مجله مهندسی مکانیک مدرس، فروردین 1396، دوره 17، شماره 1، ص‌ص 333-341

ماهنامه علمی پژوهشی

مهندسی مکانیک مدرس

mme.modares.ac.ir

# شبیه‌سازی عددی اندرکنش توربین آبی تورگو و جریان آب با استفاده از روش مرز غوطه‌ور

فرهود کلاته[1*]، علی کوشه[2]

1- استادیار، مهندسی عمران، دانشگاه تبریز، تبریز

2- دانشجوی دکتری، مهندسی عمران، دانشگاه تبریز، تبریز

* تبریز، صندوق پستی 5166616471، fkalateh@tabrizu.ac.ir

**اطلاعات مقاله**

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: 20 شهریور 1395

پذیرش: 30 آبان 1395

ارائه در سایت: 28 دی 1395

*کلید واژگان:*

مرز غوطه‌ور

توربین تورگو

اندرکنش سازه و سیال

**چکیده**

در تحقیق حاضر توربین آبی تورگو توسط روش عددی مرزهای غوطه‌ور شبیه‌سازی شده و اندرکنش جریان آب با اجزای توربین به صورت دو بعدی بررسی شده است. کد عددی تهیه شده به منظور مدلسازی اندرکنش آب و اجزای توربین با نتایج مقالات و تحقیقات معتبر موجود در این زمینه صحت‌سنجی شده است. به دلیل پیچیدگی مدلسازی کل توربین، مدلسازی مذکور شامل قسمتی از توربین می‌باشد که نتایج آن به کل توربین تعمیم داده شده است. به منظور افزایش بازده توربین تورگو، پارامترهای مختلف اجزای آن همانند تقعر پره، هد آبی توربین، دبی جت آب و تعداد پره‌ها تحت شرایط تعریفی مسئله بررسی شده است. مقادیر بهینه هر یک از پارامترهای موجود با توجه به بیشترین بازده توربین انتخاب شده و در نهایت طرحی بهینه از ساختار و ویژگی‌های اجزای توربین تورگو با در نظر گرفتن تمامی نتایج بهینه از مدلسازی‌ها ارائه گردیده است. نتایج تحقیق نشانگر این واقعیت می‌باشند که روش مرز غوطه‌ور با وجود روابط ساده، می‌تواند به عنوان یکی از روش‌های عددی قابل اعتماد در شبیه‌سازی اندرکنش بین اجزای توربین و جریان آب استفاده گردد.

# Numerical simulation of Turgo turbine and water flow interaction using immersed boundary method

**Farhoud Kalateh*, Ali koosheh**

Faculty of Civil Engineering, University of Tabriz, Tabriz, Iran
* P.O.B. 5166616471, Tabriz, Iran, fkalateh@tabrizu.ac.ir

**ARTICLE INFORMATION**

Original Research Paper
Received 10 September 2016
Accepted 20 December 2016
Available Online 17 January 2017

*Keywords:*
Immersed Boundary
Turgo Turbine
Fluid-Structure Interaction

**ABSTRACT**

In the present study, the interaction between Turgo turbine and water flow was simulated using 2D immersed boundary method. For this purpose, the available computer code was validated by some reliable results of numerical fluid - structure interaction study. Due to the complexity of modeling whole turbine and its details, only the part of Turgo turbine involving three blades was simulated and the obtained results of study was generalized to whole turbine. In order to increase the efficiency of Turgo turbine and obtain the optimal design criteria, different parameters of its components including the concavity of turbine blade, turbine water head, water discharge and the number of blades were investigated. The optimal value of each parameter is obtained according to efficiency values of turbine. Finally, the optimal values of mentioned parameters were used to propose some optimal patterns for the design of Turgo turbine. Also, the results of the analysis showed that the immersed boundary method despite having simple formulation and algorithm can be utilized to provide a reliable numerical solution to simulate interaction between the parts of turbine and water flow.

## 1- مقدمه

امروزه به دلیل هزینه‌های گزاف انرژی سوخت‌های فسیلی و همچنین اثرات مخرب و جبران‌ناپذیر آن بر محیط زیست، تمایل استفاده از انرژی‌های تجدیدپذیر و پاک (انرژی خورشیدی، آبی، بادی و ...) بیشتر به نظر می‌رسد. البته باید توجه داشت که این دسته از انرژی‌ها هنوز در هیچ جای دنیا سهم چندانی نسبت به کل مصرف انرژی ندارند و این سهم معمولا در بهترین حالت از 2 درصد کل انرژی مصرفی فراتر نمی‌رود.

انرژی برق‌آبی یکی از عمده‌ترین انرژی‌های تجدیدپذیر محسوب می‌شود و به دلیل توسعه چشمگیر صنعت سدسازی و سیستم‌های تولید این انرژی در کشور بخصوص سالیان اخیر، بیشتر مورد توجه محققان در این زمینه قرار گرفته است. لذا تحقیقات بیشتر و تخصصی‌تر در مورد تاسیسات تولید انرژی برق‌آبی می‌تواند متخصصین مربوطه را به سمت طراحی سیستم‌های بهینه و پربازده سوق بدهد.

توربین‌های ضربه‌ای یکی از متداول‌ترین توربین‌های آبی می‌باشد که دارای قدمت چندین ساله می‌باشند و به مرور زمان تکامل یافته و به اشکال امروزی تبدیل شده‌اند. از ابتدایی‌ترین توربین‌های آبی ضربه‌ای می‌توان به توربین‌های پلتون[1] اشاره نمود که معمولا در سدهایی با ارتفاع زیاد به کار

[1] Pelton Turbines

**Please cite this article using:**

**برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:**

F. Kalateh, A. koosheh, Numerical simulation of Turgo turbine and water flow interaction using immersed boundary method, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 17, No. 1, pp. 333-341, 2017 (in Persian)

گرفته می‌شود. در این نوع توربین جریان تحت فشار زیاد از نازل[1] خارج شده و با سرعت قابل توجهی به باکت[2]های نصب شده بر روی چرخ توربین برخورد کرده و باعث اعمال نیروی چرخشی به توربین می‌شود. در سال‌های بعدی، توربین‌های آبی بهبود یافته‌ای ابداع شد که یکی از مهم‌ترین آن‌ها توربین تورگو[3] می‌باشد که در طراحی آن تغییراتی در مکانیزم و ساختار آن نسبت به توربین پلتون ایجاد گردید.

امروزه مراجع طراحی اولیه توربین‌های تورگو که بر اساس آزمایش‌های گسترده و هزینه‌بر تهیه شده است موجود می‌باشد، ولی هر تغییر و بهبود جزیی در امر طراحی این توربین‌ها نیازمند صرف وقت و هزینه‌های چشمگیری می‌باشد [1]. همچنین به دلیل پیچیدگی‌های موجود در ساختار توربین تورگو و تاثیر عوامل مختلف بر مکانیزم آن، پس از گذشت حدودا یک قرن از ابداع این توربین تحقیقات متعددی به منظور بررسی و بهبود عملکرد آن در حال انجام می‌باشد.

در سال 1919 برای اولین بار کرودسن [2] در نشریه‌ای انگلیسی طرحی اولیه از توربین تورگو را چاپ کرد. وبستر [3] در یک مدل یک‌بعدی به بررسی تاثیر نسبت قطر جت آب به قطر چرخ توربین بر روی راندومان توربین‌های آبی پرداخت. وبستر [4] در تحقیقی دیگر به بررسی تاثیر سطح مقطع جت آب بر روی نحوه عملکرد و بازده توربین‌های آبی پرداخت. ویلیامسون و همکاران [6،5] در طی تحقیقاتی آزمایشگاهی و تحلیلی به صورت جامع به بررسی عملکرد توربین تورگو در هد آبی مختلف پرداختند. همچنین کورانا و همکاران [8،7] به بررسی جنبه‌هایی دیگر همچون سرعت جت آب، زاویه نازل و اصطکاک پره توربین پرداختند.

در سال‌های اخیر با گسترش کامپیوترها و روش‌های عددی مطالعات و تحقیقات گسترده‌تری به منظور مدلسازی اندرکنش جریان و توربین‌های آبی و بهبود بازده آن انجام پذیرفت. کوکونیس و همکاران [9]، کوره و همکاران [10]، بنزون و همکاران [12،11] از مهم‌ترین تحقیقات و مطالعاتی می‌باشند که جریان آب در داخل پره‌های توربین تورگو و اندرکنش آب و پره‌های توربین را به صورت عددی مدلسازی کردند.

مطالعات مشابهی نیز به منظور مطالعه اندرکنش آب و توربین پلتون انجام گرفته است که از مهم‌ترین آن ها می‌توان به ژیائو و همکاران [13] و برایان و همکاران [14] اشاره کرد. آناگنوستوپولوس و پاپانتونیس [15] با استفاده از روشی موثر و سریع بر مبنای دیدگاه لاگرانژی به طراحی باکت‌های توربین پلتون پرداختند. زیدونیس و همکاران [16] به طراحی و بهینه‌سازی جفت باکت‌های توربین پلتون با استفاده دینامیک محاسباتی سیال پرداختند. همچنین زیدونیس و آگیدیس [17] به محاسبه تعداد باکت‌های بهینه در توربین پلتون پرداختند. درخشان وهمکاران [18] به بررسی عددی و تجربی تاثیر پارامترهای فیزیکی و هندسی بر بازده میکرو توربین آبی پلتون پرداختند. برای تحلیل و بررسی کارایی و تاثیر پارامترهای فیزیکی وهندسی، جریان عبوری از توربین با استفاده از نرم‌افزار تجاری انسیس سی اف ایکس 13 شبیه‌سازی و نتایج حاصل از شبیه‌سازی با نتایج تجربی مقایسه و اعتبارسنجی گردید. با توجه به پیچیدگی شبیه‌سازی، حجم زیاد محاسبات و همچنین متناوب بودن، به جای شبیه‌سازی کل توربین قسمتی از آن که شامل تعدادی از بشقابک‌ها می‌باشد شبیه‌سازی شد.

در تحقیق پیش‌رو از روش مرزهای غوطه‌ور[4] به عنوان یکی از روش‌های نسبتا جدید در مطالعه اندرکنش سازه و سیال به منظور مدلسازی دوبعدی جریان آب در پره‌های توربین تورگو استفاده شده است. این روش برای اولین بار توسط پسکین [19] در مدلسازی جریان خون درون قلب انسان به کار گرفته شد. در سال‌های بعدی تحقیقات متعددی جهت گسترش این روش در مدلسازی جریان خون صورت گرفت که از مهم‌ترین آن‌ها می‌توان به پسکین [20]، مک کویین و پسکین [22،21] اشاره کرد. مایو و پسکین [23]، تو و پسکین [24] و موری و پسکین [25] راه‌حل های انتگرال‌گیری ضمنی را در روش مرزهای غوطه‌ور بررسی کردند. تحقیقات مذکور زمینه‌ساز به کارگیری هرچه بیشتر روش مرزهای غوطه‌ور در مسائل اندرکنش سازه و سیال شد. اولمان [26] در تحقیقی ته‌نشینی صفحه دایروی و یک ذره کروی را درون محیط سیال توسط مرزهای غوطه‌ور مدلسازی کرد. از جمله مطالعاتی که در زمینه مدلسازی اجسام شناور در آب صورت گرفته می‌توان به فاوچی و پسکین [27] و فاوچی و مک دونالد [28] اشاره کرد. خسرو نژاد و همکاران [29] توانستند با استفاده از روش مرزهای غوطه‌ور اندرکنش بین جریان آب و بستر آن را به منظور انتقال بار رسوبی بررسی کنند. برازجانی و همکاران [30] نیز اندرکنش سازه و سیال را با در نظر گرفتن اشکال پیچیده سه‌بعدی توسط مرزهای غوطه‌ور مطالعه کردند.

با توجه به اصل روش مرزهای غوطه‌ور که در آن سرعت گره‌های سازه و در حالت کلی جابجایی سازه از طریق سرعت ذرات سیال قابل محاسبه می‌باشد و از طرفی دیگر نیروهای ایجاد شده در بدنه سازه به محیط سیال منتقل شده و در معادلات اندازه حرکت سیال مدنظر قرار می‌گیرد، لذا اندرکنش مورد مطالعه در این تحقیق یک اندرکنش دوطرفه می‌باشد. علاوه بر خصوصیات ذاتی ماده و معادلات حاکم که بر رفتار محیط تاثیرگذار می‌باشند، تاثیر محیط مقابل نیز به صورت شرایط مرزی اعمال خواهد شد.

هدف از مطالعه اندرکنش بین جریان آب و پره توربین تورگو به روش مرزهای غوطه‌ور، بررسی هندسه و خصوصیات فیزیکی مختلف توربین جهت ارتقای بازده توربین می‌باشد. روش مرز غوطه‌ور با وجود تئوری نسبتا ساده و به‌کارگیری آسان، در صورت اتخاذ فرضیات مناسب قادر به مدلسازی انواع اندرکنش‌های سیال – سازه غوطه‌ور می‌باشد. اندرکنش جریان آب در داخل باکت‌های توربین تورگو پدیده‌ای پیچیده بوده و غالبا نیازمند مدلسازی و مطالعات سه‌بعدی می‌باشد. در این تحقیق با اعمال فرضیات ساده‌سازی جریان آب در داخل باکت توربین تورگو به وسیله روش مرز غوطه‌ور و به صورت دوبعدی مدلسازی شده است. مدلسازی دوبعدی این پدیده علاوه بر زمان تحلیل مورد نیاز پایین، این امکان را فراهم می‌سازد تا میزان و نحوه تاثیر پارامترهای مختلف اجزای توربین تورگو بر بازده آن بررسی شده و معیارهای بهینه طراحی آن به منظور تحصیل بیشترین بازده ممکن ارائه شوند.

کد کامپیوتری موجود در این زمینه تحت یک مدل رایج اندرکنش سازه و سیال (اثر جبهه موج بر دیواره‌ی درون جریان) صحت‌سنجی خواهد شد. در ادامه پارامترهای مختلف از جمله تقعر پره، هد آبی توربین، دبی جت آب و تعداد پره‌ها تحت شرایط مسئله، بررسی شده و بهینه‌ترین حالت که بیشترین بازده را داشته باشد معرفی خواهد شد.

## 2- توربین تورگو

توربین تورگو یکی از توربین‌های ضربه‌ای می‌باشد که عملکرد آن بر اساس انرژی سینماتیکی جریان آبی است که به داخل پره‌ها برخورد کرده و از آنها خارج می‌شود [31]. طرح کلی توربین تورگو و نحوه قرارگیری نازل جت آب

[1] Nozzle
[2] Bucket
[3] Turgo Turbines
[4] Immersed Boundary

در شکل 1 نشان داده شده است. معمولا توربین تورگو برای هدهای آبی متوسط (50 الی 250 متر) کاربرد دارد و دبی مورد استفاده جت آب برای آن کمتر از $10\ m^3/s$ می‌باشد.

شکل2 پره توربین تورگو را که دارای سطحی مقعر می‌باشد را نشان می‌دهد. اندرکنش پره و جریان آب مهم‌ترین بخش مطالعات طراحی توربین تورگو می‌باشد.

شکل3 نشان‌دهنده بازه مورد استفاده مناسب دبی جریان و هد آب برای انواع توربین‌های آبی می‌باشد [18]. همانطور که مشاهده می‌شود توربین تورگو گستره‌ی کمتری از هد آبی را نسبت به توربین پلتون در بر می‌گیرد ولی تحت شرایط خاص می‌توان از گستره وسیع دبی جریان برای آن استفاده کرد.

پر واضح است که ابعاد و هندسه پره تعیین‌کننده نیروی وارد بر آن و همچنین رفتار جریان آب موجود می‌باشد. بنابراین معیارهای طراحی توربین یعنی توان تولیدی و بازده آن متاثر از هندسه پره و اندرکنش مذکور می‌باشد. بنابراین با انتخاب مناسب پارامترهای هندسی پره، می توان بازده توربین را بهبود بخشید. برای توربین تورگو بازده از رابطه زیر قابل محاسبه می‌باشد [32]:

$$\eta_h = \frac{M\omega}{\rho g Q H} \tag{1}$$

پیچش مکانیکی ($M$) در توربین تورگو را می‌توان از رابطه (2) بدست آورد:

$$M = \rho Q_u((\overline{r\omega})_{\text{in}} - (\overline{r\omega})_{\text{out}}) \tag{2}$$

## 3- روش مرزهای غوطه‌ور

روش مرزهای غوطه‌ور یکی از روش‌های مورد استفاده در اندرکنش سازه و سیال می‌باشد که اولین بار توسط پسکین [19] جهت مطالعه جریان خون در

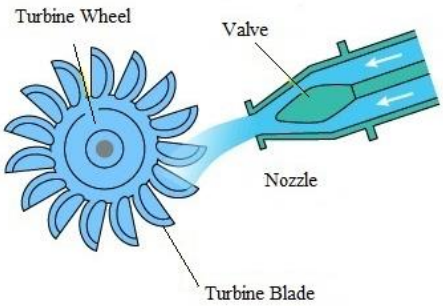


**Fig. 1** The design of Turgo turbine

**شکل1** طرح توربین تورگو

**Fig. 2** The blades of Turgo turbine [33]

**شکل2** پره توربین تورگو [33]

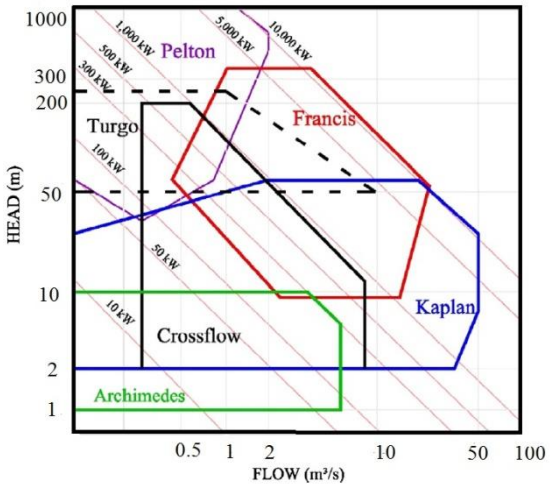


**Fig. 3** Typical application range for various hydro turbine [31]

**شکل 3** بازه‌های مورد کاربرد برای انواع توربین های آبی [31]

داخل قلب انسان پیشنهاد شد. این روش به دلیل سهولت به‌کارگیری در مسائل پیچیده اندرکنش سازه و سیال و ارائه جواب‌های قابل اطمینان، در دهه‌های اخیر بیشتر مورد توجه محققان این زمینه قرار گرفته است. مطابق شکل 4، اگر یک جسم جامد غوطه‌ور را درون سیال در نظر بگیریم، مرز بین جسم و سیال ($\Gamma_s$) توسط گره‌های لاگرانژی قابل تعریف می‌باشد و گره‌های اویلری محیط سیال ($\Omega_f$) کل حوزه محاسباتی را در بر می‌گیرد. در مدلسازی به روش مرزهای غوطه‌ور در گام نخست با توجه به شرایط اولیه مساله، نیروهای ایجاد شده در گره‌های جسم محاسبه می‌شوند.

سپس نیروهای موجود مطابق با معادله‌ی (3) به نقاط اویلری سیال قابل توزیع می‌باشد:

$$f(x,t) = \int_{\Gamma_s} F(s,t)\,\delta(x - X(s,t))\,ds \tag{3}$$

تابع $\delta$، تابع توزیع می‌باشد که نقاط لاگرانژی را به نقاط اویلری مرتبط می‌سازد. به عبارت دیگر نیروهای گرهی جسم تحت تابع توزیع به گره‌های شبکه سیال انتقال می‌یابند. توابع پیشنهادی متعددی در این زمینه وجود دارد که تفاوت آن‌ها در مقدار و نحوه توزیع مقادیر نیرو می‌باشد. در این تحقیق طبق [27] از تابع دلتای دیراک مطابق معادله (4) استفاده شده است. تابع دلتای دیراک دوبعدی را می‌توان به صورت زیر تعریف نمود:

$$\delta(r) = \delta(x)\cdot\delta(y) \tag{4}$$

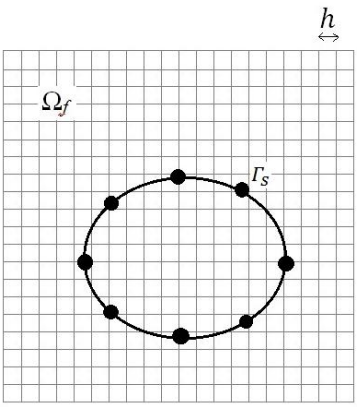


**Fig. 4** The solid Lagrangian nodes and computational fluid domain

**شکل 4** گره لاگرانژی جسم جامد و حوزه محاسباتی سیال

در معادله (4) تابع دلتا در جهت‌های مختلف از رابطه (5) قابل محاسبه می‌باشد:

$$\delta(x)=\begin{cases}\frac{1}{8h}\left(3-2\frac{|x|}{h}+\sqrt{1+4\frac{|x|}{h}-4\left(\frac{|x|}{h}\right)^2}\right) & |x|\le h\\ \frac{1}{8h}\left(5-2\frac{|x|}{h}-\sqrt{-7+12\frac{|x|}{h}-4\left(\frac{|x|}{h}\right)^2}\right) & h\le|x|\le 2h\\ 0 & \text{سایر حالات}\end{cases} \tag{5}$$

در گام بعدی معادلات ناویر استوکس (معادلات 6 و 7) با اعمال شرایط مرزی مناسب و بدون در نظر گرفتن نقاط لاگرانژی جسم غوطه‌ور به منظور محاسبه سرعت و فشار در نقاط اویلری سیال حل می‌شوند.

$$\frac{\partial u}{\partial t}+u\cdot\nabla u+\nabla p=\frac{1}{\mathrm{Re}}\nabla^2 u+f \tag{6}$$

$$\nabla\cdot u=0 \tag{7}$$

با توجه به فرض عدم لغزش در مرز مشترک سیال و جسم انتظار می‌رود سرعت سیال و جسم در مرز مشترک برابر باشند. لذا مقادیر موجود سرعت در گره‌های سیال توسط تابع توزیع به گره‌های مجاور جسم انتقال می‌یابد. بنابراین سرعت هریک از گره‌های جسم از معادله (8) بدست خواهد آمد:

$$U(s,t)=\int_{\Omega_f}u(x,t)\,\delta(x-X(s,t))\,dx \tag{8}$$

در نهایت می‌توان جابجایی گره‌های جسم را از معادله (9) محاسبه نمود:

$$\frac{\partial}{\partial t}(X(s,t))=U(s,t) \tag{9}$$

نیروهای ایجاد شده ناشی از جابجایی در جسم را می‌توان به عنوان تابعی از تغییرمکان‌های گرهی محاسبه نمود و روند تکراری مذکور را از معادله (3) ادامه داد. فلوچارت کلی مدلسازی به روش مرزهای غوطه‌ور در شکل 5 نشان داده شده است.

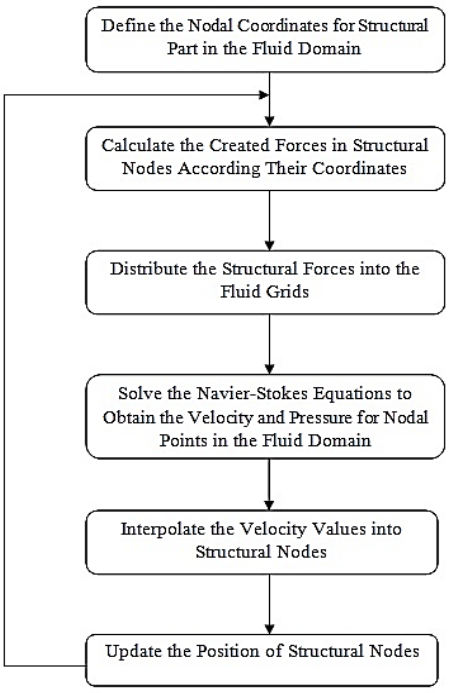


**Fig. 5** The flowchart of Immersed Boundary Method (IBM)

**شکل 5** فلوچارت کلی روش مرزهای غوطه‌ور

## 4- صحت‌سنجی روش عددی

در این قسمت از تحقیق به منظور صحت‌سنجی کد کامپیوتری تهیه شده، از نتایج تحقیقات معتبر موجود در این زمینه استفاده شده است. مطالعه پاسخ دیواره انعطاف‌پذیر درون جریان سیال به جبهه موج یکی از مسائل مرسوم اندرکنش سازه و سیال می‌باشد و تا به حال به صورت‌های مختلفی مورد مطالعه محققان این زمینه قرار گرفته است. در تحقیق پیش‌رو از مثال عددی موجود در مقاله وانگ و ژانگ [34] به منظور مقایسه و صحت‌سنجی استفاده شده است. مطابق شکل 6، دیواره‌ای دوبعدی درون جریان سیال قرار داده شده است. حوزه محاسباتی سیال یک حوزه مستطیلی به ابعاد 2 cm و 8 cm و ابعاد دیواره 0.5 cm و 1 cm در نظر گرفته شده است. دیواره به فاصله 3cm از انتهای سمت چپ (بالادست) حوزه سیال که جبهه موج با سرعت 20 cm/s وارد حوزه سیال خواهد شد، به کف کانال جریان متصل شده است. سیال تراکم‌ناپذیر و با وزن حجمی $1.3\times10^{-3}$ gr/cm$^3$ و ویسکوزیته (لزجت) 1.8 $\times10^{-4}$ gr/(cm s) در نظر گرفته شده است. عدد رینولدز برای جریان 144.5 و نسبت وزن حجمی دیواره به وزن حجمی سیال 770.2 می‌باشد.

همانطور که در شکل 7 نشان داده شده است، شبکه‌بندی محیط سیال متشکل از گره‌هایی به فاصله $h$= 0.05 cm می‌باشد و بدنه سازه (دیواره) موردنظر نیز از مجموعه گره‌های لاگرانژی به فاصله 0.1 cm در مرز مشترک با سیال تعریف شده‌اند.

شکل 8، نمودار جابجایی گوشه‌ی سمت چپ دیواره را در مدت زمان 1.4 s برای مدل وانگ و ژانگ [34] که در آن از روش المان محدود غوطه‌ور(IFEM)[1] استفاده شده و روش به‌کارگرفته شده در این تحقیق (روش مرزهای غوطه‌ور(IBM)) را نشان می‌دهد. همانطور که مشاهده می‌شود

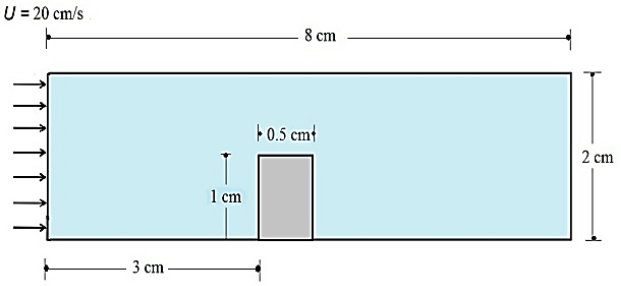


**Fig. 6** Simulation set up for the flow over a vertical wall

**شکل 6** شبیه‌سازی دیواره قائم درون جریان سیال

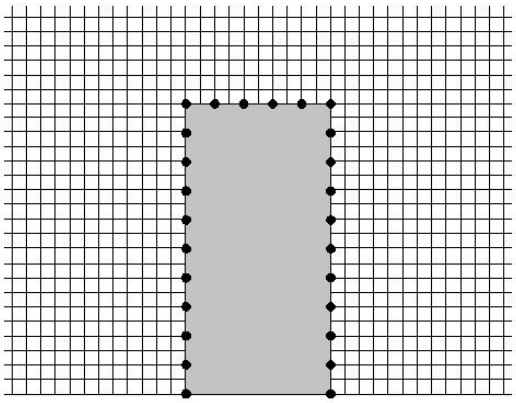

**Fig. 7** The nodes of wall and the grids of fluid domain

**شکل 7** گره‌های دیواره و شبکه‌بندی سیال

[1] Immersed Finite Element Method

جابجایی ورق تقریبا از ثانیه 0.6 به بعد در هر دو مدل تقریبا به حالت پایدار می‌رسد. همچنین اختلافاتی جزیی در مقادیر ابتدایی پاسخ دو مدل مشاهده می‌شود که به تدریج اختلاف موجود کمتر شده و در ثانیه 0.1 جابجایی سازه در هر دو مدل تقریبا برابر است. جابجایی نهایی و پایدار برای مدل (IFEM) حدودا 0.039 cm ثبت شده است، در حالی که این مقدار برای مدل مرزهای غوطه‌ور (IBM) حدود 0.04 cm می‌باشد. روند دو نمودار در مدت زمان مورد مطالعه، ایجاد تغییرمکان‌های پایدار از مدت زمان مشابه و همچنین اختلاف جزیی در مقادیر نهایی تغییرشکل در هر دو مدل، حاکی از قابل‌اطمینان بودن مدل به کارگرفته شده در تحقیق پیش‌رو می‌باشد.

نتایج بررسی عدم وابستگی روش به ابعاد شبکه در شکل 9 نشان داده شده است. همانطور که دیده می‌شود جابجایی گوشه دیواره با استفاده از ابعاد مختلف شبکه (0.02، 0.05 و 0.1 سانتیمتر) تحلیل شده است. نوسانات و ناپایداری‌هایی جزیی به ازای اندازه شبکه 0.1 سانتیمتر مشاهده می‌شود که با گذشت زمان به مقادیر شبکه‌های کوچک‌تر همگرا می‌شود. همچنین نمودار مربوط به اندازه شبکه‌های کوچک‌تر از 0.1 سانتیمتر (0.02 و 0.05 سانتیمتر) تقریبا روی هم منطبق می‌باشند، بنابراین استفاده از شبکه‌های به اندازه 0.05 سانتیمتر و کمتر می‌تواند روش مورد استفاده را مستقل از اندازه شبکه قرار دهد.

## 5- نتایج

در تحقیق پیش‌رو پره توربین تورگو در حالت دوبعدی به وسیله روش مرزهای غوطه‌ور مدلسازی شده است. در ادامه در هر یک از قسمت‌ها تاثیرات هر یک از پارامترهای مختلف توربین بر بازده آن بررسی خواهد شد و بهینه‌ترین حالت بر اساس مقادیر بازده انتخاب خواهد شد.

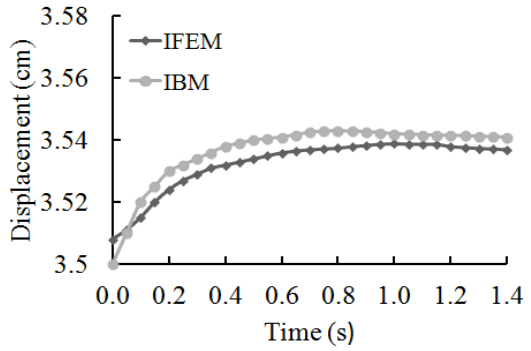


**Fig. 8** Time history of the x-position of the top left corner of the wall

**شکل 8** نمودار جابجایی افقی گوشه چپ دیواره

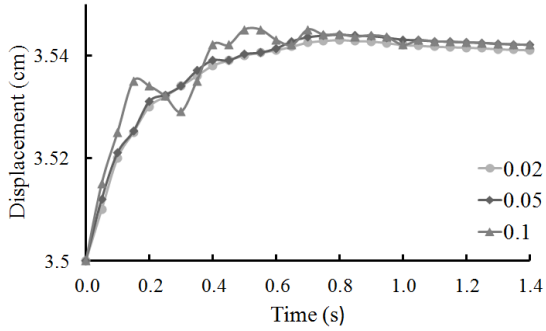


**Fig. 9** Time history of the x-position of the top left corner of the wall using different grid size (cm)

**شکل 9** نمودار جابجایی افقی گوشه چپ دیواره در طول زمان تحلیل به ازای اندازه شبکه‌های مختلف (سانتیمتر)

### 5-1- تاثیر تقعر پره بر بازده توربین

مطابق شکل 10 مقطع پره توربین به صورت کمانی از یک دایره در نظر گرفته شده است که جریان آب از انتهای چپ حوزه محاسباتی به پره برخورد می‌کند و $H_b$ و $R$ به ترتیب ارتفاع عمودی و شعاع پره می‌باشند.

طبق جدول (1)، به منظور بررسی تاثیر تقعر ($H_b/R$) پره بر روی بازده توربین با فرض مقادیر ثابت هد آبی و دبی ورودی به پره، از پنج مدل با تقعرهای متفاوت استفاده شده است. در مدل‌های مذکور هد آبی 100 متر و دبی جت آب $0.5\ m^3/s$ می‌باشد. همانطور که دیده می‌شود ارتفاع قائم پره در پنج مدل جدول (1) ثابت می‌باشد و تغییرات تقعر ناشی از تغییرات شعاع پره ایجاد شده است.

شکل 11 نتایج تحلیل مدل‌های مذکور را بـه ازای تقعرهـای مختلـف پـره توربین نشان می‌دهد. همانطور که دیده می‌شود به طور کلی با افـزایش تقعـر، بازده توربین افزایش می‌یابد ولی نرخ افزایش بازده به تدریج کمتـر مـی‌شـود. بیشترین بازده توربین تورگو (80.75 %) تحت شرایط مسـئله در مـدل A-IV می‌باشد که تقعر ($H_b/R$) در آن برابر با 0.8 می‌باشد و برای تقعرهای بیشـتر از 0.8 می‌توان گفت بازده با شیب بسیار ناچیزی کاهش می‌یابد.

شکل 12 نیز نمودار سرعت آب در اطراف پره را در سه بازه زمانی مختلف نشان می‌دهد که تغییرات و پیشروی ذرات آب در آن به وضوح قابل مشـاهده می‌باشد.

**جدول 1** مدل‌های هندسی پره با تقعر مختلف

**Table 1** The turbine blade models using different concavities

| مدل | $H_b$ (m) | $R$ (m) | $H_b/R$ |
|---|---|---|---|
| A-I | 0.3 | 1.5 | 0.2 |
| A-II | 0.3 | 0.75 | 0.4 |
| A-III | 0.3 | 0.5 | 0.6 |
| A-IV | 0.3 | 0.375 | 0.8 |
| A-V | 0.3 | 0.3 | 1.0 |

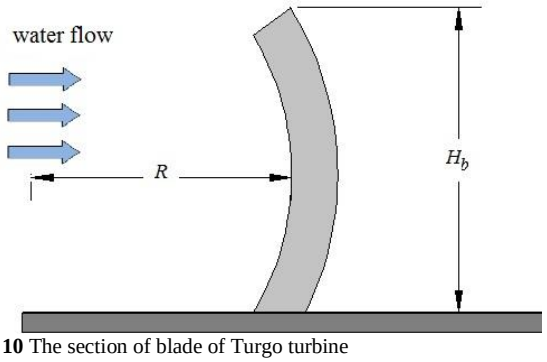


**Fig. 10** The section of blade of Turgo turbine

**شکل 10** مقطع پره توربین تورگو

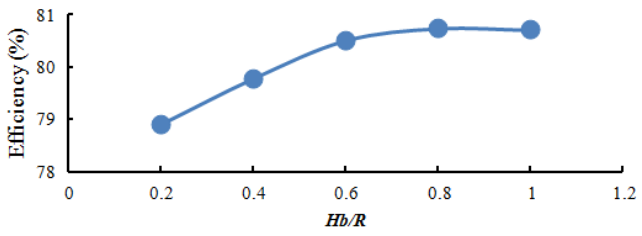


**Fig. 11** The efficiency curve using different concavities of turbine blade

**شکل11** نمودار تغییرات بازده به ازای تقعرهای مختلف پره

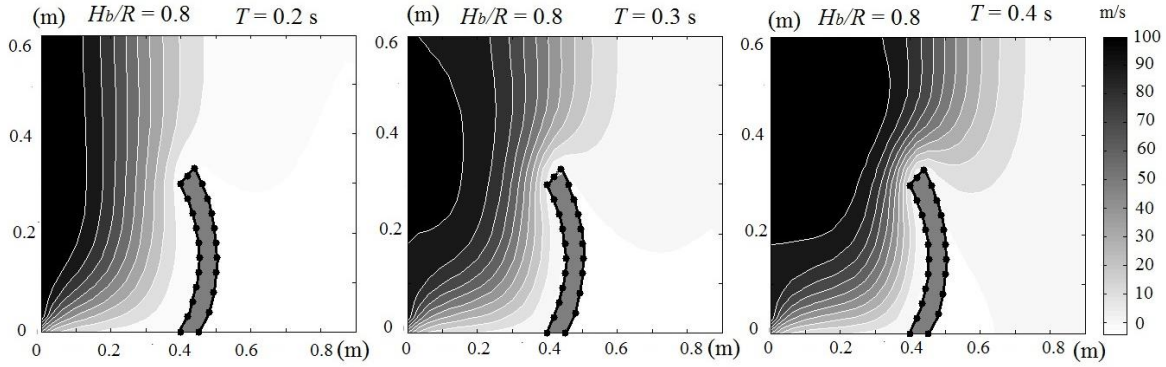


**Fig. 12** The profile of water velocity around turbine blade

**شکل12** پروفیل سرعت آب درون پره

### 5-2- تاثیر هد آبی بر بازده توربین

همانطور که قبلا گفته شد توربین تورگو برای هد آبی متوسط یعنی 50 تا 250 متر توصیه شده است. در این بخش به دلیل پیچیدگی مدلسازی کل توربین و زمان‌بر بودن تحلیل آن تنها قسمتی از توربین تورگو شامل سه پره مدلسازی شده است. تقعر پره‌های موجود در مدل با توجه به نتایج قسمت قبلی برابر با 0.8 و ارتفاع قائم آن 0.3 متر در نظر گرفته شده است. دبی جریان آبی برابر $0.5\ m^3/s$ به پره‌های توربین وارد شده و مدل مذکور تحت هدهای آبی مختلف مطابق جدول (2) تحلیل شده و بازده توربین برای حالت‌های مختلف محاسبه شده است. شکل 13 نتایج مدلسازی با هدهای مختلف آبی را نشان می‌دهد. همانطور که مشاهده می‌شود با افزایش هد آبی از 50 متر به 80 متر بازده توربین با شیب قابل توجهی افزایش 6% را نشان می‌دهد و از 75.51% به 86.36% رسیده است. به ازای هد آبی بیشتر از 80 متر، با افزایش هد آبی بازده توربین تدریجا کاهش می‌یابد به طوری که به ازای هد آبی 150 متر بازده توربین 76.15% بدست آمده است. همچنین نمودار سرعت آب و نحوه پیشروی آن در اطراف پره‌های توربین به ازای زمان‌های مختلف نیز در شکل 14 نشان داده شده است.

با توجه به تغییرات بازده به ازای هدهای مختلف در شکل 13 به نظر می‌رسد هد آبی 80 متر بهینه‌ترین مقدار برای شرایط مفروض (ابعاد پره و دبی آب ثابت) مسئله باشد.

### 5-3- تاثیر دبی جت آب بر بازده توربین

دبی آب در نظر گرفته شده در توربین‌های تورگو معمولا کمتر از $2\ m^3/s$ می‌باشد که البته تحت شرایط خاص (هد آبی کمتر) می توان این مقدار را تا

**جدول 2** مدل‌های توربین تورگو با هد آبی مختلف

**Table 2** The models of Turgo turbine using different water head

| مدل | هد آبی ($H$) (m) |
|---|---|
| B-I | 50 |
| B-II | 60 |
| B-III | 70 |
| B-IV | 80 |
| B-V | 90 |
| B-VI | 100 |
| B-VII | 110 |
| B-VIII | 120 |
| B-IX | 130 |
| B-X | 140 |
| B-XI | 150 |

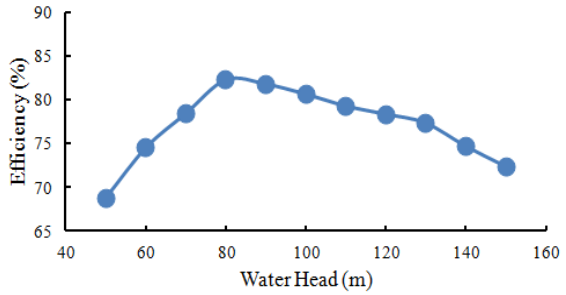


**Fig.13** The efficiency curve using different water heads

**شکل13** نمودار تغییرات بازده به ازای هد آبی مختلف

$10\ m^3/s$ نیز افزایش داد. در این قسمت مطالعه دبی‌های کمتر از $2\ m^3/s$ مطابق با جدول (3) تحت هد آبی 80 متر و تقعر پره 0.8 که در قسمت‌های قبلی به عنوان مقادیر بهینه انتخاب شده‌اند، بررسی می‌شوند. شکل 15 مقادیر بازده توربین را به ازای مقادیر مختلف دبی آب نشان می‌دهد. همانطور که مشاهده می‌شود به ازای تمامی دبی‌های بین $0.25\ m^3/s$ تا $1\ m^3/s$ بازده توربین تورگو تقریبا مقادیر ثابتی (82.3%) بدست داده است.

ولی با افزایش دبی آب به بیش از 1 بازده توربین با شیب قابل توجهی کاهش می‌یابد. به طوری که به ازای دبی $2\ m^3/s$ بازده توربین 76.47% می‌باشد که این مقدار بیانگر کاهش حدودا 6% بازده نسبت به بیش‌ترین مقادیر آن در دبی‌های پایین می‌باشد. بنابراین با توجه به نتایج موجود، به نظر می‌رسد به ازای دبی‌های کمتر از $1\ m^3/s$ بازده توربین در ایده آل‌ترین شرایط قرار دارد و انتخاب دبی‌های خارج از این محدوده باعث کاهش بازده توربین خواهد شد.

### 5-4- تاثیر تعداد پره بر بازده توربین

یکی دیگر از پارامترهای مهم طراحی توربین تورگو تعداد پره‌های موجود در محیط آن می‌باشد. مطابق با جدول (4) از توربین‌های تورگو با تعداد پره‌های مختلف استفاده شده است. در تحلیل‌های مذکور قطر چرخ توربین ثابت در نظر گرفته شده است، لذا با افزایش تعداد پره‌ها در محیط چرخ فاصله‌ی نسبی پره‌ها کاهش یافته و به همدیگر نزدیک خواهند شد. در مدل‌های مورد استفاده از هد آبی 80 متر، تقعر پره 0.8 و دبی آب $0.5\ m^3/s$ به عنوان نتایج بهینه قسمت‌های قبلی اتخاذ شده‌اند. مقادیر بدست آمده به ازای تعداد پره‌های مختلف برای بازده توربین در شکل 16 نشان داده شده است. همانطور که دیده می‌شود بیشترین بازده توربین (82.36%) به ازای 16 پره در محیط

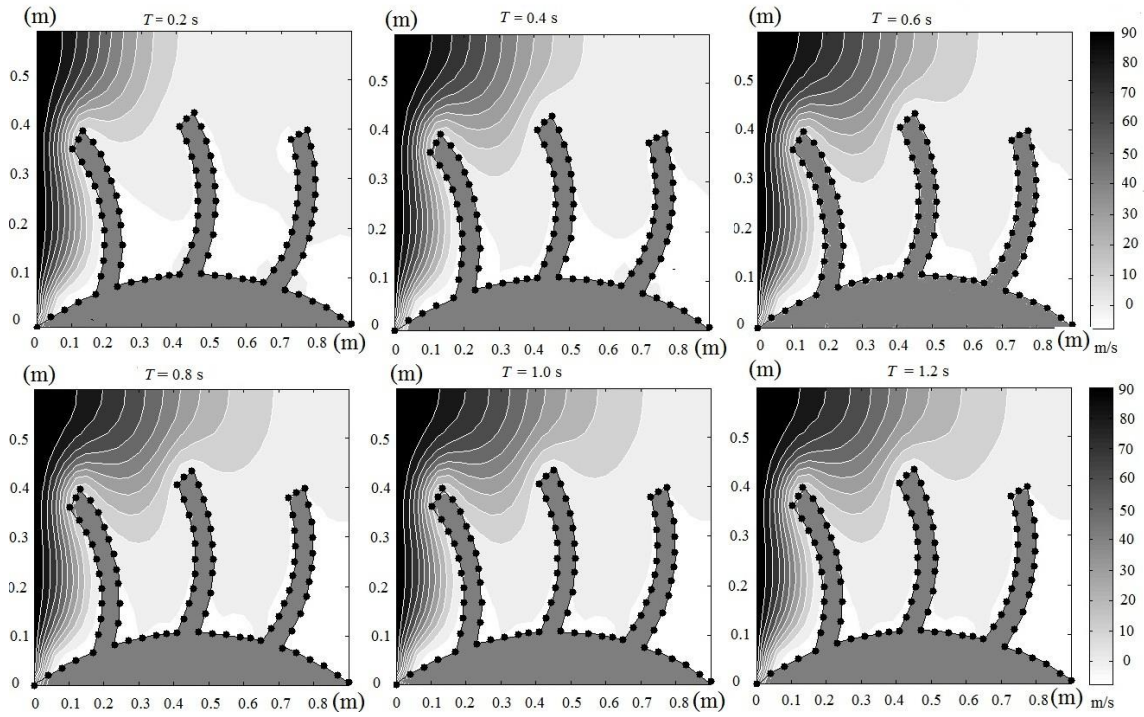


**Fig.14** The profile of water velocity over turbine blade in different time steps

**شکل 14** نمودار سرعت آب اطراف پره توربین در زمان‌های مختلف

چرخ توربین اتفاق می‌افتد و به ازای تعداد پره‌های بیشتر و کمتر بازده توربین کاهش پیدا می‌کند. این کاهش با افزایش تعداد پره‌ها با شیب بیشتری اتفاق می‌افتد و به ازای 18 و 14 پره بازده توربین به ترتیب 79.63% و 80.12% بدست آمده است.

**جدول 3** مدل‌های توربین تورگو با دبی جریان مختلف

**Table 3** The models of Turgo turbine using different water discharge

| مدل | دبی جت آب( $m^3/s$) |
|---|---|
| C-I | 0.25 |
| C-II | 0.5 |
| C-III | 0.75 |
| C-IV | 1.0 |
| C-V | 1.25 |
| C-VI | 1.5 |
| C-VII | 1.75 |
| C-VIII | 2.0 |

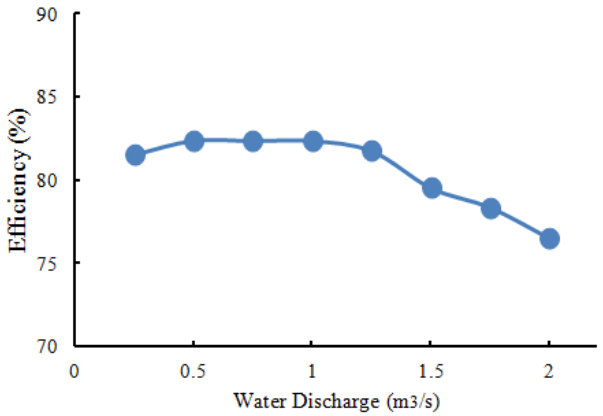


**Fig. 15** The efficiency curve using different water discharge

**شکل15** تغییرات بازده به ازای دبی آب مختلف

**جدول 4** مدل‌های توربین تورگو با تعداد پره مختلف

**Table 4** The models of Turgo turbine using different number of blades

| مدل | تعداد پره |
|---|---|
| D-I | 14 |
| D-II | 15 |
| D-III | 16 |
| D-IV | 17 |
| D-V | 18 |

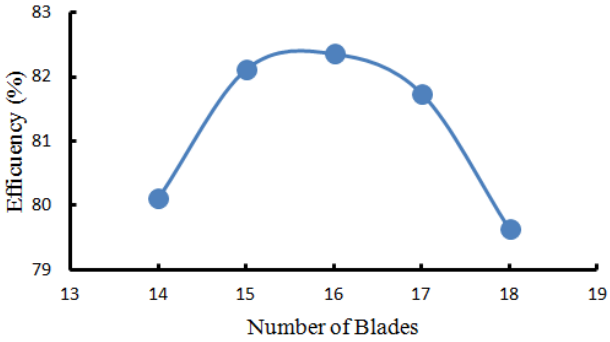


**Fig. 16** The efficiency curve using different number of blades

**شکل16** تغییرات بازده به ازای تعداد پره مختلف

## 6- نتیجه گیری

در این تحقیق جریان آب درون توربین تورگو به صورت دوبعدی به وسیله روش مرزهای غوطه‌ور مدلسازی شد. به دلیل پیچیده بودن مدلسازی توربین به صورت کامل، فقط قسمتی از محیط توربین (شامل سه پره) مدلسازی شده و جواب‌های حاصله به کل توربین تعمیم داده شد. به منظور دست‌یابی به طرح بهینه توربین تورگو به بررسی تاثیر پارامترهای مختلف بر روی بازده توربین پرداخته شد. یکی از مهم‌ترین پارامترهای مورد بررسی، تقعر داخل

پره می‌باشد که به صورت نسبت ارتفاع قائم پره به شعاع انحنای آن ارزیابی شده و بهینه‌ترین مقدار برای آن عدد 0.8 بدست آمد. در مرحله بعدی هدهای آبی مختلف بین 50 الی 150متر بررسی شده که هد آبی 80 متر با بازده 82.36% بهینه‌ترین هد آبی برای مدل مورد نظر انتخاب شد. همچنین دبی‌های آب کمتر از $2\ m^3/s$ با در نظر گرفتن پارامترهای بهینه مرحله قبل به توربین اعمال شد. نتایج مدلسازی نشان داد که به ازای دبی‌های بین $m^3/s$ 0.5 تا $1\ m^3/s$ بازده توربین بیشترین مقدار (82.3%) را به خود اختصاص داده و به ازای دبی‌های بیشتر از $1\ m^3/s$ دبی به صورت محسوسی کاهش یافت. در نهایت با ثابت در نظر گرفتن قطر چرخ توربین، تعداد پره‌های مختلفی بررسی شد. بررسی‌ها نشان داد به ازای 16 پره توربین تورگو بیشترین بازده (82.36%) را از خود نشان می‌دهد و به ازای پره‌های کمتر و بیشتر از این تعداد بازده توربین کاهش می‌یابد. علاوه بر نتایج مذکور، مدلسازی موجود در این تحقیق نشان‌دهنده این واقعیت می‌باشد که روش مرزهای غوطه‌ور علیرغم تئوری ساده و سهولت در به کارگیری دارای قابلیت قابل قبولی در مدلسازی اندرکنش سازه و سیال می‌باشد.

## 7- فهرست علائم

| | |
|---|---|
| $F(s,t)$ | نیروی وارد بر گره‌های جسم |
| f | نیروهای گرهی اعمالی از جسم به سیال |
| g | شتاب گرانش ($m/s^2$) |
| $H$ | هد آبی موجود در توربین(m) |
| $H_b$ | ارتفاع عمودی پره |
| h | فاصله بین گره‌های شبکه سیال |
| $M$ | پیچش مکانیکی (N) |
| P | فشار در گره‌های سیال |
| $Q$ | دبی خروجی از جت آب ($m^3/s$) |
| $Q_u$ | دبی تجمعی وارده از جت آب به داخل پره($m^3/s$) |
| R | شعاع پره |
| r | بردار مکان |
| Re | عدد رینولدز جریان سیال |
| u | بردار سرعت در گره‌های سیال |
| $X(s,t)$ | مختصات لاگرانژی گره‌های جسم |
| x , y | مختصات گرهی سیال |
| U (s,t) | سرعت نقاط لاگرانژی جسم |

علایم یونانی

| | |
|---|---|
| $\eta_h$ | بازده توربین |
| $\omega$ | سرعت زاویه‌ای پره(rad/s) |
| $\rho$ | جرم حجمی آب ($kg/m^3$) |
| $(\overline{r\omega})_{in}$ | سرعت متوسط ورودی به باکت (m/s) |
| $(\overline{r\omega})_{out}$ | سرعت متوسط خروجی به باکت (m/s) |

## 8- مراجع


[1] G. A. Aggidis, A. Židonis, Hydro turbine prototype testing and generation of performance curves: Fully automated approach. *Renewable Energy*, Vol. 71 , pp. 433-441, 2014.

[2] G. Gilkes, G. Ltd, *Improvements in water turbines*. United Kingdom Patent, 1920.

[3] J. Webster, Analysis of Jet-Type Impulse Turbines, *Water Power*, Vol. 23, No. 8, pp. 287-292, 1971.

[4] J. Webster. Flow patterns related to jet-type impulse turbines, *Water Power*, Vol. 24, No, 7, pp. 232-243, 1972.

[5] S. J. Williamson, B. H. Stark, J. D. Booker, Performance of a low-head pico-hydro Turgo turbine, *Applied Energy*, Vol. 102, pp. 1114-1126, 2013.

[6] S. J. Williamson, B. H. Stark, J. D. Booker, Low head pico hydro turbine selection using a multi-criteria analysis. *Renewable Energy*, Vol. 61, pp. 43-50, 2014.

[7] S. Khurana, A. Kumar, Experimental investigation of erosion and performance of turgo impulse turbine, *Hydro Nepal: Journal of Water, Energy and Environment*, Vol. 12, pp. 76-79, 2013.

[8] S. Khurana, Varun, A. Kumar, Effect of silt particles on erosion of Turgo impulse turbine blades, *International Journal of Ambient Energy*, Vol. 35, No. 3, pp. 155-162, 2014.

[9] P. K. Koukouvinis, J. S. Anagnostopoulos, D. E. Papantonis, SPH method used for flow predictions at a Turgo impulse turbine: Comparison with fluent. World Academy of Science, Engineering and Technology, Vol.79, No. 55, pp. 659-666, 2011

[10] J. Correa, JD. Andrade , R. Noguera, S. Croquer, F. Jeanty, Asuaje M. Design procedure for a Turgo type turbine using a three-dimensional potential flow, Presented at the ASME Turbo Expo 2012*: Turbine technical conference and exposition, Copenhagen*, Denmark, June 11–15, 2012.

[11] D. Benzon, A. Židonis, A. Panagiotopoulos, G. A. Aggidis, J. S. Anagnostopoulos, D. E. Papantoni, Impulse turbine injector design improvement using Computational Fluid Dynamics, *Journal of Fluids Engineering*, Vol. 137, No.4, 2015

[12] D. Benzon, A. Židonis, A. Panagiotopoulos, G. A. Aggidis, J. S. Anagnostopoulos, D. E. Papantoni, Numerical investigation of the spear valve configuration on the performance of Pelton and Turgo turbine injectors and runners, *Journal of Fluids Engineering*, Vol. 137, No. 11, 2015.

[13] Y. X. Xiao, F. Q. Han, J. L. Zhou, T. Kubota.Numerical prediction of dynamic performance of Pelton turbine, *Journal of Hydrodynamics, Ser. B*, Vol. 19, No. 3 pp. 356-364, 2007.

[14] B. R. Cobb, K. V. Sharp. Impulse (Turgo and Pelton) turbine performance characteristics and their impact on pico-hydro installations. *Renewable Energy*, Vol. 50, pp. 959-964, 2013.

[15] J. S.Anagnostopoulos, D. E. Papantonis. A fast Lagrangian simulation method for flow analysis and runner design in Pelton turbines, *Journal of Hydrodynamics*, Vol. 24, No. 6, pp. 930-941, 2012

[16] A. Židonis, A. Panagiotopoulos, G. A. Aggidis, J. S. Anagnostopoulos, D. E. Papantonis. Parametric optimisation of two Pelton turbine runner designs using CFD, *Journal of Hydrodynamics*,Vol. 27, No. 3, pp. 403-412, 2015.

[17] A. Židonis, G. A. Aggidis. Pelton turbine: Identifying the optimum number of buckets using CFD. *Journal of Hydrodynamics, Ser. B*, Vol. 28, No. 1, pp. 75-83, 2016.

[18] S. Derakhshan, M. Bagheri Motlagh, E. Abdolahnejad, Numerical andexperimental study of the effects of physical and the geometrical parameters on efficiency of a micropelton turbine, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 14, No. 2, pp. 150-158, 2014. (in Persianفارسی)

[19] S. Peskin, Flow patterns around heart valves: A numerical method, *Journal of computational physics*, Vol. 10, No. 2, pp. 252-271, 1972.

[20] S.Peskin, Numerical study of blood flow in the heart, *Journal of Computational Physics*., Vol. 25, pp.220-252, 1977.

[21] S. Peskin, D. M. McQueen, A three-dimensional computational method for blood flow in the heart: (I) Immersed elastic _fibers in a viscous incompressible fluid, *Journal of Computational Physics*., Vol. 81, pp. 372-405,1989.

[22] M. McQueen, C. S. Peskin, Heart simulation by an immersed boundary method with formal second order accuracy and reduced viscosity, Mechanics for a New Millennium, Proceedings of *the International Conference on Theoretical and Applied mechanics (ICTAM)* 2000, Kluwer Academic Publishers.

[23] A. Mayo, C. S. Peskin, An implicit numerical method for fluid dynamics problems with immersed elastic boundaries, *Contemporary Mathematics*, Vol. 14, pp.261-272,1992.

[24] C. Tu, C. S. Peskin, Stability and instability in the computation of flows with moving immersed boundaries: A comparison of three methods. *Journal on Scientific and Statistical Computing*, Vol. 13, No. 6, pp.1361-1376, 1992.

[25]Y. Mori, C. S. Peskin, Implicit second-order immersed boundary methods with boundary mass, *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, Vol. 197, No. 25, pp. 2049-2067, 2008.

[26]M. Uhlmann, An immersed boundary method with direct forcing for the simulation of particulate flows,*Journal of Computational Physics*, Vol. 209, No. 2, pp. 448-476, 2005.

[27]L. J. Fauci, C. S. Peskin, A computational model of aquatic animal locomotion. *Journal of Computational Physics*, Vol. 77, No. 1, pp.85-108,1988.

[28]L. J. Fauci, A. McDonald, Sperm motility in the presence of boundaries. *Bulletin of mathematical biology*, Vol. 57, No 5, pp. 679-699, 1995.

[29]A. Khosronejad, S. Kang, I. Borazjani F. Sotiropoulos, Curvilinear immersed boundary method for simulating coupled flow and bed morphodynamic interactions due to sediment transport phenomena, *Advances in water resources*, Vol. 34, No. 7, pp. 829-843,2011

[30]I. Borazjani, L. Ge, F. Sotiropoulos. Curvilinear immersed boundary method for simulating fluid structure interaction with complex 3D rigid bodies, *Journal of Computational physics*, Vol. 227, No. 16, pp. 7587-7620, 2008.

[31]D. S. Benzon, G. A. Aggidis, J. S. Anagnostopoulos, Development of the Turgo Impulse turbine: Past and present, *Applied Energy*, Vol. 166, pp. 1-18, 2016

[32]S. Anagnostopoulos, D. E. Papantonis, Flow modeling and runner design optimization in Turgo water turbines, *World Academy of Science, Engineering and Technology*, Vol. 28, pp. 206-211, 2007

[33]*Pelton and Turgo Turbines* Accessed on 16 September 2012; http://www.renewablesfirst.co.uk/hydropower/hydropower-learning-centre/pelton-and-turgo-turbines/

[34]X. Wang, L. T. Zhang, Modified immersed finite element method for fully-coupled fluid–structure interactions. *Computer methods in applied mechanics and engineering*, Vol. 267, pp. 150-169, 2013.