





mme.modares.ac.ir

بررسی کارآیی مدلهای مختلف در شبیهسازی عددی عملکرد یک میکرو توربین آبی اگنیو

محمدحسن شجاعىفرد^{1*}، عمار ميرزائى²، محمدصادق عابدىنژاد²، يوسف ياسى³

1- استاد مهندسی مکانیک، دانشگاه علم و صنعت ایران، تهران

2- دانشجوی دکتری مهندسی مکانیک، دانشگاه علم و صنعت ایران، تهران

3- استادیار مهندسی مکانیک، سازمان پژوهشهای علمی و صنعتی ایران، تهران

* تهران، صندوق پستی **1684613114، amirzaei@iust.ac.ir**

چکیدہ	اطلاعات مقاله
در این مطالعه، شبیهسازی سهبعدی جریان سیال گذرنده از یک میکروتوربین جریان محوری اگنیو بررسی شده است. این توربین که در آزمایشگاه ماشینهای آبی سازمان پژوهشهای علمی و صنعتی نصب شده، برای تولید توان در مقیاس یک کیلووات طراحی شده است. شبیهسازی عددی در نرمافزار انسیس سیافاکس نسخه دوازده انجام شده و نتایج آن با دادههای تجربی اعتباردهی شده است. چهار شبکه محاسباتی مختلف به کمک روش شاخص همگرایی شبکه مورد ارزیابی قرار گرفته تا استقلال حل از شبکه بررسی شود. در شبیهسازیها، از صفحه اختلاط جهت انتقال آشفتگی جریان از دامنه دوار پرهها به دامنه ساکن لوله مکش استفاده شده است که در آن اغتشاشات در راستای محیطی میانگین گیری میشوند. برای اعتباردهی شبیهسازی عددی، تأثیر نحوه مدلسازی آشفتگی جریان با انتخاب چند مدل مختلف بررسی شده است. از آنجا که مقدار شدت آشفتگی جریان به روش تجربی ممکن نیست، چند مقدار برای آن در نظر گرفته شده است و نتایج نشان میدهد که مقدار شش درصد برای شدت آشفتگی جریان به روش تجربی ممکن نیست، چند مقدار برای آن در نظر گرفته شده است و نتایج نشان میدهد که مقدار شش درصد برای شدت آشفتگی جریان به روش تجربی ممکن نیست، چند مقدار برای آن در نظر گرفته شده است و نتایج نشان میدهد که مقدار شش درصد برای شدت آشفتگی جریان ورودی به توربین، نزدیکی بیشتری با دادههای تجربی دارد. همچنین با انتخاب چهار طرح مختلف، تأثیر گستهسازی معادلات بررسی شد که به دلیل دقت مناسب و حجم محاسبات، طرح دقت بالا برای انجام شبیه سازی کل توربین اگنیو انتخاب شد. پس از تعیین نحوه مدل سازی آشفتگی در ورودی و نحوه گستهسازی معادلات، شبیه سازی کل توربین اگنیو انتخاب شد. پس از تعیین نحوه مدل سازی آشفتگی، مقدار آشفتگی در ورودی و نحوه گسته سازی مادی ته بیه برای کل	مقاله پژوهشی کامل دریافت: 13 اسفند 1393 پذیرش: 16 فروردین 1394 ارائه در سایت: 15 اردیبهشت 1394 <i>کلید واژگان:</i> میکرو توربین آبی میکرو توربین آبی برهمکنش روتور - استاتور مدل آشفتگی
بررسی شده است که بیانگر توافق مناسبی است.	

Numerical study of different models of an Agnew micro hydro turbine

Mohammad Hasan Shojaeefard ^{1*}, Ammar Mirzaei², Mohamad Sadegh Abedinejad ², Yousef Yassi³

1,2- Department of Mechanical Engineering, Iran University of Science and Technology, Tehran, Iran. 3- Institute of Mechanical Engineering, Iranian Research Organization for Science and Technology (IROST), Tehran, Iran.

* P.O.B. 1684613114 Tehran, Iran, amirzaei@iust.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Abstract

Original Research Paper Received 04 March 2015 Accepted 05 April 2015 Available Online 25 April 2015

Keywords: Microhydro turbine Numerical simulation Rotor-stator interaction Turbulence model

In this study, a three-dimensional fluid field of an axial flow type micro hydro named Agnew has been investigated. The turbine installed at the Hydraulic Machines Laboratory (HML) of Iranian Research Organization for Science and Technology (IROST) has been designed to generate 1 kw output power. All numerical simulations were performed using ANSYS CFX, a Computational Fluid Dynamic (CFD) code, to investigate the performance parameters such as efficiency and power, and results are validated against experimental data. Four different grid sizes are studied in accordance with the Grid Convergence Index (GCI) to investigate mesh independency of the solution. Results of several turbulence models were also examined to find out the Shear Stress Transport (SST) model in order to take into account the turbulence in the flow. Several turbulence models were also examined together with wall function so that the turbulence in the flow could be taken into consideration. A mixing plane interface plane was used to pass the disturbance of rotary domain to stationary domain. The obtained results show that a high resolution advection scheme, mixing plane to model the rotor-stator interaction together with a turbulence intensity of I=6% at the inlet, best matches with the experimental results. The difference between the efficiencies computed from both numerical approaches and experimental values may be ascribed to a numerical error, a model error or a systematic error.

Please cite this article using: M. H. Shojaeefard, A. Mirzaei, M. S. Abedinejad, Y. Yassi, Numerical study of different models of an Agnew micro hydro turbine, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 15, No. 6, pp. 221-230, 2015 (In Persian)

نتایج مطالعهای که بر پتانسیلهای موجود در کشور آنجام شده است، به کار گیری میکرو توربین های آبی نوع جریان محوری را با توجه به شرایط اقليمي كشور توصيه مي كند [2]. در سال 1379، طرحي براي مطالعه و به کار گیری این توربین ها در سازمان پژوهش های علمی و صنعتی کشور توسط یاسی انجام شد که طی آن یک میکرو توربین جریان محوری که پیشتر در دانشگاه گلاسکو و توسط اگنیو¹ ابداع شده بود، ساخته شده و مورد آزمایش قرار گرفت [3].

توربین اگنیو یک میکرو توربین جریان محوریست و پرههای آن قابلیت تنظیم زاویه دارد که این موضوع سبب دستیابی به بیشینه راندمان در گستره وسیعی از شرایط عملکردی می شود [4]. این توربین در اندازههای مختلف قطر نوک پره 200، 300 و 500 میلیمتری ساخته شده و حدود 100 نمونه از آن در نواحی مختلف کشورهای انگلستان و اسکاتلند نصب شده است [2]. توربین اصلی دارای پرههای راهنما نبوده، اما مدل بهبود دادهشده توسط یاسی دارای مکانیزم پرههای ثابت است [5].

در برخی از مطالعات گذشته، عملکرد اجزای توربینهای آبی مورد مطالعه و آزمایش قرار گرفته است [6]. جین و همکارانش یک توربین فرانسیس را مدل کرده و برای دو شرط مرزی مختلف مورد مقایسه قرار دادند: الف) فشار در ورودی و خروجی، ب) دبی جرمی در ورودی و فشار در خروجی. نتایج بررسی آنها نشان داد که نوع دوم شرایط مرزی برای انجام شبیهسازیهای عددی توربینهای آبی مناسبتر بوده و رفتار بهتری در همگرایی حل دارد [7]. وو و همکارانش با انتخاب مدل آشفتگی کی-ایسیلن²و تحلیل حالت پایای جریان سیال، نمودار راندمان و هیل را برای یک توربین پروانهای بهدست آوردند [8]. با مقایسه نتایج حاصل از شبیهسازی دینامیک سیالاتی با نتایج حاصل از تست در دو حالت عملکردی راندمان بیشینه و بار جزئی توافق خوبی بهدست آوردند، هرچند تفاوتهایی در پیشبینی عملکرد لوله مکش نظیر پیچش و جریان برگشتی در ناحیه ویک هاب مشاهده شد. پراساد و همکاران برای شبیهسازی عملکرد یک توربین آبی جریان محوری از مدل آشفتگی تنش برشی انتقالی³ در نرمافزار انسیس سی اف ایکس⁴ استفاده کردند. راندمان توربین در چند نقطه بحرانی محاسبه و با نتایج حاصل از آزمایش عملکرد توربین مقایسه شد [9]. نتایج حاصل از شبیهسازی سهبعدی آنها با دادههای تجربی توافق خوبی داشتند.

گوئنت به کمک شبیهسازی جریان با مدل آشفتگی کی- اپسیلن نمودار هیل را برای یک توربین حبابی بهدست آورد [10]. کک و همکارانش روشی برای شبیهسازی کل یک توربین فرانسیس و بدون در نظر گرفتن شرایط تناوبي يرهها استفاده كرده و نتايج آن را با نتايج تجربي مقايسه كردند [11]. آنها از مدل آشفتگی کی - ایسیلن برای تحلیل معادلات سهبعدی ناویر – استوکس متوسط گیری شده در نرمافزار تسک فلو⁵ استفاده کردند.

چوی و همکارانش نتایج شبیهسازی عددی حاصل از مدلسازی جریان

مشخصات عملکردی توربین استفاده کردند.

لوله مکش از اجزای مهم توربینهای آبی است که عملکرد آن در راندمان توربین مؤثر است. علیزاده و همکاران با شبیهسازی جریان در لوله مکش پمپ توربین نیروگاه سیاهبیشه، تأثیر ایجاد شیارهای مخروطی بر سطح مخروطی چرخ را بر عملکرد لوله مکش در بار جزئی مورد بررسی قرار دادند [13]. شجاعی فرد و همکارانش نشان دادند که مؤلفه پیچش بردار سرعت جریان در ورودی لوله مکش مهمترین پارامتریست که بر عملکرد لوله مکش تأثير مي گذارد و طراحي آن به ميزان پيچش وابسته است [14]. آنها همچنین نشان دادند که ضریب بازیافت فشار لوله مکش متناسب با مقادیر ارتفاع و زاویه مخروطی آن افزایش می یابد؛ این در حالی است که ضریب افت انرژی نیز رفتاری مشابه دارد و برای ارائه یک طراحی بهینه باید بین این دو تابع هدف مصالحه برقرار کرد.

در مطالعه حاضر، شبیهسازی عملکرد یک میکرو توربین آبی اگنیو توسط نرمافزار دینامیک سیالات انسیس سی اف ایکس انجام شده و با نتایج حاصل از آزمایش مقایسه شده است. این توربین که در آزمایشگاه ماشینهای آبی سازمان پژوهشهای علمی و صنعتی ایران ساخته و نصب شده است، دارای قطر نوک پره 150 میلیمتر است. مطالعات تجربی عملکرد این توربین پیشتر توسط یاسی منتشر شده [5,4] و تا پیش از مطالعه حاضر، شبیهسازی عملكرد كل توربين اگنيو انجام نشده بود. براى اعتباردهى شبيهسازى عددى، تأثیر انتخاب مدل های مختلف آشفتگی و نحوه گسستهسازی عددی معادلات در نتایج شبیهسازی عددی عملکرد آن مورد بررسی قرار می گیرد. شبیهسازی حالت پایای توربین با در نظر گرفتن چندین مدل آشفتگی نظیر مدل کی-اپسیلن، مدل تنش برشی انتقالی و چند مدل تنش رینولدز انجام شده و تأثیر نحوه گسستهسازی ترم جابهجایی بر پاسخ شبیهسازی بررسی شده است. شدت آشفتگی⁶ جریان در ورودی توربین نیز بهعنوان یک شرایط مرزی متغیر تعریف شده و حساسیت نتایج شبیهسازی نسبت به مقدار آن بررسی شده است. نتایج حاصل در قالب نمودارهای عملکردی توربین اگنیو ارائه شده و شبیهسازی با مقایسه نتایج عددی و دادههای آزمایشگاهی اعتباردهی شده است.

2- مدلسازی عددی

2-1- مدل هندسی

برای انجام شبیه سازی سهبعدی جریان لزج، مدل هندسی اجزای توربین شامل چرخ، پرههای چرخ و لوله مکش به صورت مجزا تولید می شود. میکرو توربین اگنیو ساخته شده در آزمایشگاه ماشینهای آبی سازمان پژوهشهای علمی و صنعتی، مدل مقیاس شدهای با قطر نوک پره 150 میلی متر است که شامل یک خم 45 درجهای در ورودی است. این خم در پوسته توربین سبب هدایت جریان آب از مسیر لوله ورودی به سوی محور توربین میشود؛ همچنین با کاهش قطر لوله ورودی از 254 تا 155 میلے متر در مقطع یر ها سبب افزایش انرژی جنبشی و نیز شدت آشفتگی جریان ورودی میشود. از انجام که جریان در مقطع چرخ توربین به صورت محوری است، از مدلسازی خم ورودی صرفنظر شده و تأثیر آن از طریق سنجش حساسیت شبیهسازی به مقدار شدت آشفتگی ورودی بررسی شده است.

[Downloaded from mme

توربولانت سەبعدى يک توربين فرانسيس با ظرفيت 500 كيلووات را كه توسط نرمافزار انسیس سی اف اکس مدل سازی شده بود، با نتایج حاصل از آزمایشات مقایسه و اعتبارسنجی کردند [12]. مقادیر متوسط متغیرهای جریان شامل سرعتها و مثلهای سرعت در ورودی و خروجی چرخ توربین، یرههای راهنما و برههای ساکن توربین محاسبه کرده و برای تعیین

222

1. Agnew 2. k-ε 3. Shear Stress Transport (SST) 4. ANSYS CFX 5. Task Flow

6. Turbulence intensity

مہندسی مکانیک مدرس، شہریور 1394، دورہ 15، شمارہ 6





شکل 1 مقایسه مدل هندسی پرهها با چرخ واقعی توربین اگنیو



شکل 2 مقایسه مدل هندسی پرهها با چرخ واقعی توربین اگنیو

توربین اگنیو آزمایشگاه ماشینهای آبی چهار پره روی چرخ دارد که قطر نوک تا نوک پرهها 150 میلیمتر و لقی شعاعی آنها 2/5 میلیمتر است. زاویه نصب¹ پرههای چرخ نسبت به راستای مماسی² از صفر تا 30 درجه قابل تنظيم بوده كه دو زاويه نصب 30 درجه و 15 درجه بهترتيب بهعنوان شرايط عملکردی پرههای باز و نیمهباز شناخته می شود [5]. لوله مکش توربین اگنیو یک مخروط ناقص است که در ورودی به خروجی توربین فلنج می شود و در خروجی با یک صفحه افقی بریده شده است. همچنین ارتفاع و زاویه مخروطی لوله مکش، دو متغیر طراحی آن محسوب می شود [14]. سطح مقطع جریان از ورودی لوله مکش به سوی خروجی آن افزایش مییابد که این موضوع سبب کاهش سرعت آب در حال

تخلیه به مخزن پاییندست می شود و از این طریق میزان انرژی جنبشی از دسترفته را کاهش میدهد. این نقش برای توربینهای جریان محوری که در سرعتهای بالاتری نسبت به توربینهای آبی دیگر کار میکنند، اهمیت بیشتری دارد بهطوری که این بازیافت انرژی تا بیش از 40 درصد در برخی از توربینهای کاپلان نیز میرسد [15]. شکل 1 مدل هندسی بهدستآمده برای چرخ توربین را با هندسه چرخ توربین اگنیو مورد مقایسه قرار داده است. در شکل 2 نیز هندسه واقعی و مدلشده لوله مکش توربین اگنیو مقایسه شده است.

2-2- ایجاد شبکه محاسباتی

کیفیت شبکهبندی نقش مهمی در افزایش دقت حل عددی و کاهش خطاهای محاسباتی ایفا میکند. یکی از مهم ترین شاخصهای کیفیت شبکه، شاخص اریب است که بیشینه زاویه المانها از 165 درجه و کمینه زاویه آنها از 25 درجه، نباید تجاوز کند [16]. شاخص دیگر کیفیت شبکه، نسبت منظری است و از تقسیم ماکزیمم به مینیمم فاصله یک گره به دیگر گرهها بهدست میآید و نباید از 200 بیشتر گردد. جهت شبکهبندی دامنههای محاسباتي چرخ و لوله مكش، از المان نوع 0 براي شبكهبندي اطراف پرهها و المان نوع H براي ساير نواحي استفاده شده است [17]. حسن استفاده از شبکه نوع 0 در اطراف پرهها، دقت بالای حل در لایه مرزی و المانهای عمود بر هم در ناحیه نزدیک به پره است. برای لوله مکش از المانهای شش وجهی برای شبکهبندی استفاده شده است.

از آنجایی که دامنه حل سیال بهصورت گسسته در نظر گرفته میشود، در نواحی که گرادیانهای شدید وجود دارد (نظیر لایههای مرزی و ناحیه جدایش)، شبکهبندی باید به قدر کافی ریز باشد تا تغییرات پارامترهای جریانی را به خوبی در نظر گرفته شوند. همچنین نتایج باید نسبت به تعداد المان های شبکه محاسباتی استقلال داشته باشند. بدین منظور در مطالعه حاضر، چهار نوع شبکه با تعداد المانهای متفاوت تولید شده است، که در جدول 1، بازده و توان تولیدی توربین در سرعت دورانی 1000 دور بر دقیقه و دبی جرمی 47/2 لیتر بر ثانیه، برای چهار نوع شبکه بالا گزارش شده است.

جهت ارزشیابی نتایج و تخمین خطای گسستهسازی، از روش شاخص همگرایی شبکه³ استفاده میشود. این روش که به نوعی برگرفته از روش رينولدز است، اختلاف نسبي نتايج بين دو حل گسستهسازي شده را نشان میدهد. روش شاخص همگرایی شبکه برای دو شبکه ریز و بسیار ریز به شکل روابط (1) و (2) تعریف می شوند.

$$GCI_{fine}^{21} = \frac{\mathbf{1.25}e_a^{21}}{r_{ee}^p - \mathbf{1}} \tag{1}$$

$$\phi_{\text{ext}}^{21} = \frac{(r_{21}^{p}\phi_{1}^{2} - \phi_{2})}{(r_{21}^{p} - 1)}$$
(2)

نيو	يەسازى توربين اگ	محاسباتی در شب	جدول 1 چهار شبکه	
<i>Eff/Eff</i> exp	W/ Wexp	تعداد گره دامنه لوله	تعداد گره دامنه توربین	نوع شبکه محاسباتی
0/933	1/065	مکش 656710	545248	د. شت
0/941	1/064	2429260	2358832	متوسط
0/973	1/031	4397924	4287868	ريز
0/981	1/02	6153752	6054387	بسيار ريز

1- Stagger angle

2- Circumferential direction

مهندسی مکانیک مدرس، شهریور 1394، دورہ 15، شمارہ 6

3- Grid Convergence Index (GCI)

که در آن $e_{a}^{21} = e_{a}^{21}$ به ترتیب خطای نسبی تقریبی و فاکتور تصحیح شبکه است و بهصورت روابط (3) و (4) تعیین می شوند. بنا بر بررسی مطالعات پیشین r باید بزرگتر از 1/3 باشد [19,18].

$$e_{\rm a}^{21} = \frac{\phi_1 - \phi_2}{\phi_1} \tag{3}$$

$$r = \frac{h_{\text{coarse}}}{h_{\text{fine}}} \tag{4}$$

که ϕ متغیر بحرانی بوده و نمایانگر نتایج است. در این مطالعه، از گشتاور مکانیکی حاصل از پرههای چرخ توربین (W_{out}) ، فشار ورودی (P_{in}) و بازده h توربین (*Eff*) به عنوان متغییرهای بحرانی استفاده شده است. همچنین hنماینده اندازه سلول محاسباتی است و در محاسبات سهبعدی h از رابطه (5) بهدست میآید.

$$h = \left[\frac{1}{N} \sum_{i=1}^{N} (\Delta V_i)\right]^{1/3}$$
(5)

$$p = \frac{1}{\ln(r_{21})} \left| \ln \left| \frac{\varepsilon_{32}}{\varepsilon_{21}} \right| + q(p) \right|$$
(6)

و متغیرهای s و g از روابط (7) و (8) تعیین می شوند.

$$= 1. \operatorname{sign}(\varepsilon_{32}/\varepsilon_{21}) \tag{7}$$

$$q(p) = \ln\left(\frac{r_{21}^p - s}{r_{32}^p - s}\right)$$
(8)

 $\mathcal{L}_{2} = \phi_{3} - \phi_{2} = \varepsilon_{21} = \phi_{2} - \phi_{1} = \varepsilon_{32} = \phi_{3} - \phi_{2}$ است. در جدول 2 محاسبات روش شاخص همگرایی شبکه برای چهار شبکه مختلف ارائه شده است [20]. در جدول 2، تمامی مقادیر ϕ_{ext}^{32} حاصل از رابطه (2) ارائه شده است [18].

در جدول 2، میزان دقت p برای بازدهی در بازه 2/43 تا 4/9 متغیر بوده و مقدار محلی pave معادل 3/2 است. مقدار pave برای فشار ورودی و توان خروجی بهترتیب 4/7 و 6/85 بهدست آمده است. براساس روش شاخص همگرایی شبکه و براساس نتایج ارائهشده در جدول 2 مشخص میشود که شبکه سوم از دقت قابل قبولی برای انجام شبیهسازی توربین اگنیو برخوردار است.

توربين	مناسب	شبكه	انتخاب	براى	شبكه	همگرایی	شاخص	مثال روش	ام نمونه م	دول 2	جد
--------	-------	------	--------	------	------	---------	------	----------	------------	-------	----

$\phi = W_{out}$ Q = 47.204 L/s	Ф =Е Я О - 47 204 I (2	<i>Φ=P</i>in Q = 61.477 L/s با همگ ایت	
(<i>p</i> <1)	<i>Q</i> =47.204 L/S	نوسانی	
12208139	12208139	12208139	M
8685792	8685792	8685792	<i>N</i> ₂
4788092	4788092	4788092	N 3
1201958	1201958	1201958	N 4
1/32	1/32	1/32	ľ 21
1/31	1/31	1/31	Г 32
1/68	1/68	1/68	Г 43
543/86	51/16	140124	ϕ_1
547/68	51/14	140469	ϕ_2
554/67	50/94	141188	ϕ_3
570/96	49/90	137725	ϕ_4
0/22	3/37	5/27	p
522/48	51/75	138149/64	$\phi_{ m ext}^{ m 32}$
%1/276	%0/373	%0/512	e_{a}^{32}
%4/8	%1/18	%1/68	$e_{\rm ext}^{32}$
%5/145	%1/504	%2/06	GCI ³² _{fine}

در جدول 2، میزان دقت p برای بازدهی در بازه 2/43 تا 4/9 متغیر بوده و مقدار محلی p_{ave} معادل 3/2 است. مقدار p_{ave} برای فشار ورودی و توان خروجی بهترتیب 4/7 و 0/85 بهدست آمده است. براساس روش شاخص همگرایی شبکه و براساس نتایج ارائهشده در جدول 2 مشخص میشود که شبکه سوم از دقت قابل قبولی برای انجام شبیهسازی توربین اگنیو برخوردار است.

شکل 3 تأثیر تغییر شبکه و سایز المانها بر توان خروجی توربین نشان می دهد. همان طور که مشاهده می شود، با ریزتر کردن شبکه، مقدار توان خروجی حاصل از شبیه سازی عددی به مقدار توان خروجی آزمایشگاهی نزدیک می گردد. با افزایش کیفیت شبکه، نتایج حل عددی از شبکه ریز به شبکه ریزتر بهبود چشمگیری ندارد؛ بنابراین با در نظر گرفتن حجم محاسبات و دقت مورد نظر در حل عددی، شبکه محاسباتی ریز انتخاب مناسبی است. تأثیر سایز شبکه بر بازده توربین نیز در شکل 4 نشان داده شده است. شکلهای 3 و 4 تاییدکننده نتیجه حاصل از روش شاخص همگرایی شبکه و انتخاب شبکه سوم جهت انجام شبیه سازی عددی توربین اگنیو است.

2-3- برهم كنش روتور - استاتور

S

برای مدلسازی نحوه انتقال آشفتگی جریان از یک دامنه حل ساکن به یک دامنه حل دوار، چند مدل ریاضی برای صفحه میانی توسعه داده شده است: صفحه اختلاط1، روتور یخزده² و صفحه لغزان³. تفاوت این مدلها در نحوه



شکل 3 توان خروجی توربین و نسبت مقدار عددی به تجربی بهازای شبکههای محاسباتی مختلف برای توربین با پرههای باز و مدل آشفتگی تنش برشی انتقالی



مهندسی مکانیک مدرس، شہریور 1394، دورہ 15، شمارہ 6

انتقال اغتشاشات بالادست به دامنه پایین دست تفاوت دارند [11]. چنانچه در مدل صفحه اختلاط شکل 5 پیداست، اغتشاشات در راستای مماسی بر صفحه میانی متوسط گیری میشوند، اما برهم کنش بین روتور و استاتور در مدل روتور یخ زده نادیده گرفته میشود. واقعبینانهترین مدل، مدل صفحه لغزان است که برهم کنش گذرای دو دامنه را به درستی پیشبینی می کند.

برای در نظر گرفتن برهم کنش دامنه چرخ توربین و دامنه لوله مکش در شبیه سازی حالت پایای توربین اگنیو مطالعه حاضر، از مدل صفحه اختلاط استفاده شده است. اگرچه انجام تحلیل ناپایا در این مطالعه مورد نظر نیست، اما جهت آنجام تحلیل ناپایا باید پاسخ مدل روتور یخزده را عنوان حل اولیه تحلیل ناپایا در نظر گرفت که در آن از مدل صفحه لغزان جهت انجام شبیه سازی ناپایا استفاده می شود.

2-4- مدلسازی آشفتگی جریان

در انتخاب مدل آشفتگی جریان باید دقت کرد که نتایج شبیهسازی حاصل از آن با دادههای آزمایشگاهی همپوشانی مناسبی داشته باشند [22]. مدل کی -اپسیلن از دسته مدلهای رینولدز بالاست که برای حل معادلات در نواحی نزدیک دیواره با مشکلات عدیدهای مواجه میشود و در مدلسازی توربین که جریان آن دورانی، چرخشی و لایه مرزیاش بسیار منحنیوار است، به جوابهایی خواهد رسید که تا حدودی منجر به واگرایی پاسخ میشود. به همین دلیل و چنانچه در شکلهای 6 و 7 مشاهده میشود، نتایج ایان مدل نسبت به سایر مدلهای آشفتگی اختلاف بیشتری با مقادیر آزمایشگاهی دارد. از طرفی دیگر، نتایج حاصل از مدل تنش برشی انتقالی اگرچه کاملاً دقیق نیستند، اما قابل قبول است. در مدل تنش برشی انتقالی اگرچه کاملاً دقیق بهتر از مدلهای کی - اپسیلن و کی - امگا¹ مدل میشود؛ بنابراین نتایج آن بهتر از مدلهای کی - اپسیلن و کی - امگا¹ مدل میشود؛ بنابراین نتایج آن نسبت به مدل کی - اپسیلن به دادههای آزمایشگاهی نزدیکتر است.



مدل دو معادلهای ارسام² که در واقع بسط مدل کی- اپسیلن است، پدیدههای فیزیکی نظیر جریانهای ثانویه، جریانهای همراه با خطوط جریان منحنیوار و سیستم چرخشی را با دقت قابل قبولی در نظر می گیرد [17]. مدل اس اس جی³ یک مدل شش معادلهای نسبتاً جدید از دسته مدلهای تنش رینولدز و بر پایه معادلات انتقال برای همه اجزاء تانسور تنش رینولدز و نرخ اضمحلال است و پیشبینیهای دقیقتر و در عین حال پر هزینهتری از فیزیک جریان نسبت به مدلهای کی- اپسیلن و تنش برشی انتقالی دارد، اما نشدهاند، از لحاظ عددی تمایل زیادی به ناپایداری دارند. در مدلهای متوسط نشدهاند، از لحاظ عددی تمایل زیادی به ناپایداری دارند. در مدلهای متوسط میراکننده اغتشاشات جریانی، سبب میرایی و در نهایت حذف اغتشاشات و رینولدز ناویر - استوکس، وجود کمیت ویسکوزیته آشفته مانند یک عامل میراکننده اغتشاشات جریانی، سبب میرایی و در نهایت حذف اغتشاشات و رینولدز، می توان انتظار داشت، که ناپایداریهای عددی به طور ناخواسته رشد کرده و همگرایی مساله را دچار مشکل جدی کند [23.7].

اغلب جریانات آشفته به شدت غیریکنواخت و غیرایزوتروپ است، یعنی علاوهبر آن که مقادیر تنشهای اصلی 2'u' e'' e'' e'' e'' e'' مخالف صفر است، مقایر تک عناصر این تنشهای اصلی آشفته با یکدیگر تفاوت قابل ملاحظه دارند. همان طور که در شکل 8 مشاهده می شود مقادیر تنشهای اصلی رینولدز بسیار نزدیک به هم هستند. به همین دلیل است که نتایج مدلهای







2-	EARSM
3-	SSG

225

مهندسی مکانیک مدرس، شہریور 1394، دورہ 15، شمارہ 6

دو معادلهای به نتایج مدل تنش رینولدز نزدیک است؛ بنابراین با مقایسه نتایج بهدست آمده از مدلهای آشفتگی مختلف که در شکلهای 6 و 7 نشان داده شدهاند، مدل تنش برشی انتقالی مناسبترین گزینه برای شبیهسازی توربین اگنیو است؛ هرچند که این مدل نسبت به مدلهای جدید از دقت کمتری برخوردار است، ولی دقت آن برای حل پایدار قابل قبول است و از لحاظ هزینه و زمان نیز مناسب است.

5-2- شرايط مرزى

عملکرد توربین اگنیو در آزمایشگاه ماشینهای آبی آزمایششده و مقادیر اندازه گیریشده جهت تعیین شرایط مرزی در شبیه سازی های عددی مورد استفاده قرار می گیرد. در شبیه سازی عددی توربین اگنیو، شرط مرزی ورودی به وسیله دبی جریان آب و سرعت دوران دامنه روتور توسط سرعت دورانی چرخ آبی تعیین می شود. همچنین فشار اتمسفریک در شرط مرزی خروجی مورد استفاده قرار می گیرد و مقدار آن از داده های ایستگاه هواشناسی مهر آباد که نزدیک ترین ایستگاه به محل آزمایش است، به دست می آید. در جدول 3 شرایط مرزی مورد استفاده در حل مسئله ارائه شده است. همچنین در شرط مرزی ورودی لازم است که شدت آشفتگی و مقیاس طول¹ جریان ورودی نیز تعیین شود؛ هرچند تعیین مقدار دقیق شدت آشفتگی کار بسیار دشواری بوده و انجام آن تنها در آزمایشگاهی مجهز ممکن است. با توجه به پیچیدگی هندسی و سرعت بالای جریان، گستره شدت آشفتگی در ماشینهای سیالی بیشتر در بازه 5 تا 20 درصد قرار می گیرد [10]

برای تعیین شدت آشفتگی و مقیاس طول جریان توسعهیافته داخل یک لوله، روابط (9) و (10) پیشنهاد شده است [16].

$$I = \frac{u'}{U} = 0.16 \operatorname{Re}_{d_{h}}^{-1/8}$$
(9)

$$l = 0.07 d_{\rm h} \tag{10}$$

که در آن u' و u بهترتیب ریشه دوم نوسانات سرعت جریان آشفته و سرعت متوسط جریان بوده و عدد رینولدز براساس قطر هیدرولیکی محاسبه



میشود. در رابطه (10)، / بیانگر مقیاس طول بوده که یک کمیت فیزیکی است و برای توصیف اندازه ادیهای دارنده انرژی بالا در جریان است، و در جریان توسعهیافته داخل لوله معادل 7 درصد قطر هیدرولیکی در نظر گرفته می شود [16]. با توجه به این که مدار آزمایش در آزمایشگاه ماشین های آبی به گونهای طراحی شده است که جریان ورودی به توربین توسعهیافته است، می توان با تقریب خوبی از روابط یادشده استفاده کرد. با توجه به روابط بالا، شدت آشفتگی و مقیاس طول برای توربین اگنیو بهترتیب معادل 6 درصد و 1/54 سانتیمتر بهدست آمد. از آنجا که برخی از اجزای توربین اگنیو در آزمایشگاه ماشینهای آبی دارای زبری بهنسبت بالایی بودند و زبری سطح دیواره سبب افزایش آشفتگیها در کنار دیواره شده و در اعداد رینولدز پایین و متوسط تأثیر مهمی بر رشد لایه مرزی و در نتیجه میزان افت انرژی دارد. چنانچه مقدار زبری سطحی معلوم بوده و لایه مرزی آشفته باشد، میتوان تأثیر زبری بر ضریب اصطکاک پوستهای را تخمین زد [24]. با توجه به خم 45 درجهای در ورودی توربین، تخمینزده می شود که مقدار شدت آشفتگی بیشتر از مقدار محاسبه شده باشد؛ بنابراین، مقادیر 10 و 15 درصد نیز برای شدت آشفتگی جریان ورودی در شبیهسازی توربین اگنیو مورد بررسی قرار می گیرد تا حساسیت نتایج به مقدار شدت آشفتگی بهدست آید.

3- روش حل

(12)

برای تعیین منحنیهای توان و راندمان توربین اگنیو و تحلیل افتهای جریان در لوله مکش آن، شبیهسازی حالت پایا آنجام شده است. دقت نتایج علاوهبر کیفیت شبکه محاسباتی به الگوی گسستهسازی معادلات نیز بستگی دارد. طرحهای مختلف برای گسستهسازی ترم جابهجایی را میتوان در قالب رابطه (12) تبیین کرد.

 $v_{\text{point}} = v_{\text{up}} + \beta \overline{\nabla v} \cdot \overrightarrow{\Delta r}$

که در آن \mathbf{v}_{up} مقدار متغیر در گره بالادست، *r* بردار فاصله از گره بالادست تا محل مورد نظر و β ضریب آمیختگی² است که مقداری بین صفر تا یک را به خود میگیرد، چنانچه مقدار آن برابر صفر باشد، طرح بالادست³ در گسستهسازی ترم جابهجایی مورد استفاده قرار میگیرد، که دقت آن از مرتبه اول بوده و ویژگی همگرایی قوی⁴ دارد، اما در نقاط دارای گرادیان شدید، بهدلیل تولید دیفیوژن اضافی سبب بروز خطاهای پخش در گسستهسازی و عدم همگرایی میشود. چنانچه مقدار ضریب آمیختگی برابر یک باشد، گسستهسازی از نوع تفاضل گیری مرتبه دوم است. بنابر دستورالعمل مجله مهندسی سیالات انجمن مهندسان مکانیک امریکا و جهت آنجام شبیهسازیهای عددی، گسستهسازی مرتبه دوم و بالاتر توصیه شده است شبیهسازیهای عددی، گسستهسازی مرتبه دوم و بالاتر توصیه شده است شبیهسازی از مرتبه نخست محسوب میشود که سبب تسریع در حل و همگرایی بهتر نسبت به گسستهسازی مرتبه دوم میشود. در طرح دقت بالا³

[DOR: 20.1001.1.10275940.1394.15.6.24.0]

نرمافزار انسیس سی اف اکس از یک دستورالعمل غیرخطی برای تعیین
ضریب آمیختگی در هر گره استفاده میکند؛ به نحوی که مقدار آن
حتیالمقدور نزدیک به یک باشد تا از بروز نوسانات در حل جلوگیری شود. در
نواحی که گرادیانها با شیب زیادی تغییر میکند، ضریب آمیختگی به
مقداری نزدیک به صفر پیدا میکند تا از واگرایی حل جلوگیری کرده و سبب
افزایش قدرت حلگر در همگرایی جواب شود [16].

- 2- Blend factor
- 3- Upwind
- 4- Robust
- 5- High resolution (HR)

مهندسی مکانیک مدرس، شهریور 1394، دوره 15، شماره 6

	شکل 8 مقدار تنش های اصلی						
ع ال در مدار	ىختلف پمپھاى ف	ی برای تعداد م	و ل 3 شرايط مرز	جدو			
		متوسط	فشار				
	سبت دبی (می <i>م</i>)	جريان	اتمسفريک	تعداد پمپ			
(<i>M</i> runaway / M max)	(07 0 max)	(L/s)	(bar)				
0/131	0/557	39	88/1	دو پمپ			
0/566	0/700	49	88	سه پمپ			
0/835	0/928	65	87/7	چهار پمپ			

1- Length scale





شکلهای 11 و 12 طرحهای مختلف برای محاسبه جابجایی جریان را نشان میدهند. طرح بالادست در بیشینه شبیهسازیهای عددی بهعنوان یک حل نخستین و سریع کاربرد دارد، اما به دلیل تولید دیفیوژن مجازی، استفاده از آن برای تعیین پاسخ نهایی توصیه نمی شود. در این پژوهش علاوهبر طرح بالادست، از سه فاکتور متفاوت 0/5، 0/5 و 1 برای متغیر eta در معادله (12) و همچنین طرح دقت بالا استفاده شده است. هر چه که مقدار β به سمت صفر میل کند، دیفیوژن مجازی تولیدی بیشتر می شود و دقت حل به سمت حل از نوع درجه نخست می ود. از سوی دیگر، اگر مقدار eta زیاد شود و به مقدار یک نزدیک شود، ممکن است در برخی از نقاط نوسانات غیرفیزیکی زیادی در نتایج بهوجود آورد. طرح دقت بالا انعطاف پذیری خوبی جهت تطبیق خودش با نواحی جریان با گرادیانهای متغییر بالا و پایین دارد. بنابر شکلهای 11 و 12 و توضیحات ارائه شده، مدل دقت بالا جهت محاسبه ترم جابهجایی در معادلات گسستهسازی حجم محدود استفاده می شود [16]؛ بنابراین به دلیل حجم محاسبات کمتر و دقت بهتر نسبت به سایر روشهای مرتبه نخست، مدل دقت بالا برای انجام شبیهسازیهای عددی توربین اگنیو مورد استفاده قرار گرفت.



تمامی شبیه سازی ها برای بررسی رفتار توربین اگنیو در محیط نرم افزار انسیس سی اف اکس ویرایش **12** آنجام شده است، که امکانات ویژه ای جهت ایجاد شبکه محاسباتی، مدل سازی و تحلیل توربوماشین ها در اختیار می گذارد. این کد که براساس روش حجم محدود بر شبکه محاسباتی سازمان نیافته نوشته شده است، یک استراتژی کاملاً ضمنی¹ برای انجام تحلیل عددی اختیار کرده و از تکنیک چند شبکهای² برای سرعت دهی حل سیستم معادلات خطی شده است، یک استراتژی کاملاً ضمنی ایرای انجام می معادلات خطی شده است، یک استراتژی کاملاً ضمنی¹ برای انجام قرار گرفت؛ به طوری که مقدار باقیمانده ها در تمام شبیه سازی ها بروسی باقی مانده قرار گرفت؛ به طوری که مقدار باقیمانده ها در تمام شبیه سازی ها بدون نوسان فشار در ورودی مورد بررسی قرار گرفت تا از همگرایی حل و عدم نوسان آن ها اطمینان حاصل شود [25]. تمامی شبیه سازی ها بر یک رایانه پیشرفته³ آن ها اطمینان حاصل شود [25]. تمامی شبیه سازی ها بر یک رایانه پیشرفته شبکه محاسباتی ریز، زمان متوسط برای دستیابی به یک حل قابل قبول روی این رایانه حدود 48 ساعت است.

4- نتايج و بحث

دستیابی به مقدار دقیق شدت آشفتگی⁴ کار آسانی نیست؛ بنابراین با توجه به عدم امکان تعیین دقیق آن به روش آزمایشگاهی، مقدار تخمین آن از رابطه (9) برابر 5 درصد در ورودی به دست می آید. از آنجایی که در هندسه واقعی، یک خم 45 درجه وجود دارد که سبب افزایش آشفتگی جریان ورودی میشود؛ بنابراین در این تحقیق سه مقدار 6، 10 و 15 درصد برای شدت آشفتگی در ورودی در نظر گرفته شده است. شکلهای 9 و 10 میزان تأثیر شدت آشفتگی بر گشتاور خروجی از توربین و بازدهی آن را نشان می دهند. چنانچه پیداست در حالت %6=ا نتایج حاصل از شبیه سازی به دادههای آزمایشگاهی نزدیک تر است؛ بنابراین این مقدار برای سایر شبیه دادههای نظر گرفته شد. در نمودار نتایج شبیه سازی که در این بخش مورد بررسی قرار می گیرد، سرعت محیطی بی بعد و سرعت محوری بی بعد به شکل روابط (13) و (14) استفاده شده است [26].

$$\mathbf{K}_{u} = \frac{u}{\sqrt{2gH}} \tag{13}$$

$$\mathbf{K}_{\rm cm} = \frac{1}{\sqrt{2gH}} \tag{14}$$

که در آن U سرعت محیطی پره و Cm سرعت محوری جریان است.



- 1- Fully implicit method
- 2- Multigrid accelerated factorization technique
- 3- HP Workstation Z800

4- Intensity (I)

مهندسی مکانیک مدرس، شهریور 1394، دوره 15، شماره 6

227

[DOR: 20.1001.1.10275940.1394.15.6.24.0]





شکل 12 تأثیر مقادیر مختلف ضریب آمیختگی بر راندمان توربین اگنیو با پرههای باز و مدل تنش برشی انتقالی در سرعت 600 دور بر دقیقه

شکل 13 تا 15 نمودار راندمان محاسبه شده از نتایج شبیه سازی را با نتایج حاصل از آزمایش را برای شرایط کاری دو پمپ، سه پمپ و چهار پمپ در مدار مقایسه می کند. مقدار راندمان ارائهشده در این نمودارها نسبتبه بیشینه راندمان بهدست آمده توربین اگنیو بی بعد شدهاند [5]. بیشترین سرعت محیطی بیبعد در هر نمودار، مربوط به حالت گردش آزاد¹ توربین در شرایط بدون بار، و کمترین مقدار سرعت، مربوط به بیشترین بار ممکن در هر حالت، که به دلیل محدودیتها در وسایل اندازه گیری حاصل شده است. در اغلب شبیه سازی ها، بیشترین مقدار گشتاور محور که در کمترین سرعت محیطی بهدست میآید، بیشتر از مقدار بهدستآمده از حالت آزمایش است. مشاهده می شود که با افزایش دبی جریان، توان خروجی توربین افزایش مییابد. بازده کلی توربین با افزایش دبی به یک مقدار بیشینه در نقطه طراحی میرسد و سپس شروع به کاهش میکند. گشتاور خروجی محور که از حل عددی حاصل شده است، با دادههای آزمایشگاهی تطابق خوبی دارند. با وجود این که، مقدار سرعت دورانی در شرایط مرزی شبیهسازیها برابر دادههای آزمایش در نظر گرفته شده است؛ اما به دلیل تخمین بیشتر هد در شبیهسازیهای عددی و براساس رابطه (13)، مقدار سرعت محیطی بیبعد در این نمودارها كمتر بهدست آمده است.





شکل 14 مقایسه نتایج شبیهسازی عددی با دادههای تجربی در شرایط مرزی کارکرد توربين اگنيو با سه پمپ



شکل 15 مقایسه نتایج شبیهسازی عددی با دادههای تجربی در شرایط مرزی کارکرد توربين اگنيو با چهار پمپ

خطاهای آزمایش در شرایط عملکرد با دو، سه و چهار پمپ بهترتیب در جدول 4، 5 و 6 ارائه شده است که در آن میانگین دادهها به عنوان مقدار حاصل از آزمایش و انحراف معیار بهعنوان بازه خطای آزمایش درنظر گرفته می شود [27]. خطای بازده توربین نیز از مقایسه خطای آزمایش با مقدار حاصل از شبیهسازی گزارش شده است.

دو پمپ	، شبیهسازی و تجربی برای ه	ں 4 مقایسہ خطاہای	جدوا					
(%)	خطای سرعت محیطی	انحراف معيار	سرعت محيطي			~ ^	~	
خطای بازدهی (۵)	بىبعد (%)	سرعت محيطي	(К _и)	- 0.8 	•	♦ ¥ ¥	ŭ 🏠	
2/93	-3/98	0/006	1/168	بمان	\diamond			
1/84	-2/44	0/004	1/026	ع ع ب. 0.6 -				
2/60	-1/34	0/004	0/938	بن ب: 0.4 -				
-2/86	-0/86	0/004	0/846				تجربی 🗖	دو پمپ -
3/17	-0/69	0/004	0/765	0.2			عددی 🛇	دو پمپ -
5/49	-0/61	0/004	0/684	0.2		0.5	0.8 K	1.1
2/22	-1/34	0/003	0/606	یط مرزی کارکرد	جربی در شرا	ی با دادههای ت	یج شبیهسازی عدد: یج شبیهسازی عدد:	شکل 1 3 مقایسه نتا
5/47	-0/35	0/002	0/521			نيو با دو پمپ	توربين اگ	
6/55	-0/76	0/002	0/443					
8/96	-1/57	0/003	0/367					
				1- runaway speed	d			

مهندسی مکانیک مدرس، شهریور 1394، دورہ 15، شمارہ 6

اگنيو	آبى	نوربين	كروا	ے میا	د یک	عملكر	عددى	شبيهسازى	مختلف در	مدلهای	کارآیی	بررسی
-------	-----	--------	------	-------	------	-------	------	----------	----------	--------	--------	-------

(%)	خطای سرعت	انحراف معيار	سرعت محيطي
خطای بازدهی (۵)	محیطی بیبعد (%)	سرعت محيطي	(K _u)
2/41	-1/92	0/002	1/104
13/12	-2/18	0/002	1/066
-2/51	-0/80	0/003	0/996
1/40	-1/35	0/004	0/923
0/92	-1/36	0/003	0/861
2/94	-3/51	0/003	0/789
3/12	-2/13	0/003	0/728
5/12	0/05	0/003	0/657
4/12	-3/57	0/002	0/599
5/55	1/98	0/003	0/530
4/18	-2/70	0/002	0/470
6/51	-2/07	0/003	0/407

جدول 6 مقایسه خطاهای شبیهسازی و تجربی برای چهار پمپ							
	خطای سرعت محیطی	انحراف معيار	سرعت محيطي				
خطای باردهی (۸)	بىب ى د (%)	سرعت محيطي	(K _u)				
25/43	-3/32	0/003	1/051				
5/37	-2/58	0/002	1/009				
1/07	-1/29	0/002	0/959				
5/52	-1/98	0/002	0/908				
0/86	-1/51	0/002	0/860				
1/82	-1/26	0/002	0/811				
4/05	-0/16	0/002	0/761				
2/87	-0/45	0/001	0/714				
2/66	-1/00	0/002	0/668				
1/37	-1/15	0/002	0/617				
3/58	-0/19	0/002	0/573				

از آنجا که لوله مکش نقش بسیاری در افزایش راندمان و توان خروجی
توربین دارد؛ بنابراین بررسی راندمان آن از اهمیت به سزایی برخوردار است.
اگر بازدهی لوله مکش مناسب نباشد سبب افت جریان و کاهش بازدهی
توربین می شود. از توزیع سرعت و فشار ورودی و خروجی لوله مکش می توان
بازدهی آن را با توجه به روابط (15-17) بهدست آورد [9].

$$H_{\rm LD} = \frac{P_{03} - P_{04}}{\gamma}$$
(15)

$$H_{\rm RD} = \frac{V_3^2 - V_4^2}{2g} - H_{\rm LD}$$
(16)

$$\eta_{\rm D} = \frac{2gH_{\rm RD}}{V_3^2} \times 100 \tag{17}$$

در شكل 16 بيشترين بازده لوله تخليه معادل 76 درصد بهدست آمده

توزیع فشار بر روی رانر در شکل 17 به نمایش در آمده است. مشاهده می شود در جایی که فشار کاهش می یابد، سرعت افزایش یافته است. در طرف مکشی پرهها، بیشترین مقدار سرعت مشاهده می شود، این در حالی است که در همین مکان، فشار کمترین مقدار خود را داراست.

شکل 18 نمایی از خطوط جریان ترسیم شده از هسته رانر، کانتور سرعت محوری و بردارهای سرعت مماسی را نشان میدهد. الگوی خطوط جریان و کانتورهای فشار داخل لوله تخلیه در شکلهای 18 و 19 نشان میدهند که کمترین مقدار سرعت در خروجی لوله تخلیه وجود دارد. کاهش سرعت و افزایش فشار از ورودی تا خروجی لوله تخلیه به دلیل افزایش سطح مقطع عبوری جریان است که این سبب افزایش توان خروجی توربین می شود.







شکل 17 توزیع فشار بر چرخ توربین اگنیو در حالت پرههای باز در سرعت 1200 دور بر دقیقه با سه پمپ در مدار



جدول 5 مقایسه خطاهای شبیهسازی و تجربی برای سه پمپ

[DOR: 20.1001.1.10275940.1394.15.6.24.0]

است. این در حالی است که بازده لوله تخلیه در توربینهای محوری کاپلان، عمدتاً بیش از 70 درصد است [21]؛ بنابراین نتایج بررسیها نمایانگر طراحی نامناسب لوله تخلیه است. بیشینه زاویه لوله تخلیه میکرو توربین اگنیو 13 درجه [28]، این در حالی است که زاویه لوله تخلیه میکرو توربین اگنیو 13 درجه است. با افزایش مؤلفه پیچش در ورودی لوله مکش، راندمان لوله مکش کاهش مییابد؛ بنابراین لوله مکش در حالت کم باری توربین عملکرد بهتری دارد. برای نمونه در مقدار حدود 9/0 دبی بیشینه، بیشترین مقدار راندمان لوله مکش در سرعت 1200 دور بر دقیقه به دست آمده است و با افزایش بار توربین و کاهش سرعت راندمان لوله مکش نیز کاهش مییابد.

مهندسی مکانیک مدرس، شهریور 1394، دوره 15، شماره 6

- [2] Y. Yassi, *An experimental study of improvement of a micro hydro turbine performance*, PhD thesis, University of Glasgow, Glasgow, 1999.
- [3] M.H. Shojaeefard, Y. Yassi, Improvement of Agnew micro hydro turbine, International Journal of Engineering Science, Vol. 12, No. 2, pp. 43-52, 2001.
- [4] Y. Yassi, The effects of improvement of the main shaft on the operating conditions of the Agnew turbine. *Energy Conversion & Management*, Vol. 50, No. 10, pp.2489–94, 2009.
- [5] Y. Yassi, S. Hashemloo, Improvement of the efficiency of the Agnew microhydro turbine at part loads due to installing guide vanes mechanism. *Energy Conversion & Management*, Vol. 51, No. 10, pp. 1970– 5, 2010.
- [6] S. Derakhshan, M. Bagheri Motlagh, 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)
- [7] S. Jain, R.P. Saini, A. Kumar, CFD approach for prediction of efficiency of Francis turbine, *The 8th International Conference on Hydraulic Efficiency Measurement*, IGHEM 2010, Roorkee, India, 2010.
- [8] T.C. Vu, M. Koller, M. Gauthier, C. Deschênes, Flow simulation and efficiency hill chart prediction for a Propeller turbine, 25th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, Timisoara, Romania, 2010.
- [9] V. Prasad, K. S. Sayann, P. Krishnamachar, CFD approached for design and validation for axial flow hydraulic turbine, *Indian journal of engineering & Material sciences*, Vol. 16, pp 229-236, 2009.
- [10] V. Guénette, S. Houde, G. D. Ciocan, G. Dumas, J. Huang, C. Deschênes, Numerical prediction of a bulb turbine performance hill chart through RANS simulations, 26th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, Beijing, China, August 19–23, 2012.
- [11] H. Keck, P. Drtina, M. Sick, Numerical Hill chart prediction by means of CFD stage simulation for a complete Francis turbine. *Proceeding of the 18th IAHR symposium*, Valcencia, Spain, 1996.
- [12] H. J. Choi, M. S. Zullah, H. W. Roh, P. S. Ha, S. Y. Oh, CFD validation of performance improvement of a 500 kW Francis turbine, *Renewable Energy*, Vol. 54, pp. 111-123, 2013.
- [13] E. Alizadeh, S. S. Hosseini, A. Riasi, Numerical Investigation of the Effect of Locating Groove on the Runner Cone of a Pump-Turbine on the Vortex Flow in the Draft Tube, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 14, No.15, pp.352-360,2015 (In Persian).
- [14] M. H. Shojaeefard, A. Mirzaei, A. Babaei, Shape optimization of draft tubes for Agnew microhydro turbines, *Energy Conversion & Management*, Vol. 79: 681-89, 2014.
- [15] J. Lal, Hydraulic machines. 6th ed. Metropolitan Book Co., 1995.
- [16] "Best practice guidelines for turbomachinery CFD": http://www.cfdonline.com/Wiki/Best_ practice_ guidelines_for_turbomachinery_CFD
- [17] ANSYS CFX users guide, V12.1, 2012.
- [18] I. B. Celik, U. Ghia, P. J. Roache, C. J. Freitas, Procedure for Estimation and Reporting of Uncertainty Due to Discretization in CFD Applications, ASME Journal of Fluids Engineering.
- [19] Journal of Fluid Engineering Editorial Policy Statement on the Control of Numerical Accuracy, *ASME Transaction Journal of Fluid Engineering*.
- [20] S. Lain, M. Garcia, B. Quintero, S. Orrego, CFD Numerical simulations of Francis turbines, *Rev. Fac. Ing. Univ. Antioquia*, Vol. 51, pp 24-33, 2010.
- [21] J. Wu, K. Shimmei, K. Tani, K. Niikura, CFD-Based Design Optimization for Hydro Turbines, ASME Transaction Journal of Fluids Engineering, Vol. 129, pp. 159-168, 2007.
- [22] J. D. Denton, Some limitation of turbomachinery CFD, *Proceedings of ASME Turbo Expo Power for Land, Sea and Air*, Glasgow, Scotland, 2010.
- [23] J. Nicolle, G. Proulx, A new method for continuous efficiency measurement for hydraulic turbines, *The 8th International Conference on Hydraulic Efficiency Measurement*, IGHEM 2010, Roorkee, India, 2010.
- [24] F. M. White, *Fluid Mechanics*, 5th ed., McGraw Hill Book Company, New York, 2002.
- [25] H. Nilsson, Evaluation of OpenFOAM for CFD of turbulent flow in water turbines, 23rd IAHR Symposium, Yokohama, Japan, 2006.
- [26] P. Drtina; M. Sallaberger, Hydraulic turbines—basic principles and stateof-the-art computational fluid dynamics applications, *Proceedings of the Institution of Machanical Engineers*, *Part C: Journal of Machanical*

بررسی کارآیی مدلهای مختلف در شبیه سازی عددی عملکرد یک میکرو توربین آبی اگنیو



شکل 19 توزیع فشار بر دیواره لوله مکش توربین اگنیو در سرعت 1200 دور بر دقیقه با سه یمپ در مدار

5- جمع بندى و نتيجه گيرى

در این مطالعه، تأثیر شبیهسازی عددی عملکرد میکرو توربین آبی اگنیو مورد بررسی قرار گرفته است. این توربین که برای تولید توان معادل یک کیلوات طراحی شده، در آزمایشگاه ماشینهای آبی سازمان پژوهشهای علمی و صنعتی ایران نصب شده است. با بررسی استقلال نتایج از شبکه محاسباتی، ملاحظه شد که دقت نتایج با انتخاب شبکه ریزتر بهبود می یابد؛ هرچند شبکه ریزتر سبب افزایش حجم محاسبات و گاه افزایش خطاهای عددی می شود. برای اعتبار دهی به شبیه سازی، مدل های مختلف آشفتگی، روش های مختلف گسستهسازی معادلات و مقادیر مختلف شدت آشفتگی جریان ورودی مورد بررسی قرار گرفته است. نتایج حاصل از شبیهسازیهای عددی، با مقایسه راندمان حاصل از مدلسازی و نتایج تجربی اعتبارسنجی شده است که بیانگر توافق خوبی است. از منظر هزینه و دقت محاسباتی، مدل آشفتگی تنش برشی انتقالی به همراه گسستهسازی مرتبه بالا و مدل صفحه اختلاط برای درنظر گرفتن برهم کنش روتور - استاتور برای انجام شبیهسازی انتخاب شد. نتایج شبیهسازی جریان با مقادیر 6، 10 و 15 درصد برای شدت آشفتگی جریان ورودی نشان داد که با انتخاب مقدار شش درصد نتایج بهتری بهدست میآید. با ارزیابی موارد بالا، مدل تنش برشی انتقالی برای در نظر گرفتن آشفتگی جریان در دامنه حل و مقدار شش درصد برای شدت آشفتگی جریان ورودی، نزدیکی بیشتری با دادههای حاصل از آزمایش عملکرد توربین اگنیو در پی دارد. نتایج شبیهسازیهای عددی برای تعیین نمودار عملکردی توربین و مقایسه آن با دادههای تجربی نشان داد که بیشترین راندمان در حالت چهار پمپ روشن و در سرعت دورانی 800 دور بر دقيقه بهدست ميآيد. همچنين بيشينه راندمان لوله مكش، معادل 76 درصد بهدست آمد که بیانگر طراحی نامناسب آن است. زاویه مخروطی این لوله مکش برابر با 13 درجه است؛ این در حالی است که بیشینه زاویه مجاز برای زاویه مخروط در مراجع برابر یا 10 درجه یاد شده است.

[Downloaded from mme.mod

Engineering Science, Vol. 213, pp. 85-102, 1999.

[27] ASME Performance Test Code, PTC 18, Hydraulic Turbines, 1992.

[28]E. Shirani, *Turbomachines*, 2nd edition. Isfahan University of Technology press, 2002. (In Persian).

- 6- مراجع
- [1] *Energy Balance Report of 1391*, Electricity & Enrgy V.P., Ministry of Power, 2014. (In Persian)

مهندسی مکانیک مدرس، شهریور 1394، دوره 15، شماره 6