



## طراحی هیدرودینامیکی و شبیه سازی عددی توربین محوری با ارتفاع بسیار کم (VLH)

سیدمحمد میرقوامی<sup>1</sup>، محمدهادی ستوده حقیقی<sup>1</sup>، سیدفرشید چینی<sup>2</sup>، علیرضا ریاسی<sup>3\*</sup>

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

2- استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه تهران، تهران

3- دانشیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه تهران، تهران

\* تهران، صندوق پستی 11155/4563، ariasi@ut.ac.ir

## چکیده

## اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: 19 شهریور 1396

پذیرش: 09 آذر 1396

ارائه در سایت: 24 آذر 1396

کلید واژگان:

توربین آبی

ارتفاع بسیار کم

هیدروفویل

راندمان هیدرولیکی

کاویتاسیون

یکی از روش های جدید بهره برداری از انرژی آبی در رودخانه ها و کانال ها استفاده از نیروگاه های کوچک مجهز به توربین های محوری با ارتفاع بسیار کم می باشد. در این پژوهش روند طراحی و شبیه سازی عددی توربین با ارتفاع بسیار کم با توجه به اطلاعات نمونه ساخته شده، ارائه شده است. توربین صنعتی مورد مطالعه قادر به تولید توان 450 کیلووات در ارتفاع 2.6 متر است. برای تولید هندسه توربین، کد محاسباتی با استفاده از ترکیب نرم افزارهای متلب و ایکس فویل توسعه داده شده است. در روند حل، طراحی هیدرودینامیکی اولیه با توجه به معادله اوپلر برای چرخ های آبی انجام شده است. در ادامه با توجه به روش کلاسیک طراحی توربوماشین های محوری و انتخاب هیدروفویل با ضریب برای مناسب، اطلاعات نهایی هندسی برای مقاطع پره چرخ به دست آمده است. پس از انتقال هندسه و ایجاد شبکه بندی ساختاریافته در توربوگرید برای گسسته سازی معادلات حاکم، شبیه سازی عددی با استفاده از نرم افزار سی اف ایکس انجام شده است. نتایج شبیه سازی برای مجموعه توربین شامل چرخ و پره های راهنما در باز شدگی های مختلف پره های چرخ ارائه شده اند. همچنین نتایج مربوط به امکان وقوع کاویتاسیون در باز شدگی ها و دبی های مختلف بررسی شده است. نتایج به دست آمده نشان می دهد که استفاده از روش طراحی ارائه شده، راندمان هیدرولیکی را برای نقطه کاری در باز شدگی مبنای طراحی پره های چرخ به میزان حدود 89 درصد رسانده است. از نظر کاویتاسیون، توربین طراحی شده تنها در دبی های بالای خارج از نقطه طراحی و در باز شدگی های مثبت پره های چرخ دچار کاویتاسیون لبه ورودی می شود و در نقطه طراحی مشکل کاویتاسیون وجود ندارد.

## Hydrodynamic Design and Numerical Simulation of a Very Low Head Axial Turbine

Seyed Mohammad Mirghavami, Mohammad Hadi Sotoude Haghighi, Seyed Farshid Chini, Alireza

Riasi\*

School of Mechanical Engineering, University of Tehran, Tehran, Iran

\* P.O.B. 11155/4563, Tehran, Iran, ariasi@ut.ac.ir

## ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper

Received 10 September 2017

Accepted 30 November 2017

Available Online 15 December 2017

## Keywords:

Hydraulic Turbine

Very Low Head

Hydrofoil

Hydraulic efficiency

Cavitation

## ABSTRACT

Small scale hydraulic power plants equipped with very low head (VLH) axial turbines can be considered as a novel approach to extract energy from rivers and canals. In this study, design process and numerical simulation of a prototype of a VLH turbine is done. The selected turbine generates 450 kW power at the head of 2.6 m. In order to generate the turbine geometry using MATLAB and X-Foil, a computational code has been developed. The design process to generate finalized geometrical data of the runner blades contains a primary hydrodynamic design using Euler equation in turbomachinery, a classical approach for axial turbomachinery design and selection of hydrofoils with appropriate lift coefficient. Using the geometry and structured mesh generated by Turbo Grid for discretization of governing equations, the numerical simulation was accomplished by ANSYS CFX. Simulation results of different opening angles of the runner blades are presented for the turbine system including runner and guide vanes. Also, cavitation possibility is studied in various opening angles and discharges. The results demonstrate that the hydraulic efficiency of the VLH turbine is approximately 89% where the opening angle of the runner blades is at the design point. Moreover, cavitation does not occur at the design point. However, at flow rates larger than the nominal flow rate, and at opening angles larger than the design point cavitation at the leading edge is possible.

## 1- مقدمه

کم نسبت به توربین های هیدرولیک معمولی هستند که سازگاری بیشتری با محیط زیست و گونه های آبی ساکن رودخانه ها دارند [1]. محدوده ارتفاع

توربین های با ارتفاع بسیار کم<sup>1</sup>، نوع جدیدی از توربین های کاپلان<sup>2</sup> با ارتفاع

<sup>2</sup> Kaplan<sup>1</sup> Very Low Head

Please cite this article using:

S. M. Mirghavami, M. H. Sotoude Haghighi, S. F. Chini, A. Riasi, Hydrodynamic Design and Numerical Simulation of a Very Low Head Axial Turbine, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 17, No. 12, pp. 373-381, 2018 (in Persian)

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

S. M. Mirghavami, M. H. Sotoude Haghighi, S. F. Chini, A. Riasi, Hydrodynamic Design and Numerical Simulation of a Very Low Head Axial Turbine, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 17, No. 12, pp. 373-381, 2018 (in Persian)

در محدوده ارتفاع 0.2 متر تا 1.2 متر و سرعت دورانی 140 rpm تا 200 rpm شده‌است که خارج از محدوده طراحی نمونه‌های صنعتی بوده‌است [11]. استفاده از معیار ضریب فشار کمینه در سمت مکش پره برای کنترل بارگذاری هیدرودینامیکی در طراحی ردیف پره‌های توربین محوری پیش از این در پژوهش دیگری مورد استفاده شده‌بوده‌است [12].

بهینه‌سازی هندسه هیدروفویل‌های مورد استفاده در روند طراحی توربین در ابعاد آزمایشگاهی و با سرعت دورانی بالاتر از محدوده صنعتی با توجه به مقدار بهینه نسبت نیروی برآ به پسا و با استفاده از ترکیب نرم‌افزارهای ایکس‌فویل<sup>8</sup> و متلب<sup>9</sup> نشان داده که استفاده از این روش بهینه‌سازی منجر به ایجاد هندسه توربین در ابعاد کوچک و با راندمان هیدرولیکی تا حد 91% در دبی‌های مختلف می‌شود [13].

پژوهش‌های انجام‌شده در داخل کشور در سال‌های اخیر شامل مطالعه برای مکان‌یابی و امکان‌سنجی اقتصادی احداث نیروگاه‌های دارای توربین‌های با ارتفاع بسیار کم در ایران، تحلیل اثر هندسی بالادست و زاویه نصب توربین بر عملکرد توربین‌های با ارتفاع بسیار کم با در نظر گرفتن مشخصه‌های ماهی دوستی و طراحی و بهینه‌سازی پره‌های توربین با توجه به هیدروفویل مورد استفاده با روش سی‌اس‌تی<sup>10</sup> بوده‌است [14]. در پژوهش اخیر، روش سی‌اس‌تی برای پارامترسازی هندسه دوبعدی و بهینه‌سازی نسبت نیروی پسا به برآ با کمک ترکیب نرم‌افزارهای ایکس‌فویل و متلب به کار گرفته شده‌است. تحلیل عددی سه‌بعدی جریان نشان داده که استفاده از این روش بهینه‌سازی برای هیدروفویل‌های انتخاب‌شده از سری NACA24XX، راندمان هیدرولیکی در نقطه کاری را به میزان 2.4% افزایش داده‌است.

در این مقاله روند طراحی چرخ و پره‌های راهنمای توربین با ارتفاع بسیار کم بر اساس الگوریتم طراحی توربوماشین‌های محوری ارائه شده‌است. روند طراحی با تحلیل اولیه مشخصه‌های جریان شامل زاویه و سرعت جریان نسبت به پره آغاز می‌شود که مبتنی بر معادله اوپلر برای چرخ‌های آبی است. در ادامه با استفاده از برنامه نوشته‌شده در نرم‌افزار متلب بر اساس الگوریتم طراحی توربوماشین‌های محوری [15]، طراحی مقاطع توربین انجام می‌شود. به این منظور بر اساس اطلاعات موجود، هیدروفویل مشابه با نمونه صنعتی [5] انتخاب و در ادامه زاویه نصب<sup>11</sup> و طول وتر<sup>12</sup> هیدروفویل در هر مقطع تعیین می‌شود. این کار با توجه به اطلاعات دریافتی از نرم‌افزار ایکس‌فویل و تعیین زاویه حمله مناسب انجام می‌گیرد. پس از طراحی پره‌های راهنمای توربین برای نقطه طراحی، شبیه‌سازی‌های عددی برای بازشدگی‌های مختلف چرخ و دبی‌های مختلف جریان انجام گرفته و نتایج در نقطه طراحی با نمونه صنعتی مقایسه شده‌اند. همچنین با توجه به وقوع پدیده کاویتاسیون در نقاط خارج از نقطه کاری در بازشدگی‌های مختلف پره چرخ که در تحقیقات منتشرشده قبلی بررسی نشده‌است، نتایج حل دوفاز با مدلسازی همگن در نظر گرفته‌شده و محل‌های تشکیل حباب در پدیده کاویتاسیون مشخص شده‌اند. با توجه به نوین‌بودن ایده طراحی این توربین‌ها و امکان استفاده در ظرفیت‌های آبی داخل کشور به خصوص کانال‌های پایین‌دستی سدها مانند سد دز، روش طراحی و نتایج این مقاله می‌تواند برای طراحی چرخ و پره‌های راهنمای توربین‌های با ارتفاع بسیار کم جهت استفاده در طرح‌های آبی ساخت و توسعه نیروگاه‌های کم‌ظرفیت در ایران استفاده شود.

کارکردی این توربین‌ها 1.5 تا 4.5 متر است که در مقایسه با محدوده ارتفاع توربین‌های کاپلان (10 تا 60 متر) [2]، بسیار کوچک به نظر می‌رسد. تفاوت دیگر این توربین با نوع کاپلان رایج، تعداد بیشتر پره‌ها برای چرخ است؛ یعنی تعداد 8 عدد پره در چرخ که دو برابر تعداد پره در چرخ توربین‌های کاپلان است [1]. مزیت عمده این توربین‌ها، کاهش قابل ملاحظه در هزینه‌های ساخت تاسیسات ذخیره‌سازی آب است. به طوری که خود توربین و محفظه آن به همراه کانال بالادست، نقش مخزن را بر عهده دارند. به عبارت دیگر این توربین نیازی به لوله پستتاک<sup>1</sup> و محفظه حلزونی<sup>2</sup> در بالادست چرخ ندارد. همچنین به علت پایین بودن سرعت و انرژی جنبشی سیال در پایین‌دست چرخ، نیازی به ساخت لوله مکش<sup>3</sup> نیست. عدم نیاز به ساخت اجزای گفته شده، هزینه‌های عمرانی را در حدود 40 تا 50 درصد کاهش می‌دهد [3] و موجب کاهش زمان مورد نیاز برای ساخت تا حد یک سال در مقایسه با دوره 3 تا 6 ساله ساخت نیروگاه‌های هیدرولیکی متداول می‌شود [4]. با توجه به محدوده ارتفاع مذکور، توربین‌های با ارتفاع بسیار کم با استفاده از دبی جریانی 10 تا 27.5 متر مکعب در ثانیه، قادر به تولید توان در محدوده 100 تا 500 کیلووات در نمونه‌های صنعتی با راندمان بالای 80 درصد هستند [5]. پژوهش‌های انجام‌شده درباره توربین‌های با ارتفاع بسیار کم را می‌توان به سه دسته تقسیم‌بندی نمود. دسته اول به معرفی، تحلیل و ذکر مزایای استفاده از این نوع توربین می‌پردازد [6,1]. با توجه به سرمایه‌گذاری‌های صورت گرفته در کشورهای فرانسه و کانادا، بخشی از این تحلیل‌ها با توجه به پتانسیل‌های موجود در این کشورها انجام شده‌است [7]. چنین پژوهش‌هایی منجر به احداث 57 نمونه از نیروگاه‌های دارای توربین با ارتفاع بسیار کم در کشورهای اروپایی به ویژه فرانسه و ایتالیا تا سال 2015 شده‌است [5].

دسته دوم پژوهش‌ها به صورت تجربی و عددی به بررسی این توربین‌ها پرداخته‌اند [9,8,3]. به عنوان مثال در یکی از این بررسی‌ها به اثر وجود پله در بالادست توربین پرداخته‌اند. لازم به ذکر است که وجود پله در کانال بالادست به علت وجود شیب‌های مختلف در کف کانال اجتناب‌ناپذیر است [3]. در [9] نشان داده شده‌است که وجود پله در بالادست باعث ایجاد پروفیل سرعت غیریکنواخت، سیرکولاسیون و کاهش سرعت جریان ورودی به توربین می‌شود. در نتیجه بازده توربین کاهش پیدا خواهد کرد.

دسته سوم با استفاده از روش دینامیک سیالات محاسباتی<sup>4</sup> به بهینه‌سازی توربین‌های با ارتفاع بسیار کم می‌پردازند. این مطالعات نشان داده‌اند که طراحی توربین با در نظر گرفتن معیار گردابه آزاد<sup>5</sup> برای سرعت مماسی در خروجی چرخ، منجر به ثابت شدن سرعت محوری توربین می‌شود. اعمال معیارهای گردابه اجباری<sup>6</sup> و سرعت چرخشی<sup>7</sup> ثابت برای سرعت مماسی خروجی، موجب توزیع غیرثابت برای سرعت محوری چرخ می‌شود. در صورت در نظر گرفتن معیار گردابه آزاد، در مقایسه با معیارهای گردابه اجباری و سرعت چرخشی ثابت میزان توان تولیدی کمتر است. با این حال استفاده از معیار گردابه آزاد در خروجی توربین منجر به ثابت شدن اندازه سرعت محوری در تمام مقاطع می‌شود و احتمال بروز کاویتاسیون را کاهش می‌دهد [10]. در پژوهش دیگری استفاده از معیار ضریب فشار کمینه در سمت مکش پره برای تعیین نوع هیدروفویل در طراحی توربین با ارتفاع بسیار کم با فرض گردابه آزاد در خروجی چرخ، منجر به طراحی هندسه با راندمان بالای 90%

<sup>1</sup> Penstock<sup>2</sup> Spiral Case<sup>3</sup> Draft Tube<sup>4</sup> CFD<sup>5</sup> Free Vortex<sup>6</sup> Forced Vortex<sup>7</sup> Swirl Velocity<sup>8</sup> X-Foil<sup>9</sup> MATLAB<sup>10</sup> CST<sup>11</sup> Stagger Angle<sup>12</sup> Chord

$$C_m = \frac{Q}{\frac{\pi}{4}(D^2 - D_{hub}^2)} \quad (7)$$

سپس با استفاده از روابط 8 تا 11 مقادیر سرعت نسبی جریان، زاویه سرعت نسبی جریان ورودی و خروجی به پره و زاویه سرعت نسبی جریان برای هر مقطع مشخص می شود.

$$W_{\infty}^2 = C_m^2 + (U - \frac{C_u}{2})^2 \quad (8)$$

$$\tan \beta_1 = \frac{C_m}{U - C_u} \quad (9)$$

$$\tan \beta_2 = \frac{C_m}{U} \quad (10)$$

$$\tan \beta_{\infty} = \frac{\tan \beta_1 + \tan \beta_2}{2} \quad (11)$$

در ادامه با توجه به شکل 1(a) و تعریف زاویه لغزش<sup>4</sup> با توجه به نسبت نیروی پسا به نیروی برآ در رابطه 12، مقدار حاصل ضرب ضریب برآ در نسبت صلبیت برای هر مقطع به دست می آید.

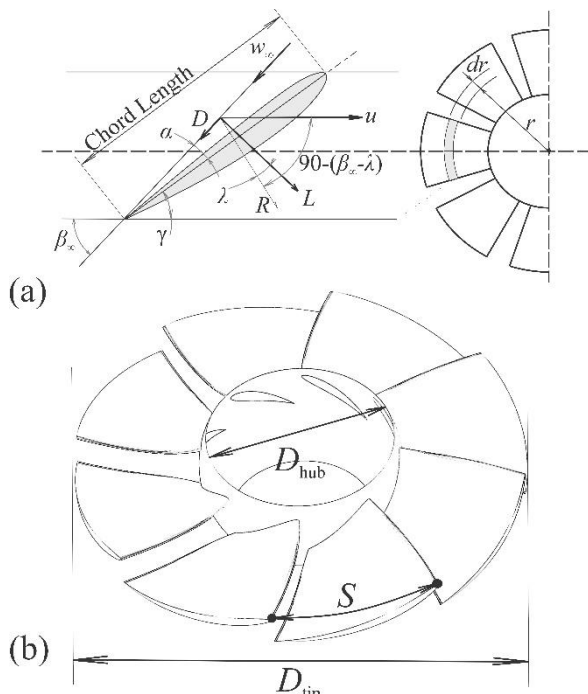
$$\tan \lambda = \frac{C_d}{C_l} \quad (12)$$

$$C_l \sigma = \frac{2gHC_m \cos \lambda}{W_{\infty}^2 U \sin(\beta_{\infty} - \lambda)} \quad (13)$$

در رابطه 13 نسبت صلبیت<sup>5</sup> با تعریف نسبت طول وتر به گام هیدروفویل در هر مقطع از رابطه 14 قابل محاسبه است.

$$\sigma = \frac{C}{S} \quad (14)$$

جهت مشخص شدن نحوه قرارگیری هیدروفویل در مقطع مربوطه، نیاز است دو پارامتر طول وتر و زاویه نصب هیدروفویل مطابق با شکل 1(a) تعیین شوند. بر اساس رابطه 14 در هر مقطع طول وتر بر مبنای طول گام



**Fig. 1** Design angles and forces on the blade section (a), blades pitch at tip section and diameter of hub and shroud

شکل 1 (a) زوایای طراحی و نیروهای وارد بر مقطع پره و (b) گام پره ها در مقطع نوک پره و قطرهای داخلی و خارجی چرخ

## 2- روش طراحی چرخ و پره های راهنما

به منظور طراحی چرخ توربین، اولین گام توجه به اطلاعات موجود درباره نمونه صنعتی [5] است. با توجه به محدودیت اطلاعات فنی منتشرشده با مراجعه به جداول طراحی در مرجع شرکت فرانسوی سازنده توربین، نمونه ای از توربین انتخاب شد که اطلاعات مربوط به نقطه طراحی آن در مقاله منتشرشده [6] وجود داشته باشد. به این ترتیب در گام نخست مشخصه های اولیه توربین مطابق با جدول 1 انتخاب گردید.

لازم به ذکر است که انتخاب پارامتر سرعت دورانی با توجه به مشخصه ماهی دوستی<sup>1</sup> و نیز محدودیت فنی پارامترهای دبی واحد و سرعت دورانی واحد بوده است. بر این اساس، پارامترهای طراحی انتخاب شده طبق آزمایش های اولیه صورت گرفته باید در شرایط معادلات 1 و 2 صدق می کنند تا راندمان هیدرولیکی توربین بیشتر از 80% باشد [10,1].

$$0.2 < Q_{11} = \frac{Q}{D^2 H^{0.5}} < 1.2 \quad (1)$$

$$65 < N_{11} = \frac{nD}{H^{0.5}} < 280 \quad (2)$$

مقدار سرعت مخصوص توربین با توجه به رابطه 3 که برای تعیین سرعت مخصوص توربین های آبی به کار می رود، تقریباً برابر 257 است که در محدوده سرعت مخصوص توربین های محوری (200 تا 300) قرار می گیرد [15].

$$N_s = \frac{n\sqrt{P}}{H^{\frac{5}{4}}} \quad (3)$$

همچنین در روند حل با توجه به نمونه صنعتی توربین و نیز در تطابق با روش طراحی توربوماشین های محوری، نسبت قطر ریشه<sup>2</sup> به قطر خارجی توربین برابر 0.45 در نظر گرفته شد [15]. با توجه به تعریف راندمان هیدرولیکی<sup>3</sup> توربین در رابطه 4 و مقادیر موجود در جدول 1 و نیز احتساب راندمان الکتریکی 90 درصد برای مجموعه توربین، مقدار راندمان هیدرولیکی برای شروع طراحی بر اساس اطلاعات نمونه صنعتی توربین حدود 86 درصد است [5].

$$\eta = \frac{P}{\rho g Q H} \quad (4)$$

در روند حل اولیه بر اساس معادله اوپلر برای چرخ های آبی، لازم است زاویه و سرعت نسبی جریان تعیین شود. به این منظور سرعت مماسی و مولفه مماسی سرعت مطلق و نیز سرعت محوری از معادلات 5 تا 7 تعیین می شوند. فرض اصلی در این مرحله از طراحی توربوماشین های محوری، تساوی سرعت محوری برای مقاطع مختلف پره از ریشه تا نوک است [15] که پیش از این در طراحی توربین های با ارتفاع بسیار کم نیز استفاده شده است [10].

$$U = \frac{2\pi r n}{60} \quad (5)$$

$$C_u = \frac{gH}{U} \quad (6)$$

**جدول 1** پارامترهای طراحی اولیه چرخ توربین

**Table 1** Runner primary design parameters

مقدار انتخاب شده	پارامتر طراحی
450 kW	توان
2.6 m	ارتفاع خالص
22.7 m <sup>3</sup> s <sup>-1</sup>	دبی حجمی
4.5 m	قطر چرخ
40 rpm	سرعت دورانی

<sup>1</sup> Fish Friendliness

<sup>2</sup> Hub

<sup>3</sup> Hydraulic Efficiency

<sup>4</sup> Gliding Angle

<sup>5</sup> Solidity

مربوط به آن مقطع محاسبه می شود. طول گام در مقطع نوک پره در شکل 1(b) نشان داده شده است. در روند طراحی پس از مشخص کردن مقدار ضریب لیفت مورد نیاز از رابطه 13، انتخاب زاویه حمله مناسب براساس تحلیل نرم افزار ایکس فویل بر روی هیدروفویلی صورت می گیرد که توسط کاربر انتخاب شده است. براساس زاویه حمله تعیین شده توسط ایکس فویل، زاویه نصب هیدروفویل مطابق با هندسه مقطع پره و جریان نسبی در شکل 1(a) از رابطه 15 تعیین می شود.

$$\gamma = \beta_{\infty} - \alpha \quad (15)$$

برای تعیین طول وتر هیدروفویل با توجه به تعریف نسبت صلیبیت و با در نظر گرفتن مقدار نسبت صلیبیت ثابت 1، طول وتر در مقاطع مشخص می شود. قابل ذکر است که استفاده از ضریب صلیبیت ثابت، به عنوان پارامتر تجربی در طراحی معمول بوده و در یک نمونه از پژوهش های گذشته در زمینه طراحی توربین با ارتفاع بسیار کم منجر به راندمان بالای 90 درصد شده است [13]. پارامترهای طراحی برای 5 مقطع در طول پره حاصل از الگوریتم نشان داده شده در فرآیند شکل 2، در جدول 2 ارائه شده اند.

به منظور مدلسازی پره های راهنما از تعداد 18 پره راهنما در ورودی جریان به چرخ استفاده گردید. هر پره راهنما شامل یک قسمت مسطح ورودی متصل به بخش زاویه دار است که جریان سیال ورودی به توربین را بر روی پره های چرخ توزیع می کند. روند طراحی این پره ها به این صورت است که با استفاده از برنامه متلب، با اعمال ضریب صلیبیت 0.7 برای مقاطع مختلف پره راهنما و نیز با فرض اینکه هر مقطع از پره راهنما قوس زاویه ای 14 درجه ای را پیوشاند، نقاط مربوط به مقاطع پره راهنما تولید شده است. زاویه هدایت جریان از پره های راهنما به چرخ با استفاده از شبیه سازی های اولیه و مشاهده تغییر مسیر خطوط جریان بر اثر عبور از پره های راهنما برای نقطه کاری طراحی برابر 50 درجه انتخاب گردیده است. انتخاب زاویه پره های راهنما به گونه ای بوده است که پس از تحلیل عددی برای مجموعه توربین، مقادیر ارتفاع و راندمان هیدرولیکی برابر با نقطه طراحی توربین صنعتی به دست آید. پس از تولید نقاط مربوط به پره های راهنما و انتقال هندسه به مجموعه انسیس<sup>1</sup>، مجموعه توربین شامل قطاع پریودیک چرخ و پره های راهنما در شکل 3 نشان داده شده است.

با توجه به نیاز به تنظیم پره چرخ در زوایای بازشدگی مختلف در مراحل بعدی حل، اطلاعات هر مقطع بر روی سطوح کروی تصویر شد. به عبارت دیگر با استفاده از نرم افزار متلب، نقاط تشکیل دهنده مقاطع طراحی، جهت شناسایی هندسه سه بعدی پره چرخ توسط توربوگرید برای مقاطع ریشه، نوک و سه مقطع میانی تولید شدند. لازم به ذکر است که فرآیند طراحی و ایجاد هندسه با ترکیب نرم افزارهای متلب، ایکس فویل و توربوگرید، موجب حذف روند معمول مربوط به مدلسازی جداگانه در نرم افزارهای تولید هندسه می شود. استفاده از برنامه نوشته شده برای ترکیب چند نرم افزار یاد شده علاوه بر امکان مدلسازی توربوماشین های محوری مشابه، ضمن کاهش زمان مدلسازی و حل عددی نسبت به شبیه سازی های قبلی، امکان تولید هندسه های مختلف پره چرخ و پره های راهنما را برای مطالعه حالت های امکان پذیر در ساختار توربین های با ارتفاع بسیار کم فراهم می کند.

### 3- حل عددی جریان به روش دینامیک سیالات محاسباتی

#### 3-1- تولید شبکه

با مشخص شدن پارامترهای مربوط به هر مقطع پره چرخ، مشخصات

برای شبکه بندی حل حول پره های راهنما نیز مشابه با چرخ پس از اعمال مقدار  $y^+$  کمتر از 1 برای دیواره ها و تعیین عدد رینولدز متوسط  $3 \times 10^6$ ، شبکه ساختاریافته به تعداد 570750 سلول در نظر گرفته شده است. همچنین برای دقیق تر شدن حل و اینکه شرط مرزی خروجی از چرخ فاصله مناسبی داشته باشد، یک قسمت استوانه ای پریودیک به طول 1.2 متر و با قطر داخلی و خارجی چرخ به قسمت خروجی چرخ اضافه شد. برای تعیین طول مناسب برای لوله خروجی چند مرحله حل عددی انجام شد تا ابعاد لوله به گونه ای باشد که جریان برگشتی به کمترین مقدار برسد و اتصال پایین دست توربین به فشار خروجی قابل مقایسه با حالت واقعی باشد. شبکه این قسمت که شامل 53951 سلول محاسباتی است، با کمک نرم افزار تولید شبکه انسیس<sup>2</sup> ایجاد شد. علت اضافه کردن این بخش، محدودیت ابعاد هندسه ورودی به توربوگرید بوده است. برای شبکه لایه مرزی در قسمت دیواره های استوانه خروجی 10 لایه به ضخامت مجموع 2 میلی متر در نظر گرفته شده است. روند استقلال حل از شبکه در جدول 3 و شکل 4 ارائه شده است که در نتیجه آن، شبکه شماره 4 جهت حل عددی در بازشدگی مبنای چرخ استفاده شده است. در شکل 5 نمایی از شبکه ساختاریافته برای پره چرخ و شبکه لایه مرزی در قسمتهای لقی پره و در اطراف هیدروفویل در ریشه پره نشان داده شده است.

#### 3-2- تنظیمات حلگر و شرایط مرزی

با انتقال شبکه تولید شده برای چرخ، پره های راهنما و لوله خروجی به حلگر انسیس سی اف ایکس<sup>4</sup> و تعریف شرایط مرزی، حل اولیه ای برای مقادیر متفاوت سرعت ورودی انجام شد. ناحیه شامل چرخ با سرعت زاویه ای 40 rpm دوران می کند. در قسمت چرخ، سطوح پره و ریشه دارای سرعت دورانی برابر با سرعت زاویه ای چرخ هستند در حالی که دیواره محفوظه چرخ ثابت در نظر گرفته شده است. شرایط مرزی در سطوح شامل دیواره های ریشه و محفوظه توربین و نیز بر روی سطح پره ها، دیوار بدون لغزش است. شرط مرزی در سطح بین پره های راهنما و چرخ و نیز بین چرخ و لوله خروجی، به صورت اینترفیس<sup>5</sup> در حالت فروزن روتور<sup>6</sup> اعمال شده و برای سطوح پریودیک در قطاع پره های چرخ و راهنما، از نوع پریودیک دورانی<sup>7</sup> است. در مقطع خروجی، شرط فشار خروجی وجود دارد که به سیال اجازه می دهد در صورت بازگشت جریان، در جهت خطوط جریان و با فشار نسبی صفر برگردد. برای شرط ورودی جریان، در صورت استفاده از پره های راهنما، نیازی به اعمال سرعت ورودی به صورت چند مولفه ای نخواهد بود و تنها کافیست سرعت

<sup>2</sup> Turbo Grid

<sup>3</sup> ANSYS Mesh

<sup>4</sup> ANSYS CFX

<sup>5</sup> Interface

<sup>6</sup> Frozen Rotor

<sup>7</sup> Rotational Periodicity

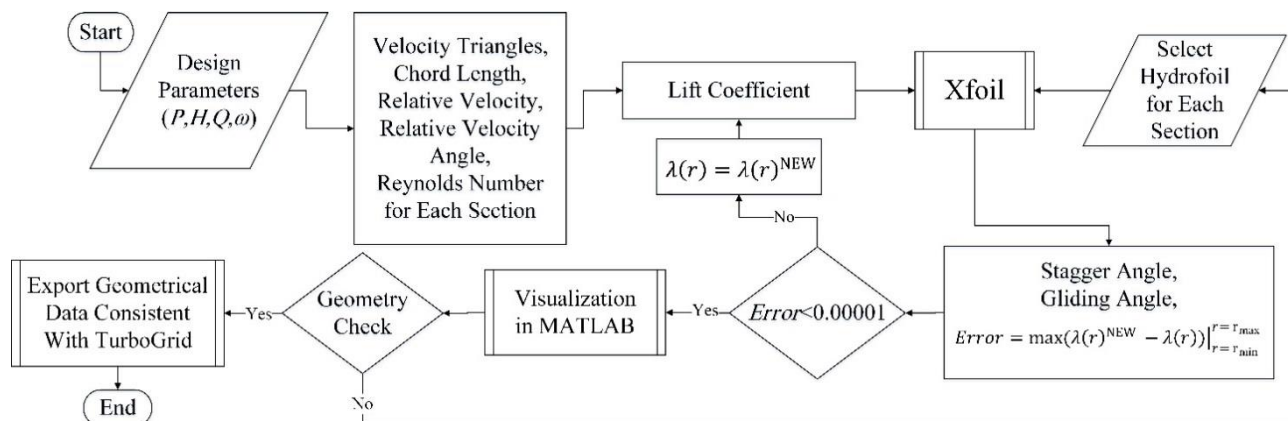


Fig. 2 Flowchart of sections design in MATLAB and X-Foil

شکل 2 فرآیند طراحی مقاطع در متلب و ایکس فویل

جدول 2 پارامترهای طراحی مقاطع پره چرخ

Table 2 Design parameters of the runner blade

5	4	3	2	1	شماره مقطع
2.25	1.9406	1.6313	1.3219	1.0125	شعاع (m)
NACA2406	NACA2406	NACA2406	NACA2408	NACA2416	نوع هیدروفویل
1.767	1.524	1.281	1.038	0.795	گام یا طول وتر (m)
17.45	22.15	30.00	44.77	74.14	$\beta_1$
10.75	12.42	14.68	17.91	22.88	$\beta_2$
14.15	17.41	22.76	33.33	63.10	$\beta_\infty$
10.13	11.27	13.01	16.79	30.44	زاویه نصب
0.47	0.43	0.60	0.86	1.25	زاویه لغزش
4.02	6.14	9.76	16.54	32.66	زاویه حمله
0.68	0.91	1.27	1.84	2.75	$C_L$

نزدیکی دیواره ها در جریان های داخلی توربوماشین ها دارد، استفاده می شود. این مدل که بر اساس مدل دو معادله ای کی امگا<sup>3</sup> توسعه داده شده، با

جدول 3 استقلال حل از شبکه

Table 3 Mesh independency

توان (kW)	تعداد سلول لوله خروجی	تعداد سلول پره های راهنما	تعداد سلول چرخ	شماره شبکه
483.24	33118	276750	324960	1
476.42	41517	371250	476040	2
470.83	48772	434250	683055	3
471.29	53951	570750	800371	4
471.46	72992	691725	848310	5

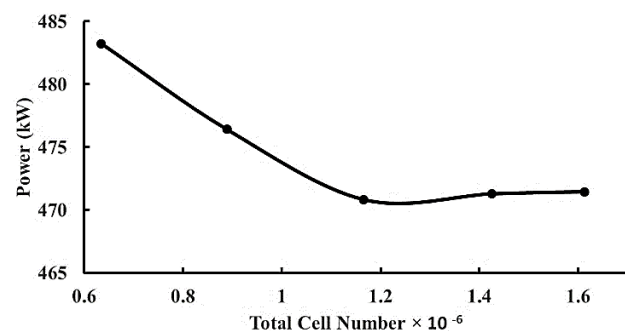


Fig. 4 Mesh independency for generated power based on total cell number

شکل 4 استقلال نتایج از شبکه برای توان تولیدی بر مبنای تعداد کل سلول های محاسباتی

محوری که در نقطه طراحی برابر با 1.79 متر بر ثانیه است، اعمال شود. نواحی حل و شرایط مرزی در شکل 6 نشان داده شده اند.

برای مدل سازی جریان آشفته، از مدل توربولانسی دو معادله ای اس اس تی<sup>1</sup> (انتقال تنش برشی<sup>2</sup>) که کارایی مناسبی برای مدل سازی آشفتگی جریان در

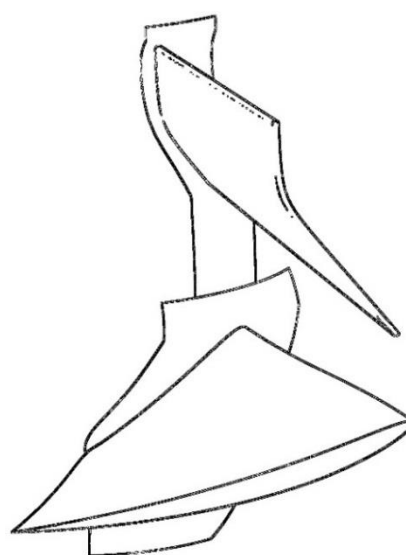


Fig. 3 Periodic view of the runner blade and guide vane

شکل 3 نمای پریودیک پره چرخ و پره راهنما

<sup>1</sup> SST

<sup>2</sup> Shear Stress Transport

<sup>3</sup> kω

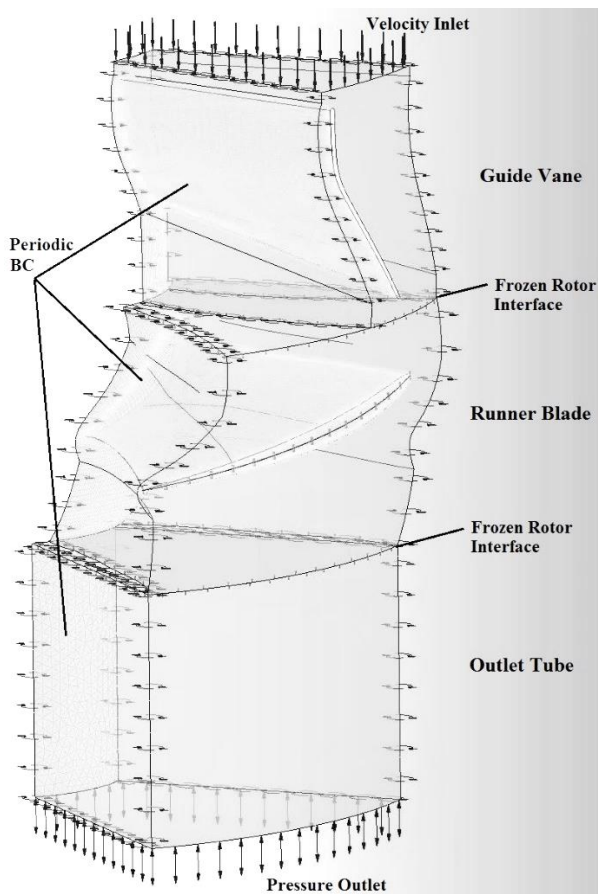


Fig. 6 Domains and boundary conditions

شکل 6 دامنه حل و شرایط مرزی

کاویتاسیون دمای سیال به طور ثابت  $25^{\circ}\text{C}$  فرض شد. با توجه به دوفازی بودن این پدیده و نتایج تحلیل عددی اولیه که به طور تک فاز صورت گرفت مشخص شد که می توان با استفاده از مدل همگن چندفازی، جریان را تحلیل نمود. مدل همگن چند فازی با در نظر گرفتن میدان جریان مشترک برای هر دو فاز مایع و بخار و با توجه به مشترک بودن کمیت های انتقالی، میدان جریان را با استفاده از معادلات انتقالی برای بالک سیال تحلیل می کند. برای مدل سازی انتقال جرم بین فازهای آب و بخار آب از مدل کاویتاسیون در حلگر سی اف ایکس استفاده شد. با توجه به سرعت بالای تولید و فروپاشی حباب ها، امکان برقراری تعادل حرارتی بین فازهای مختلف وجود ندارد. بنابراین به منظور ساده سازی مدل سازی کاویتاسیون، تنها تغییرات فشار فازها مورد توجه است. انتقال جرم بین فازی در مدل کاویتاسیون با استفاده از معادله ریلی پلسه<sup>1</sup> بررسی می شود [17] که می توان نرخ تولید و چگالش بخار را با کمک آن بررسی نمود. رابطه 17 فرم ساده شده معادله ریلی پلسه را برای تعیین نرخ رشد حباب های کاویتاسیون با صرف نظر از اثرات تنش سطحی و ترم های درجه دوم نشان می دهد [16].

$$\frac{dR_B}{dt} = \sqrt{\frac{2p_v - p}{3\rho}} \quad (17)$$

با توجه به رابطه 17، لازم است فشار بخار در دمای سیال تعیین شود که در مورد تحلیل حاضر این مقدار برابر با 3169 پاسکال در دمای ثابت  $25^{\circ}\text{C}$  تعیین گردید. با تعیین نرخ رشد حباب ها، حلگر قادر است نرخ تغییرات حجم و جرم حباب ها را تعیین کند و در نهایت کسر حجمی فاز بخار آب مشخص

<sup>1</sup> Rayleigh-Plesset

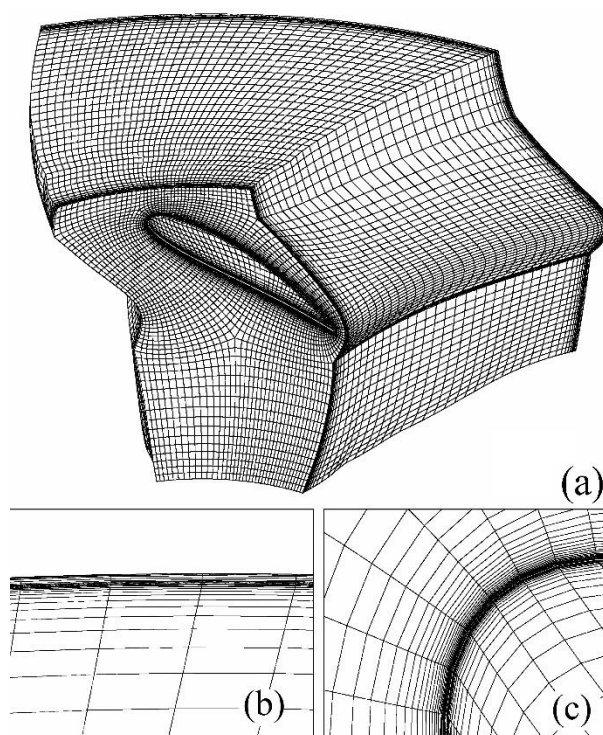


Fig. 5 Structured grid for runner blade (a), boundary layer mesh in clearance (b) and boundary layer mesh around the hydrofoil near the hub (c)

شکل 5 شبکه ساختاریافته برای پره چرخ (a)، شبکه لایه مرزی در قسمت لقی پره (b) و شبکه لایه مرزی در اطراف هیدروفویل در نزدیکی ریشه (c)

در نظر گرفتن انتقال تنش برشی ناشی از آشفتگی جریان، پیشبینی دقیقی از شروع و اندازه جدایی جریان از سطوح بر اثر گرادیان های فشار نامناسب ارائه می دهد [16]. لازم به ذکر است که در قسمت مدل سازی آشفتگی در نرم افزار سی اف ایکس، تابع دیواره از نوع اتوماتیک انتخاب شده است تا بتواند بین شرایط حاکم بر دیواره مانند تنش برشی و متغیرهای مستقل در گره های محاسباتی نزدیک دیواره که در مناطق کاملاً آشفته از لایه مرزی واقع شده اند، رابطه برقرار کند. برای افزایش دقت محاسباتی در این مدل سازی، لازم است مقدار پارامتر فاصله بی بعد از دیواره  $y^+$  در حدود عدد 1 باقی بماند که این معیار با توجه به مرحله تولید شبکه و نتایج مرحله استقلال حل از شبکه در سطوح دیواره ها به خصوص دیواره های پره چرخ اعمال گردید. برای بررسی همگرایی حل، معیار همگرایی به اندازه  $10^{-6}$  انتخاب شد. برای مشاهده روند همگرایی، مقادیر ارتفاع توربین دو سر مجموعه توربین از طریق اختلاف فشار مطلق بین سطوح ورودی و خروجی تعریف شد. همچنین توان تولیدی با توجه به سرعت دورانی و گشتاور روی پره ها تعریف شد که با کمک آن مقدار راندمان هیدرولیکی طبق رابطه 16 محاسبه می شود.

$$\eta = \frac{T\omega}{\rho g Q H} \quad (16)$$

در رابطه اخیر مقدار ارتفاع توربین، در طی حل و از طریق اختلاف فشار کل بین دو سر مجموعه چرخ و پره های راهنما محاسبه می شود. همچنین در محاسبه توان، گشتاور روی سطوح پره و قسمت ریشه مورد توجه بوده است.

### 3-3- مدل سازی کاویتاسیون

در مورد توربین با ارتفاع بسیار کم با توجه به عدم وجود گرادیان های دمایی برای جریان در حین عبور از مجموعه توربین، برای مدل سازی پدیده



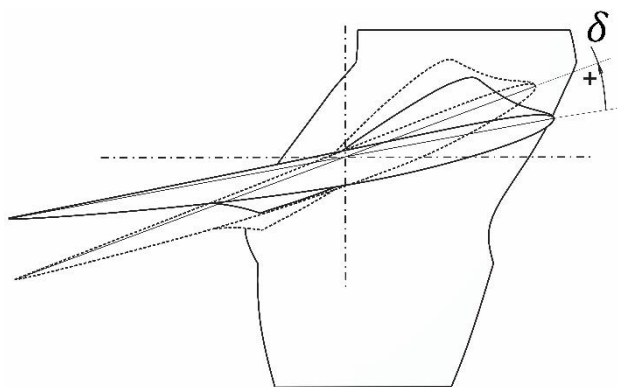


Fig. 7 Variations of the opening angle of the rotor blades

شکل 7 نحوه تغییر زاویه بازشدگی پره های چرخ

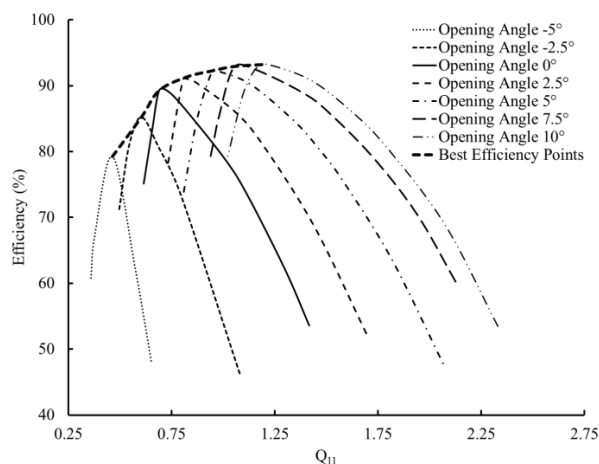


Fig. 8 Turbine hydraulic efficiency at different unit discharges for various opening angles of the runner blade

شکل 8 راندمان هیدرولیکی توربین در دبی های واحد مختلف برای بازشدگی های متفاوت پره چرخ

تغییر دادن زاویه بازشدگی به میزان مناسب، از افت راندمان توربین جلوگیری کرد.

با توجه به روند نقاط بهینه در بازشدگی های مختلف، دیده می شود که نقطه بیشینه راندمان هیدرولیکی در مورد بازشدگی های مثبت نتایج بهتری را نسبت به بازشدگی مبنا نشان می دهد. اما به علت اینکه مقدار دبی حجمی جریان در نقاط بهینه مربوط به بازشدگی های مثبت، خارج از محدوده دبی حجمی توصیه شده برای توربین های با ارتفاع بسیار کم ( $10 \frac{m^3}{s} < Q < 27.5 \frac{m^3}{s}$ ) است، نقطه بیشینه در بازشدگی مبنا، که همان نقطه طراحی اولیه بوده است، همچنان می تواند به عنوان نقطه طراحی بهینه مورد توجه قرار گیرد.

مطابق با شکل 9 خطوط جریان در دیدگاه نسبی نشان می دهند که همانطور که در روند طراحی مورد نظر بوده است، جریان سیال در مقاطع مختلف با زاویه حمله مناسب برای آن مقطع با پره برخورد می کند. در شکل 10 خطوط جریان در دیدگاه مطلق نشان دهنده اهمیت پره های راهنما در هدایت جریان با زاویه مناسب بر روی پره های چرخ هستند. همانطور که مشاهده می شود زاویه این پره ها به گونه ای انتخاب شده که در شرایط پایا و با توجه به انحراف خطوط جریان در نزدیکی چرخ، زاویه برخورد جریان به چرخ بتواند زاویه حمله مناسب جهت ایجاد ضریب برای مورد نیاز در روند طراحی را فراهم کند.

می شود که به عنوان پارامتر خروجی حل در نواحی بحرانی از دیواره های پره چرخ قابل مشاهده است.

#### 4- نتایج حل عددی

پس از چند مرحله حل اولیه که به صورت تک فاز انجام گردید و بررسی نتایج، به منظور مدلسازی پدیده کاویتاسیون تحلیل دوفاز مطابق با تنظیمات ارائه شده در قسمت قبل، صورت گرفت. جدول 4 به منظور مقایسه نتایج به دست آمده با اطلاعات نقطه طراحی برای نمونه صنعتی در بازشدگی مبنا [6] ارائه شده است. درباره درصد خطای حل موجود در مقایسه با نمونه صنعتی می توان دو دلیل عمده را ذکر کرد. اول اینکه هندسه دقیق نمونه صنعتی شامل هیدروفریل و مشخصات هیدرودینامیکی مربوط به مقاطع مختلف پره چرخ در دسترس نبوده و طراحی به طور مستقل و براساس روش طراحی توربوماشین های محوری انجام شده است که در مطالعات پیشین ارائه نشده بوده است. دلیل دوم اینست که به منظور ساده سازی روند حل عددی و کاهش هزینه های محاسباتی و در تطابق با نمونه های حل عددی شرکت سازنده، از تحلیل کامل توربین در شرایط گذرا و غیرپروپدیگ در داخل کانال اجتناب شده است. با وجود ساده سازی های ذکر شده نتایج در نقطه طراحی از تطابق خوبی با نمونه صنعتی برخوردارند.

به منظور بررسی اثر تغییرات بازشدگی پره چرخ بر کارکرد توربین، نتایج حل در بازشدگی مبنا که طراحی در آن انجام شده است و نیز در 6 بازشدگی دیگر بررسی شده است. مطابق با شکل 7، نحوه تغییر زاویه بازشدگی پره های چرخ به این صورت است که پره چرخ حول نقطه پیچش مربوط به مقطع ریشه به اندازه زاویه بازشدگی دوران داده می شود. نتایج حل مربوط به بازشدگی های مختلف در شکل 8 ارائه شده است. در 4 زاویه بازشدگی مثبت، مسیر عبور جریان از بین پره های چرخ به تدریج مستقیم تر می شود و در 2 زاویه بازشدگی منفی، پره های چرخ به تدریج بسته می شوند. در شکل 8 تغییرات راندمان هیدرولیکی توربین بر اثر تغییر دبی حجمی واحد در هر بازشدگی در دور ثابت 40 rpm ارائه شده است. دبی حجمی واحد ( $Q_{11}$ ) از طریق رابطه 1 برای هر مقدار دبی حجمی و ارتفاع خالص توربین حاصل از حل محاسبه می شود.

در مورد نمودار شکل 8 ذکر این نکته لازم است که در هر بازشدگی، افزایش دبی حجمی جریان منجر به نتایجی برای ارتفاع خالص حاصل از حل عددی شده به طوری که طبق رابطه 1، مقدار دبی حجمی واحد ( $Q_{11}$ ) کاهش می یابد. به عبارت دیگر در هر بازشدگی، افزایش دبی حجمی منجر به کاهش دبی حجمی واحد می شود. همچنین باید توجه شود که تغییرات راندمان هیدرولیکی به ازای تغییرات دبی حجمی به عنوان ورودی مسئله، در اطراف نقطه بیشینه هر بازشدگی به کندی صورت می گیرد و در نقاط دور از نقطه بیشینه افت راندمان هیدرولیکی سریعتر است. بنابراین می توان با توجه به منحنی نقاط بهینه<sup>1</sup> در هنگام بروز تغییر در دبی ورودی به توربین، با

جدول 4 نتایج حل در نقطه طراحی در بازشدگی مبنا

Table 4 Results of the design point at the reference opening angle

پارامتر طراحی	منبع [6,5]	نتیجه حل	درصد خطا %
توان (kW)	450	471.293	4.73
ارتفاع خالص (m)	2.6	2.64	1.53
راندمان هیدرولیکی (%)	86.51	89.27	3.19

<sup>1</sup> Best Efficiency Points

کاویتاسیون در توربین با ارتفاع بسیار کم، تنها در شرایطی مشاهده می شود که فشار خروجی مجموعه توربین تا حد زیادی کاهش پیدا کند که با توجه به ثابت بودن فشار خروجی توربین در شرایط نصب معمول در کانال ها و یا رودخانه ها امکان بروز این نوع از کاویتاسیون بسیار کم است. در شرایط تحلیل شده در این مقاله، این نوع از کاویتاسیون تنها در ناحیه کوچکی در لبه حمله نوک پره و در بازشدگی های مینا و  $7.5^\circ$  دیده شد و کسر حجمی بخار مربوط به این حالت ها در مقادیر کمینه دبی حجمی به ترتیب به مقادیر بیشینه  $0.04$  و  $0.07$  رسید. این نتیجه نشان می دهد که این نوع از کاویتاسیون می تواند از زاویه تنظیم پره ها تاثیرپذیرد و اصلاح آن از طریق اصلاح هندسی نوک پره ممکن خواهد بود.

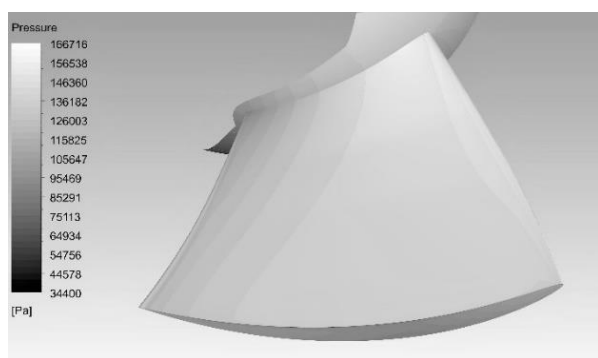


Fig. 11 Static pressure contour in pressure side of th blade

شکل 11 کانتور فشار استاتیک در سمت فشار پره

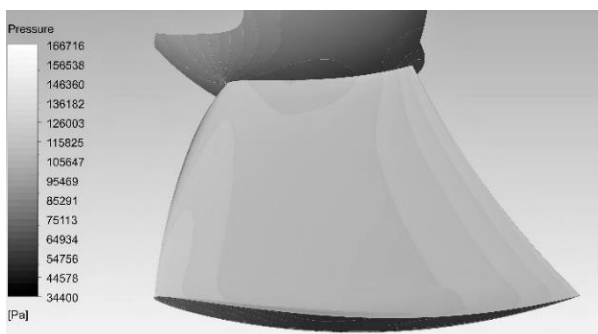


Fig. 12 Static pressure contour in suction side of th blade

شکل 12 کانتور فشار استاتیک در سمت مکش پره

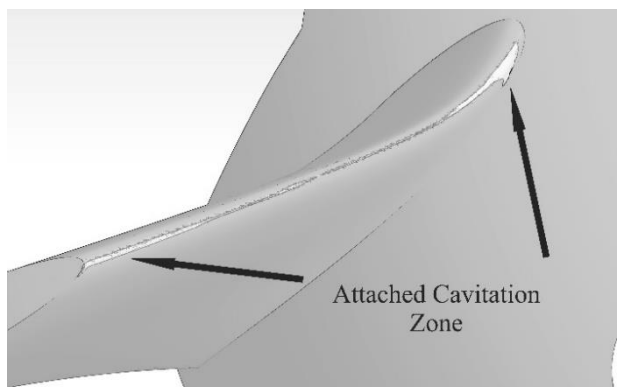


Fig. 13 Isosurface of vapor volume fraction = 0.5 at opening angle =  $7.5^\circ$  and  $Q = 44 \text{ m}^3\text{s}^{-1}$

شکل 13 سطح تراز برای کسر حجمی بخار آب 0.5 در بازشدگی  $7.5^\circ$  و دبی حجمی  $44 \text{ m}^3\text{s}^{-1}$

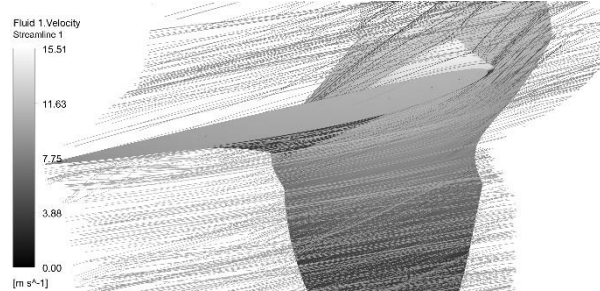


Fig. 9 Relative streamlines in periodic condition

شکل 9 خطوط جریان از دیدگاه نسبی در شرایط پرودیک

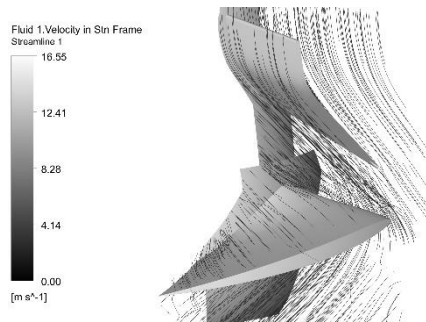


Fig. 10 Absolute streamlines in periodic condition

شکل 10 خطوط جریان از دیدگاه مطلق در شرایط پرودیک

به علت تشابه هندسه چرخ توربین های با ارتفاع بسیار کم با چرخ توربین های کاپلان و از آنجا که کاویتاسیون هیدرودینامیکی در توربین های آبی در نقاطی رخ می دهد که افت فشار محلی تا حد فشار اشباع آب اتفاق می افتد، لازم است به توزیع فشار روی چرخ توجه شود. همانطور که در شکل های 11 و 12 دیده می شود، توزیع فشار در قسمت های مکش و فشار پره نشان می دهد که مناطق با فشار کم به طور مشخص در قسمت لبه ورودی در سمت مکش پره و نیز در قسمت نوک پره واقع شده اند. نتایج حل عددی نشان می دهد که در نقطه طراحی در بازشدگی های مختلف، افت فشار موضعی در مناطق مذکور به حدی نیست که منجر به بروز کاویتاسیون شود. با این حال نتایج در شرایط خارج از نقطه طراحی نشانگر این است که در تمام بازشدگی های مثبت، افزایش دبی نسبت به نقطه بیشینه در منحنی های شکل 8 منجر به بروز کاویتاسیون در لبه حمله پره چرخ می شود. به عنوان نمونه در بازشدگی  $7.5^\circ$  و در دبی حجمی  $44 \text{ m}^3\text{s}^{-1}$  که معادل با نقطه انتهایی منحنی مربوط به این بازشدگی در شکل 8 است، منطقه کم فشار قسمت مکش در لبه حمله<sup>1</sup> پره، منجر به ایجاد کاویتاسیون الحاقی<sup>2</sup> به شکل نوار باریکی از ریشه تا نوک پره شده است. این نتیجه مشابه با نوع کاویتاسیون الحاقی معمول در توربین کاپلان است [2]. در شکل 13 سطح تراز کسر حجمی  $0.5$  که به طور تقریبی نشانگر سطح تبادل بین دو فاز است، در شرایط مذکور ارائه شده است. مشاهده می شود که در این حالت، اندازه ناحیه دچار کاویتاسیون در نزدیکی چرخ بزرگتر شده و کاویتاسیون از نوع الحاقی است.

همچنین انتظار می رفت نوع دیگری از کاویتاسیون که به عنوان کاویتاسیون گردابی نوک پره<sup>3</sup> شناخته می شود، در تنش برشی بالا در نواحی کم فشار نوک پره و در ناحیه لقی بین نوک پره و محافظه توربین قابل مشاهده باشد [2]. اما تحلیل عددی انجام شده نشان داد که این نوع از

<sup>1</sup> Leading Edge

<sup>2</sup> Attached Cavitation

<sup>3</sup> Tip Vortex Cavitation



## 5- نتیجه‌گیری

طراحی توربین محوری با ارتفاع بسیار کم با توان 450 کیلووات در ارتفاع خالص 2.6 متر و سرعت دورانی 40 rpm با استفاده از روش کلاسیک طراحی توربین‌های محوری صورت‌گرفت. در روند طراحی با استفاده از ترکیب نرم-افزارهای متلب، ایکس‌فویل و توربوگاید، هندسه چرخ توربین و پره‌های راهنما تولید شد و شبکه ساختاریافته‌ای جهت حل عددی ایجادگردید. این بسته نرم‌افزاری می‌تواند برای شبیه‌سازی‌های عددی سایر توربوماشین‌های محوری استفاده‌شود. تحلیل عددی پایا و دوفازی همگن مجموعه توربین به صورت پریودیک با کمک نرم‌افزار سی‌اف‌ایکس نشان‌داد که نتایج توربین طراحی‌شده در نقطه طراحی به طور مناسبی مشابه با نمونه صنعتی هستند و روش طراحی به‌کارگرفته‌شده در این مقاله منجر به تولید توان 471 کیلووات، ارتفاع خالص 2.64 متر و افزایش راندمان هیدرولیکی تا حدود 89 درصد در نقطه طراحی بازشدگی مینا شده‌است. همچنین با توجه به منحنی راندمان هیدرولیکی بر حسب دبی حجمی واحد، عملکرد توربین در بازشدگی‌های مختلف پره‌های چرخ روند مشابهی با اطلاعات نمونه صنعتی دارد. مدلسازی کاویتاسیون در حل عددی توربین برای دمای ثابت نشان‌می‌دهد که کاویتاسیون لبه حمله در قسمت مکش پره چرخ و در دبی‌های حجمی بالای مربوط به بازشدگی‌های مثبت پره‌های چرخ اتفاق‌می‌افتد و در نقطه طراحی در بازشدگی‌های مختلف، کاویتاسیون مشاهده‌نمی‌شود.

## 6- فهرست علائم

$C$	طول وتر هیدروفویل (m)
$C_d$	ضریب پسا
$C_l$	ضریب برآ
$C_m$	سرعت محوری ( $\text{ms}^{-1}$ )
$C_U$	مولفه مماسی سرعت مطلق ( $\text{ms}^{-1}$ )
$D$	نیروی پسا (N)
$D_{\text{hub}}$	قطر ریشه چرخ (m)
$D_{\text{tip}}$	قطر چرخ (m)
$g$	شتاب گرانش ( $\text{ms}^{-2}$ )
$H$	ارتفاع خالص (m)
$L$	نیروی برآ (N)
$n$	سرعت دورانی (rpm)
$N_{11}$	سرعت دورانی واحد
$N_s$	سرعت مخصوص
$p$	فشار سیال (Pa)
$P$	توان (kW)
$p_v$	فشار بخار در دمای سیال (Pa)
$Q$	دبی حجمی ( $\text{m}^3\text{s}^{-1}$ )
$Q_{11}$	دبی واحد
$r$	شعاع هر مقطع (m)
$R$	نیروی برآیند وارد بر هیدروفویل (N)
$R_B$	شعاع حباب ( $\mu\text{m}$ )
$S$	طول گام (m)
$T$	گشتاور توربین (Nm)
$U$	سرعت مماسی ( $\text{ms}^{-1}$ )

$W_{\infty}$  سرعت نسبی سیال ( $\text{ms}^{-1}$ )

## علائم یونانی

$\alpha$	زاویه حمله
$\beta_1$	زاویه سرعت نسبی در ورود به پره
$\beta_2$	زاویه سرعت نسبی در خروج از پره
$\beta_{\infty}$	زاویه سرعت نسبی جریان
$\gamma$	زاویه نصب
$\delta$	زاویه بازشدگی پره چرخ
$\eta$	راندمان هیدرولیکی
$\lambda$	زاویه لغزش
$\rho$	چگالی ( $\text{kgm}^{-3}$ )
$\sigma$	نسبت صلبیت
$\omega$	سرعت زاویه‌ای توربین (rad/s)

## 7- مراجع

- [1] R. Fraser, C. Deschênes, C. O'Neil, M. Leclerc, VLH: development of a new turbine for very low head sites, *Proceedings of 15th Waterpower HCI Publications*, Chattanooga, Tennessee, USA, Vol. 10, No. 157, pp. 23–26, 2007.
- [2] A. Riasi, S. Derakhshan, *Hydraulic Turbines*, First Edition, Tehran: Iranian academic center for education, culture and research, 2015. (in Persian فارسی)
- [3] J. N. Fernando, D. E. Rival, Characterizing the influence of upstream obstacles on very low head water-turbine performance, *Journal of Hydraulic Research*, Vol. 52, No. 5, pp. 644–652, Sep. 2014.
- [4] Very Low Head (VLH) Turbine - OWA Emergent Hydro Workshop, Accessed on 1 July 2017; <http://www.andrey.li/roueshydrauliques/FINALCoastalHydropower.pdf>.
- [5] VLH-Turbine, Accessed on 1 July 2017; [http://www.vlh-turbine.com/FR/html/Pdt\\_VLH.htm](http://www.vlh-turbine.com/FR/html/Pdt_VLH.htm).
- [6] P. Lautier, C. O'Neil, C. Deschenes, H. J. N. Ndjana, et al., Variable speed operation of a new very low head hydro turbine with low environmental impact, *Canada Electrical Power Conference of the Institute of Electrical and Electronics Engineers*, Montreal, Québec, Canada, pp. 85–90, 2007.
- [7] P. Kemp, C. Williams, R. Sasseville, N. Anderson, Very Low Head Turbine Deployment in Canada, *Institute of Physics Conference Series: Earth and Environmental Science*, Vol. 22, No. 6, pp. 62005, 2014.
- [8] B. Tackaberry, A. Yuen, J. Vertz, C. Hartloper, et al., Investigation of approach conditions for very low head (VLH) water turbine performance, *Proceedings of the 23rd Canadian Congress of Applied Mechanics*, Vancouver, British Columbia, Canada, pp. 698–701, 2011.
- [9] M. K. Wright, D. E. Rival, An experimental investigation of the approach flow conditions for a non-rotating, very low head water-turbine model, *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 49, pp. 105–113, 2013.
- [10] A. Muis, P. Sutikno, design and simulation of very low head axial hydraulic turbine with variation of swirl velocity criterion, *International Journal of Fluid Machinery and Systems*, Vol. 7, No. 2, pp. 68–79, 2014.
- [11] P. Sutikno, I. K. Adam, Design, simulation and experimental of the very low head turbine with minimum pressure and freevortex criterions, *International Journal of Mechanical and Mechatronics Engineering*, Vol. 11, No. 1, pp. 9–16, 2011.
- [12] A. G. B. da Cruz, A. L. A. Mesquita, C. J. C. Blanco, Minimum pressure coefficient criterion applied in axial-flow hydraulic turbines, *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, Vol. 30, No. 1, pp. 30–38, 2008.
- [13] A. Muis, P. Sutikno, A. Soewono, F. Hartono, Design optimization of axial hydraulic turbine for very low head application, *Energy Procedia: 2nd International Conference on Sustainable Energy Engineering and Application 2014 Sustainable Energy for Green Mobility*, Bandung, Indonesia, Vol. 68, pp. 263–273, 2015.
- [14] M. Mohammadi, A. Riasi, Design and optimization of the very low head turbine by the 'CST' method, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 16, No. 11, pp. 339–348, 2016. (in Persian فارسی)
- [15] A. Noorbakhsh, *Turbomachinery*, Fourth Edition, Tehran: University of Tehran, 2015. (in Persian فارسی)
- [16] ANSYS® Academic Research, Release 15.0, Help System, Accessed on 1 July 2017; [https://www.sharcnet.ca/Software/Ansys/15.0.7/en-us/help/cfx\\_thry/i1302321.html#i1302649](https://www.sharcnet.ca/Software/Ansys/15.0.7/en-us/help/cfx_thry/i1302321.html#i1302649).
- [17] P. Kumar, R. P. Saini, Study of cavitation in hydro turbines—A review, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 14, No. 1, pp. 374–383, 2010.