طول چرخش، گشتاور وارد بر توربین داریوس سه پره‌ای در هر زاویه چرخش آورده شده است. مقادیر این گشتاور در حالت ماکزیمم ضریب قدرت، برای سرعت جریان برخوردی آزاد $1/5$ متر بر ثانیه و نسبت سرعت لبه^۱ بهینه $2/75$ است. همانطور که مشخص است فاصله بین اکسترمم‌های گشتاور توربین هانتز در کمترین انسداد از این فاصله در توربین داریوس کمتر است که نشان‌گر کمتر بودن نوسانات گشتاور توربین هانتز و بیشتر بودن گشتاور میانگین وارد بر توربین است.

جدول ۶ مشخصات بی‌بعد شبیه‌سازی جریان‌های سطح آزاد

Table 6. Non-dimensional characteristic of the investigated free surface flows

D_L	$Fr_L = \frac{U}{\sqrt{gL_t}}$	$U \left(\frac{m}{s}\right)$	L_t (cm)	D_t (cm)	دامنه
0.1966	0.730	0.56	6	5/8	۱
1/250	0.782	0.60	6	7/5	۲
1/583	0.1860	0.66	6	9/5	۳

1 Tip Speed Ratio (TSR)



شکل ۲۲. نمودار ضریب قدرت بر حسب ضریب جریان در آنالیز سطح آزاد
 Fig. 22. Power coefficient plot against flow coefficient-FS cases

آنالیزها نشان می‌دهد که در شرایط سطح آزاد نیرو از دو طریق به پره‌ها وارد می‌گردد. از طرفی به دلیل اختلاف ارتفاع آب بین بالادست و پائین دست توربین، یک گرادیان فشار هیدرواستاتیکی در دو سمت مکشی و فشاری پره کاملاً باز ایجاد می‌شود که باعث وارد شدن نیروی هیدرولیکی به پره می‌گردد. از طرف دیگر به دلیل پدیده جدایش جریان در پایین دست پره باز افت فشار شدیدی که در ناحیه دنباله جریان رخ می‌دهد با فشار بیشتر هیدرواستاتیکی ناشی از ارتفاع سیال در سمت بالادست پره و قسمت فشاری آن همراه می‌گردد. این اختلاف فشار بین سمت مکشی و فشاری پره باعث افزایش نیروی هیدرودینامیکی وارد بر پره می‌گردد. شکل ۲۳ کانتور فشار را در صفحه $x = 0.05 \text{ m}$ ، در مقطع وسط پره توربین و در ضریب جریان بهینه نشان می‌دهد که درک بهتر پدیده کمک می‌کند. با افزایش ارتفاع سطح آزاد آب (افزایش نسبت عمق به ارتفاع)، فشار هیدرواستاتیکی ناشی از آن بر روی گشتاور وارد بر پره در حال باز شدن تأثیر فزاینده‌ای دارد که شکلی که ضریب گشتاور برای هر سه جریان تنها در زوایای بین ۳۰ تا ۶۰ درجه که پره فرآیند باز شدن را طی می‌کند و سپس از زاویه ۶۰ تا ۱۲۰ درجه که پره کاملاً باز است متفاوت است و این افزایش گشتاور با افزایش نسبت عمق به ارتفاع رابطه مستقیم دارد. در فرآیند بسته شدن که از زاویه حدود ۱۸۰ درجه شروع شده و تا ۳۰۰ درجه ادامه می‌یابد ضرائب گشتاور برای سه انسداد، تقریباً تفاوتی ندارد و نشان می‌دهد که اثر نسبت عمق به

بیشینه C_{Pow} به ۰/۲۱۳ رسیده و $Fr = 0.782$ و $D_L = 1.250$ بیشینه C_{Pow} به ۰/۱۸۴ و $Fr = 0.730$ و $D_L = 0.966$ بیشینه ضریب قدرت به ۰/۱۵۳ رسید.

تفاوت نتایج عددی با داده‌های آزمایش در دامنه سوم به این دلیل است که ارتفاع آب در مقطع توربین در شبیه‌سازی جریان سوم، از ارتفاع آب در بررسی تجربی همین جریان اندکی کمتر شده است بنابراین عمق توربین از سطح آزاد در حالت عددی از عمق توربین بخش تجربی کمتر است. متعاقباً نسبت عمق به طول D_L در شبیه‌سازی جریان سوم از نسبت عمق به طول در بررسی تجربی همین حالت کمتر شده است. به همین دلیل فشار هیدرواستاتیکی در بالادست توربین اندکی کاهش یافته و در نتیجه نیروی وارد بر پره‌ها در حالت باز شدن یا کاملاً باز شده کاهش می‌یابد. از اینرو منحنی عملکرد مدل‌سازی یاد شده از منحنی عملکرد داده‌های آزمایش اندکی پائین‌تر است.

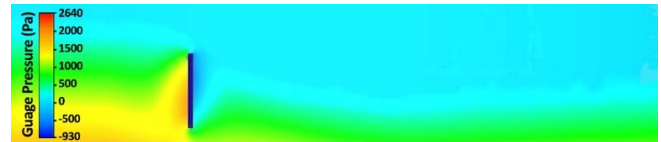
همانطور که مشخص است ضریب قدرت در هنگام وجود سطح آزاد بسیار بیشتر از ضریب قدرت در مواردی است که اثر سطح آزاد اعمال نمی‌گردد. این افزایش به دلیل وجود هد ارتفاع جریان سیال است که نیروی بسیار بیشتری به توربین و پره‌های آن وارد می‌کند. همانند آنالیزها در غیاب سطح آزاد ضریب جریان بهینه بین ۰/۴ تا ۰/۴۳ است هر چند وابستگی دقیقی بین مقدار ضریب جریان بهینه و اعداد بی‌بعد مشخصه جریان مشاهده نمی‌گردد.

در هر ۶۰ درجه این وضعیت به صورت تناوبی تکرار می‌گردد. کمترین مقدار گشتاور نیز در زاویه بین ۳۰ تا ۴۰ درجه (حدوداً ۳۵ درجه) اتفاق می‌افتد که به تناوب در هر ۶۰ تکرار می‌گردد.

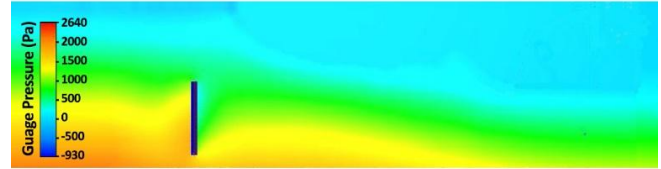
بنابراین هر چه نسبت عمق به ارتفاع توربین بیشتر باشد به دلیل تفاوت شدید فشار در دو سمت فشاری و مکشی، گشتاور بیشتر خواهد شد. این مهم در هنگام فرآیند باز شدن پرها کاملاً مشخص است، به شکلی که شیب افزایش گشتاور وارد بر پره در حالت سطح آزاد بسیار بیشتر از شیب افزایش گشتاور در غیاب سطح آزاد است و هر چه پره بازتر می‌شود به دلیل اینکه مساحت مؤثر تصویر شده پره بیشتر می‌گردد، فشار هیدرواستاتیکی رو آن افزایش یافته و نیروی سیال وارد بر آن بیشتر می‌شود.

۴- نتیجه‌گیری

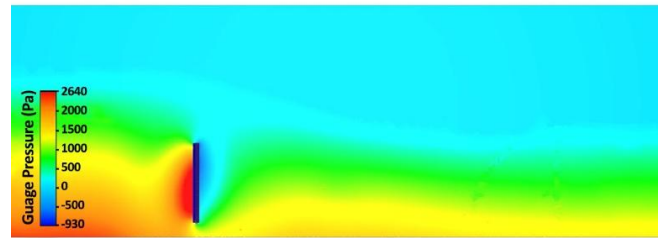
توربین هانتر دارای ۶ پره و استوانه‌ای به قطر ۶۰ میلی‌متر و نسبت منظری یک است که دوره تناوب چرخش آن ۶۰ درجه است. به این صورت که در هر ۶۰ درجه هر کدام از پرها کاملاً رفتار هیدرودینامیکی یکسانی دارند. بررسی تجربی و عددی عملکرد این توربین در یک کانال روباز به طول یک متر و عرض پانزده سانتی‌متر در دستور کار قرار گرفت. نتایج مطالعه تجربی نشان داد بیشترین ضریب قدرت در ضریب جریان حدود ۴/۰ تا ۴۳/۰ اتفاق می‌افتد. با افزایش عدد فرود بر مبنای ارتفاع توربین و نسبت عمق به ارتفاع، ضریب قدرت افزایش یافته و بازدهی توربین بیشتر می‌گردد به شکلی که در ضریب جریان بهینه، ضریب قدرت برای $Fr_L = 0.730$ و $D_L = 1$



a) $Fr_L = 0.730, D_L = 0.966$



b) $Fr_L = 0.782, D_L = 1.25$



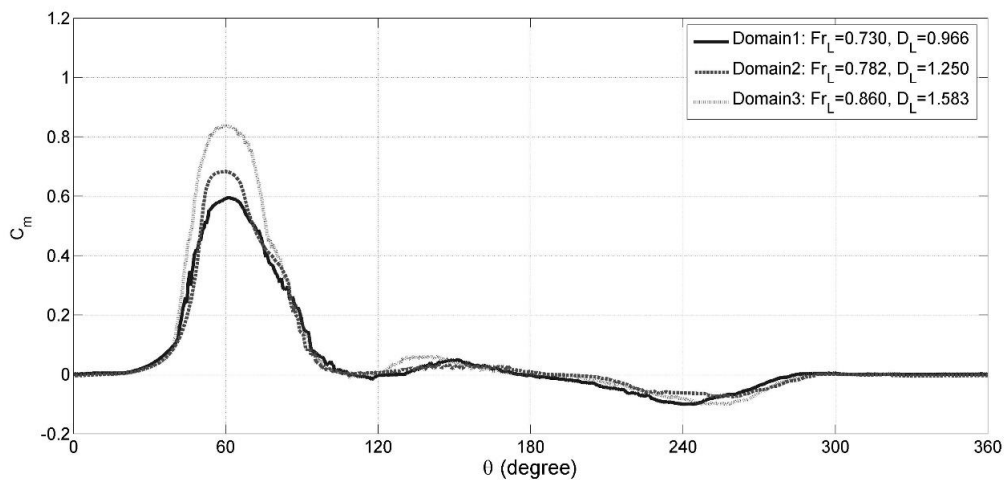
c) $Fr_L = 0.860, D_L = 1.583$

شکل ۲۳. کانتورهای فشار سطح آزاد در ضریب جریان بهینه واقع در صفحه در مقطع وسط پره کاملاً باز $x=0.05$ m

Fig. 23. Pressure distribution at y-z section ($x=0.05$ m), $\phi=0.42$, and $\theta=0^\circ$

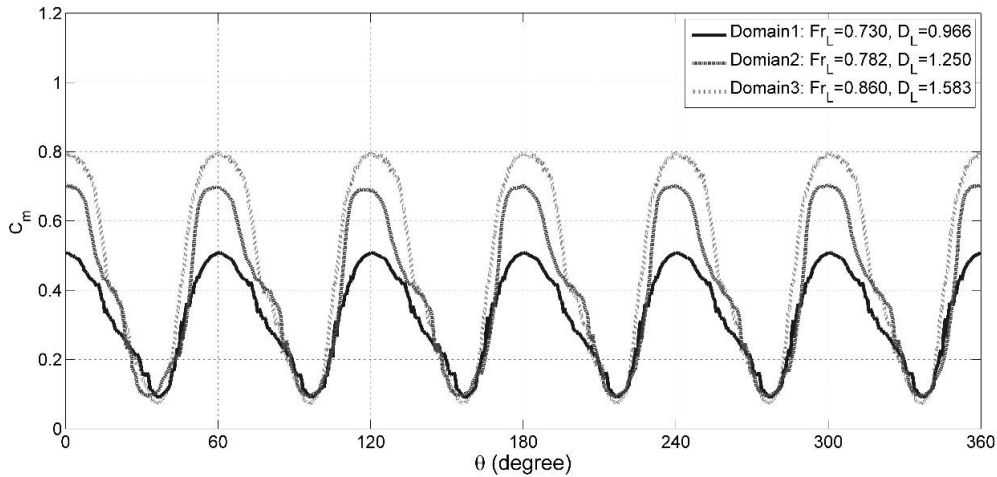
ارتفاع تنها در فرآیند باز شدن پره تأثیر مستقیم می‌گذارد. شکل ۲۴، ضریب گشتاور وارد بر پره اول را در ضریب جریان بهینه برای ۳۶۰ درجه چرخش توربین نشان می‌دهد.

در شکل ۲۵، نمودار ضریب گشتاور بر حسب زاویه گردش توربین برای سه جریان در طول ۳۶۰ درجه گردش توربین در ضریب جریان بهینه آمده است. نمودار نشان می‌دهد که مشابه آنالیزها در غیاب سطح آزاد بیشترین مقدار گشتاور در زاویه ۰ درجه اتفاق می‌افتد و



شکل ۲۴. گشتاور بر روی پره ۱ در طول یک دور کامل توربین در آنالیز سطح آزاد در ضریب جریان بهینه

Fig. 24. Torque coefficient on individual blade 1 during one round turbine rotation at ϕ_{opt} -FS cases



شکل ۲۵. گشتاور بر روی توربین در یک دور چرخش توربین در آنالیز سطح آزاد در ضریب جریان بهینه
Fig. 25. Torque coefficient on the turbine during one round turbine rotation at ϕ_{opt} -FS cases

تفاوت اصلی در ضرایب قدرت جریانات نه به دلیل افزایش سرعت، که به دلیل افزایش هد ارتفاع آب (افزایش نسبت عمق به ارتفاع) و جذب آن توسط توربین باشد. در بررسی گشتاور وارد بر پره و توربین تنها بین زوایایی که پره تقریباً باز است اختلاف شیب منحنی گشتاور بین سه جریان بالاست.

فهرست علائم

فشار ($\text{kgm}^{-1}\text{s}^{-2}$)	P
سرعت جریان برخوردی (ms^{-1})	U
شتاب گرانش (ms^{-2})	g
عمق توربین (cm)	D_t
طول ارتفاع توربین (cm)	L_t
نسبت عمق به ارتفاع توربین	D_L
عدد فرود بر مبنای ارتفاع توربین	Fr_L
شعاع درام توربین (mm)	R
فاصله بین محور درام و مرکز پره هنگامی که پره باز است (mm)	R_C
سطح تصویر شده توربین (mm^2)	A
ضریب قدرت	C_{Pow}
ضریب گشتاور	C_m
گشتاور (kgms^{-2})	T
عرض کانال (cm)	w
ارتفاع کانال (cm)	h
ضریب انسداد	BR
ارتفاع توربین از کف کانال (cm)	h_t
	علائم یونانی
چگالی (kgm^{-3})	ρ
زاویه چرخش توربین	θ
سرعت زاویه (s^{-1})	ω
ضریب جریان	ϕ
	زیرنویس‌ها
بهینه	Opt
مقیاس طولی توربین (ارتفاع)	L

برابر 0.1158 و $Fr_L = 0.782$ و $D_L = 1.250$ و 0.194 و برای $Fr_L = 0.860$ و $D_L = 1.583$ است. به منظور بررسی دقیق‌تر رفتار هیدرودینامیکی جریان گذرنده از توربین هانتر، جریان گذرنده از توربین در نرم‌افزار اتودسک سی‌اف‌دی ۲۰۱۷ مدل‌سازی عددی گردید. با توجه به ماهیت شدیداً گذرای جریان در توربین‌های دریایی جزر و مدی مشابه توربین هانتر و تاثیرات باز و بسته شدن پره‌های توربین هانتر روی متغیرهای هیدرودینامیکی در زمان، از حل گذرا استفاده شد. میدان جریان به دو صورت در غیاب سطح آزاد و شبیه‌سازی سطح آزاد با استفاده از رهیافت حجم سیال، مدل‌سازی گردید. برای مدل‌سازی از مدل آشفتگی SST $k-\omega$ استفاده شد. در مدل‌سازی در غیاب سطح آزاد، انسدادهای به مقادیر 0.32 ، 0.26 و 0.2 ایجاد شد. نتایج نشان داد که مطابق داده‌های آزمایشگاهی ضریب جریان متناظر با بیشترین ضریب قدرت بین 0.4 تا 0.43 اتفاق می‌افتد و بیشینه ضریب قدرت برای انسداد 0.23 ، $13/28$ درصد است که به شکل چشم‌گیری از انسداد 0.26 به مقدار $8/44$ درصد و 0.2 به مقدار $4/83$ درصد بزرگتر است. در مدل‌سازی سطح آزاد با استفاده از روش حجم سیال، بررسی نتایج نشان داد که تطابق نسبتاً مناسبی بین نتایج عددی و آزمایشگاهی وجود دارد به شکلی که در عدد فرود $Fr = 0.860$ و $D_L = 1/583$ مقدار بیشینه C_{Pow} به $21/3$ درصد رسیده است که در مقایسه با داده آزمایشگاهی مشابه $7/7\%$ انحراف را نشان می‌دهد که به دلیل تفاوت اندک نسبت عمق به ارتفاع توربین در کار عددی و تجربی طبیعی به نظر می‌رسد. با بررسی کانتورهای فشار و سرعت به نظر می‌رسد

- an axial wind turbine with the most power during absorbing flow kinetic energy, *Amirkabir Journal of Mechanical Engineering*, 50(4) (2018) 181-190 (In Persian).
- [12] P. Marsh, D. Ranmuthugala, I. Penesis, G. Thomas, The influence of turbulence model and two and three-dimensional domain selection on the simulated performance characteristics of vertical axis tidal turbines, *Renewable energy*, 105 (2017) 106-116.
- [13] N. Akbari, a. abdoalahifar, Performance investigation of hybrid Darrieus-Savonius wind turbine compared to straight-bladed Darrieus turbine by Three-dimensional numerical simulation, *Amirkabir Journal of Mechanical Engineering*, (2018) - (In Persian).
- [14] H. Rahmani, M. Biglari, M.S. Valipour, K. Lari, Assessment of the numerical and experimental performance of screw tidal turbines, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, (2018) 0957650917753778.
- [15] B. Chen, S. Su, I.M. Viola, C.A. Greated, Numerical investigation of vertical-axis tidal turbines with sinusoidal pitching blades, *Ocean Engineering*, 155 (2018) 75-87.
- [16] Y. Ma, W.H. Lam, Y. Cui, T. Zhang, J. Jiang, C. Sun, J. Guo, S. Wang, S.S. Lam, G. Hamill, Theoretical vertical-axis tidal-current-turbine wake model using axial momentum theory with CFD corrections, *Applied Ocean Research*, 79 (2018) 113-122.
- [17] B. Chen, S. Cheng, T.-c. Su, H. Zhang, Numerical investigation of channel effects on a vertical-axis tidal turbine rotating at variable speed, *Ocean Engineering*, 163 (2018) 358-368.
- [18] B. Mannion, S.B. Leen, V. McCormack, S. Nash, Numerical Modelling of a Variable-Pitch, Vertical Axis Tidal Turbine Incorporating Flow Acceleration, in: *ASME 2018 37th International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering*, American Society of Mechanical Engineers, 2018, pp. V07AT06A030-V007AT006A030.
- [1] M. Kadiri, R. Ahmadian, B. Bockelmann-Evans, W. Rauen, R. Falconer, A review of the potential water quality impacts of tidal renewable energy systems, *Renewable and sustainable energy reviews*, 16(1) (2012) 329-341.
- [2] A.V. Da Rosa, *Fundamentals of renewable energy processes*, Academic Press, 2012.
- [3] O.B. Yaakob, K. Tawi, D.S. Sunanto, Computer simulation studies on the effect overlap ratio for savonius type vertical axis marine current turbine, *Int. J. Eng. Trans. A Basics*, 23 (2010) 79-88.
- [4] Y. Li, S.M. Calisal, Three-dimensional effects and arm effects on modeling a vertical axis tidal current turbine, *Renewable energy*, 35(10) (2010) 2325-2334.
- [5] Y. Li, S.M. Çalişal, Numerical analysis of the characteristics of vertical axis tidal current turbines, *Renewable Energy*, 35(2) (2010) 435-442.
- [6] I. Masters, R. Malki, A.J. Williams, T.N. Croft, The influence of flow acceleration on tidal stream turbine wake dynamics: A numerical study using a coupled BEM-CFD model, *Applied Mathematical Modelling*, 37(16-17) (2013) 7905-7918.
- [7] P. Marsh, D. Ranmuthugala, I. Penesis, G. Thomas, Three-dimensional numerical simulations of straight-bladed vertical axis tidal turbines investigating power output, torque ripple and mounting forces, *Renewable Energy*, 83 (2015) 67-77.
- [8] P. Bachant, M. Wosnik, B. Gunawan, V.S. Neary, Experimental study of a reference model vertical-axis cross-flow turbine, *PloS one*, 11(9) (2016) e0163799.
- [9] Q. Sheng, F. Jing, L. Zhang, N. Zhou, S. Wang, Z. Zhang, Study of the hydrodynamic derivatives of vertical-axis tidal current turbines in surge motion, *Renewable Energy*, 96 (2016) 366-376.
- [10] A.A. Veisi, M.H. Shafiei Mayam, Turbulent structures in the wake of a wind turbine using Large Eddy Simulation, *Amirkabir Journal of Mechanical Engineering*, (2017) - (In Persian).
- [11] M. Rad, A. Zahedi Nejad, Fabrication and test of

- finite width turbine array, *Renewable Energy*, 88 (2016) 317-324.
- [23] B. Yang, C. Lawn, Fluid dynamic performance of a vertical axis turbine for tidal currents, *Renewable Energy*, 36(12) (2011) 3355-3366.
- [24] S. Derakhshan, M. Ashoori, A. Salemi, Experimental and numerical study of a vertical axis tidal turbine performance, *Ocean Engineering*, 137 (2017) 59-67.
- [25] <https://knowledge.autodesk.com>
- [26] H.K. Versteeg, W. Malalasekera, *An introduction to computational fluid dynamics: the finite volume method*, Pearson Education, 2007
- [19] C.A. Consul, R.H. Willden, S.C. McIntosh, Blockage effects on the hydrodynamic performance of a marine cross-flow turbine, *Phil. Trans. R. Soc. A*, 371(1985) (2013) 20120299.
- [20] X. Bai, E. Avital, A. Munjiza, J. Williams, Numerical simulation of a marine current turbine in free surface flow, *Renewable Energy*, 63 (2014) 715-723.
- [21] J. Yan, X. Deng, A. Korobenko, Y. Bazilevs, Free-surface flow modeling and simulation of horizontal-axis tidal-stream turbines, *Computers & Fluids*, 158 (2017) 157-166.
- [22] C. Vogel, G. Houlby, R. Willden, Effect of free surface deformation on the extractable power of a