



بررسی اثر زاویه گام و طول وتر پره بر ضریب توان توربین انرژی جنبشی آب

محمد مهدی نیکوهمت¹، ایمان خزایی^{2*}، آرمان محسنی²، سید حسین مهاجری³

1- دانشجوی کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه شهید بهشتی، تهران

2- استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه شهید بهشتی، تهران

3- استادیار، مهندسی عمران، دانشگاه آزاد اسلامی واحد علوم و تحقیقات، تهران

* تهران، صندوق پستی 1653846555، i_khazaei@sbu.ac.ir

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: 30 دی 1395

پذیرش: 19 فروردین 1396

ارائه در سایت: 06 خرداد 1396

کلید واژگان:

توربین انرژی جنبشی آب

زاویه گام

اندازه وتر

ضریب توان

چکیده

عملکرد توربین‌های انرژی جنبشی آب بستگی به عوامل مختلفی از قبیل پارامترهای هندسی پره (زاویه گام، اندازه وتر، شکل هیدروفیل مورد استفاده و ...)، پارامترهای سینماتیکی (نظیر سرعت جریان آب، سرعت دورانی و ...) و همچنین عواملی مانند نسبت نوک سرعت، موقعیت قرارگیری توربین در کانال دارد. در این پروژه با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی و نرم افزار تجاری آنسیس فلونت 16 به شبیه سازی توربین انرژی جنبشی آب پرداخته شده است. در حل عددی از مدل مرجع مختصات چندگانه و مدل آشفتگی تنش برشی انتقالی استفاده شده است. برای اطمینان از نتایج عددی استقلال از شبکه مورد بررسی قرار گرفته است. همچنین تحلیل عددی با نتایج تجربی اعتبارسنجی شده است. ابتدا برای بررسی اثر زاویه گام پره و طول وتر روی ضریب عملکرد، سه اندازه‌ی مختلف وتر در نظر گرفته شده است و زاویه گام‌های مختلف (0° تا 16°) در نسبت نوک سرعت متفاوت (2.17 تا 6.22) مورد بررسی قرار گرفته و بیشترین ضریب توان به مقدار 38 در زاویه 10° و طول وتر 1.676 cm اتفاق می‌افتد. براساس نتایج زاویه گام و اندازه وتر روی تعویق واماندگی مؤثر می‌باشد.

Effects of chord length, blade pitch angle on hydrokinetic turbine's power coefficient

Mohammad Mahdi Nikoohemat¹, Iman Khazaei^{1*}, Arman Mohseni¹, Seyyed Hossein Mohajeri²

1- Mechanical and Energy Engineering Department, Shahid Beheshti University, Tehran, Iran

2- Department of Civil Engineering, Science and Research Branch Islamic Azad University, Tehran, Iran

* P.O.B. 1653846555, Tehran, Iran, i_khazaei@sbu.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper

Received 19 January 2017

Accepted 08 April 2017

Available Online 27 May 2017

Keywords:

Hydrokinetic turbine

Blade pitch angle

Chord length

Power coefficient

ABSTRACT

Hydrokinetic turbine performance depends on different parameters such as blade geometrical parameters (i.e. chord length, blade pitch angle, hydrofoil shape, blade yaw angle etc.) Kinematic parameters (i.e. water speed, rotational speed etc.) and other important parameters include tip speed ratio (TSR) and the location of turbine in the channel or river bed. In this project Computational fluid dynamics (CFD) and commercial software ANSYS Fluent 16 are used to simulate hydrokinetic turbine. In numerical simulation multiple reference frame (MRF) model and the shear-stress transport k- ω SST turbulence model are used. The grid independency is studied to ensure of numerical results. Also, the results are validated with experimental data. At first, to investigate the effect of blade pitch angle and chord length on power coefficient, three different chord lengths were considered and blade pitch angle over a range of blade pitch angles (0° to 16°) with TSR (2.17 to 6.22) are studied. The results show that maximum power coefficient was found at 10° blade pitch angle with 1.676 cm chord length. Based on the results, stall delay depends on blade pitch angle and chord length.

1- مقدمه

با وجود فراگیر بودن این روش در تولید انرژی برق‌آبی، ساخت و نگهداری از یک سد موجب مجموعه‌ای از خسارات زیست‌محیطی به محیط پیرامون می‌شود. این خسارت در برخی موارد به حدی است که از هزینه ساخت و نگهداری یک سد بیشتر می‌شود. بر همین اساس بسیاری از کشورهای توسعه یافته اقدام به تخریب سدهای بزرگ و بعضاً کهنه می‌کنند [1].
به‌منظور حل این معضل در رویکرد نوین تولید انرژی برق‌آبی تلاش بر

با توسعه روزافزون جمعیت و پیشرفت‌های شگرف در علم و فن‌آوری، نیاز بشر به یک منبع انرژی تجدیدپذیر بیش از پیش احساس می‌شود. انرژی برق‌آبی یکی از منابع مهم انرژی‌های تجدیدپذیر می‌باشد.
نیروی برق‌آبی یا هیدروالکتریسیته عبارت از انرژی الکتریکی تولید شده از آب موجود در طبیعت می‌باشد. به‌طور کلی این نیرو توسط نیروگاه‌های برق‌آبی و از انرژی پتانسیل آب ذخیره شده در پشت یک سد تولید می‌شود.

Please cite this article using:

M. M. Nikoohemat, I. Khazaei, A. Mohseni, S. H. Mohajeri, Effects of chord length, blade pitch angle on hydrokinetic turbine's power coefficient, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 17, No. 6, pp. 51-58, 2017 (in Persian)

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

محاسباتی به طراحی و تحلیل توربین انرژی جنبشی آب برای کانال قشم که ظرفیت مناسبی برای جذب انرژی از طریق جذرومد دارد پرداخته و با در نظر گرفتن دو نمونه توربین با زاویه‌های پیچش مختلف، عوامل مختلفی شامل طول پره، اندازه قطر محور، فاصله نصب توربین نسبت به سطح آزاد آب با استفاده از حل پایا و گذرا مورد مطالعه قرار داده‌اند و نشان دادند نزدیک شدن توربین به سطح آزاد نقش مهمی در عملکرد توربین و افزایش گشتاور تولید پره‌ها داراست.

بهاج و همکاران [9] تحلیل تجربی توربینی با قطر 80cm انجام داده‌اند و ضریب بار و ضریب توان برای زاویه گام 15، 20، 25، 27 و 30 درجه و سرعت جریان متفاوت مورد بررسی قرار دادند. آن‌ها نشان دادند عملکرد توربین برای محدوده‌ی نسبت نوک سرعت 5 تا 7 مناسب می‌باشد. نتایج آزمایش آن‌ها نشان می‌دهد با انتخاب زاویه گام و نسبت نوک سرعت مناسب می‌توان از ایجاد کاویتاسون در تمام دامنه جلوگیری نمود.

موخرجی و همکاران [10] به مقایسه طرح المان پره با دینامیک سیالات عددی برای توربین هیدروکینیتیک محور افقی واستحکام، تاثیر زاویه حمله و تعداد پره‌ها روی توان تولیدی پرداخته‌اند.

مایر [11] به تحلیل تجربی و بررسی اثر زاویه انحراف محور روی تاخیر ایجاد تعویق واماندگی⁹، توزیع زاویه پیچشی و تغییر زاویه حمله و زاویه گام برای سه زاویه 0، 8، 16 درجه برای توربین دریایی با سرعت جریان 2.5 m/s پرداخته و نشان دادند تاخیر در پدیده‌ی واماندگی تابعی از زاویه گام، ضریب برآ و پسا و زاویه انحراف محوری می‌باشد.

شهبورفرد و همکاران [12] به مطالعه تجربی اثر پوسته روی عملکرد توربین انرژی جنبشی آب محور افقی پرداخته است. مقایسه سه حالت توربین بدون پوسته و با پوسته و با دیفیوزر انجام شده و به این نتیجه رسیده‌اند که توربین همراه دیفیوزر ضریب توان بیشتری نسبت به حالت‌های دیگر دارد. همچنین نشان دادند تاثیر پوسته زمانی که سرعت جریان کمتر (کمتر از 0.9 m/s) باشد بیشتر است.

2- شبیه سازی عددی

2-1- مبانی محاسباتی توان جنبشی آب

توربین‌های انرژی جنبشی آب، انرژی را با کاهش سرعت جریان از آب استخراج می‌کنند. در این نوع استخراج یک محدودیت برای انتقال بیشینه‌ی انرژی از جریان آب وجود دارد. این محدودیت به نام شاخص بتز¹⁰ شناخته شده‌است. این شاخص برای یک دیسک راه‌انداز باز برابر با 0.593 می‌باشد [13]. البته باید توجه داشت که محدودیت بتز فقط برای توربین‌های با جریان آزاد باز معتبر است.

در این نوع توربین‌ها، ضریب توان توربین و عدد بی بعد مهم نسبت سرعت نوک از روابط زیر محاسبه می‌شود [14]:

$$C_p = \frac{P_{rotor}}{P_{available}} = \frac{T\omega_s}{\frac{1}{2}\rho AU^3} \quad (1)$$

$$TSR = \frac{R\omega_s}{U} \quad (2)$$

در این رابطه C_p ضریب بازدهی توربین می‌باشد که مقدار آن بستگی به نوع توربین دارد. در عمل معیار سطح بازده توربین را مشخص می‌کند. P_{rotor} توان تولیدی محور (W) و $P_{available}$ توان موجود در آب (W) می‌باشد. T گشتاور (N-m)، ρ چگالی آب (kg/m^3)، U سرعت جریان

تولید انرژی از جریان و حرکت آب و بدون ساخت سد می‌باشد. در این رویکرد انرژی جنبشی آب¹، توسط یک یا دسته‌ای از توربین‌ها که در مسیر جریان قرار داده می‌شود به انرژی الکتریکی تبدیل می‌شود [2].

عملکرد این توربین‌ها اساساً شبیه به توربین‌های بادی می‌باشد، تفاوت در تغییر جنس سیال گذرنده‌ی توربین از هوا به آب می‌باشد که تقریباً هزار برابر چگال‌تر از هواست. همچنین برخلاف توربین‌های بادی، توربین‌های انرژی جنبشی آب در یک جریان محدود بین سطح آب و بستر کانال یا رودخانه می‌باشد [3].

ایده استفاده از انرژی جنبشی آب مفهوم جدیدی نیست و توسط محققین مختلف از سال مورد بررسی قرار گرفته است. در ابتدا این مطالعات بر روی مقیاس‌های کوچک بوده است. از سال 1990 به بعد توربین‌های جریان آب در مقیاس بزرگ به کار گرفته شده است [4].

نوع توربین انرژی جنبشی آب بوسیله‌ی مشخصات محوری و جهت جریان آب مشخص می‌شود. اساساً طبقه‌بندی توربین‌ها می‌تواند براساس محور افقی و محور عمودی باشد. در حالت اول محور چرخشی موازی با جهت جریان آب است (محور افقی)، مانند توربین‌های دوپره‌ای و سه‌پره‌ای و در حالت دیگر محور چرخشی عمود بر جهت جریان آب است (محور عمودی) مانند توربین‌های داربوس²، ساونیوس³، گورلو⁴ و ... [5].

در این مقاله به تحلیل عددی توربین محور افقی انرژی جنبشی آب پرداخته می‌شود. از مشکلات این توربین‌ها پایین بودن ضریب توان می‌باشد که تابع عوامل مختلفی مانند طراحی متفاوت پره، نرخ یا نسبت سرعت نوک⁵، زاویه گام پره، توزیع وتر، استحکام⁶ و تعداد پره می‌باشد [6]. حل عددی به کمک نرم‌افزار دینامیک سیالاتی محاسباتی تجاری انسیس فلوننت⁷ 16 انجام شده است، تا تاثیر اندازه وتر و زاویه گام پره در نسبت‌های نوک سرعت متفاوت بر ضریب توان بررسی شود.

کلکار و برنجی [3] با اشاره به این که توربین‌های انرژی جنبشی آب دریایی وقتی در عمق کم قرار می‌گیرند (در بسیاری از موارد عمق کانال بین 1.5 تا 3 برابر قطر توربین که سبب نسبت انسدادی بزرگتر از 0.1 می‌شود)، تحت تاثیر شرایط مرزی و تغییرات سطح آزاد آب می‌باشند و روی عملکرد توربین تاثیر می‌گذارند، به مطالعه‌ی تجربی و عددی این عوامل روی توربین پرداخته‌اند. در این مطالعه به تعریف دو مفهوم مهم در توربین‌های انرژی جنبشی آب پرداخته شده است. 1- انسداد صلب (مقدار شتاب جریان در اطراف توربین که بستگی به اندازه‌ی توربین و سطح مقطع کانال به عنوان انسداد صلب معرفی می‌شود که همان نسبت انسداد می‌باشد). 2- انسداد گردابه‌ای (گردابه‌های ایجاد شده پشت توربین که سبب محدودیت در جریان می‌شود).

شلاپکر و همکاران [7] به طراحی مقدماتی توربین انرژی جنبشی آب که در سیستم‌های نظامی برای تولید برق بعضی از تجهیزات و روشنایی به کار می‌رود، پرداخته‌اند و با تحلیل دینامیک سیالات محاسباتی و بررسی ضریب توان در نسبت‌های سرعت نوک متفاوت و مقایسه قدرت این توربین با انواع توربین‌های باد پرداخته است.

نوروزی و همکاران [8] با استفاده از تئوری المان پره⁸ و دینامیک سیالات

¹ Hydrokinetic Energy

² Darrius

³ Savonius

⁴ Gorlov

⁵ Tip speed ratio (TSR)

⁶ Solidity

⁷ ANSYS Fluent 16

⁸ Blade Element Momentum (BEM)

⁹ Stall-Delay

¹⁰ Betz limit

برای نرخ اتلاف مخصوص ω حل می شود [16]:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = G_k + \left[\frac{\partial}{\partial x_i} \left\{ \Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_i} \right\} \right] - Y_k \quad (6)$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \omega u_i)}{\partial x_i} = G_\omega + \left[\frac{\partial}{\partial x_i} \left\{ \Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_i} \right\} \right] - Y_\omega + D_\omega \quad (7)$$

که در آن G_k و G_ω به ترتیب تولید انرژی جنبشی و تولید نرخ اتلاف، Γ_k و Γ_ω معرف پخش انرژی جنبشی و پخش نرخ اتلاف، Y_k و Y_ω ترم اتلاف k و ω به دلیل آشفستگی می باشد.

4-2- ناحیه محاسباتی و شبکه بندی

برای بررسی اثر گام و مقدار وتر ایرفویل، سه مقدار متفاوت وتر در نظر گرفته شده است. برای هر وتر زاویه گام از 0° تا 16° متغیر است، تا تغییرات ضریب توان بررسی شود و بهترین زاویه انتخاب شود. در جدول 1 هندسه پره و مشخصات دامنه محاسباتی آمده است.

نیروهای هیدرودینامیکی وارد بر یک مقطع پره و بردارهای سرعت نسبی در "شکل 1" نشان داده شده است. زاویه پیچشی در طول پره ثابت و صفر در نظر گرفته می شود و مجموع زاویه حمله (α) و زاویه گام (θ_p) برابر با زاویه جریان (Φ) می شود. با توجه به نتایج بررسی زاویه گام از 0° تا 16° کافی می باشد زیرا بیشینه ضریب توان در کمتر از 16° اتفاق می افتد.

به منظور کاهش هزینه محاسباتی تنها یک پره در استوانه ای به قطاع 120° در نظر گرفته شده است و سپس نتایج به دست آمده برای سه پره تعمیم داده شده است. به عبارتی شرایط مرزی تناوبی است. علت استفاده از شرایط مرزی

جدول 1 هندسه پره و مشخصات دامنه محاسباتی

اندازه	پارامتر (واحد)
3	تعداد پره [3]
0.14	شعاع توربین (m) [3]
0.015	شعاع محور (m)
0.9	سرعت آب (m/s) [3]
6.22 تا 2.17	نسبت نوک سرعت
2.2, 1.676, 1	وتر ایرفویل (cm) [3]
28	شعاع ناحیه چرخان (cm)
70	شعاع ناحیه ثابت (cm)
16 تا 0	زاویه گام پره ($^\circ$)
SG 6043	ایرفویل [3]

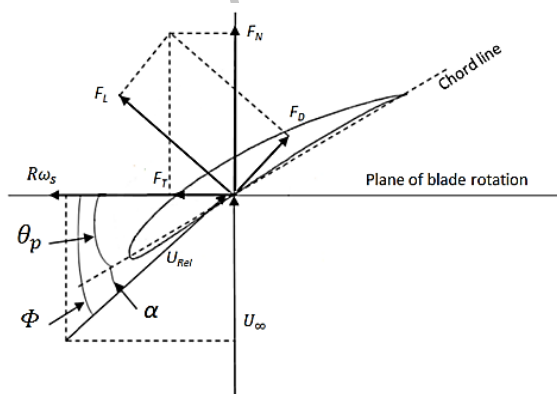


Fig.1 Hydrodynamic forces exerted on a blade profile and the relative velocity vector

شکل 1 نیروهای هیدرودینامیکی وارد بر یک مقطع پره و بردارهای سرعت نسبی

آب ω_s (m/s)، TSR، نسبت سرعت نوک، شعاع توربین، R سرعت دورانی محور (rad/s) در نهایت A سطح توربین (m^2) می باشد.

2-2- معادلات حاکم

به منظور شبیه سازی عددی جریان توسط دینامیک سیالات محاسباتی، معادلات اساسی حاکم بر میدان جریان، شامل معادلات بقا جرم و ممنتوم می باشد که با استفاده از روش میانگین زمانی ناویر - استوکس¹:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho U_i) = 0 \quad (3)$$

$$\frac{\partial \rho U_j}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho U_j U_i) = - \frac{\partial p}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\tau_{ji} - \rho \overline{u_j u_i}) + S_M \quad (4)$$

که p فشار و U بردار سرعت و برای ترم تنش رینولدز فرضیه بوزینگ²

در نظر گرفته شده است.

$$-\rho \overline{u_j u_i} = \mu_t \left(U_{i,j} + U_{j,i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} (\rho k + \mu_t U_{k,k}) \right) \quad (5)$$

که μ_t لزجت گردابه ای³ می باشد.

3-2- مدل آشفستگی

محاسبه پارامترهای میدان جریان در توربوماشین ها با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی پیچیده است، زیرا جریان به دلیل پدیده های جدایش جریان، جریان های ثانویه و جریان های برگشتی و همچنین مغشوش بودن جریان، بسیار پیچیده است [15]. جریان سه بعدی و پایا با استفاده از نرم افزار فلونت مورد تحلیل و بررسی قرار می گیرد. در این نرم افزار، معادلات جریان تراکم ناپذیر بر اساس روش فشار مینا، حل می شود.

گسسته سازی معادلات بر اساس روش آپویند درجه یک⁴ انجام می شود.

ترم های تنش رینولدز در معادلات انتقال ممنتوم با استفاده از مدل آشفستگی انتقال تنش برشی⁵ حل می شود.

مدل آشفستگی انتقال تنش برشی یک مدل دو معادله ای است که به صورت مختلط و به فرم مدل $k-\omega$ ارائه شده است. مدل $k-\omega$ استاندارد توانایی بیشتری در پیش بینی جریان لایه های نزدیک دیواره نسبت به مدل $k-\epsilon$ دارد. به همین دلیل این مدل توانایی خوبی برای پیش بینی جریان های با گرادین فشار معکوس ملایم از خود نشان می دهد، اما در جریان هایی با جدایش ناشی از گرادین فشار معکوس، ضعیف عمل می کند. علاوه بر این معادله ω وابستگی شدیدی به مقدار ω در جریان آزاد (خارج از لایه مرزی) از خود نشان می دهد. این در حالیست که در مدل $k-\epsilon$ معادله ϵ وابستگی چندانی را نسبت به شرایط جریان آزاد نشان نمی دهد ولی این مدل پیش بینی مناسبی از جریان نزدیک دیواره ندارد.

منتر [17,16] با ابتکاری ساده مدلی را ارائه کرده است که تنها از مزایای مدل های $k-\omega$ و $k-\epsilon$ بهره برده و از معایب آن ها متضرر نمی شود. او برای این کار از نوعی توابع وزنی استفاده کرده است. این توابع به گونه ای عمل می کند که در نزدیکی دیواره مدل $k-\omega$ و دور از دیواره مدل $k-\epsilon$ فعال شود. این مدل باعث بهبود عمده ای در محاسبات اختلاف فشار معکوس شده و در جریان های دارای لایه مرزی دارای جدایش، باعث حذف حساسیت مدل $k-\omega$ به شرایط سطح آزاد می شود.

در این مدل دو معادله انتقال یک معادله برای انرژی جنبشی k و دیگری

¹ Reynolds-averaged Navier-Stokes (RANS)

² Boussinesq hypothesis

³ Eddy viscosity

⁴ First Order Upwind

⁵ Shear Stress Transport (SST)

جدول 2 شرایط مرزی

شرط مرزی	نوع شرط مرزی
ورودی	سرعت ورودی ⁷ با سرعت یکنواخت m/s
کناره ها	0.9 تناوبی ⁸
خروجی	شرط فشار خروجی ⁹ نسبی 0 پاسکال
پره و محور توربین	دیواره متحرک با سرعت دورانی نسبی صفر و شرط عدم لغزش

2-5- اعتبارسنجی

جهت اعتبارسنجی از اطلاعات تجربی که توسط کلکار و بنرجی [3] گزارش شده، استفاده شده است. آزمایش تجربی آن‌ها در یک کانال باز آب با توربین سه پره‌ای و وتر ثابت بدون زاویه‌ی پیش‌انجام شده است و ضرایب توان این توربین در شرایط مختلف اندازه‌گیری شده است.

سرعت جریان در ورودی 0.9 m/s و نسبت سرعت نوک متغیر می‌باشد. شعاع پره‌ها 16 cm و با وتر ثابت 1.676 cm و فرم پره‌ها از ایرفویل SG6043 استفاده شده است. زاویه گام پره‌های ثابت و 10° درجه در نظر گرفته شده است. سرعت دورانی توربین بین 30 rpm تا 300 rpm است. گشتاورسنج 500 نمونه در ثانیه نمونه‌برداری می‌کند.

تعداد المان‌های استفاده شده در شبکه‌بندی بیش از 4.2 میلیون (کانال مربعی و سه پره‌ی توربین مشابه آزمایش تجربی در نظر گرفته شده است) می‌باشد. میزان باقیمانده‌ای که با رسیدن به آن انجام مراحل تکراری حل معادلات متوقف می‌شود، 10⁻⁵ در نظر گرفته شده است.

در "شکل 4" مقایسه نتایج تجربی و دینامیک سیالات محاسباتی کلکار [3] (با 3.5 میلیون المان) و مطالعه حاضر نشان داده شده است.

مشاهده می‌شود نتایج به‌دست آمده در ناحیه ضریب توان بیشینه تطابق خوبی با نتایج تجربی دارد خطا حدود 0.5 تا 0.7 درصد می‌باشد اما با کاهش نسبت سرعت نوک، خطا افزایش می‌یابد.

انحراف بین نتایج تجربی و شبیه‌سازی می‌تواند به دلایل عدم حضور سطح آزاد و مدل بویانسی که در حالت پایا مورد استفاده است و سبب تغییر در الگوی جریان می‌شود، باشد.

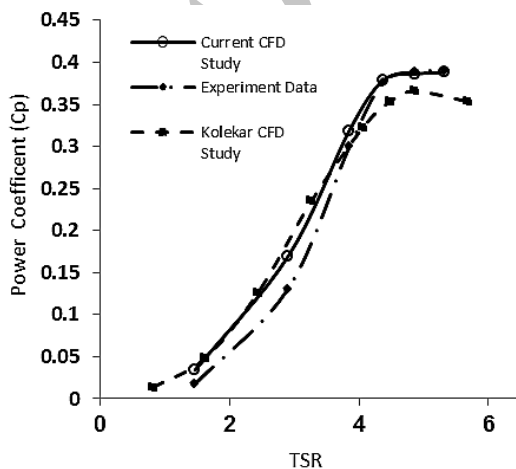


Fig.4 Present study and experiment results comparison

شکل 4 مقایسه نتایج تجربی با شبیه‌سازی

⁷ Velocity Inlet
⁸ Periodic
⁹ Pressure outlet

تناوبی آن است که به دلیل جلوگیری از افزایش محاسبات و حجم مدل‌سازی به جای سه و دو پره، فقط یک پره مدل شده و با در نظر گرفتن شرط مرزی تناوبی اثر پره یا پره‌های دیگر بدون انجام مدل‌سازی مستقیم و بزرگ شدن شبکه لحاظ گردیده است. در استفاده از شرط مرزی تناوبی لازم است که دو سطح مدنظر به یکدیگر متصل¹ شوند و برای این منظور می‌بایست سطوح مدنظر دارای شبکه‌ای مشابه، یکسان و دارای سلول‌های برابر باشند که در هنگام تولید شبکه لحاظ گردید.

با استفاده از چارچوب مرجع متحرک² ناحیه محاسباتی به دو ناحیه‌ی ساکن و متحرک تقسیم می‌شود.

ناحیه محاسباتی و شبکه‌بندی در "شکل 2" نشان داده شده است. باید به این نکته توجه داشت که ابعاد ناحیه محاسباتی طوری انتخاب شوند تا جریان عبوری از محور به مرزی محدود نباشد، بدین معنی که تاحد امکان مرزها دور انتخاب شوند تا جریان به شرایط جریان آزاد برسد.

برای رسم پره و توربین و دامنه‌ی محاسباتی از نرم‌افزار دیزاین مودلر انسیس³ استفاده شده است. برای شبکه‌بندی از نرم‌افزار مشینگ انسیس⁴ استفاده شده است. تعداد المان‌های کل دامنه‌ی محاسباتی بیش از 1.6 میلیون المان می‌باشد. جهت شبکه‌بندی ناحیه چرخان و ناحیه غیرچرخان از شبکه‌بندی بی‌سازمان⁵ استفاده شده است. همچنین به منظور انسجام شبکه و کاهش خطا برای سطح مشترک این دو ناحیه از شبکه‌بندی تطبیقی⁶ استفاده شده است. شبکه‌بندی اطراف پره تاثیر زیادی بر دقت نتایج دارد. بدین منظور از شبکه لایه‌ای مناسب استفاده شده است تا مقدار y^+ (فاصله اولین گره شبکه از دیواره) کمتر شده و نتایج دقیق‌تر باشد. در "شکل 3" شبکه‌بندی اطراف پره نشان داده شده است و در جدول 2 شرایط مرزی مورد استفاده در این بخش از شبیه‌سازی آمده است.

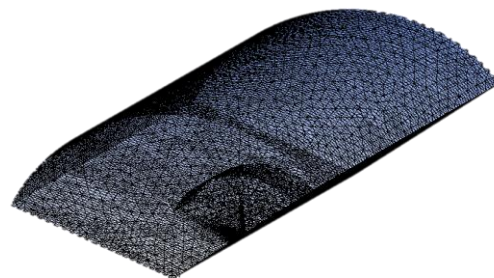


Fig. 2 Computational domain and mesh

شکل 2 ناحیه محاسباتی و شبکه بندی

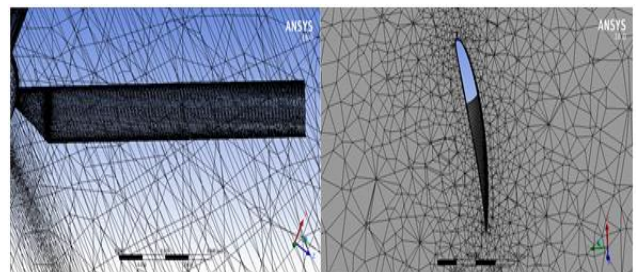


Fig.3 Mesh generated around the blades

شکل 3 شبکه بندی اطراف پره

¹ Link
² Moving Reference Frames
³ AnsysDesignModeler
⁴ Ansys Meshing
⁵ Unstructured Mesh
⁶ Conformal Mesh

2-6- استقلال شبکه

با ریز شدن شبکه، خطای روش عددی کاهش یافته و زمان محاسبات به شدت افزایش می‌یابد. جهت عدم وابستگی نتایج به شبکه و رسیدن به دقت مناسب، از چندین سائز شبکه برای محاسبه ضریب توان استفاده شده است. در بررسی استقلال نتایج از شبکه بندی، ضریب توان در شرایط جریانی با سرعت دورانی 34 rad/s، سرعت جریان آب 0.9 m/s و حالت پایا در نظر گرفته شده است. "شکل 5" تاثیر تغییر شبکه و سائز المان‌ها بر ضریب توان توربین نشان می‌دهد. با توجه به نمودار مشاهده می‌گردد از تعداد شبکه‌ای معین (بیش از 1.6 میلیون المان) با ریزتر شدن شبکه‌ی محاسباتی، ضریب توان تغییر محسوسی نمی‌کند که نشان از بهینه بودن شبکه‌ی محاسباتی دارد.

3- نتایج حل عددی

در این بخش به تحلیل دینامیک سیالات محاسباتی توربین انرژی جنبشی آب پرداخته می‌شود. تئوری المان پره در شرایط واماندگی ناکارآمد بوده و توان را کمتر از مقدار واقعی پیش‌بینی می‌کند [10]. این پدیده، که اغلب به عنوان تعویق واماندگی نامیده می‌شود، برای طراحان توربین بادی و توربین انرژی جنبشی پدیده‌ی بسیار مهمی است، چراکه تنظیم توان وابسته به واماندگی بوده و برای پیش‌بینی صحیح بیشینه‌ی توان نیاز به درک صحیحی از جزئیات رفتار واماندگی است. همچنین، پدیده‌ی جدایش جریان بر روی پره، موجب کاهش عملکرد پره و در نهایت موجب کاهش توان تولیدی توربین می‌شود. بنابراین بررسی پدیده‌ی جدایش جریان یکی از مراحل اصلی در طراحی، کنترل و بهینه‌سازی توربین می‌باشد. بدین منظور از دینامیک سیالات محاسباتی استفاده شده است تا تاثیر طول وتر و زاویه گام پره در نسبت‌های سرعت متفاوت بر ضریب توان بررسی شود.

باید توجه داشت که از مدل رینولدز پایین جهت پیش‌بینی بهتر رفتار جریان زیرلایه لزج نواحی آشفته (نواحی با اثرات رینولدز پایین و غالب بودن ترم‌های استهلاکی) استفاده می‌شود، از آنجا که در زیر لایه لزج مقدار γ^+ (فاصله اولین گره شبکه از دیواره) در محدوده‌ی 0.1 تا 8.5 می‌باشد و با استناد به مراجع، γ^+ کمتر از 10 برای پیش‌بینی اثرات جدایی لایه مرزی صحت دارد [3,17].

در "شکل‌های 6 تا 8" ضریب توان برای نسبت سرعت نوک‌های متفاوت برای سه اندازه‌ی مختلف وتر آمده است. با توجه به نتایج با افزایش اندازه‌ی

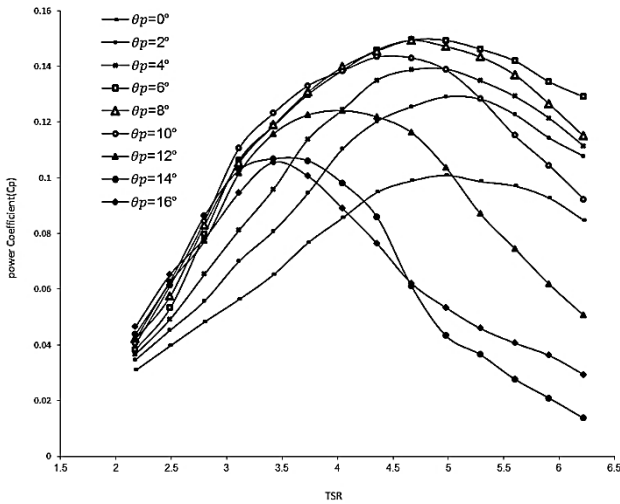


Fig.6 Power Coefficient for different blade pitch angle and chord length 1 cm

شکل 6 ضریب توان برای زاویه گام متفاوت و اندازه وتر 1 cm

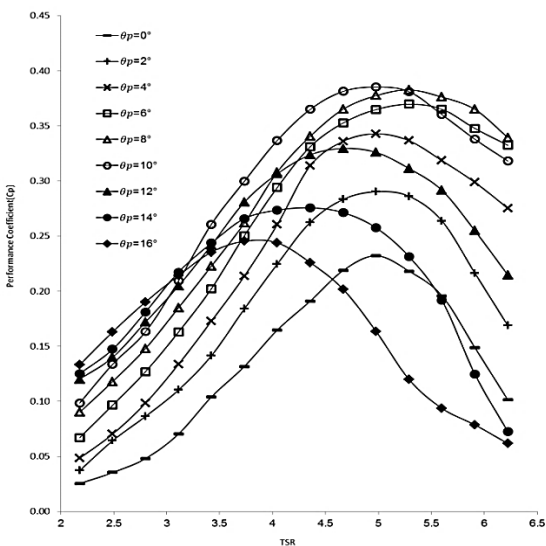


Fig.7 Power Coefficient for different blade pitch angle and chord length 1.676 cm

شکل 7 ضریب توان برای زاویه گام متفاوت و اندازه وتر 1.676 cm

وتر به دلیل افزایش سطح پره گشتاور تولیدی افزایش یافته و توان تولیدی و ضریب توان افزایش می‌یابد. البته افزایش اندازه وتر از 1 cm به 1.676 cm افزایش چشم‌گیری در ضریب توان نشان می‌دهد، اما تغییر اندازه وتر از 1.676 cm به 2.2 cm سانتی‌متر بیشترین مقدار توان به مقدار 5 درصد کاهش یافته است. البته برای هر سه اندازه وتر قطر محور توربین ثابت در نظر گرفته شده است. همچنین برای هر سه اندازه‌ی وتر در نسبت‌های سرعت نوک پایین بیشترین ضریب توان برای زاویه گام‌های بزرگتر اتفاق می‌افتد. با افزایش نسبت سرعت نوک و به عبارتی به دلیل ثابت نگه‌داشتن سرعت جریان، سرعت دورانی افزایش می‌یابد و وجود جدایش و میزان مختلف آن تغییرات ضریب توان متفاوت بوده است و به ترتیب برای وتر 1 cm زاویه گام 6° به مقدار 0.15، برای وتر 1.676 cm زاویه گام 10° به مقدار 0.38 و برای وتر 2.2 cm زاویه گام 8° به مقدار 0.36 اتفاق می‌افتد. همچنین به طور کلی با کاهش زاویه گام بیشینه‌ی ضریب توان در نسبت‌های سرعت نوک بزرگتری اتفاق می‌افتد.

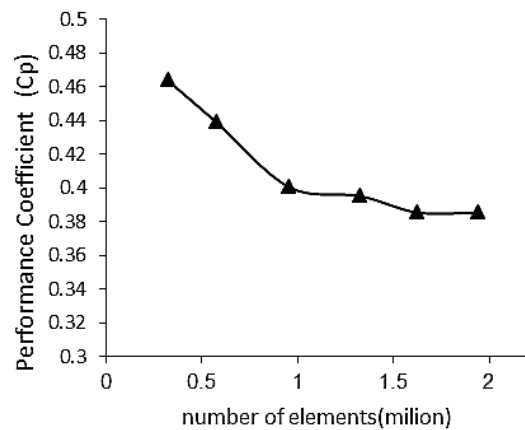


Fig.5 mesh independence

شکل 5 استقلال از شبکه

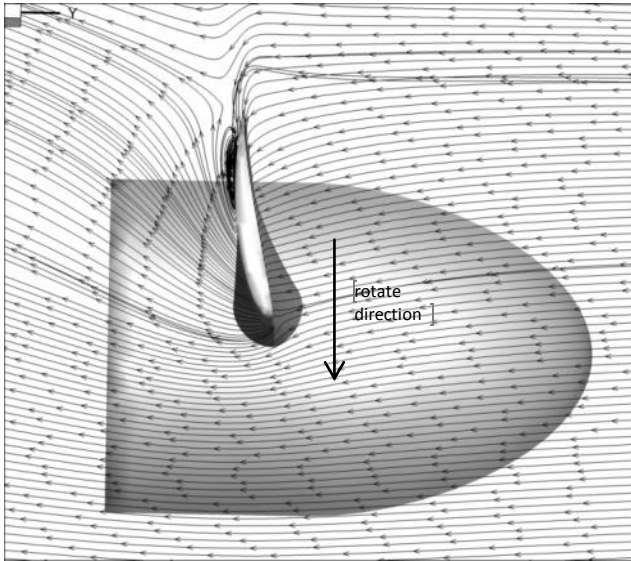


Fig.10 Streamlines for 8° blade pitch angle and 5.91 TSR

شکل 10 خطوط جریان برای زاویه گام 8° و نسبت سرعت نوک 5.91

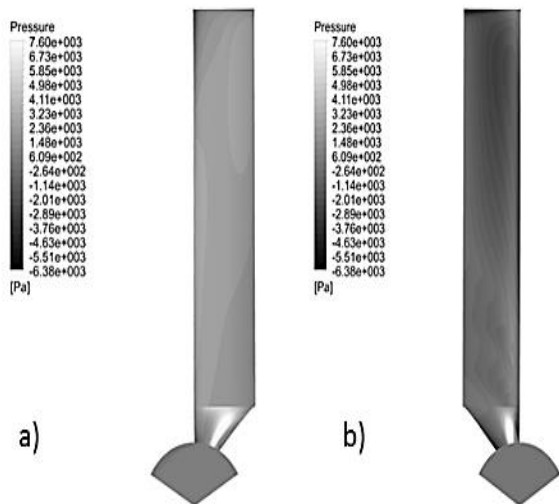


Fig. 11 Pressure [Pa] contours on a) pressure side b) suction side for 8° blade pitch angle and 2.2 cm chord length

شکل 11 کانتورهای فشار (پاسکال) (a) سمت فشار (b) سمت مکش برای زاویه گام 8° و اندازه وتر 2.2 cm

روی پره توربین و دستیابی به بار یکنواخت بیشتر نیاز به استفاده از زاویه پیچشی و توزیع وتر روی پره می‌باشد. همچنین باید توجه داشت توربین براساس نیروی برآ کار می‌کند و اختلاف فشار سمت فشار و مکش سبب ایجاد نیروی برآ و تولید گشتاور می‌شود.

در "شکل 13" کانتورهای فشار در سطح مقطع‌های مختلف برای زاویه گام 10 درجه نسبت سرعت نوک 4.97 و اندازه وتر 1.676 cm نشان داده شده است. با توجه به شکل، بیشینه‌ی فشار در نوک پره اتفاق می‌افتد و کاهش فشار تا پای پره مشهود است. برای یکنواخت شدن می‌توان از زاویه پیچش و تغییر اندازه وتر در مقاطع مختلف استفاده کرد تا توزیع فشار یکنواخت‌تر شود.

4- نتیجه گیری

در این مقاله به بررسی اثر زاویه گام و اندازه‌ی وتر روی ضریب توان توربین

ایجاد پدیده‌ی جدایش در زاویه‌های گام مختلف و همچنین میزان این پدیده در پشت پره‌ی توربین در زاویه‌ی گام مختلف، متفاوت بوده و همین سبب متفاوت بودن ضریب توان توربین می‌شود. در "شکل 9" خطوط جریان برای زاویه گام 10° و نسبت سرعت نوک 4.97 و در "شکل 10" خطوط جریان برای زاویه گام 8° و نسبت سرعت نوک 5.19 با استفاده از نرم‌افزار تکلیات 360 نشان داده شده است. با توجه به نتایج این بخش می‌توان نتیجه گرفت که زاویه گام و اندازه‌ی وتر و نسبت سرعت نوک بر جدایش پشت توربین موثر است.

در "شکل 11" کانتورهای فشار کل سمت فشار و مکش پره برای زاویه گام 8° و نسبت سرعت نوک 4.66 و اندازه وتر 2.2 cm نشان می‌دهد و همچنین در "شکل 12" زاویه گام 12° و نسبت سرعت نوک 4.66 و اندازه وتر 1.676 cm نشان داده شده است. با توجه به شکل بیشینه‌ی فشار در نزدیکی نوک توربین اتفاق می‌افتد و همچنین کمترین فشار برای سمت مکش در این قسمت اتفاق می‌افتد اختلاف فشار بیشتر سبب می‌شود بار بیشتری در این ناحیه به توربین وارد شود و علاوه بر کاهش عملکرد توربین سبب کاهش طول عمر پره توربین می‌شود. برای کاهش این توزیع بار ناهموار

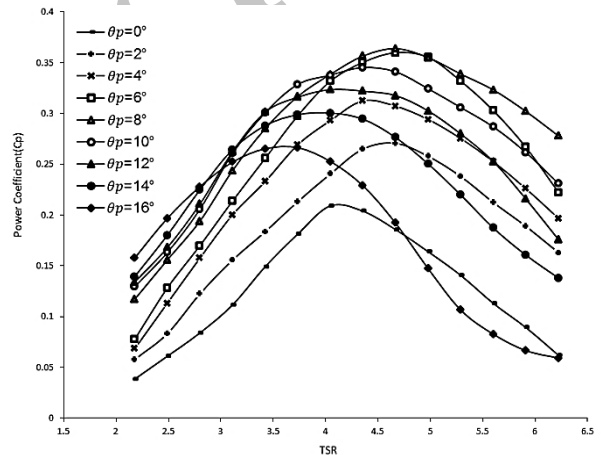


Fig.8 Power Coefficient for different blade pitch angle and chord length 2.2 cm

شکل 8 ضریب توان برای زاویه گام متفاوت و اندازه وتر 2.2 cm

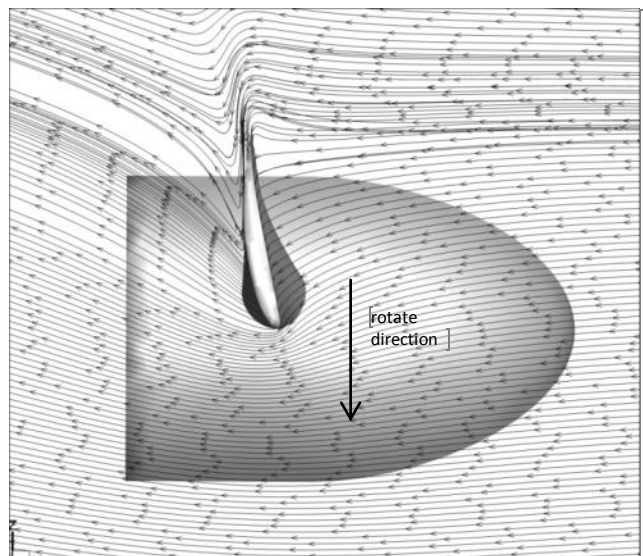


Fig.9 Streamlines for 10° blade pitch angle and 4.97 TSR

شکل 9 خطوط جریان برای زاویه گام 10° و نسبت سرعت نوک 4.97

انرژی جنبشی آب پرداخته شد. برای بررسی اثر زاویه گام پره و طول وتر روی ضریب عملکرد، سه اندازه‌ی مختلف وتر در نظر گرفته شده‌است و زاویه گام‌های مختلف (0° تا 16°) در نسبت نوک متفاوت (2.17 تا 6.22) مورد بررسی قرار گرفته و بیشترین ضریب توان به مقدار 0.38 در زاویه 10° و طول وتر 1.676 cm اتفاق می‌افتد. با توجه به نتایج با افزایش اندازه‌ی وتر به دلیل افزایش سطح پره گشتاور تولیدی افزایش یافته و توان تولیدی و ضریب توان افزایش می‌یابد. البته افزایش اندازه وتر از 1 cm به 1.676 cm افزایش چشم‌گیری در ضریب توان نشان می‌دهد اما تغییر اندازه وتر از 1.676 cm به 2.2 cm بیشترین مقدار توان به مقدار 5 درصد کاهش یافته است. البته برای هر سه اندازه وتر قطر محور توربین ثابت در نظر گرفته شده است، که عاملی موثر بر ضریب توان می‌باشد. نتایج نشان می‌دهد زاویه گام و اندازه وتر روی تعویق واماندگی موثر می‌باشد و با انتخاب زاویه گام و اندازه وتر مناسب می‌توان جدایش پشت توربین را کنترل نمود.

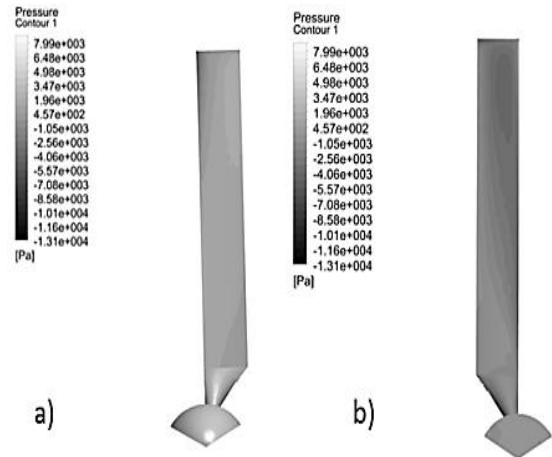


Fig.12 Pressure [Pa] contours on a) pressure side b) suction side for 12° blade pitch angle and 1.676cm chord length

شکل 12 کانتورهای فشار (پاسکال) (a) سمت فشار (b) سمت مکش برای زاویه گام 12° و اندازه وتر 1.676 cm

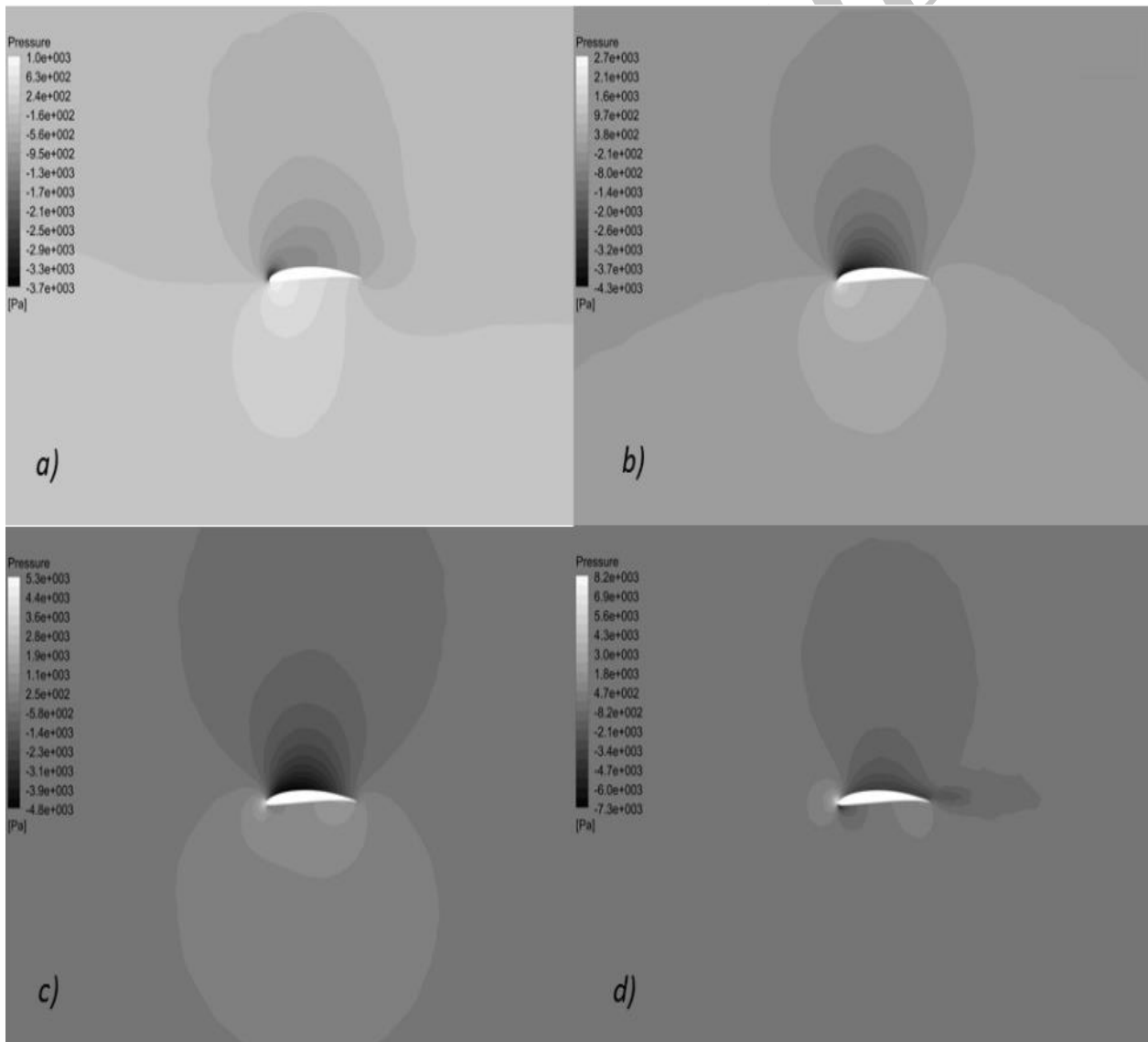


Fig.13 Pressure [Pa] contours on planes at a) 0.25 R , b) 0.5 R , c) 0.75 R and d) 0.99 R blade span

شکل 13 کانتورهای فشار (پاسکال) در سطح مقطع‌های (a) 0.25 R (b) 0.5 R (c) 0.75 R و (d) 0.99 R در طول پره

5- فهرست علائم

A	سطح توربین (m^2)
C_p	ضریب توان توربین
F_D	نیروی پسا (N)
F_L	نیروی برآ (N)
F_N	نیروی محوری (N)
F_T	نیروی مماسی (N)
G_k	تولید انرژی جنبشی آشفته‌گی
G_ω	تولید نرخ اتلاف
P_{rotor}	توان تولیدی محور (W)
$P_{available}$	توان موجود در آب (W)
R	شعاع توربین (m)
T	گشتاور (N-m)
TSR	نسب سرعت نوک
U_∞	سرعت جریان آب (m/s)
U_{Rel}	سرعت نسبی جریان (m/s)

علائم یونانی

A	زاویه حمله
Γ_k	پخش انرژی جنبشی
Γ_ω	پخش نرخ اتلاف
θ_p	زاویه گام
ρ	چگالی آب ($kg\ m^{-3}$)
ω_s	سرعت دورانی محور (rad/s)

6- منابع

- [1] R. Bedard, Hydrokinetic energy lay of the land", *Proceedings of the hydrokinetic and Wave Energy Technologies Technical and Environmental*
- [2] M. S. Guney, K. Kaygusuz, Hydrokinetic energy conversion systems: A technology status review, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 14, pp.2996-3004, 2010.
- [3] N. Kolekar, A. Banerjee, Performance characterization and placement of a marine hydrokinetic turbine in a tidal channel under boundary proximity and blockage effects, *Applied Energy* Vol. 148, pp.121-133, 2015.
- [4] EPRI, Electric power research institute, *Assessment of Water Power Potential and Development Needs, Palo Alto, CA: EPRI 1014762*. this report has been made publicly available, 2007.
- [5] J. Zanette, D. Imbault, A. Tourabi. A design methodology for cross flow water turbines. *Renew Energy* Vol. 35, No.5, pp. 997-1009, 2010.
- [6] N. Kolekar, A. Banerjee, A coupled hydro-structural design optimization for hydrokinetic turbines, *Journal Renewable Sustainable Energy*, Vol. 5, 2013.
- [7] W. C. Schleicher, J. D. Riglin, A. Oztekin, Numerical characterization of a preliminary portable microhydrokinetic turbine rotor design, *Renewable Energy*, Vol. 76, pp.234-241, 2015.
- [8] R. Noruzi, M. Vahidzadeh, A. Riasi. Design, analysis and predicting hydrokinetic performance of a horizontal marine current axial turbine by consideration of turbine installation depth, *Ocean Engineering*, Vol. 108, pp.789-798, 2015.
- [9] A. S. Bahaj, A. F. Molland, A. S. Chaplina, W. M. Batten, Power and thrust measurements of marine current turbines under various hydrodynamic flow conditions in a cavitation tunnel and a towing tank, *Renewable Energy*, Vol. 32, pp. 407-426, 2007.
- [10] S. S. Mukherji, N. Kolekar, A. Banerjee, R. Mishra, Numerical investigation and evaluation of optimum hydrodynamic performance of a horizontal axis hydrokinetic turbine, *Journal Renewable Sustainable Energy*, Vol. 3, 2011.
- [11] L. Myers, A. S. Bahaj, Power output performance characteristics of a horizontal axis marine current turbine, *Renewable Energy* Vol. xx, pp.1-12, 2005.
- [12] M. Shahsavari, E. L. Bibeau, V. Chatoorgoon, Effect of shroud on the performance of horizontal axis hydrokinetic turbines, *Ocean Engineering*, Vol. 96, pp.215-225, 2015.
- [13] R. H. Clark, *Elements of Tidal-Electric Engineering*, pp. 256-266, Wiley-IEEE Press, 2007.
- [14] P. L. Fraenkel, Marine current turbines an emerging technology, *Paper for Scottish Hydraulics Study Group Seminar in Glasgow*, 2004.
- [15] A. Tamm, M. Gugau, B. Stoffel, Experimental and 3d numerical analysis of the flow field in turbomachines, part 1, *International Congress on Quality Assessment of Numerical Simulation in Engineering*, University of Concepcion, Chile, 2002.
- [16] F. R. Menter, Two-Equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications, *AIAA Journal*, Vol. 32, No. 8, pp. 1598-1605, 1994.
- [17] F. R. Menter, M. Kuntz, R. Langtry, Ten years of industrial experience with the SST turbulence model, *Turbul, Heat Mass Transfer*, Vol. 4, pp. 625-32, 2003.