ماهنامه علمى پژوهشى



mme.modares.ac.ir

نگور نگورترمیت پر س

بررسی عددی و تجربی تاثیر پارامترهای فیزیکی و هندسی بر بازده میکرو توربین آبی پلتون

شهرام درخشان'*، محمد باقرى مطلق'، احسان عبداله نژاد"

۱ – استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه علم و صنعت، تهران
 ۲ –کارشناس ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه علم و صنعت، تهران
 ۳ – کارشناس ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه علم و صنعت، تهران
 « صندوق پستی ۱۶۸۴۶ تهران، shderakhshan@iust.ac.ir

چکیدہ	اطلاعات مقاله
در مطالعه پیشرو میکرو توربین آبی پلتونی با ابعاد بسیار کوچک مورد بررسی قرار گرفته است. این میکرو توربین برای توان ۱۵ کیلو وات طراحی و ساخته شد و در استان خراسان رضوی مورد بهرهبرداری قرار گرفت. برای تحلیل و بررسی کارایی و تاثیر پارامترهای فیزیکی و هندسی، جریان عبوری از توربین با استفاده از نرمافزار تجاری انسیس سی اف ایکس ۱۳ شبیهسازی و نتایچ حاصل از شبیهسازی در نقطه کاری	مقاله پژوهشی کامل دریافت: ۱۰ آبان ۱۳۹۲ پذیرش: ۲۹ آبان ۱۳۹۲ الله در سایت ۳۰ ادر رفت ۱۳۹۳
با نتایج تجربی مقایسه و اعتبار سنجی 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. جریان به صورت سه بعدی و گذرا شبیهسازی شده و مدل تو بیک در بیتنا به شایر از آن که شامل تعدادی از بشقابکها میباشد شبیهسازی شد. جریان به صورت سه بعدی و گذرا شبیهسازی	اراله در ندید. ۲۰ اردیبهست ۱۳۲۲ کلید واژگان: میکرو توربین پلتون
توربولانسی تنش برشی انتقالی به کار رفته است. برای مدل کردن جریان دو فاز از مدل همکن سطح ازاد استاندارد استفاده شده است. در فسمت نتایج اثر مقدار دور بر روی بازده مورد بررسی قرار گرفت. همچنین تاثیر پارامترهای فیزیکی: دبی، ارتفاع و پارامترهای هندسی: فاصله نازل تا محور بشقابکها، تعداد بشقابک با حفظ قطر گام و اندازه بشقابک، تعداد بشقابک با حفظ قطر گام و تغییر اندازه بشقابک و تعداد بشقابک با تغییر	سبیهساری عددی نیروگاه آبی کوچک
قطر گام و حفظ اندازه بشقابک بر روی عملکرد برای میکرو توربین مورد نظر بررسی گردید.	

Numerical and experimental study of the effects of physical and the geometrical parameters on efficiency of a micro-pelton turbine

Shahram Derakhshan^{1*}, Mohammad Bagheri Motlagh², Ehsan Abdolahnejad³

1- Assistant Professor, Department of Mechanical Engineering, Science and Technology University, Tehran, Iran

2-Master science, Department of Mechanical Engineering, Science and Technology University, Tehran, Iran

3-Master science, Department of Mechanical Engineering, Science and Technology University, Tehran, Iran

* P.O.B.16846 Tehran, shderakh shan@iust.ac.ir

ARTICLE INFORMATION ABSTRACT Original Research Paper In the present paper a micro-pelton turbine with very small dimension has been studied. This Received 23 October 2013 micro turbine was designed for 15 kW output power and was utilized in Khorasan Razavi. To Accepted 20 November 2013 analyze and evaluate the efficiency and effectiveness of physical and geometrical parameters, the Available Online 23 April 2014 turbine flow was simulated using the commercial software Ansys CFX 13 and the simulation results of the performance point were compared and evaluated with experimental results. Kevwords: Because of complexity of simulation and heavy computation, instead of entire turbine, just a part Micro-Pelton Turbine of it containing several buckets was simulated. A 3D transient flow simulation was applied using Numerical simulation Micro hydro power plant the Shear Stress Transport turbulent model. In order to model two-phase flow, the standard homogeneous free surface model was employed. In the results the effect of rotating speed on the efficiency was investigated. Moreover, the effect of physical parameters: flow rate and head and geometric parameters: the distance from nozzle to the axis of buckets, the number of buckets in constant pitch circle diameter and constant bucket size, the number of buckets in constant pitch circle diameter and variable bucket size and the number of buckets in variable pitch circle diameter and constant bucket size on the performance of a micro-turbine was investigated.

توربین پلتون یکی از انواع توربینهای ضربهای آبی میباشد که توسط لستر آلن پلتون اختراع گردید. این نوع توربین در نیروگاههایی با هد بالا و دبی پایین مورد استفاده قرار میگیرد. از خصوصیات این توربین میتوان به تولید توان بالا از یک واحد کوچک و فرآیند ساخت آسان آن اشاره کرد. از

وجود مناطقی کوهستانی که در آن دبی موجود پایین ولی هد موجود بالا میباشد، میتواند بستر را برای استفاده و گسترش میکرو توربین پلتون فراهم آورد.

Please cite this article using:

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

۱ – مقدمه

S. Derakhshan, M. Bagheri Modagh, E. Abdolahnejad, Numerical and experimental 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 Persian)

ديگر خصوصيات متمايز كننده توربين پلتون نسبت به ساير توربينها استفاده از یک توربین واحد برای رنج وسیعی از هد و دبی با بکارگیری چند نازل میباشد. از طرفی چون این نوع توربین در فضای آزاد کار میکند تعمیرات و نگهداری آن نسبت به سایر توربینهای آبی موجود آسان تر میباشد.

اگرچه سالهای نسبتاً زیادی از اختراع توربین پلتون گذشته و به ظاهر توربین شناخته شدهای میباشد، ولی در حقیقت مسائل بسیاری در مورد این توربین با ابهاماتی روبروست. شبیهسازی توربین پلتون از جمله شبیهسازیهای دشوار در بین توربینهای آبی موجود میباشد، که این امر منجر گردیده است که تا مدتها شبیهسازی و کارهایی که در راستای بهبود آن انجام می پذیرفت، تنها از طریق آزمایشات تجربی صورت گیرد.

از جمله عواملی که سبب دشواری شبیه سازی توربین پلتون می گردد، می توان به سه بعدی بودن، گذرا بودن و دو فازی بودن جریان در توربین پلتون اشاره کرد. بهطور کلی شبیهسازی عددی جریان در توربین پلتون موضوعی نسبتا جدید بوده که کماکان در حال بررسی و بهبود میباشد.

در ابتدا برکه یک روش تحلیلی را برای نمایش مسیر ذرات آب از روی معادلات ممنتوم آنها در بشقابک ارائه داد[۱].

از نخستین کسانی که به شبیهسازی عددی جریان در بشقابک توربین پلتون پرداختند؛ هانا [۲]، پاركيسون [۵-۳]، بارگلازان [۶]، جانتسكى و همکارانش[۷] وپرمپر [۸] بودند.

هانا به شبیه سازی دو بعدی و سه بعدی جریان گذرا در بشقابک توربین پلتون پرداخت، هانا نتیجه گرفت که محاسبات عددی نتایج نوید بخشی را ارائه میدهند که میتوانند جایگزین روش ترسیمی شوند[۲].

پرمپر به شبیه سازی دو بعدی و سه بعدی جریان گذرا در صفحههای تختی بهجای بشقابک توربین پلتون پرداخت. او در تحقیقش مقدار فشار بر روی صفحه مسطح را از سه روش: شبیهسازی عددی، حل تحلیلی و آزمایش بدست آورد و با یکدیگر مقایسه نمود[۸].

اما یکی از تحقیقات کاملی که در زمینهی شبیه سازی عددی جریان در توربین پلتون انجام شد کاری بود که توسط پیرگ انجام گرفت. پیرگ به اندازگیری ضخامت لایهی آب بر روی دیوارهی بشقابک و توزیع فشار ناپایا بر روی بشقابک در حین شبیه سازی عددی پرداخت. او همچنین دو مدل، دو فاز همگن و دو سیال را با هم مقایسه کرد و بیان نمود که مدل اول دقیقتر است[۹].

از جدیدترین کارهای انجام شده برای آنالیز توربین پلتون توسط كلمستن و برستد صورت پذيرفته است. كلمستن به بررسى جريان سطح آزاد در بشقابک یک توربین پلتون ساکن پرداخت. او توزیع فشار و همچنین مکان سطح مشترک آب و هوا را در بیشتر فضای محاسباتی جریان با استفاده از آزمایش بدست آورد سپس این نتایج را با نتایج حاصل از شبیهسازی عددی مقایسه کرد[۱۰].

برستد به شبیه سازی جریان در توربین پلتون متحرک پرداخت. او مقدار گشتاور وارد بر بشقابکها را اندازه گیری نمود و با نتایج تجربی مقایسه نمود. او همچنین خطاهای موجود در اندازه گیری تجربی گشتاور را مورد بررسی قرار داد[۱۱].

تحقیقات دیگری نیز در زمینهی استفاده از روشهای دیگر در راستای شبیهسازی توربین پلتون صورت گرفته است که از جملهی آن میتوان به کارهای یوجی ناکاشی[۱۲] و همکاران و مارنگیو[۱۳] و همکارانش اشاره کرد.

غالبا در پژوهشهای صورت گرفته توربینهای پلتونی در اندازه هندسی

بزرگ و با توان خروجی بالا مد نظر قرار گرفته شدهاند. همچنین شایان ذکر است که اکثر این پژوهشها، به صورت آزمایشات تجربی و شبیهسازیهای عددی دو بعدی و پایا بررسی گردیدهاند.

در مطالعه پیشرو برخلاف مطالعات پیشین به شبیهسازی جریان در توربین پلتونی با اندازه میکرو پرداخته و پارامترهای هندسی و فیزیکی موثر بر كارآیی توربین مورد بررسی قرار داده میشود.

۲- روابط حاکم

(٣)

در تئوری توربوماشینها برای توربین پلتون روابط اویلر برای هد بصورت روابط ۱ و ۲ می باشد [۱۴].

$P = \rho Q U (C_1 \cos \alpha_1 - C_2 \cos \alpha_2)$	(1)
1	(v)
$H = -U(L_1 \cos \alpha_1 - L_2 \cos \alpha_2)$	(1)

 $H = -\frac{1}{a}U(C_1\cos\alpha_1 - C_2\cos\alpha_2)$

درمعادله ۲ با توجه به کوچک بودن عرض بشقابک نسبت به شعاع دوران مشابه رابطه ۳ با تقریب خوبی می توان نوشت:

 $U_1 = U_2$ مىتوان ثابت نمود درحالتى كه $a_1 = 0$ ، توان بيشينه وقتى حاصل مىشود كه مشابه , ابطه ۴ مقدار سرعت محیطی نصف سرعت جت باشد.

$$U = \frac{C_1}{2} \tag{(f)}$$

در روابط ذکر شده تعریف سرعتها بر اساس شکل ۱ میباشند.

۳- آزمایش توربین

برای آزمایش میکرو توربین پلتون مورد نظر مدار تستی مطابق با شکل ۲ ساخته شد. یک پمپ نوع ۳۱۵–۵۰ تست شده و با تراش پروانه مناسب در دور ۲۹۸۰ دور بر دقیقه وظیفه ایجاد دبی و فشار آب مورد نیاز تست توربین را بر عهده داشت. از فشار سنجهای معمولی با حد بالای ۱۶ بار و با دقت ۰/۵ متر در ابتدا و انتهای پمپ برای اندازه گیری فشار استفاده گشت. با توجه به اینکه منحنی تست شده پمپ در اختیار بود، دبی آب با استفاده از هد پمپ بدست آمد. دبی آب از طریق لوله ۱۰ سانتی متری به شیر و سپس به توربین میرسید. ژنراتور چهار قطب (۱۵۰۰ دور بر دقیقه) سه فاز با ظرفیت ۱۵ کیلو وات جهت توليد الكتريسيته در مدار استفاده شد. چندين المنت حرارتي به صورت پلهای نیز به عنوان بار مصرفی مورد استفاده قرار گرفت. مشخصات بار مصرفی نیز با استفاده از وات متر، ولت متر و آمپر متر اندازه گیری شد. سرعت دورانی نیز با استفاده از دور سنج با دقت مناسب به صورت نوری و مکانیکی اندازه گیری شد. محاسبات عدم قطعیت بر اساس روش موفاف[۱۵] مقادیر کمتر از ۵ درصد را برای هد و توان خروجی نشان دادند.



شکل ۱ بردار سرعت جریان در بشقابک توربین پلتون[۱۴]



شکل ۲ مدار تست میکرو نیروگاه با نوربین نوع پلتون

کی برای بررسی بازده در آزمایش تجربی	جدول ۱ پامترهای هندسی و فیزیک
۱۸	تعداد بشقابك
۱۲۵ میلیمتر	فاصله عمودی نازل تا محور
۱۶۵ میلیمتر	فاصله افقی نازل تا محور
а	اندازه بشقابک
۱۰۰ متر	ارتفاع
۲۰ لیتر بر ثانیه	دبى
۲۵۰ میلیمتر	قطر گام
۱۲۰۰،۱۵۰۰ و ۱۸۰۰ دور بر دقیقه	دور
ی نقطه کاری نیروگاه تست شده	جدول ۲ نتایج آزمایش براء

	ہ سب سدہ	طه ناری نیرو نا	ارمایس برای تق	دون آ تنايج	2
Q	Н	Ν	Ι	V	$\eta_{turbine}$
$\left(\frac{L}{S}\right)$	(m)	(rpm)	(A)	(V)	(%)
۲۰	١٠٠	۱۵۰۰	17/3	4	٧۶/۴

جدول ۱ پامترهای هندسی و فیزیکی برای بررسی بازده در آزمایش تجربی را نشان میدهد.

نتایج آزمایش برای دور ۱۵۰۰ دور بر دقیقه در جدول۲ مشاهده می شود. راندمان کل ۵۷/۳۰ درصد بدست آمد، که احتساب بازده ۷۵ درصد کاتالوگ ژنراتور در توان تولیدی بازده ۷۶/۴ درصد برای توربین نتیجه می شود.

۳–۱– تحلیل عدم قطعیت

یک روش دقیق برای تخمین عدم قطعیت نتایج تجربی توسط کلاین و مککلین تاک ارائه شده است. این روش بر مبنای تشخیص دقیق عدم قطعیتها در اندازه گیریهای تجربی مقدماتی مختلف قرار دارد [۱۶].

اگر قرار باشد عدم قطعیت نتیجه محاسبه شده بر مبنای عدم قطعیت اندازهگیریهای اولیه بر آورد شود، مطابق رابطه ۵ نتیجه محاسبه شده R تابع معلومی از متغیرهای مستقل x_n, ..., x₃, x₂, x₁ است.

(۵) $R = R(x_1, x_2, x_3, ..., x_n)$ (۵) فرض کنید W_n عدم قطعیت نتیجه بوده و $W_1, ..., W_3, W_2, W_1$ عدم قطعیتهای متغیرهای مستقل باشند. اگر عدم قطعیت کلیه متغیرهای مستقل با نسبت احتمالی مساوی داده شده باشند، آن وقت عدم قطعیت نتیجه با همین نسبت احتمالی به صورت معادله ۶ ارائه شده است:

$$V_R = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} W_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} W_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} W_n \right)^2 \right]^{1/2}$$
(8)

عدم قطعیت برای هد به صورت معادله ۷ میباشد:

$$W_{H} = \left[\left(\frac{\partial H}{\partial P_{1}} W_{P1} \right)^{2} + \left(\frac{\partial H}{\partial P_{2}} W_{P2} \right)^{2} \right]^{1/2} \tag{Y}$$

با توجه به رابطهی هد و از آنجا که مطابق رابطه ۸ عدم قطعیت در اندازه-گیری فشار برابر با دقت وسیله اندازه گیری میباشد، برای بدست آوردن عدم قطعیت از روابط ۹ و ۱۰ استفاده میشود :

$$H = H(P_1, P_2) \tag{A}$$

$$W_H = \left[((0.5))^2 + ((0.5))^2 \right]^{1/2} = 0.7[\text{m}]$$
(9)

$$\% W_H = \frac{W_H}{H} \times 100 = \frac{0.7}{100} \times 100 = 0.7\%$$
 (1.)

و به همین ترتیب عدم قطعیت برای بازده از رابطه ۲۱ حاصل می گردد:

$$W_{\eta} = \frac{W_{\eta}}{n} \times 100 = \frac{0.0103}{76.4} \times 100 = 1.35\%$$
(۱۱)

۴- توصيف مدل

توربین پلتون مورد نظر یک میکرو توربین بوده که برای دبیهای پایین مورد استفاده قرار می گیرد. ارتفاع توربین، دبی جریان عبوری و سرعت دورانی برای طراحی به ترتیب ۱۰۰ متر، ۲/۰ متر مکعب بر ثانیه و ۱۵۰۰ دور بر دقیقه میباشد، که با استفاده از این دادهها طراحی صورت پذیرفته است. توربین دارای ۱۸ بشقابک و یک انژکتور میباشد. پهنای بشقابکها ۸۵ میلیمتر و قطر گام آن ۲۵۰ میلیمتر میباشد. در جدول ۳ مشخصات هندسی توربین آورده شده است.

شکل ۳ طرح میکرو توربین پلتون طراحی شده را نشان میدهد. با توجه به تناوبی بودن جریان در توربین پلتون، برای کاهش حجم محاسبات بجای شبیهسازی کل بشقابکها تعداد ۳ بشقابک یعنی یک ششم کل رانر شبیه سازی میشود.

در شبیه سازی از وجود قاب صرف نظر و فشار در اطراف توربین ثابت و برابر با فشار محیط در نظر گرفته میشود. فرض بر آن است که جت خروجی از نازل ایدهآل باشد. شکل ۴ قسمت مدل شده را نشان میدهد.

۵- روش عددی

همان طور که بیان شد با توجه به تناوبی بودن جریان برای کاهش حجم محاسبات به جای شبیه سازی کل رانر تنها سه بشقابک مدل و شبیه سازی و برای بررسی اثر پارامترهای مختلف از این مدل استفاده شد.

ندسي ميكرو توربين	جدول ۳ مشخصات ها
۲۵۰ میلیمتر	قطرگام
١	تعداد انژكتور
١٨	تعداد بشقابك
۸۵ میلیمتر	پهنای بشقابک
پيچ و مهره	نحوهى مونتاژ



مهندسی مکانیک مدرس، اردیبهشت ۱۳۹۳، دوره ۱٤، شماره ۲



شکل ۴ شماتیک قسمت مدل شده

دامنه محاسباتی به دو بخش ساکن و چرخان تقسیم شد. شبیه سازی جریان به صورت سه بعدی و با استفاده از نرم افزار تجاری انسیس سی اف ایکس¹ صورت پذیرفت. در شبیه سازی باید جت ورودی قبل از برخورد با اولین بشقابک کاملا توسعه یافته باشد که برای این امر می توان

 یک حل پایا در موقعیت اولیه انجام داد و سپس نتایج این حل را به عنوان شرط اولیه برای حالت گذرا تعریف کرد.

با توجه به معلوم بودن سرعت دورانی بخش محاسباتی چرخان و سرعت
 جت موقعیت اولیه دو بخش ساکن و متحرک را به گونهای تعریف کرد که
 جت قبل از برخورد به اولین بشقابک کاملا توسعه یافته شود.

در این تحقیق از روش حل پایا به عنوان شرط اولیه استفاده شده است. برای انجام حل پایا از مدل چرخ یخ زده برای ارتباط بین دومین ساکن و چرخان استفاده شد. در یک شبیهسازی چرخ یخ زده ٔ بخشهای چرخی و ثابت، یک موقعیت نسبی ثابت نسبت به هم دارند. در این مدل چارچوب اصلی تغییر میکند، اما جهت نسبی میان مولفه های بین صفحات مشترک ثابت میماند[۱۷]. شارهای ویسکوز با استفاده از روش دقت بالا محاسبه شد. در فرآیند محاسبه از مدل توربولانسی تنش برشی انتقالی^۳ با تابع دیوار استاندارد استفاده و شدت آشفتگی به طور متوسط ۵ درصد در نظر گرفته شد[۱۱]. برای مدل نمودن جریان دو فاز از مدل همگن سطح آزاد استاندارد استفاده شد. در شبیهسازیهای جریانهای چند فاز به صورت همگن فرض بر این است که تمامی کمیتهای انتقالی همانند میدانهای سرعت و فشار، (بجز کسر حجمی) در تمامی فازها یکسان میباشند. مدل سطح آزاد نیز به وضعیتی از جریان دو فاز، همانند جریان درون کانال باز اشاره دارد که در آن فازها توسط صفحه مشخصی از هم جدا می شوند [۱۷]. در مرز ورودی نازل، سرعت جت که با توجه به معین بودن ارتفاع قابل محاسبه است به صورت یکنواخت و عمود بر سطح به عنوان شرط مرزی ورودی قرار داده شده است. سیال اولیه آب تعریف شد. حجم شکست دو فاز آب و هوا در شروع شبیه-سازی برای دو بخش دامنه محاسباتی ساکن و چرخان به ترتیب صفر و یک و تنها نیروی وارد نیروی کشش سطحی در نظر گرفته شد.

برای حل ناپایا از مدل روتور استاتور گذرا^۴ برای ارتباط بین دومین ساکن و چرخان استفاده شد[۱۱]. در یک شبیهسازی، روتور استاتور گذرا برای بررسی غیر دائم اثر یک سطح مشترک متحرک بکار میرود. در این

مهندسی مکانیک مدرس، اردیبهشت ۱۳۹۳، دوره ۱٤، شماره ۲

حالت حرکت نسبی اجزا در محل تماس شبیهسازی می شود. در این حالت موقعیت صفحه تماس در هر گام زمانی به روز می شود. معمولا برای حدس اولیه مسئله در حالت روتور استاتور گذرا از نتایج چرخ یخ زده استفاده می شود. زمان کل حل، زمان لازم برای طی نمودن مسیریست که بخش چرخان دامنه محاسباتی از موقعیت اولیهاش نبست به بخش ساکن تا محلی که به طور کامل از مقابل جت عبور کند، به آن نیاز دارد. زمان کل حل بر اساس سرعت دورانی حاصل می شود. با توجه به مشخص بودن سرعت دورانی اماس سرعت دورانی حاصل می شود. با توجه به مشخص بودن سرعت دورانی حالت پایا صورت می گیرد. گام زمانی بعد از بررسی وابستگی شبیه سازی به تعداد گام زمانی ۲۰۰۰ ثانیه در نظر گرفته شده است، شکل (۵).

تعداد سلول بهینه برای کاهش زمان و حجم محاسبات و همچنین دقت کافی مورد بررسی قرار گرفت. بیشینه گشتاور وارد بر بشقابک میانی به عنوان پارامتر ارزیابی تاثیر اندازه سلول محاسباتی بر روی حل استفاده شد، شکل(۶).

کمترین تعداد شبکه که به ازای آن گشتاور خروجی با تغییرات کمی باقی-مانده است، انتخاب شد. در تعداد ۱/۸۸ میلیون تغییرات زیادی در گشتاور خروجی توربین مشاهده نمیشود که برای انجام محاسبات انتخاب شد.

8- نتايج

در ادامه نتایج حاصل از بررسی پارامترهای فیزیکی و هندسی آورده شده و مورد تحلیل قرار گرفته است، به این منظور حالت مرجعی بر اساس مدل ساخته شده در نظر گرفته شد. جدول ۴ مقادیر پارامترهای هندسی و فیزیکی حالت مرجع را نشان میدهد.

۶-۱- وابستگی بازده به سرعت دورانی

به منظور مشاهده تاثیر سرعت دورانی بر بازده با ثابت نگه داشتن سایر پارامترها عملکرد توربین در دورهای ۱۲۰۰، ۱۵۰۰ و ۱۸۰۰ دور بر دقیقه مورد بررسی قرار گرفت. شکل ۷ منحنی مقدار بازده توربین را برای مقادیر مختلف سرعت دورانی نشان میدهد.



۱۵۳

¹⁻ Ansys CFX 13

²⁻ Frozen rotor

³⁻ SST(Shear Stress Transport)4- Transient rotor stator

فیزیکی برای بررسی بازدہ	جدول ۴ پارامترهای هندسی و و
۱۸	تعداد بشقابك
۱۲۵ میلیمتر	فاصله عمودی نازل تا محور
۱۶۵ میلیمتر	فاصله افقى نازل تا محور
а	اندازه بشقابک
۱۰۰ متر	ارتفاع
۲۰ لیتر بر ثانیه	دبى
۲۵۰ میلیمتر	قطر گام
پارامتر مورد بررسی	دور





مشاهده میشود که بازده توربین با افزایش دور تا مقدار ۱۵۰۰ دور بر دقیقه افزایش و پس از آن با افزایش دور مقدار راندمان توربین کاهش مییابد.

تطابق قابل قبولی بین نتایج عددی و دادههای اندازه گیری شده وجود دارد، به طوریکه بازده بیشینه حاصله از شبیه سازی عددی در سرعت دورانی ۱۵۰۰ دور بر دقیقه ۸/۸۷درصد و بازده حاصل از تست تجربی ۷۶/۴ درصد می باشد و خطای محاسبه شده بین مقادیر عددی و اندازه گیری حدود ۲/۴ درصد است.

از جمله دلایل این اختلاف میتوان به خطاهای حاصل از فرضیات ساده کننده در مدل های عددی پردازش اطلاعات مانند صرف نظر از شبیه سازی

نازل و قاب توربین اشاره کرد. در ضمن لازم به ذکر است که بازده اندازه گیری شده بازده کلی توربین است، که افتهای مکانیکی توربین را نیز شامل می شود و این در حالیست که بازده حاصل از نتایج عددی، بیانگر بازده هیدرولیکی است.

۶-۲- وابستگی بازده به دبی (قطر دهانه خروجی نازل)

اثر تغییر دبی بر بازده توربین ضمن ثابت بودن سایر پارامترها و با در نظر گرفتن ۸ مقدار مختلف بررسی شد. شکل ۸ منحنی مقدار بازده توربین را برای این ۸ مقدار مختلف نشان میدهد.

در توربین پلتون سرعت جت متاثر از ارتفاع و دبی خروجی از نازل نیز متاثر از سرعت جت و مقدار باز شدگی نازل است. از آنجا که برای یک ارتفاع ثابت سرعت جت ثابت است، بنابراین برای تغییر دبی باید مقدار باز شدگی یا همان قطر خروجی نازل را تغییر دهیم.

نتایج نشان میدهد که بازده توربین با افزایش دبی افزایش یافته و در دبی ۸ لیتر بر ثانیه به بیشترین مقدار خود رسیده و سپس با افزایش دبی مقدار بازده کاهش مییابد. بیشینه بازده حاصل از شبیه سازی در ارتفاع ۱۰۰ متر و سرعت دورانی ۱۵۰۰ دور بر دقیقه ۸۲ درصد است. از آنجا که ارتفاع ثابت در نظر گرفته شده است، بنابراین سرعت جت ثابت بوده و برای افزایش دبی باید مقدار باز شدگی نازل را تغییر داد. در دبیهای بالا با افزایش مقدار باز شدگی نازل برای افزایش دبی، قطر جت حاصل افزایش مییابد. با افزایش قطر جت تاثیر عوامل محیطی مانند پدیده پخش و اختلاط آب و هوا در سطح خارجی جت بیشتر شده که این باعث کاهش بازده میشود. برای دبیهای بسیار پایین توان که برای ایجاد گشتاور در توربین پایین بوده و بازده حاصل کم است. از آنجا ممکن است دچار تغییر شود، تغییرات کم بازده برای دبیهای مختلف سال

۶-۳- وابستگی بازده به ارتفاع

برای بررسی اثر ارتفاع بر بازده با فرض ثابت ماندن سایر پارامترها، توربین برای چهار ارتفاع ۶۰، ۸۰، ۱۰۰ و ۱۲۰ متر مورد تحلیل قرار گرفت. شکل ۹ منحنی تغییرات بازده توربین در ارتفاعهای مختلف را نشان میدهد.

بر اساس تحلیل انجام شده تا ارتفاع ۸۰ متر بازده توربین با افزایش ارتفاع افزایش یافته و در ادامه با افزایش ارتفاع مقدار بازده کاهش می یابد. در واقع با توجه به رابطه ۴ با افزایش هد از مقدار ۸۰ متر در سرعت دورانی ثابت ۱۵۰۰ دور بر دقیقه، توربین از مقدار U بهینه دور می شود. به طوری که برای هد ۸۰ متر Uمناسب در سرعت ۱۵۰۰ دور بر دقیقه رخ می دهد، در حالی که برای هد ۱۰۰ متر U مناسب طبق محاسبات در سرعت ۱۶۹۰ دور بر دقیقه رخ می دهد.

بیشینه بازده حاصله از شبیهسازی در دبی ۲۰ لیتر بر ثانیه و سرعت دورانی ۱۵۰۰ دور بر دقیقه برابر ۲۹/۰۸ درصد است.

برای محاسبه زاویه بین سرعت نسبی و سرعت محیطی و همچنین بررسی مثلث سرعت از شکل ۱۰ استفاده میشود:

بر اساس روابط اویلر برای توان توربین پلتون میتوان مقدار $C_{u_{2n}}$ را با استفاده از بازده حاصل از حل عددی بدست آورد. که مقدار $C_{u_{2n}}$ برای ارتفاع ۱۰۰ متر و سرعت ۱۵۰۰ دور بر دقیقه برابر ۱/۰۸ متر بر ثانیه است. برای تعیین مقدار انحراف زاویه خروجی از حالت ایدهآل ابتدا مقدار زاویه β_a از رابطه ۱۲ محاسبه و در ادامه پس از تعیین مقدار m از روابط ۱۳ و ۱۴ اندازه زاویه $n\beta_i$ زروابط ۱۵ و ۱۶ حاصل میشود.



$$\tan 15^\circ = \frac{C_m}{U_r} \tag{17}$$

$$C_m = 19.63 \times \tan 15^\circ \tag{14}$$

$$\tan(180^{\circ} - \beta_n) = \frac{C_m}{U_{2n} - C_{u_{2n}}}$$
(1 Δ)

$$180^\circ - \beta_n = 15.9^\circ \tag{19}$$

نتیجه حاصل، نشان میدهد که زاویه به مقدار ۰/۹ درجه افزایش مییابد. افزایش زاویه در واقع سبب انتقال بهینه کارایی از ۱۰۰ به مقدار پایین تر می شود و این موضوع نتایج حل عددی را تصدیق می کند.

در دبی ثابت با افزایش ارتفاع، سرعت جت افزایش یافته و در نتیجه قطر جت کاهش مییابد. بنابراین در ارتفاعهای بالاتر از ارتفاع ۸۰ متر با کاهش زیاد قطر جت، برخورد مناسبی با بشقابک صورت نگرفته و گشتاوری متناسب با افزایش ارتفاع تولید نمیشود، در نتیجه بازده کاهش مییابد. برای ارتفاع-های پایین تر از ارتفاع ۸۰ متر با افزایش قطر تاثیر عوامل محیطی مانند پدیده پخش و اختلاط آب و هوا در سطح خارجی جت بیشتر شده که این امر باعث کاهش بازده میشود. در آزمایشها با توجه به محدودیتهای تجهیزات آزمایش تا هد حداکثر ۱۰۰ متر انجام شد.

۶-۴- وابستگی بازده به فاصله نازل تا بشقابک

فاصله نازل تا محور بشقابکها به دو فاصله افقی و عمودی تقسیم می شود. تاثیر این فواصل بر بازده با ثابت در نظر گرفتن سایر پارامترها مورد ارزیابی قرار گرفت. برای بررسی اثر فاصله عمودی نازل تا محور بشقابکها سه مقدار ۸۰، ۱۲۵ و ۱۷۰ میلیمتر انتخاب شد. با توجه به دایروی بودن فضای محاسباتی، فاصله افقی متناسب با فاصله عمودی تغییر داده شد تا طول جت ثابت مانده و تنها اثر فاصله عمودی بررسی شود. در شکل ۱۱ منحنی تغییرات مقدار بازده توربین برای فواصل عمودی متفاوت نشان داده شده است.

واضح است که با هرگونه تغییرمقدار فاصله عمودی از مقدار شعاع گام از آنجا که برخورد مناسبی بین جت و بشقابکها صورت نمی گیرد، مقدار بازده به طرز چشمگیری کاهش مییابد. از اینرو تبادل انرژی به صورت ایدهآل بین بشقابکها و جت انجام نمی شود. بنابراین بهترین فاصله عمودی همان شعاع

گام بوده و هرگونه تغییر فاصله از آن سبب خواهد شد تا برخورد مناسبی که منجر به انتقال کامل انرژی بین جت و بشقابکها میشود، صورت نپذیرد. در واقع طرز برش جت توسط بشقابک در موارد دور از فاصله شعاع گام به شکل نامناسبی بوده که باعث برخورد قسمت زیرین بشقابک با جت گشته و گشتاور منفی زیادی بوجود میآورد. این موضوع در شکلهای ۱۲و ۱۳ نشان داده شده است.

برای فاصله افقی نازل تا محور مانند فاصله عمودی عمل میشود. شکل ۱۴ منحنی مقدار بازده توربین را برای فواصل افقی ۱۵۰، ۱۶۵، ۱۸۰ و ۱۹۵ میلی متر نشان میدهد.



۱۵۵

مشاهده می شود که با افزایش فاصله افقی تا فاصله ۱۸۰میلیمتر بازده افزایش و پس از آن بازده کاهش می ابد. فاصله کم سبب اختلاط جت با آب بازگشتی از بشقابکها می شود و از طرفی فاصله زیاد نیز باعث افزایش تاثیر هوا بر روی آب و آشفتگی بیشتر جت شده و تاثیر آن را بر روی بشقابکها کم می کند. بنابراین یک مقدار بهینه برای این فاصله وجود دارد. شکلهای ۱۵ و ۱۶ خطوط جریان برای فواصل افقی به ترتیب ۱۵۰ و ۱۶۵ میلی متر نشان می دهند.

۶-۵- بررسی اثر تعداد بشقابک (وابستگی بازده به تعداد بشقابک برای اندازه بشقابک و قطر گام ثابت)

برای این مطالعه تعداد بشقابکها را با حفظ اندازه بشقابک در قطر گام ثابت تغییر داده تا بهترین تعداد برای قطر گام و اندازه مشخص بشقابک که بر اساس روابط طراحی حاصل شدهاند، بدست آید.



شکل ۱۷ تاثیر تعداد بشقابک با اندازه و قطر گام ثابت بر بازده

به این منظور با ثابت نگه داشتن سایر پارامترها تعداد ۱۵, ۱۶, ۱۸ و ۲۰ بشقابک مورد شبیهسازی قرار گرفت. شکل ۱۷ منحنی مقدار بازده توربین را برای تعداد بشقابکهای مختلف نمایش میدهد.

نتایج حاصل نشان می دهد که مقدار بازده برای تعداد ۱۵، ۱۶ و ۱۸ بشقابک بسیار نزدیک به هم است. به دلیل شرایط دینامیکی، هنگام استفاده از ۱۵ یا ۱۶ بشقابک باید بشقابکها به همراه چرخ به صورت قطعه واحد ریخته گری شوند. هنگام استفاده از ۱۸ بشقابک می توان بشقابکها را به همراه چرخ به صورت قطعه واحد، ریخته گری کرد و یا اینکه باید برای نصب بشقابکها بر روی چرخ از پیچ و مهره استفاده شود. انتخاب بین تعداد ۱۵، ۱۹ و یا ۱۸ بشقابک بستگی به نظر سازنده و شرایط اقتصادی ساخت و نگهداری دارد. در توربین مورد مطالعه تعداد ۱۸ بشقابک و روش نصب پیچ و مهره انتخاب شد. شکل ۱۸ تعداد ۲۰ بشقابک را با حفظ اندازه بشقابک و قطر گام نشان می دهد.

۶-۶- بررسی اثر اندازه بشقابک (وابستگی بازده به تعداد بشقابک با تغییر اندازه بشقابک برای قطر گام ثابت)

در این بخش از تحقیق تعداد بشقابکها را همراه با تغییر اندازه بشقابکها در قطر گام ثابت تغییر داده تا بهترین تعداد برای قطر گام ثابت بدست آید. از آنجا که در طراحی، ابعاد بشقابک بر اساس ضرایبی از قطر گام تعریف شدند، مناسب بودن این ضرایب مورد ارزیابی واقع شد. از طرفی چون برای بشقابکهای پیچ شده بر روی رانر به لحاظ دینامیکی، بهترین طرز قرارگیری آن است که بشقابکها در تماس باشند، بنابراین تغییر اندازه بشقابکها بگونهای اعمال میشود که بشقابکها پس از تغییر اندازه نیز با یکدیگر در تماس باشند. بدین منظور تعداد ۱۶, ۱۸ و ۲۰ بشقابک مورد شبیهسازی قرار گرفت. در واقع تعداد بشقابک با تغییر دادن اندازه بشقابک (مقیاس کردن) تغییر داده میشود. میود. میشود که شابت می ماند. شکا ۱۹ منحنی تغییرات بازده توربین را با ثابت نگه داشتن سایر پارامترها و برای تغییر اندازه بشقابک نشان می دهد. نگه داشتن سایر پارامترها و برای تغییر اندازه بشقابک نشان می دهد.



شکل ۱۹ تاثیر تعداد بشقابک با تغییر دادن اندازه بشقابک در قطر گام ثابت بر بازده

22

شبیه سازی نشان داد که مقدار بازده برای تعداد ۱۶ بشقابک مقدار بسیار کمی، بیشتر از ۱۸ بشقابک است. در واقع با کمتر شدن تعداد یا به عبارتی بزرگتر شدن بشقابکها بازده افزایش می یابد. شکلهای ۲۰ و ۲۱ به ترتیب ۱۶ و ۲۰ بشقابک را با تغییر اندازه بشقابک در قطر گام ثابت نشان می دهند.

8-γ- بررسی اثر قطر شفت (وابستگی بازده به تعداد بشقابک با تغییر قطر گام برای اندازه بشقابک ثابت)

در این بخش به منظور مشاهده اثر قطر شفت بر روی بازده، تعداد بشقابکها را همراه با تغییر دادن قطر گام برای اندازه بشقابک ثابت تغییر داده تا بهترین قطر شفت برای اندازه مشخص بشقابک بدست آید. لازم به ذکر است که در استفاده از قطر بدست آمده بایستی محدویتهای مکانیکی در نظر گرفته شود. بدین منظور تعداد ۱۶, ۱۸ و ۲۰ بشقابک مورد شبیهسازی قرار گرفت. شکل ۲۲ منحنی مقدار بازده توربین را برای قطرهای مختلف شفت نشان میدهد.

شبیهسازی نشان داد که مقدار بازده برای تعداد ۲۰ بشقابک، بیشتر از ۱۸ بشقابک است. در واقع با بزرگتر شدن قطر گام بازده افزایش مییابد. شکلهای ۲۳ و ۲۴ به ترتیب ۱۶ و ۲۰ بشقابک را با تغییر قطر گام در اندازه ثابت بشقابک نشان میدهند.



شکل ۲۲ تاثیر تعداد بشقابک با تغییر دادن قطر گام در اندازه بشقابک ثابت بر بازده



شکل ۲۳ تعداد ۱۶ بشقابک



شکل ۲۴ تعداد ۲۰ بشقابک

۷- نتیجه گیری

برای استفاده از ظرفیتهای آبی با دبی پایین و ارتفاع نسبتا بالا میکرو توربین پلتونی طراحی شد. جریان درون این میکرو توربین بصورت دو فاز آب-هوا، سه بعدی و گذرا شبیهسازی شد. بدلیل پیچیده بودن شبیهسازی برای ساده سازی مساله و با توجه به تناوبی بودن جریان در توربین پلتون بجای شبیهسازی کل توربین تنها سه بشقابک شبیهسازی و جواب حاصل از آنها به كل بشقابكها تعميم يافت. وابستكي نتايج به تعداد گام زماني و سلولها مورد بررسی قرار گرفت. با توجه به دقت محاسبات و هزینه محاسباتی، تعداد ۱/۸۸ میلیون سلول انتخاب شد. . منحنی عملکرد توربین برای سرعتهای دورانی ۱۲۰۰، ۱۵۰۰ و ۱۸۰۰ دور بر دقیقه رسم و با نتایج حاصل از تست توربین مقایسه و اعتبار سنجی شد که نتایج تطابق قابل قبولی را نشان دادند. تاثیر پارامترهای فیزیکی و هندسی موثر بر بازده مورد بررسی واقع شد و منحنی مربوط به آنها رسم شد. یکی از پارامترهای هندسی تاثیر گذار بر روی راندمان فاصله افقی و عمودی نازل تا محور بود، که تاثیر به سزایی بر روی بازده توربین داشت. از دیگر پارامترهای اثر گذار بر روی شبیهسازی، تعداد بشقابک نصب شده بر روی چرخ بود که مورد بررسی واقع شد. نتایج حاصل نشان داد که مقدار بازده برای تعداد ۱۵، ۱۶ و ۱۸ بشقابک بسیار نزدیک بهم میباشد. اندازه بشقابک پارامتر هندسی دیگری بود که تاثیر آن مورد بررسی قرار گرفت. برای تغییر اندازه بشقابک از مقیاس نمودن بشقابک نسبت به نقطهای بر روی قطر گام استفاده شد. تغییر اندازه بشقابک در قطر گام ثابت منجر به تغییر تعداد بشقابک گردید. نتایج نشان داد که با بزرگتر شدن بشقابکها بازده کمی افزایش مییابد. در آخر وابستگی راندمان به قطر شفت با تغییر مقدار آن، که همراه با تغییر تعداد بشقابکها است، مورد بررسی قرار گرفت. نتایج نشان داد که با بزرگتر شدن شعاع شفت بازده کمی افزايش مييابد.

ی (m/s)

- [2] M. Hana, A discussion on numerical simulation in Pelton turbines', Proc 19th IAHR Symposium. Singapore: IAHR, pp. 306-15, 1998.
- [3] E. Parkinson, et al. Analysis of Pelton turbine flow patterns for improved runner-component interaction, *International Journal on Hydropower & Dams*, Vol. 9, No. 5, pp. 100-03, 2002.
- [4] E. Parkinson, et al., Description of Pelton Flow Patterns with Computational Flow Simulations, *Hydro Conference*, Bern, Switzerland, 2002.
- [5] M.Sick, H. Keck, E.Parkinson, G. Vullioud. New Challenges in Pelton Research, in *Hydro Conference*, Bern, Switzerland, 2000.
- [6] A. Catanase, M. Barglazan, C. Hora, Numerical simulation of a free jet in Pelton turbine, Proceedings of the 6 th International Conference on Hydraulic Machinery and Hydrodynamics, Timisoara, Romania, October 21 - 22, 2004.
- [7] B. Janetzky, et al. Numerical simulation of the flow in a Pelton bucket, Proceedings of 19th IAHR Symposium, Singapore: IAHR, pp. 276-82. 1998.
- [8] H. B. Matthias, O.Promper, Numerical simulation of the free surface flow in Pelton turbines, *Proceedings of the 6 th International Conference on Hydraulic Machinery and Hydrodynamics*, Timisoara, Romania, October 21 - 22, 2004.
- [9] A. Perrig, et al. (2006), Flow in a Pelton turbine bucket: numerical and experimental investigations, *Journal of fluids engineering*, Vol. 128, No. 2, pp.350-58.
- [10] L.Klemetsen. An experimental and numerical study of the free surface pelton bucket flow, MSc thesis, Department of Energy and Process Engineering, Norwegian University of Science and Technology, 2010.
- [11] L. F. Barstad, *CFD Analysis of a Pelton Turbine*,MSc thesis, Department of Energy and Process Engineering, Norwegian University of Science and Technology, December 2012.
- [12] Y. Nakanishi, T. Fujii, S. Kawaguchi, Numerical and experimental investigations of the flow in a stationary Pelton bucket, *Journal of Fluid Science and Technology*, Vol.4,No.3, pp.490-99, 2009.
- [13] J. C. Marongiu, et al. Free surface flows simulations in Pelton turbines using an hybrid SPH-ALE method, *Journal of Hydraulic Research*, Vol. 4, No. 3, pp.40-49, 2010.
- [14] I.U.Atthanayake, Analytical Study on Flow through a Pelton Turbine Bucket Using Boundary Layer Theory Sri Lanka. International Journal of Engineering & Technology IJET Vol. 9, No. 9, pp.414-20, 2011.
- [15] RJ. Moffat, Contributions to the theory of single-sample uncertainty analysis, ASME, Transactions, *Journal of Fluids Engineering*, Vol. 104, No. 2, pp. 250-58, 1982.
- [16] M.Gugau, Transient impeller-volute interaction in a centrifugal pump, Technich univesitat Darmstadt, FG turbo machine and fluid antriebstechnik, 2003.
- [17] M.Pasandidehpour, numerical simulation of cross-flow Turbine,MSc thesis, Department of Mechanical Engineering, Iran University of Science and Technology, Tehran, 2012. (In Persian)

٨- فهرست علائم

\mathcal{L}_1	سرغت مطلق در ورود(m/s)
C_{2a}	سرعت مطلق در خروج برای حالت ایدهآل (m/s)
C_m	تصویر سرعت مطلق در راستای (m (m/s)
$C_{u_{2n}}$	تصویر سرعت مطلق در راستای u برای حل عددی
g	شتاب گرانش زمین(m/s ²)
Н	ارتفاع (m)
Ι	جريان(A)
Ν	سرعت دورانی(rpm)

...

- P فشار (Pa)
- (m³/s) دبی *Q*
 - R تابع
- (m/s) سرعت محیطی U
- (m/s)سرعت محیطی در خروج برای حالت ایدهآل U_{2a}
- (m/s)سرعت محیطی در خروج برای حل عددی U_{2n}
 - V ولتاژ (v)
- (m/s) سرعت نسبی در خروج برای حالت ایدهآل (m/s)
- (m/s)سرعت نسبی در خروج برای حل عددی W_{2n}
 - x متغير

علايم يونانى

- زاویه بین سرعت مطلق در ورود با خط افقی $lpha_1$
- زاویه بین سرعت مطلق در خروج با خط افقی α_2
- β زاویه بین سرعت نسبی در خروج با خط افقی
 - ρ چگالی(kg/m³)
 - η بازده

۹- مراجع

 H. Brekke, Turbine designs In State of the Art Turbine Design, International Association of hydraulic Engineering and research, Vol. 29, No.4/2, pp.544-551, 2001.