مجله مهندسی مکانیک مدرس، اسفند1396، دوره 17، شماره 12، ص‌ص 373-381

ماهنامه علمی پژوهشی

مهندسی مکانیک مدرس

mme.modares.ac.ir

طراحی هیدرودینامیکی و شبیه‌سازی عددی توربین محوری با ارتفاع بسیار کم (VLH)

سیدمحمد میرقوامی[1]، محمدهادی ستوده‌حقیقی[1]، سیدفرشید چینی[2]، علیرضا ریاسی[3*]

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

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

چکیده

یکی از روش‌های جدید بهره‌برداری از انرژی آبی در رودخانه‌ها و کانال‌ها استفاده از نیروگاه‌های کوچک مجهز به توربین‌های محوری با ارتفاع بسیار کم می‌باشد. در این پژوهش روند طراحی و شبیه‌سازی عددی توربین با ارتفاع بسیار کم با توجه به اطلاعات نمونه ساخته‌شده، ارائه‌شده‌است. 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 نرم‌افزارهای متلب و ایکس‌فویل توسعه‌داده‌شده‌است. در روند حل، طراحی هیدرودینامیکی اولیه با توجه به معادله اویلر برای چرخ‌های آبی انجام شده‌است. در ادامه با توجه به روش کلاسیک طراحی توربوماشین‌های محوری و انتخاب هیدروفویل با ضریب برآی مناسب، اطلاعات نهایی هندسی برای مقاطع پره چرخ به‌دست‌آمده‌است. پس از انتقال هندسه و ایجاد شبکه‌بندی ساختاریافته در توربوگرید برای گسسته‌سازی معادلات حاکم، شبیه‌سازی عددی با استفاده از نرم‌افزار سی‌اف‌ایکس انجام شده‌است. نتایج شبیه‌سازی برای مجموعه توربین شامل چرخ و پره‌های راهنما در بازشدگی‌های مختلف پره‌های چرخ ارائه‌شده‌اند. همچنین نتایج مربوط به امکان وقوع کاویتاسیون در بازشدگی‌ها و دبی‌های مختلف بررسی‌شده‌است. نتایج به‌دست‌آمده نشان می‌دهد که استفاده از روش طراحی ارائه‌شده، راندمان هیدرولیکی را برای نقطه کاری در بازشدگی مبنای طراحی پره‌های چرخ به میزان حدود 89 درصد رسانده‌است. از نظر کاویتاسیون، توربین طراحی‌شده تنها در دبی‌های بالای خارج از نقطه طراحی و در بازشدگی‌های مثبت پره‌های چرخ دچار کاویتاسیون لبه ورودی می‌شود 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

توربین‌های با ارتفاع بسیار کم[1] ، نوع جدیدی از توربین‌های کاپلان[2] با ارتفاع کم نسبت به توربین‌های هیدرولیک معمولی هستند که سازگاری بیشتری با محیط‌زیست و گونه‌های آبزی ساکن رودخانه‌ها دارند [1]. محدوده ارتفاع

[1] Very Low Head

[2] Kaplan

Please cite this article using:

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)

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-10-12]

[DOR: 20.1001.1.10275940.1396.17.12.11.3]

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 پنستاک[1] و محفظه حلزونی[2] در بالادست چرخ ندارد. همچنین به علت پایین بودن سرعت و انرژی جنبشی سیال در پایین‌دست چرخ، نیازی به ساخت لوله مکش[3] 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 می‌پردازند [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 انجام‌شده‌است [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 بررسی ها 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] نشان‌داده‌شده‌است که وجود پله در بالادست باعث ایجاد پروفیل سرعت غیریکنواخت، سیرکولاسیون و کاهش سرعت جریان ورودی به توربین می‌شود. در نتیجه بازده توربین کاهش‌پیداخواهدکرد.

دسته سوم با استفاده از روش دینامیک سیالات محاسباتی[4] به بهینه‌سازی توربین‌های با ارتفاع بسیار کم می‌پردازند. این مطالعات نشان‌داده‌اند که طراحی توربین با درنظرگرفتن معیار گردابه آزاد[5] برای سرعت مماسی در خروجی چرخ، منجر به ثابت‌شدن سرعت محوری توربین می‌شود. اعمال معیارهای گردابه اجباری[6] و سرعت چرخشی[7] ثابت برای سرعت مماسی خروجی، موجب توزیع غیرثابت برای سرعت محوری چرخ می‌شود. در صورت درنظرگرفتن 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 ثابت‌شدن 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% 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[8] و متلب[9] 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 درنظرگرفتن مشخصه‌های ماهی دوستی و طراحی و بهینه‌سازی پره‌های توربین با توجه به هیدروفویل مورد استفاده با روش سی‌اس‌تی[10] 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 هیدروفیل‌های انتخاب‌شده از سری NACA24XX، راندمان هیدرولیکی در نقطه کاری را به میزان 2.4% افزایش‌داده‌است.

در این مقاله روند طراحی چرخ و پره‌های راهنمای توربین با ارتفاع بسیار کم بر اساس الگوریتم طراحی توربوماشین‌های محوری ارائه‌شده‌است. روند طراحی با تحلیل اولیه مشخصه‌های جریان شامل زاویه و سرعت جریان نسبت به پره آغاز می‌شود که مبتنی بر معادله اویلر برای چرخ‌های آبی است. در ادامه با استفاده از برنامه نوشته‌شده در نرم‌افزار متلب بر اساس الگوریتم طراحی توربوماشین‌های محوری [15]، طراحی مقاطع توربین انجام‌می‌شود. به این منظور بر اساس اطلاعات موجود، هیدروفویل مشابه با نمونه صنعتی [5] انتخاب و در ادامه زاویه نصب[11] و طول وتر[12] هیدروفویل در هر مقطع تعیین می‌شود. این کار با توجه به اطلاعات دریافتی از نرم‌افزار ایکس‌فویل و تعیین زاویه حمله مناسب انجام‌می‌گیرد. 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 مقایسه‌شده‌اند. همچنین با توجه به وقوع پدیده کاویتاسیون در نقاط خارج از نقطه کاری در بازشدگی‌های مختلف پره چرخ که در تحقیقات منتشرشده قبلی بررسی‌نشده‌است، نتایج حل دوفاز با مدلسازی همگن درنظرگرفته‌شده و محل‌های تشکیل حباب در پدیده کاویتاسیون مشخص‌شده‌اند. 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 آتی ساخت و توسعه نیروگاه‌های کم‌ظرفیت در ایران استفاده‌شود.

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

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-10-12]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1396.17.12.11.3]

2- روش طراحی چرخ و پره‌های 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، نمونه‌ای از توربین انتخاب شد که اطلاعات مربوط به نقطه طراحی آن در مقاله منتشرشده [6] وجودداشته‌باشد. به این ترتیب در گام نخست مشخصه‌های اولیه توربین مطابق با جدول 1 انتخاب‌گردید.

لازم به ذکر است که انتخاب پارامتر سرعت دورانی با توجه به مشخصه ماهی‌دوستی[1] و نیز محدودیت فنی پارامترهای دبی واحد و سرعت دورانی واحد بوده‌است. بر این اساس، پارامترهای طراحی انتخاب‌شده طبق آزمایش-های اولیه صورت‌گرفته باید در شرایط معادلات 1 و 2 صدق می‌کنند 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 توربین‌های آبی به‌کارمی‌رود، تقریبا برابر 257 است که در محدوده سرعت مخصوص توربین‌های محوری (200 تا 300) قرارمی‌گیرد [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 توربوماشین‌های محوری، نسبت قطر ریشه[2] به قطر خارجی توربین برابر 0.45 درنظرگرفته‌شد [15]. با توجه به تعریف راندمان هیدرولیکی[3] 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 اویلر برای چرخ‌های آبی، لازم است زاویه و سرعت نسبی جریان تعیین‌شود. به این منظور سرعت مماسی و مولفه مماسی سرعت مطلق و نیز سرعت محوری از معادلات 5 تا 7 تعیین‌می‌شوند. فرض اصلی در این مرحله از طراحی توربوماشین‌های محوری، تساوی سرعت محوری برای مقاطع مختلف پره از ریشه تا نوک است [15] که پیش از این در طراحی توربین‌های با ارتفاع بسیار کم نیز استفاده‌شده‌است [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

پارامتر طراحی	مقدار انتخاب‌شده
توان	450 kW
ارتفاع خالص	2.6 m
دبی حجمی	22.7 m^3s^{-1}
قطر چرخ	4.5 m
سرعت دورانی	40 rpm

[1] Fish Friendliness
[2] Hub
[3] Hydraulic Efficiency

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

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 مشخص‌می‌شود.

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

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

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

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

در ادامه با توجه به شکل 1(a) و تعریف زاویه لغزش[4] با توجه به نسبت نیروی پسا به نیروی برآ در رابطه 12، مقدار حاصلضرب ضریب برآ در نسبت صلبیت برای هر مقطع به‌دست‌می‌آید.

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

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

در رابطه 13 نسبت صلبیت[5] با تعریف نسبت طول وتر به گام هیدروفویل در هر مقطع از رابطه 14 قابل‌محاسبه است.

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

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

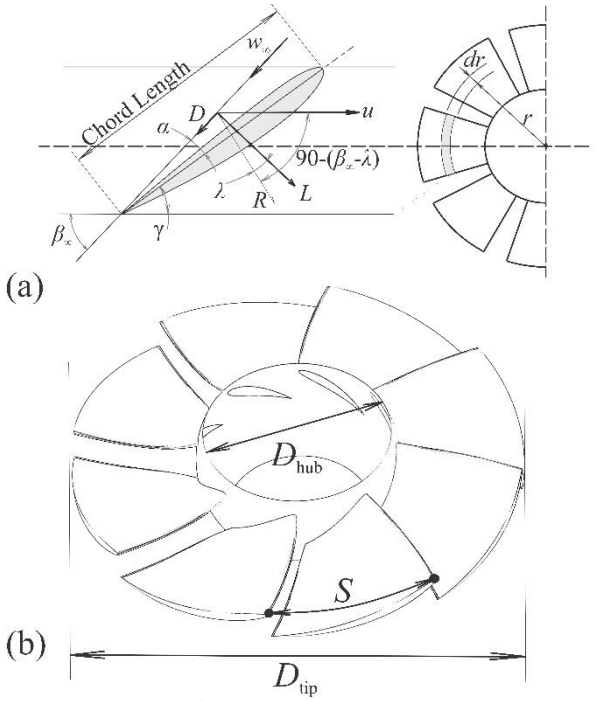

Fig. 1 Design angles and forces on the blade section (a), blades pitch at tip section and diameter of hub and shroud

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

[4] Gliding Angle
[5] Solidity

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-10-12]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1396.17.12.11.3]

مربوط به آن مقطع محاسبه‌می‌شود. طول گام در مقطع نوک پره در شکل 1(b) نشان‌داده‌شده‌است. در روند طراحی پس از مشخص‌کردن مقدار ضریب لیفت مورد نیاز از رابطه 13، انتخاب زاویه حمله مناسب براساس تحلیل نرم افزار ایکس‌فویل بر روی هیدروفویلی صورت می‌گیرد که توسط کاربر انتخاب‌شده‌است. براساس زاویه حمله تعیین‌شده توسط ایکس‌فویل، زاویه نصب هیدروفویل مطابق با هندسه مقطع پره و جریان نسبی در شکل 1(a) از رابطه 15 تعیین‌می‌شود.

$$\gamma = \beta_\infty - \alpha \tag{15}$$

برای تعیین طول وتر هیدروفویل با توجه به تعریف نسبت صلبیت و با درنظرگرفتن مقدار نسبت صلیبت ثابت 1، طول وتر در مقاطع مشخص می‌شود. قابل ذکر است که استفاده از ضریب صلبیت ثابت، به عنوان پارامتر تجربی در طراحی معمول بوده و در یک نمونه از پژوهش‌های گذشته در زمینه طراحی توربین با ارتفاع بسیار کم منجر به راندمان بالای 90 درصد شده‌است [13]. پارامترهای طراحی برای 5 مقطع در طول پره حاصل از الگوریتم نشان‌داده‌شده در فرآیند شکل 2، در جدول 2 ارائه‌شده‌اند.

به منظور مدلسازی پره‌های راهنما از تعداد 18 پره راهنما در ورودی جریان به چرخ استفاده‌گردید. هر پره راهنما شامل یک قسمت مسطح ورودی متصل به بخش زاویه‌دار است که جریان سیال ورودی به توربین را بر روی پره‌های چرخ توزیع‌می‌کند. روند طراحی این پره‌ها به این صورت است که با استفاده از برنامه متلب، با اعمال ضریب صلبیت 0.7 برای مقاطع مختلف پره راهنما و نیز با فرض اینکه هر مقطع از پره راهنما قوس زاویه‌ای 14 درجه‌ای را بپوشاند، نقاط مربوط به مقاطع پره راهنما تولیدشده‌است. زاویه هدایت جریان از پره‌های راهنما به چرخ با استفاده از شبیه‌سازی‌های اولیه و مشاهده تغییر مسیر خطوط جریان بر اثر عبور از پره‌های راهنما برای نقطه کاری طراحی برابر 50 درجه انتخاب‌گردیده‌است. انتخاب زاویه پره‌های راهنما به گونه‌ای بوده‌است که پس از تحلیل عددی برای مجموعه توربین، مقادیر ارتفاع و راندمان هیدرولیکی برابر با نقطه طراحی توربین صنعتی به‌دست‌آید. پس از تولید نقاط مربوط به پره‌های راهنما و انتقال هندسه به مجموعه انسیس[1]، مجموعه توربین شامل قطاع پریودیک چرخ و پره‌های راهنما در شکل 3 نشان‌داده‌شده‌است.

با توجه به نیاز به تنظیم پره چرخ در زوایای بازشدگی مختلف در مراحل بعدی حل، اطلاعات هر مقطع بر روی سطوح کروی تصویرشد. به عبارت دیگر با استفاده از نرم‌افزار متلب، نقاط تشکیل‌دهنده مقاطع طراحی، جهت شناسایی هندسه سه‌بعدی پره چرخ توسط توربوگرید برای مقاطع ریشه، نوک و سه مقطع میانی تولیدشدند. لازم به ذکر است که فرآیند طراحی و ایجاد هندسه با ترکیب نرم‌افزارهای متلب، ایکس‌فویل و توربوگرید، موجب حذف روند معمول مربوط به مدلسازی جداگانه در نرم‌افزارهای تولید هندسه می‌شود. استفاده از برنامه نوشته‌شده برای ترکیب چند نرم‌افزار یادشده علاوه بر امکان مدلسازی توربوماشین‌های محوری مشابه، ضمن کاهش زمان مدلسازی و حل عددی نسبت به شبیه‌سازی‌های قبلی، امکان تولید هندسه‌های مختلف پره چرخ و پره‌های راهنما را برای مطالعه حالت‌های امکان‌پذیر در ساختار توربین‌های با ارتفاع بسیار کم فراهم‌می‌کند.

3- حل عددی جریان به روش دینامیک سیالات محاسباتی

3-1- تولید شبکه

با مشخص‌شدن پارامترهای مربوط به هر مقطع پره چرخ، مشخصات هندسی به نرم‌افزار توربوگرید[2] منتقل‌شد تا شبکه ساختاریافته برای آن تولیدشود. در این حالت با توجه به حل پریودیک، تنها یک پره از 8 پره چرخ موردتوجه قرارگرفته‌است. در نرم‌افزار توربوگرید پس از اعمال مقدار y^+ کمتر از 1 برای دیواره‌ها و تعیین عدد رینولدز متوسط 10^7 با توجه به مقادیر این عدد در مقاطع مختلف که به وسیله اندازه‌گیری سرعت نسبی و طول وتر در هر مقطع محاسبه‌شده‌اند و نیز در نظر گفتن لقی 4.5 میلیمتر بین نوک پره و محفظه بیرونی، شبکه ساختاریافته‌ای با تعداد 800371 سلول برای مسیر عبوری از یک هشتم چرخ تولیدشده‌است. اندازه لقی درنظرگرفته‌شده، مطابق با نمونه صنعتی [1] انتخاب شده‌است.

برای شبکه‌بندی حل حول پره‌های راهنما نیز مشابه با چرخ پس از اعمال مقدار y^+ کمتر از 1 برای دیواره‌ها و تعیین عدد رینولدز متوسط 3×10^6، شبکه ساختاریافته به تعداد 570750 سلول درنظرگرفته‌شده‌است. همچنین برای دقیقترشدن حل و اینکه شرط مرزی خروجی از چرخ فاصله مناسبی داشته باشد، یک قسمت استوانه‌ای پریودیک به طول 1.2 متر و با قطر داخلی و خارجی چرخ به قسمت خروجی چرخ اضافه‌شد. برای تعیین طول مناسب برای لوله خروجی چند مرحله حل عددی انجام‌شد تا ابعاد لوله به گونه‌ای باشد که جریان برگشتی به کمترین مقدار برسد و اتصال پایین‌دست توربین به فشار خروجی قابل مقایسه با حالت واقعی باشد. شبکه این قسمت که شامل 53951 سلول محاسباتی است، با کمک نرم‌افزار تولید شبکه انسیس[3] ایجادشد. علت اضافه‌کردن این بخش، محدودیت ابعاد هندسه ورودی به توربوگرید بوده‌است. برای شبکه لایه مرزی در قسمت دیواره‌های استوانه خروجی 10 لایه به ضخامت مجموع 2 میلیمتر درنظرگرفته‌شده‌است. روند استقلال حل از شبکه در جدول 3 و شکل 4 ارائه‌شده‌است که در نتیجه آن، شبکه شماره 4 جهت حل عددی در بازشدگی مبنای چرخ استفاده‌شده‌است. در شکل 5 نمایی از شبکه ساختاریافته برای پره چرخ و شبکه لایه مرزی در قسمتهای لقی پره و در اطراف هیدورفویل در ریشه پره نشان‌داده‌شده‌است.

3-2- تنظیمات حلگر و شرایط مرزی

با انتقال شبکه تولیدشده برای چرخ، پره‌های راهنما و لوله خروجی به حلگر انسیس سی‌اف‌ایکس[4] و تعریف شرایط مرزی، حل اولیه‌ای برای مقادیر متفاوت سرعت ورودی انجام‌شد. ناحیه شامل چرخ با سرعت زاویه‌ای 40 rpm دوران‌می‌کند. در قسمت چرخ، سطوح پره و ریشه دارای سرعت دورانی برابر با سرعت زاویه‌ای چرخ هستند در حالی‌که دیواره محفظه چرخ ثابت درنظرگرفته‌شده‌است. شرایط مرزی در سطوح شامل دیواره‌های ریشه و محفظه توربین و نیز بر روی سطح پره‌ها، دیوار بدون لغزش است. شرط مرزی در سطح بین پره‌های راهنما و چرخ و نیز بین چرخ و لوله خروجی، به صورت اینترفیس[5] در حالت فروزن روتور[6] اعمال شده و برای سطوح پریودیک در قطاع پره‌های چرخ و راهنما، از نوع پریودیک دورانی[7] است. در مقطع خروجی، شرط فشار خروجی وجود دارد که به سیال اجازه می‌دهد در صورت بازگشت جریان، در جهت خطوط جریان و با فشار نسبی صفر برگردد. برای شرط ورودی جریان، در صورت استفاده از پره‌های راهنما، نیازی به اعمال سرعت ورودی به صورت چند مولفه‌ای نخواهدبود و تنها کافیست سرعت

[1] ANSYS

[2] Turbo Grid
[3] ANSYS Mesh
[4] ANSYS CFX
[5] Interface
[6] Frozen Rotor
[7] Rotational Periodicity

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-10-12]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1396.17.12.11.3]

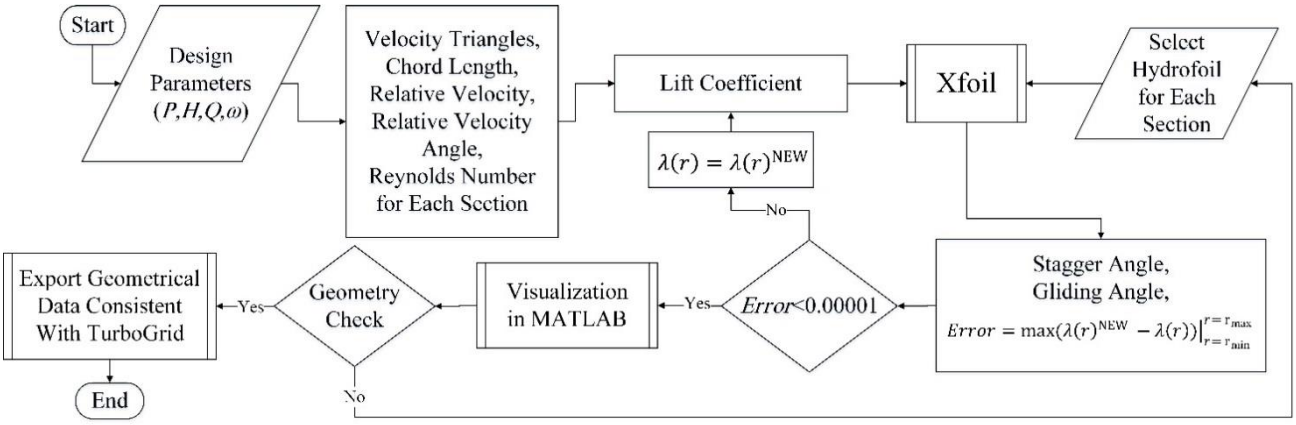

Fig. 2 Flowchart of sections design in MATLAB and X-Foil

شکل 2 فرآیند طراحی مقاطع در متلب و ایکس‌فویل

جدول 2 پارامترهای طراحی مقاطع پره چرخ

Table 2 Design parameters of the runner blade

شماره مقطع	1	2	3	4	5
شعاع (m)	1.0125	1.3219	1.6313	1.9406	2.25
نوع هیدروفویل	NACA2416	NACA2408	NACA2406	NACA2406	NACA2406
گام یا طول وتر (m)	0.795	1.038	1.281	1.524	1.767
β_1	74.14	44.77	30.00	22.15	17.45
β_2	22.88	17.91	14.68	12.42	10.75
β_∞	63.10	33.33	22.76	17.41	14.15
زاویه نصب	30.44	16.79	13.01	11.27	10.13
زاویه لغزش	1.25	0.86	0.60	0.43	0.47
زاویه حمله	32.66	16.54	9.76	6.14	4.02
C_L	2.75	1.84	1.27	0.91	0.68

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

برای مدلسازی جریان آشفته، از مدل توربولانسی دومعادله‌ای اس‌اس‌تی[1] (انتقال تنش برشی[2]) که کارایی مناسبی برای مدلسازی آشفتگی جریان در نزدیکی دیواره‌ها در جریان‌های داخلی توربوماشین‌ها دارد، استفاده‌می‌شود. این مدل که بر اساس مدل دو معادله‌ای کی‌امگا[3] توسعه‌داده‌شده، با

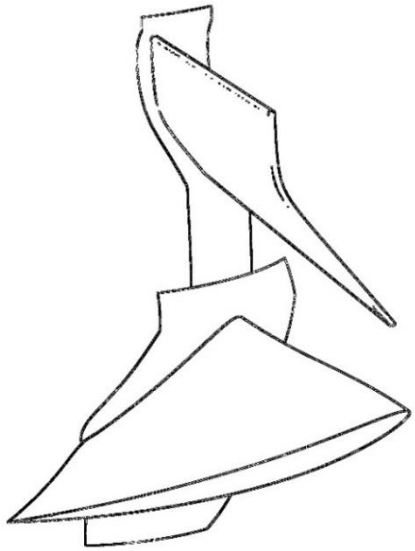

Fig. 3 Periodic view of the runner blade and guide vane

شکل 3 نمای پریودیک پره چرخ و پره راهنما

جدول 3 استقلال حل از شبکه

Table 3 Mesh independency

شماره شبکه	تعداد سلول سلول چرخ	تعداد سلول پره‌های راهنما	تعداد سلول لوله خروجی	توان (kW)
1	324960	276750	33118	483.24
2	476040	371250	41517	476.42
3	683055	434250	48772	470,83
4	800371	570750	53951	471.29
5	848310	691725	72992	471.46

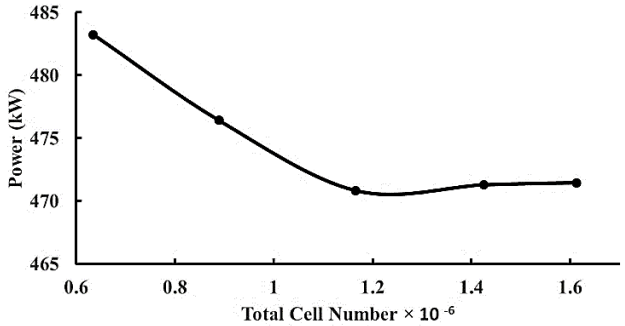

Fig. 4 Mesh independency for generated power based on total cell number

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

[1] SST
[2] Shear Stress Transport
[3] kω

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-10-12]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1396.17.12.11.3]

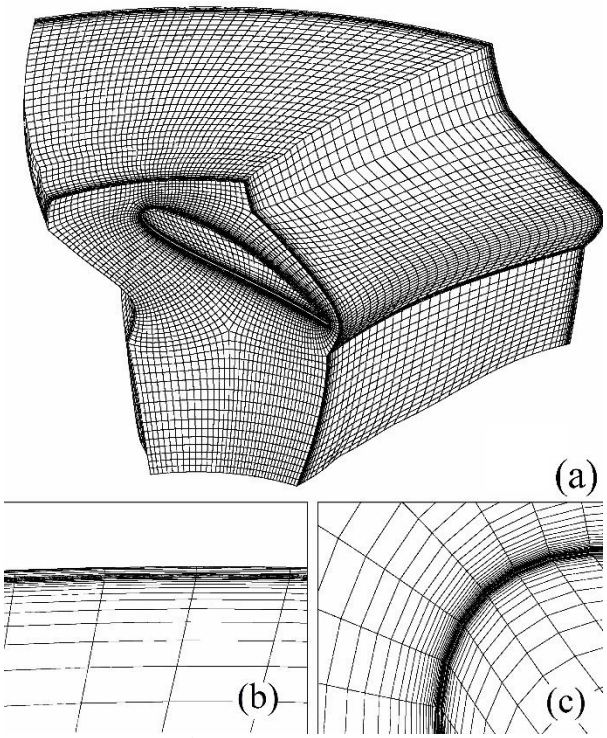

Fig. 5 Structured grid for runner blade (a), boundary layer mesh in clearence (b) and boundary layer mesh around the hydrophoil near the hub (c)

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)

درنظرگرفتن انتقال تنش برشی ناشی از آشفتگی جریان، پیشبینی دقیقی از شروع و اندازه جدایی جریان از سطوح بر اثر گرادیان‌های فشار نامناسب ارائه‌می‌دهد [16]. لازم به ذکر است که در قسمت مدلسازی آشفتگی در نرم‌افزار سی‌اف‌ایکس، تابع دیواره از نوع اتوماتیک انتخاب شده‌است تا بتواند بین شرایط حاکم بر دیواره مانند تنش برشی و متغیرهای مستقل در گره‌های محاسباتی نزدیک دیواره که در مناطق کاملا آشفته از لایه مرزی واقع شده‌اند، رابطه برقرارکند. برای افزایش دقت محاسباتی در این مدلسازی، لازم است مقدار پارامتر فاصله بی‌بعد 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 دیواره‌ها به خصوص دیواره‌های پره چرخ اعمال‌گردید.

برای بررسی همگرایی حل، معیار همگرایی به اندازه 10^{-6} انتخاب‌شد. برای مشاهده روند همگرایی، مقادیر ارتفاع دو سر مجموعه توربین از طریق اختلاف فشار مطلق بین سطوح ورودی و خروجی تعریف‌شد. همچنین توان تولیدی با توجه به سرعت دورانی و گشتاور روی پره‌ها تعریف‌شد که با کمک آن مقدار راندمان هیدرولیکی طبق رابطه 16 محاسبه می‌شود.

$$\eta = \frac{T\omega}{\rho g Q H} \tag{16}$$

در رابطه اخیر مقدار ارتفاع توربین، در طی حل و از طریق اختلاف فشار کل بین دو سر مجموعه چرخ و پره‌های راهنما محاسبه‌می‌شود. همچنین در محاسبه توان، گشتاور روی سطوح پره و قسمت ریشه موردتوجه‌بوده‌است.

3-3- مدلسازی کاویتاسیون

در مورد توربین با ارتفاع بسیار کم با توجه به عدم وجود گرادیان‌های دمایی برای جریان در حین عبور از مجموعه توربین، برای مدلسازی پدیده

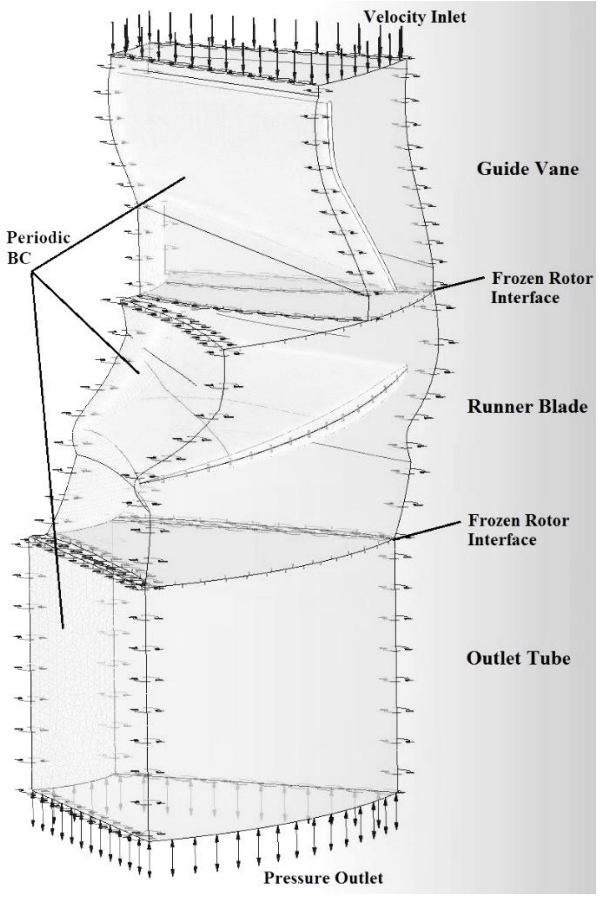

Fig. 6 Domains and boundary conditions

شکل 6 دامنه حل و شرایط مرزی

کاویتاسیون دمای سیال به طور ثابت $25^{\circ}C$ فرض‌شد. با توجه به دوفازی بودن این پدیده و نتایج تحلیل عددی اولیه که به طور تک‌فاز صورت‌گرفت مشخص‌شد که می‌توان با استفاده از مدل همگن چندفازی، جریان را تحلیل‌نمود. مدل همگن چند فازی با درنظرگرفتن میدان جریان مشترک برای هر دو فاز مایع و بخار و با توجه به مشترک‌بودن کمیت‌های انتقالی، میدان جریان را با استفاده از معادلات انتقالی برای بالک سیال تحلیل‌می‌کند. برای مدلسازی انتقال جرم بین فازهای آب و بخار آب از مدل کاویتاسیون در حلگر سی‌اف‌ایکس استفاده‌شد. با توجه به سرعت بالای تولید و فروپاشی حباب‌ها، امکان برقراری تعادل حرارتی بین فازهای مختلف وجودندارد. بنابراین به منظور ساده‌سازی مدلسازی کاویتاسیون، تنها تغییرات فشار فازها موردتوجه است. انتقال جرم بین فازی در مدل کاویتاسیون با استفاده از معادله ریلی‌پلسه[1] بررسی‌می‌شود [17] که می‌توان نرخ تولید و چگالش بخار را با کمک آن بررسی‌نمود. رابطه 17 فرم ساده‌شده معادله ریلی‌پلسه را برای تعیین نرخ رشد حباب‌های کاویتاسیون با صرف نظر از اثرات تنش سطحی و ترم‌های درجه دوم نشان‌می‌دهد [16].

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

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

[1] Rayleigh–Plesset

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-10-12]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1396.17.12.11.3]

می‌شود که به عنوان پارامتر خروجی حل در نواحی بحرانی از دیواره‌های پره چرخ قابل‌مشاهده‌است.

4- نتایج حل عددی

پس از چند مرحله حل اولیه که به صورت تک‌فاز انجام‌گردید و بررسی نتایج، به منظور مدلسازی پدیده کاویتاسیون تحلیل دوفاز مطابق با تنظیمات ارائه شده در قسمت قبل، صورت‌گرفت. جدول 4 به منظور مقایسه نتایج به‌دست آمده با اطلاعات نقطه طراحی برای نمونه صنعتی در بازشدگی مبنا [6] ارائه‌شده‌است. درباره درصد خطای حل موجود در مقایسه با نمونه صنعتی می‌توان دو دلیل عمده را ذکرکرد. اول اینکه هندسه دقیق نمونه صنعتی شامل هیدروفویل و مشخصات هیدرودینامیکی مربوط به مقاطع مختلف پره چرخ در دسترس نبوده و طراحی به طور مستقل و براساس روش طراحی توربوماشین‌های محوری انجام‌شده‌است که در مطالعات پیشین ارائه نشده‌بوده است. دلیل دوم اینست که به منظور ساده‌سازی روند حل عددی و کاهش هزینه‌های محاسباتی و در تطابق با نمونه‌های حل عددی شرکت سازنده، از تحلیل کامل توربین در شرایط گذرا و غیرپریودیک در داخل کانال اجتناب‌شده‌است. با وجود ساده‌سازی‌های ذکرشده 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 انجام‌شده‌است و نیز در 6 بازشدگی دیگر بررسی‌شده‌است. مطابق با شکل 7، نحوه تغییر زاویه بازشدگی پره‌های چرخ به این صورت است که پره چرخ حول نقطه پیچش مربوط به مقطع ریشه به اندازه زاویه بازشدگی دوران‌داده‌می‌شود. نتایج حل مربوط به بازشدگی‌های مختلف در شکل 8 ارائه‌شده‌است. در 4 زاویه بازشدگی مثبت، مسیر عبور جریان از بین پره‌های چرخ به تدریج مستقیم‌تر می‌شود و در 2 زاویه بازشدگی منفی، پره‌های چرخ به تدریج بسته می‌شوند. در شکل 8 تغییرات راندمان هیدرولیکی توربین بر اثر تغییر دبی حجمی واحد در هر بازشدگی در دور ثابت 40 rpm ارائه‌شده‌است. دبی حجمی واحد (Q_{11}) از طریق رابطه 1 برای هر مقدار دبی حجمی و ارتفاع خالص توربین حاصل از حل محاسبه‌می‌شود.

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}) کاهش‌می‌یابد. به عبارت دیگر در هر بازشدگی، افزایش دبی حجمی منجر به کاهش دبی حجمی واحد می‌شود. 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 صورت‌می‌گیرد و در نقاط دور از نقطه بیشینه افت راندمان هیدرولیکی سریعتر است. بنابراین می‌توان با توجه به منحنی نقاط بهینه[1] 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

[1] Best Efficiency Points

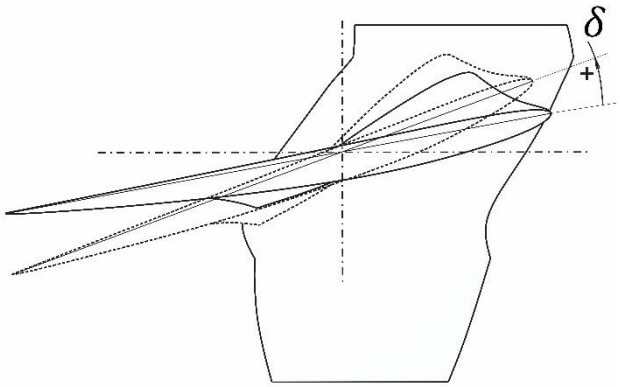

Fig. 7 Variations of the opening angle of the rotor blades

شکل 7 نحوه تغییر زاویه بازشدگی پره‌های چرخ

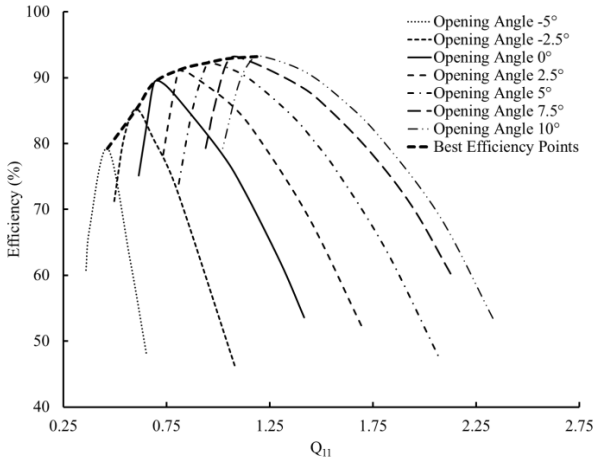

Fig. 8 Turbine hydraulic efficiency at different unit discharges for various opening angles of the runner blade

شکل 8 راندمان هیدرولیکی توربین در دبی‌های واحد مختلف برای بازشدگی‌های متفاوت پره چرخ

تغییردادن زاویه بازشدگی به میزان مناسب، از افت راندمان توربین جلوگیری‌کرد.

با توجه به روند نقاط بهینه در بازشدگی‌های مختلف، دیده می‌شود که نقطه بیشینه راندمان هیدرولیکی در مورد بازشدگی‌های مثبت نتایج بهتری را نسبت به بازشدگی مبنا نشان‌می‌دهد. اما به علت اینکه مقدار دبی حجمی جریان در نقاط بهینه مربوط به بازشدگی‌های مثبت، خارج از محدوده دبی حجمی توصیه‌شده برای توربین‌های 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 بوده‌است، همچنان می‌تواند به عنوان نقطه طراحی بهینه موردتوجه‌قرارگیرد.

مطابق با شکل 9 خطوط جریان در دیدگاه نسبی نشان‌می‌دهند که همانطور که در روند طراحی موردنظربوده‌است، جریان سیال در مقاطع مختلف با زاویه حمله مناسب برای آن مقطع با پره برخوردمی‌کند. در شکل 10 خطوط جریان در دیدگاه مطلق نشان‌دهنده اهمیت پره‌های راهنما در هدایت جریان با زاویه مناسب بر روی پره‌های چرخ هستند. همانطور که مشاهده‌می‌شود زاویه این پره‌ها به گونه‌ای انتخاب‌شده 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 برآی مورد نیاز در روند طراحی را فراهم‌کند.

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-10-12]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1396.17.12.11.3]

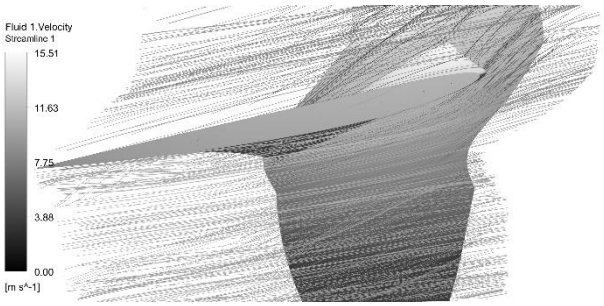

Fig. 9 Relative streamlines in periodic condition

شکل 9 خطوط جریان از دیدگاه نسبی در شرایط پریودیک

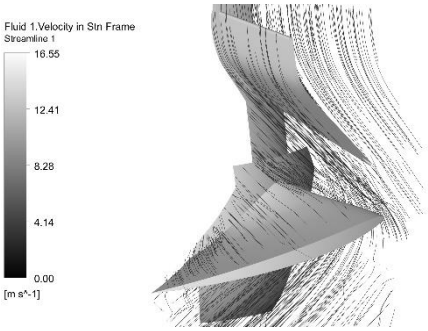

Fig. 10 Absolute streamlines in periodic condition

شکل 10 خطوط جریان از دیدگاه مطلق در شرایط پریودیک

به علت تشابه هندسه چرخ توربین‌های با ارتفاع بسیار کم با چرخ توربین‌های کاپلان و از آنجا که کاویتاسیون هیدرودینامیکی در توربین‌های آبی در نقاطی رخ‌می‌دهد که افت فشار محلی تا حد فشار اشباع آب اتفاق‌می‌افتد، لازم است به توزیع فشار روی چرخ توجه‌شود. همانطور که در شکل‌های 11 و 12 دیده‌می‌شود، توزیع فشار در قسمت‌های مکش و فشار پره نشان‌می‌دهد که مناطق با فشار کم به طور مشخص در قسمت لبه ورودی در سمت مکش پره و نیز در قسمت نوک پره واقع‌شده‌اند. نتایج حل عددی نشان‌می‌دهد که در نقطه طراحی در بازشدگی‌های 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 بازشدگی‌های مثبت، افزایش دبی نسبت به نقطه بیشینه در منحنی‌های شکل 8 منجر به بروز کاویتاسیون در لبه حمله پره چرخ می‌شود. به عنوان نمونه در بازشدگی 7.5° و در دبی حجمی $44\ m^3s^{-1}$، که معادل با نقطه انتهایی منحنی مربوط به این بازشدگی در شکل 8 است، منطقه کم‌فشار قسمت مکش در لبه حمله[1] پره، منجر به ایجاد کاویتاسیون الحاقی[2] به شکل نوار باریکی از ریشه تا نوک پره شده‌است. 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 ارائه‌شده‌است. مشاهده‌می‌شود که در این حالت، اندازه ناحیه دچار کاویتاسیون در نزدیکی چرخ بزرگ‌ترشده و کاویتاسیون از نوع الحاقی است.

همچنین انتظار می‌رفت نوع دیگری از کاویتاسیون که به عنوان کاویتاسیون گردابی نوک پره[3] شناخته‌می‌شود، در تنش برشی بالا در نواحی کم‌فشار نوک پره و در ناحیه لقی بین نوک پره و محفظه توربین قابل‌مشاهده‌باشد [2]. اما تحلیل عددی انجام‌شده نشان‌داد که این نوع از کاویتاسیون در توربین با ارتفاع بسیار کم، تنها در شرایطی مشاهده‌می‌شود که فشار خروجی مجموعه توربین تا حد زیادی کاهش‌پیداکند که با توجه به ثابت بودن فشار خروجی توربین در شرایط نصب معمول در کانال‌ها و یا رودخانه‌ها امکان بروز این نوع از کاویتاسیون بسیار کم است. در شرایط تحلیل‌شده در این مقاله، این نوع از کاویتاسیون تنها در ناحیه کوچکی در لبه حمله نوک پره و در بازشدگی‌های مبنا و 7.5° دیده‌شد و کسر حجمی بخار مربوط به این حالت‌ها در مقادیر کمینه دبی حجمی به ترتیب به مقادیر بیشینه 0.04 و 0.07 رسید. این نتیجه نشان‌می‌دهد که این نوع از کاویتاسیون می‌تواند از زاویه تنظیم پره‌ها تاثیرپذیرد و اصلاح آن از طریق اصلاح هندسی نوک پره ممکن خواهدبود.

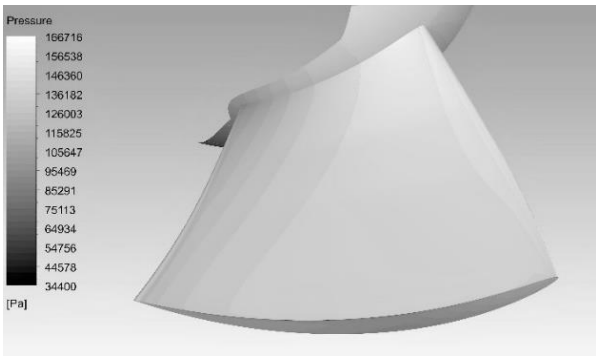

Fig. 11 Static pressure contour in pressure side of th blade

شکل 11 کانتور فشار استاتیک در سمت فشار پره

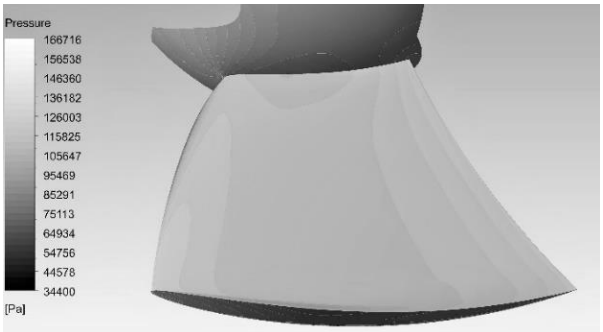

Fig. 12 Static pressure contour in sucction side of th blade

شکل 12 کانتور فشار استاتیک در سمت مکش پره

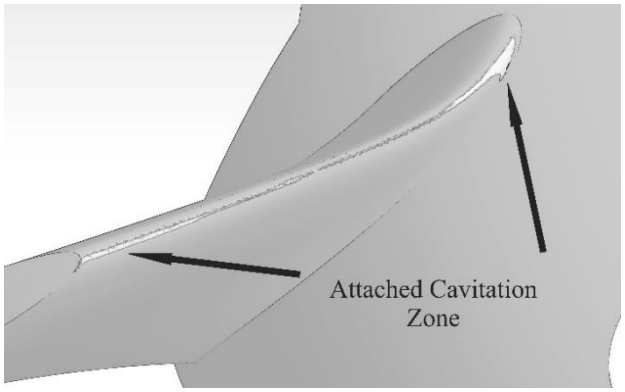

Fig. 13 Isosurface of vapor volume fraction = 0.5 at opening angle = 7.5° and Q = $44\ m^3s^{-1}$

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

[1] Leading Edge
[2] Attached Cavitation
[3] Tip Vortex Cavitation

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-10-12]

[DOR: 20.1001.1.10275940.1396.17.12.11.3]

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 توربوگرید، 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 مبنا 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 علایم

C	طول وتر هیدروفویل (m)
C_d	ضریب پسا
C_l	ضریب برآ
C_m	سرعت محوری (ms^{-1})
C_U	مولفه مماسی سرعت مطلق (ms^{-1})
D	نیروی پسا (N)
D_{hub}	قطر ریشه چرخ (m)
D_{tip}	قطر چرخ (m)
g	شتاب گرانش (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 (m^3s^{-1})
Q_{11}	دبی واحد
r	شعاع هر مقطع (m)
R	نیروی برآیند وارد بر هیدروفویل (N)
R_B	شعاع حباب (μm)
S	طول گام (m)
T	گشتاور توربین (Nm)
U	سرعت مماسی (ms^{-1})
W_∞	سرعت نسبی سیال (ms^{-1})

علایم یونانی

α	زاویه حمله
β_1	زاویه سرعت نسبی در ورود به پره
β_2	زاویه سرعت نسبی در خروج از پره
β_∞	زاویه سرعت نسبی جریان
γ	زاویه نصب
δ	زاویه بازشدگی پره چرخ
η	راندمان هیدرولیکی
λ	زاویه لغزش
ρ	چگالی (kgm^{-3})
σ	نسبت صلبیت
ω	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.

[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.

[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.

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-10-12]

[DOR: 20.1001.1.10275940.1396.17.12.11.3]