



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

محمدحسن شجاعی فرد<sup>1\*</sup>، عمار میرزائی<sup>2</sup>، محمدصادق عابدی‌نژاد<sup>2</sup>، یوسف یاسی<sup>3</sup>

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

### چکیده

### اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: 13 اسفند 1393

پذیرش: 16 فروردین 1394

ارائه در سایت: 05 اردیبهشت 1394

کلید واژگان:

میکرو توربین آبی

شبیه‌سازی عددی

برهمکنش روتور-استاتور

مدل آشفتگی

در این مطالعه، شبیه‌سازی سه‌بعدی جریان سیال گذرنده از یک میکروتوربین 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 آنسیس 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 پرها به دامنه ساکن لوله مکش استفاده شده است که در آن اغتشاشات در راستای محیطی میانگین‌گیری 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 ورودی به توربین، نزدیکی بیشتری با داده‌های تجربی دارد. همچنین با انتخاب چهار طرح مختلف، تأثیر گسسته‌سازی معادلات بررسی شد که به دلیل دقت مناسب و حجم محاسبات، طرح دقت بالا برای انجام شبیه‌سازی عملکرد توربین اگنیو انتخاب شد. پس از تعیین نحوه مدل‌سازی آشفتگی، مقدار آشفتگی در ورودی و نحوه گسسته‌سازی معادلات، شبیه‌سازی کل توربین اگنیو انجام شده و نمودارهای راندمان توربین به دست آمده است. خطاهای آزمایش و اختلاف نتایج شبیه‌سازی با داده‌های تجربی نیز بررسی شده است که بیانگر توافق مناسبی است.

## Numerical study of different models of an Agnew micro hydro turbine

Mohammad Hasan Shojaeefard<sup>1\*</sup>, Ammar Mirzaei<sup>2</sup>, Mohamad Sadegh Abedinejad<sup>2</sup>, Yousef Yassi<sup>3</sup>

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

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

### ABSTRACT

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.

### 1- مقدمه

نیروگاه برق آبی میکرو، توانی معادل 0/5 تا 100 کیلووات برق تولید می‌کنند.

براساس آخرین آمار منتشرشده در سال 1391، ظرفیت در حال بهره‌برداری

برق آبی مینی و میکرو در کشور 2/9 مگاوات است [1].

وجود مناطق کوهستانی و رودخانه‌های جاری، بستری برای توسعه

نیروگاه‌های برق آبی کوچک و میکرو است. توربین‌های مورد استفاده در

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)

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

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 تأثیر می‌گذارد و طراحی آن به میزان پیچش وابسته است [14]. آن‌ها همچنین نشان دادند که ضریب بازیافت فشار لوله مکش متناسب با مقادیر ارتفاع و زاویه مخروطی آن افزایش می‌یابد؛ 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 عملکرد کل توربین اگنیو انجام نشده بود. برای اعتباردهی شبیه‌سازی عددی، تأثیر انتخاب مدل‌های مختلف آشفتگی و نحوه گسسته‌سازی عددی معادلات در نتایج شبیه‌سازی عددی عملکرد آن مورد بررسی قرار می‌گیرد. شبیه‌سازی حالت پایای توربین با در نظر گرفتن چندین مدل آشفتگی نظیر مدل کی-اوسیلن، مدل تنش برشی انتقالی و چند مدل تنش رینولدز انجام شده و تأثیر نحوه گسسته‌سازی ترم جابه‌جایی بر پاسخ شبیه‌سازی بررسی شده است. شدت آشفتگی<sup>6</sup> 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 شبیه‌سازی سه‌بعدی جریان لزج، مدل هندسی اجزای توربین شامل چرخ، پره‌های چرخ و لوله مکش به صورت مجزا تولید می‌شود. میکرو توربین اگنیو ساخته شده در آزمایشگاه ماشین‌های آبی سازمان پژوهش‌های علمی و صنعتی، مدل مقیاس‌شده‌ای با قطر نوک پره 150 میلی‌متر 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 میلی‌متر در مقطع پره‌ها 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.

نتایج مطالعه‌ای که بر پتانسیل‌های موجود در کشور انجام شده است، به‌کارگیری میکرو توربین‌های آبی نوع جریان محوری را با توجه به شرایط اقلیمی کشور توصیه می‌کند [2]. در سال 1379، طرحی برای مطالعه و به‌کارگیری این توربین‌ها در سازمان پژوهش‌های علمی و صنعتی کشور توسط یاسی انجام شد که طی آن یک میکرو توربین جریان محوری که پیشتر در دانشگاه گلاسکو و توسط اگنیو<sup>1</sup> 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 می‌شود [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 فرانسوی 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-اوسیلن<sup>2</sup> و 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 انتقالی<sup>3</sup> در نرم‌افزار انسیس سی اف ایکس<sup>4</sup> 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-اوسیلن نمودار هیل را برای یک توربین حبابی به‌دست آورد [10]. کک و همکارانش روشی برای شبیه‌سازی کل یک توربین فرانسوی و بدون در نظر گرفتن شرایط تناوبی پره‌ها استفاده کرده و نتایج آن را با نتایج تجربی مقایسه کردند [11]. آن‌ها از مدل آشفتگی کی-اوسیلن برای تحلیل معادلات سه‌بعدی ناویر-استوکس متوسط‌گیری شده در نرم‌افزار تسک فلو<sup>5</sup> استفاده کردند.

چوی و همکارانش نتایج شبیه‌سازی عددی حاصل از مدل‌سازی جریان توربولانت سه‌بعدی یک توربین فرانسوی با ظرفیت 500 کیلووات را که توسط نرم‌افزار انسیس سی اف اکس مدل‌سازی 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، پره‌های راهنما و پره‌های ساکن توربین محاسبه کرده و برای تعیین

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

6. Turbulence intensity

تخلیه به مخزن پایین دست می‌شود 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 به طوری که این بازیافت انرژی تا بیش از 40 درصد در برخی از توربین‌های کاپلان نیز می‌رسد [15]. شکل 1 مدل هندسی به دست آمده برای چرخ توربین را با هندسه چرخ توربین اگنیو مورد مقایسه قرار داده است. در شکل 2 نیز هندسه واقعی و مدل شده 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 مهم‌ترین 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 به دست می‌آید و نباید از 200 بیشتر گردد. جهت شبکه‌بندی دامنه‌های محاسباتی چرخ و لوله مکش، از المان نوع O برای شبکه‌بندی اطراف پره‌ها و المان نوع H برای سایر نواحی استفاده شده است [17]. حسن استفاده از شبکه نوع O 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 به صورت 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 المان‌های 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 شبکه<sup>3</sup> استفاده می‌شود. این روش که به نوعی برگرفته از روش رینولدز است، اختلاف نسبی نتایج بین دو حل گسسته‌سازی شده را نشان می‌دهد. روش شاخص همگرایی شبکه برای دو شبکه ریز و بسیار ریز به شکل روابط (1) و (2) تعریف می‌شوند.

$$GCI_{fine}^{21} = \frac{1.25e^{21}}{r_{21}^p - 1} \quad (1)$$

$$\phi_{ext}^{21} = \frac{(r_{21}^p \phi_1 - \phi_2)}{(r_{21}^p - 1)} \quad (2)$$

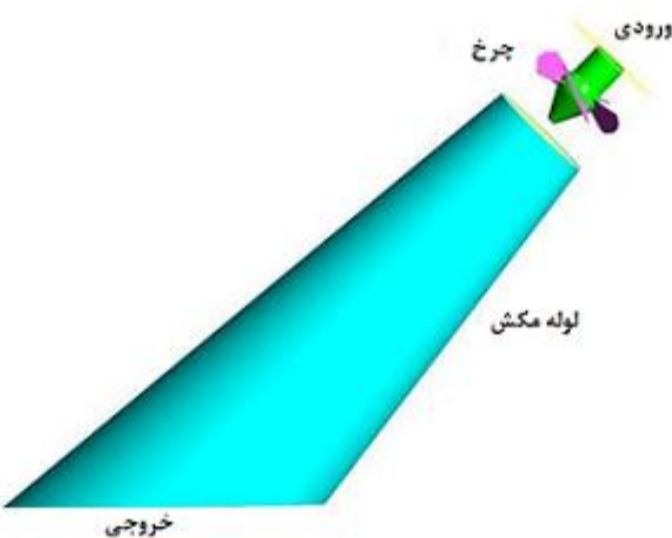
جدول 1 چهار شبکه محاسباتی در شبیه‌سازی توربین اگنیو

Eff/Exp	W/W <sub>exp</sub>	تعداد گره		نوع شبکه محاسباتی
		دامنه لوله مکش	دامنه توربین	
0/933	1/065	656710	545248	درشت
0/941	1/064	2429260	2358832	متوسط
0/973	1/031	4397924	4287868	ریز
0/981	1/02	6153752	6054387	بسیار ریز

3- Grid Convergence Index (GCI)



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 نصب<sup>1</sup> پره‌های چرخ نسبت به راستای مماسی<sup>2</sup> از صفر تا 30 درجه قابل تنظیم بوده که دو زاویه نصب 30 درجه و 15 درجه به ترتیب به عنوان شرایط عملکردی پره‌های باز و نیمه‌باز شناخته می‌شود [5].

لوله مکش توربین اگنیو یک مخروط ناقص است که در ورودی به خروجی توربین فلنج می‌شود و در خروجی با یک صفحه افقی بریده شده است. همچنین ارتفاع و زاویه مخروطی لوله مکش، دو متغیر طراحی آن محسوب می‌شود [14]. سطح مقطع جریان از ورودی لوله مکش به سوی خروجی آن افزایش می‌یابد که این موضوع سبب کاهش سرعت آب در حال

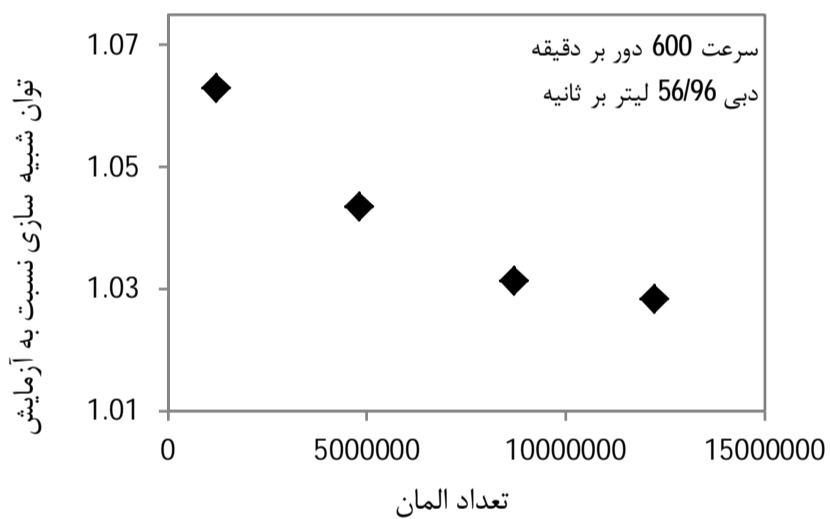
1- Stagger angle  
2- Circumferential direction

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 به ترتیب  $4/7$  و  $0/85$  به دست آمده است. براساس روش شاخص همگرایی شبکه و براساس نتایج ارائه شده در جدول 2 مشخص می‌شود که شبکه سوم از دقت قابل قبولی برای انجام شبیه‌سازی توربین اگنیو برخوردار است.

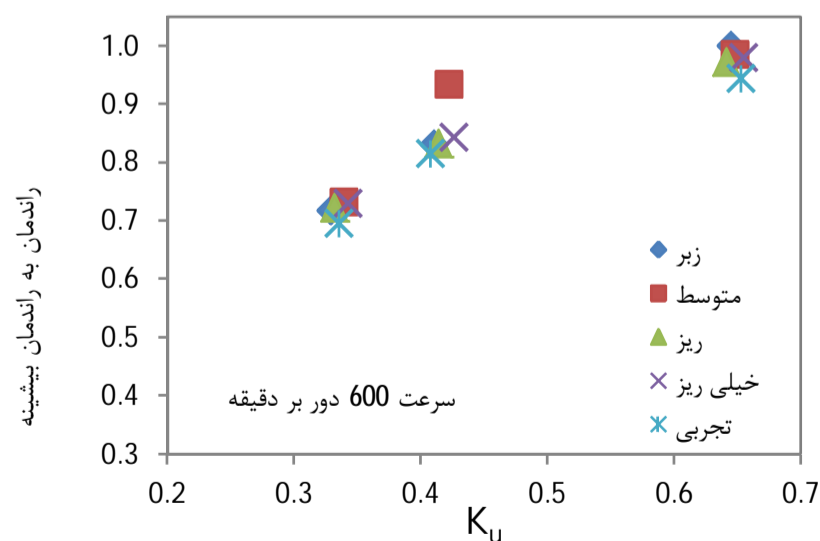
شکل 3 تأثیر تغییر شبکه و سایز المان‌ها بر توان خروجی توربین نشان می‌دهد. همان‌طور که مشاهده می‌شود، با ریزتر کردن شبکه، مقدار توان خروجی حاصل از شبیه‌سازی عددی به مقدار توان خروجی آزمایشگاهی نزدیک می‌گردد. با افزایش کیفیت شبکه، نتایج حل عددی از شبکه ریز به شبکه ریزتر بهبود چشمگیری ندارد؛ بنابراین با 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 شبیه‌سازی عددی توربین اگنیو است.

### 2-3- برهم‌کنش روتور - استاتور

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 اختلاط 1، روتور یخ‌زده 2 و صفحه لغزان 3. 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



شکل 4 وابستگی راندمان توربین اگنیو به شبکه محاسباتی برای حل توربین با پره‌های باز و مدل اغتشاش تنش برشی انتقالی

- 1- Mixing plane
- 2- Frozen rotor
- 3- Sliding interface

که در آن  $e_a^{21}$  و  $r_{21}^p$  به ترتیب خطای نسبی تقریبی و فاکتور تصحیح شبکه است و به صورت روابط (3) و (4) تعیین می‌شوند. بنا بر بررسی مطالعات پیشین  $r$  باید بزرگتر از  $1/3$  باشد [19,18].

$$e_a^{21} = \frac{\phi_1 - \phi_2}{\phi_1} \quad (3)$$

$$r = \frac{h_{coarse}}{h_{fine}} \quad (4)$$

که  $\phi$  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 توربین ( $Eff$ ) به عنوان متغیرهای بحرانی استفاده شده است. همچنین  $h$  نماینده اندازه سلول محاسباتی است و در محاسبات سه‌بعدی  $h$  از رابطه (5) به دست می‌آید.

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

در رابطه (2)،  $p$  معیار دقت شبکه بوده که از رابطه (6) محاسبه می‌شود.

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

و متغیرهای  $s$  و  $q$  از روابط (7) و (8) تعیین می‌شوند.

$$s = 1 \cdot \text{sign}(\varepsilon_{32}/\varepsilon_{21}) \quad (7)$$

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

که  $\varepsilon_{21} = \phi_2 - \phi_1$  و  $\varepsilon_{32} = \phi_3 - \phi_2$  است. در جدول 2 محاسبات روش شاخص همگرایی شبکه برای چهار شبکه مختلف ارائه شده است [20]. در جدول 2، تمامی مقادیر  $\phi_{ext}^{32}$  حاصل از رابطه (2) ارائه شده است [18].

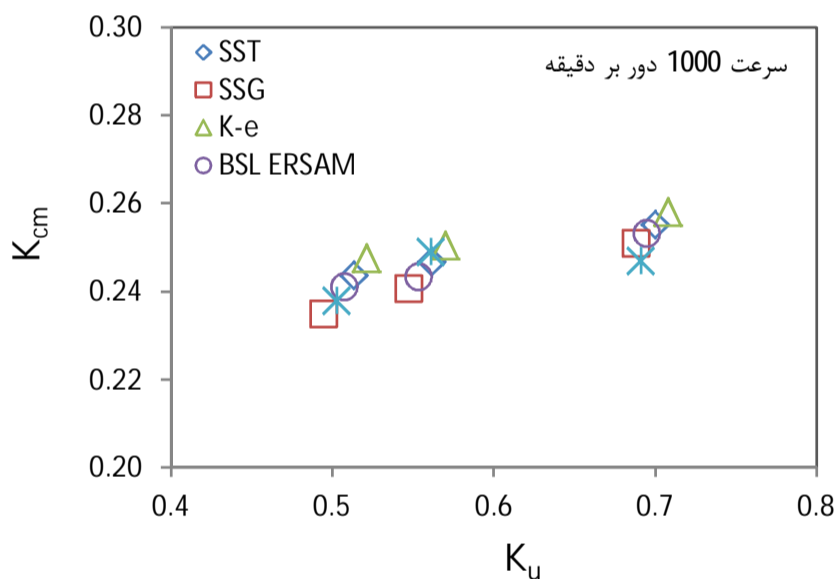
در جدول 2، میزان دقت  $p$  برای بازدهی در بازه  $2/43$  تا  $4/9$  متغیر بوده و مقدار محلی  $p_{ave}$  معادل  $3/2$  است. مقدار  $p_{ave}$  برای فشار ورودی و توان خروجی به ترتیب  $4/7$  و  $0/85$  به دست آمده است. براساس روش شاخص همگرایی شبکه و براساس نتایج ارائه شده در جدول 2 مشخص می‌شود که شبکه سوم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

جدول 2 نمونه مثال روش شاخص همگرایی شبکه برای انتخاب شبکه مناسب توربین

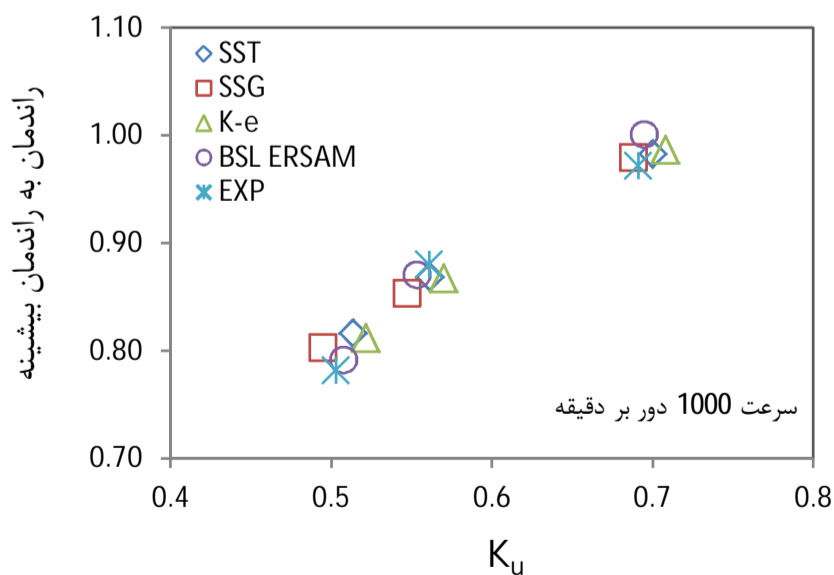
$\Phi = W_{out}$ $Q = 47.204 \text{ L/s}$ ( $p < 1$ )	$\Phi = Eff$ $Q = 47.204 \text{ L/s}$	$\Phi = P_{in}$ $Q = 61.477 \text{ L/s}$ با همگرایی نوسانی	
12208139	12208139	12208139	$N_1$
8685792	8685792	8685792	$N_2$
4788092	4788092	4788092	$N_3$
1201958	1201958	1201958	$N_4$
1/32	1/32	1/32	$r_{21}$
1/31	1/31	1/31	$r_{32}$
1/68	1/68	1/68	$r_{43}$
543/86	51/16	140124	$\phi_1$
547/68	51/14	140469	$\phi_2$
554/67	50/94	141188	$\phi_3$
570/96	49/90	137725	$\phi_4$
0/22	3/37	5/27	$\rho$
522/48	51/75	138149/64	$\phi_{ext}^{32}$
%1/276	%0/373	%0/512	$e_a^{32}$
%4/8	%1/18	%1/68	$e_{ext}^{32}$
%5/145	%1/504	%2/06	$GCI_{fine}^{32}$

مدل دو معادله‌ای ارسام<sup>2</sup> که در واقع بسط مدل کی-اوسیلین است، پدیده‌های فیزیکی نظیر جریان‌های ثانویه، جریان‌های همراه با خطوط جریان منحنی‌وار و سیستم چرخشی را با دقت قابل قبولی در نظر می‌گیرد [17]. مدل اس اس جی<sup>3</sup> 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 پرهزینه‌تری از فیزیک جریان نسبت به مدل‌های کی-اوسیلین و تنش برشی انتقالی دارد، اما به واسطه این‌که دیگر ترمی تحت عنوان ویسکوزیته آشفته در معادلات ظاهر نشده‌اند، از لحاظ عددی تمایل زیادی به ناپایداری دارند. در مدل‌های متوسط رینولدز ناویر-استوکس، وجود کمیت ویسکوزیته آشفته مانند یک عامل میراکننده اغتشاشات جریانی، سبب میرایی و در نهایت حذف اغتشاشات و ناپایداری‌های عددی می‌شود؛ بنابراین با حذف نقش این کمیت در مدل تنش رینولدز، می‌توان انتظار داشت، که ناپایداری‌های عددی به‌طور ناخواسته رشد کرده و همگرایی مساله را دچار مشکل جدی کند [23,7].

اغلب جریانات آشفته به شدت غیریکنواخت و غیرایزوتروپ است، یعنی علاوه بر آن‌که مقادیر تنش‌های اصلی  $u'^2$ ،  $v'^2$  و  $w'^2$  مخالف صفر است، مقادیر تک‌تک عناصر این تنش‌های اصلی آشفته با یکدیگر تفاوت قابل ملاحظه دارند. همان‌طور که در شکل 8 مشاهده می‌شود مقادیر تنش‌های اصلی رینولدز بسیار نزدیک به هم هستند. به همین دلیل است که نتایج مدل‌های



شکل 6 تأثیر نحوه مدل‌سازی جریان آشفته در پاسخ برای حل توربین با پره‌های نیمه‌باز



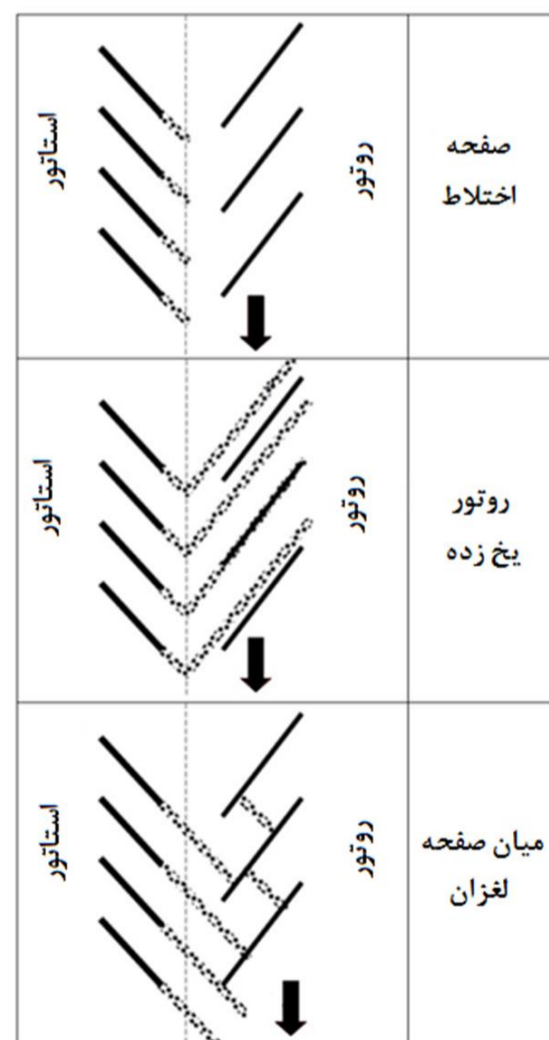
شکل 7 حساسیت راندمان توربین اگنیو به نحوه مدل‌سازی جریان آشفته برای حل توربین با پره‌های نیمه‌باز

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 متوسط‌گیری می‌شوند، اما برهم‌کنش بین روتور و استاتور در مدل روتور یخ زده نادیده گرفته می‌شود. واقع‌بینانه‌ترین مدل، مدل صفحه لغزان است که برهم‌کنش گذرای دو دامنه را به درستی پیش‌بینی می‌کند.

برای در نظر گرفتن برهم‌کنش دامنه چرخ توربین و دامنه لوله مکش در شبیه‌سازی 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 شبیه‌سازی ناپایا استفاده می‌شود.

#### 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-اوسیلین 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 این 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، جدایش جریان، جریان چرخشی و گرادیان‌های برگشتی نزدیک به دم ابتدایی و انتهایی پره بهتر از مدل‌های کی-اوسیلین و کی-امگا<sup>1</sup> مدل می‌شوند؛ بنابراین نتایج آن نسبت به مدل کی-اوسیلین به داده‌های آزمایشگاهی نزدیک‌تر است.



شکل 5 سه مدل برای برهم‌کنش روتور-استاتور

2- EARSM  
3- SSG

1- k- $\omega$

می‌شود. در رابطه (10)،  $l$  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 می‌شود [16]. با توجه به این که مدار آزمایش در آزمایشگاه ماشین‌های آبی به گونه‌ای طراحی شده است که جریان ورودی به توربین توسعه‌یافته است، می‌توان با تقریب خوبی از روابط یادشده استفاده کرد. با توجه به روابط بالا، شدت آشفتگی و مقیاس طول برای توربین اگنیو به ترتیب معادل 6 درصد و 1/54 سانتی‌متر به دست آمد. از آنجا که برخی از اجزای توربین اگنیو در آزمایشگاه ماشین‌های آبی دارای زبری به نسبت 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 آشفتگی باشد، می‌توان تأثیر زبری بر ضریب اصطکاک پوسته‌ای را تخمین زد [24]. با توجه به خم 45 درجه‌ای در ورودی توربین، تخمین زده می‌شود 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 می‌گیرد تا حساسیت نتایج به مقدار شدت آشفتگی به دست آید.

### 3- روش حل

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

$$v_{\text{point}} = v_{\text{up}} + \beta \nabla v \cdot \Delta r \quad (12)$$

که در آن  $v_{\text{up}}$  مقدار متغیر در گره بالادست،  $r$  بردار فاصله از گره بالادست تا محل مورد نظر و  $\beta$  ضریب آمیختگی<sup>2</sup> است که مقداری بین صفر تا یک را به خود می‌گیرد، چنانچه مقدار آن برابر صفر باشد، طرح بالادست<sup>3</sup> در گسسته‌سازی ترم جابه‌جایی مورد استفاده قرار می‌گیرد، که دقت آن از مرتبه اول بوده و ویژگی همگرایی قوی<sup>4</sup> دارد، اما در نقاط دارای گرادیان شدید، به دلیل تولید دیفیوژن اضافی سبب بروز خطاهای پخش در گسسته‌سازی و عدم همگرایی می‌شود. چنانچه مقدار ضریب آمیختگی برابر یک باشد، گسسته‌سازی از نوع تفاضل‌گیری مرتبه دوم است. بنابر دستورالعمل مجله مهندسی سیالات انجمن مهندسان مکانیک امریکا و جهت آن جام شبیه‌سازی‌های عددی، گسسته‌سازی مرتبه دوم و بالاتر توصیه شده است [16]. هرگاه ضریب آمیختگی مقداری از صفر تا یک داشته باشد، گسسته‌سازی از مرتبه نخست محسوب می‌شود که سبب تسریع در حل و همگرایی بهتر نسبت به گسسته‌سازی مرتبه دوم می‌شود. در طرح دقت بالا<sup>5</sup>، 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].

دو معادله‌ای به نتایج مدل تنش رینولدز نزدیک است؛ بنابراین با مقایسه نتایج به دست 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.

### 2-5- شرایط مرزی

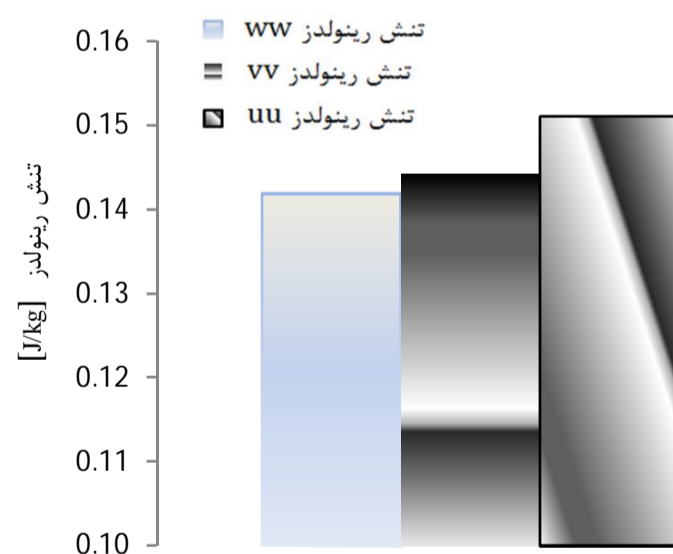
عملکرد توربین اگنیو در آزمایشگاه ماشین‌های آبی آزمایش‌شده و مقادیر اندازه‌گیری‌شده جهت تعیین شرایط مرزی در شبیه‌سازی‌های عددی مورد استفاده قرار می‌گیرد. در شبیه‌سازی عددی توربین اگنیو، شرط مرزی ورودی به وسیله دبی جریان آب و سرعت دوران دامنه روتور توسط سرعت دورانی چرخ‌آبی تعیین می‌شود. همچنین فشار اتمسفریک در شرط مرزی خروجی مورد استفاده قرار می‌گیرد و مقدار آن از داده‌های ایستگاه هواشناسی مهرآباد که نزدیک‌ترین ایستگاه به محل آزمایش است، به دست می‌آید. 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 طول<sup>1</sup> 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 می‌گیرد [16].

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

$$l = \frac{u'}{U} = 0.16 \text{Re}_{d_h}^{-1/8} \quad (9)$$

$$l = 0.07 d_h \quad (10)$$

که در آن  $u'$  و  $U$  به ترتیب ریشه دوم نوسانات سرعت جریان آشفتگی و سرعت متوسط جریان بوده و عدد رینولدز براساس قطر هیدرولیکی محاسبه



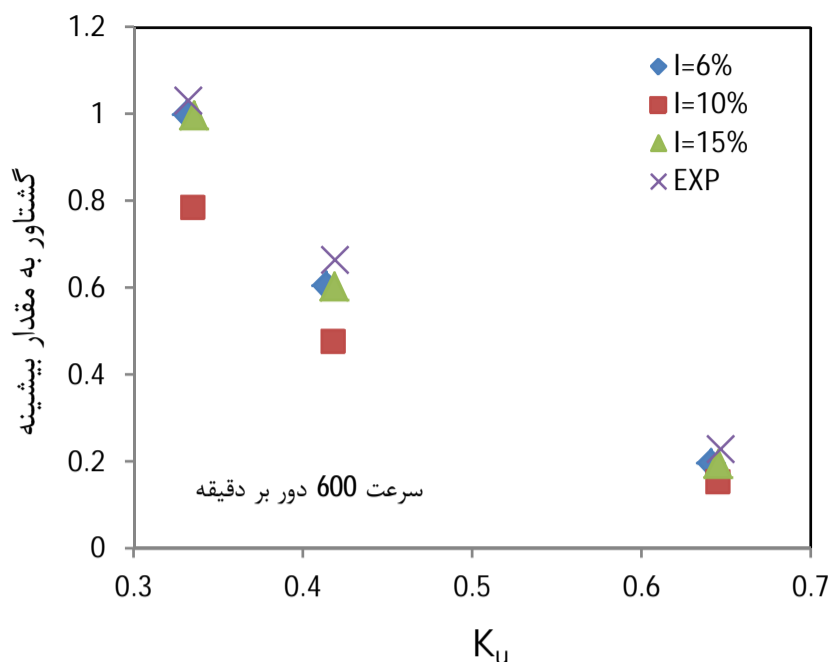
شکل 8 مقدار تنش‌های اصلی

جدول 3 شرایط مرزی برای تعداد مختلف پمپ‌های فعال در مدار

تعداد پمپ	فشار اتمسفریک (bar)	متوسط جریان (L/s)	نسبت دبی ( $Q/Q_{\text{max}}$ )	نسبت هد ( $H_{\text{runaway}}/H_{\text{max}}$ )
دو پمپ	88/1	39	0/557	0/131
سه پمپ	88	49	0/700	0/566
چهار پمپ	87/7	65	0/928	0/835

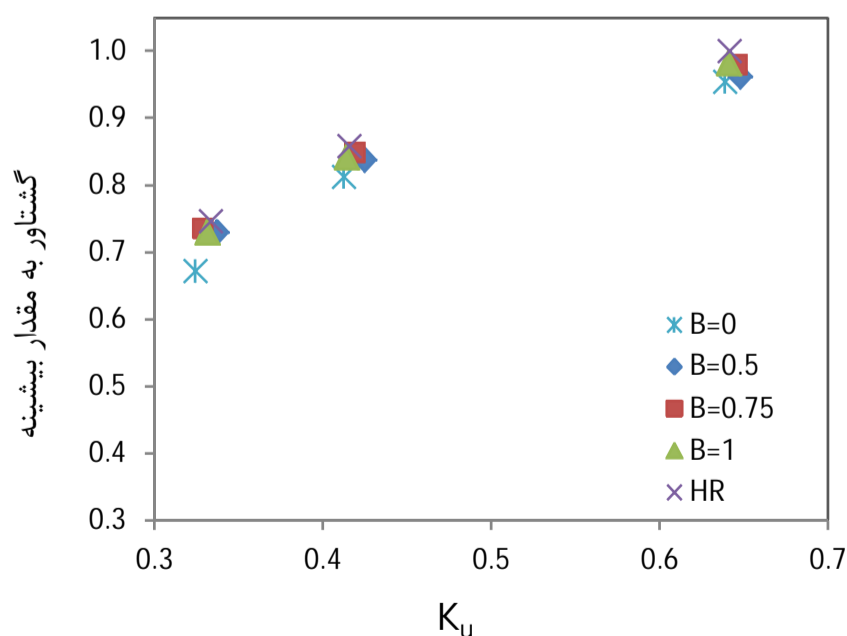
1- Length scale

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



شکل 10 تأثیر شدت آشفتگی جریان ورودی بر گشتاور خروجی توربین اگنیو با پره‌های باز و مدل تنش برشی انتقالی در سرعت 600 دور بر دقیقه

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 نمی‌شود. در این پژوهش علاوه بر طرح بالادست، از سه فاکتور متفاوت 0/5، 0/75 و 1 برای متغیر  $\beta$  در معادله (12) و همچنین طرح دقت بالا استفاده شده است. هر چه مقدار  $\beta$  به سمت صفر میل کند، دیفیوژن مجازی تولیدی بیشتر می‌شود و دقت حل به سمت حل از نوع درجه نخست می‌رود. از سوی دیگر، اگر مقدار  $\beta$  زیاد شود و به مقدار یک نزدیک شود، ممکن است در برخی از نقاط نوسانات غیرفیزیکی زیادی در نتایج به‌وجود آورد. طرح دقت بالا انعطاف‌پذیری 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 می‌شود [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.



شکل 11 تأثیر مقادیر مختلف ضریب آمیختگی بر گشتاور خروجی توربین اگنیو با پره‌های باز و مدل تنش برشی انتقالی در سرعت 600 دور بر دقیقه

تمامی شبیه‌سازی‌ها برای بررسی رفتار توربین اگنیو در محیط نرم‌افزار آنسیس سی اف اکس ویرایش 12 انجام شده است، که امکانات ویژه‌ای جهت ایجاد شبکه محاسباتی، مدل‌سازی و تحلیل توربومشین‌ها در اختیار می‌گذارد. این کد که براساس روش حجم محدود بر شبکه محاسباتی سازمان‌نیافته نوشته شده است، یک استراتژی کاملاً ضمنی<sup>1</sup> برای انجام تحلیل عددی اختیار کرده و از تکنیک چند شبکه‌ای<sup>2</sup> برای سرعت‌دهی حل سیستم معادلات خطی شده استفاده می‌کند. همچنین با بررسی باقی‌مانده حل معادلات جریان و متغیرهای اغتشاش جریان، همگرایی حل مورد قضاوت قرار گرفت؛ به طوری که مقدار باقیمانده‌ها در تمام شبیه‌سازی‌ها بدون نوسان و در محدوده کمتر از  $10^{-5}$  باشند. علاوه بر این، مقدار دبی در خروجی و نیز فشار در ورودی مورد بررسی قرار گرفت تا از همگرایی حل و عدم نوسانی شدن آن‌ها اطمینان حاصل شود [25]. تمامی شبیه‌سازی‌ها بر یک رایانه پیشرفته<sup>3</sup> با پردازشگر دوازده هسته‌ای و با سرعت 3/46 گیگاهرتز اجرا شده است. برای شبکه محاسباتی ریز، زمان متوسط برای دستیابی به یک حل قابل قبول روی این رایانه حدود 48 ساعت است.

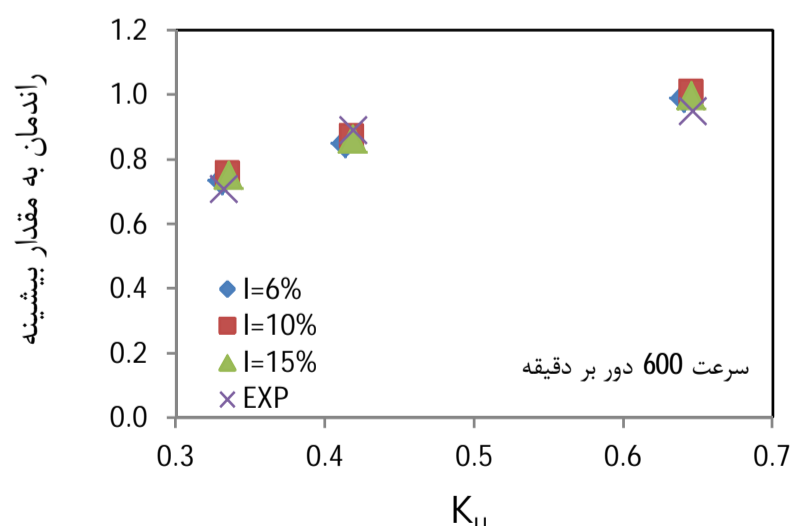
#### 4- نتایج و بحث

دستیابی به مقدار دقیق شدت آشفتگی<sup>4</sup> 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 می‌آید. 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 می‌دهند. چنانچه پیداست در حالت  $I=6\%$  نتایج حاصل از شبیه‌سازی به داده‌های آزمایشگاهی نزدیک‌تر است؛ بنابراین این مقدار برای سایر شبیه‌سازی‌ها در نظر گرفته شد. در نمودار نتایج شبیه‌سازی که در این بخش مورد بررسی قرار می‌گیرد، سرعت محیطی بی‌بعد و سرعت محوری بی‌بعد به شکل روابط (13) و (14) استفاده شده است [26].

$$K_u = \frac{u}{\sqrt{2gH}} \quad (13)$$

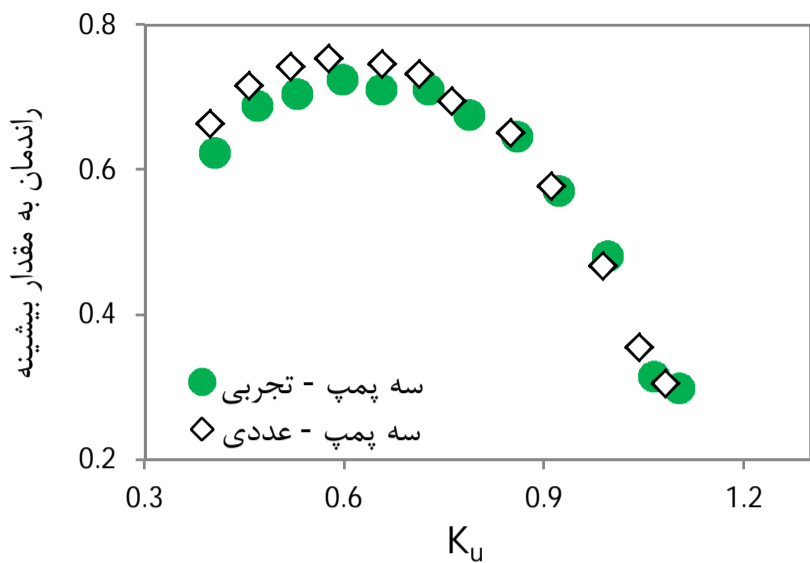
$$K_{cm} = \frac{c_m}{\sqrt{2gH}} \quad (14)$$

که در آن  $u$  سرعت محیطی پره و  $c_m$  سرعت محوری جریان است.

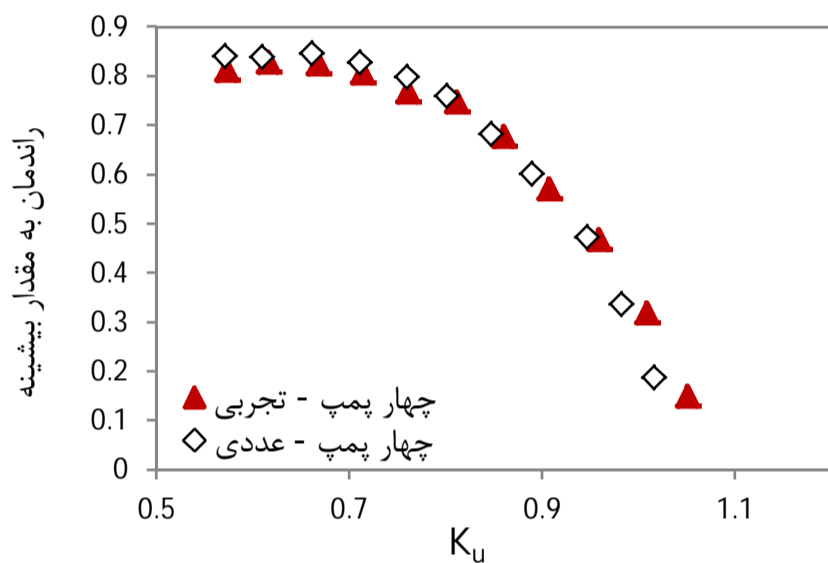


شکل 9 تأثیر شدت آشفتگی جریان ورودی در راندمان توربین اگنیو برای حل توربین با پره‌های باز و مدل تنش برشی انتقالی

1- Fully implicit method  
2- Multigrid accelerated factorization technique  
3- HP Workstation Z800  
4- Intensity (I)



شکل 14 مقایسه نتایج شبیه‌سازی عددی با داده‌های تجربی در شرایط مرزی کارکرد توربین اگنیو با سه پمپ

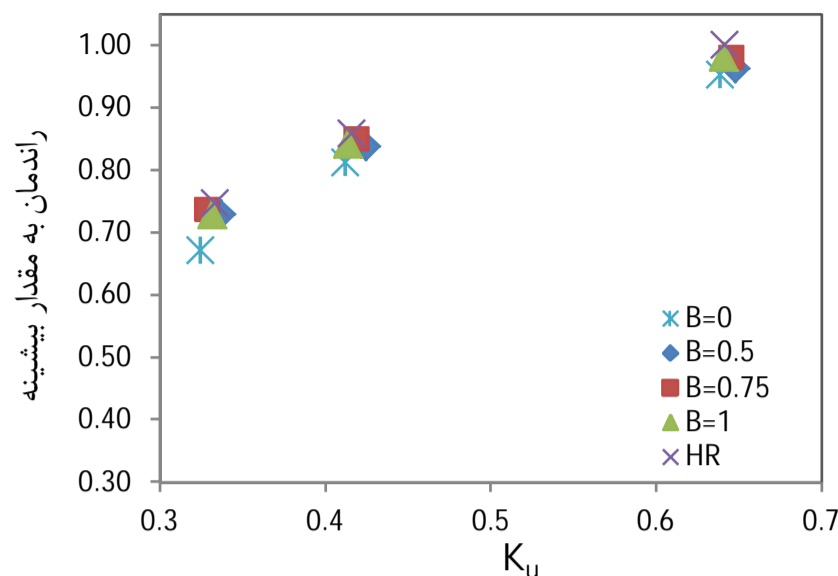


شکل 15 مقایسه نتایج شبیه‌سازی عددی با داده‌های تجربی در شرایط مرزی کارکرد توربین اگنیو با چهار پمپ

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

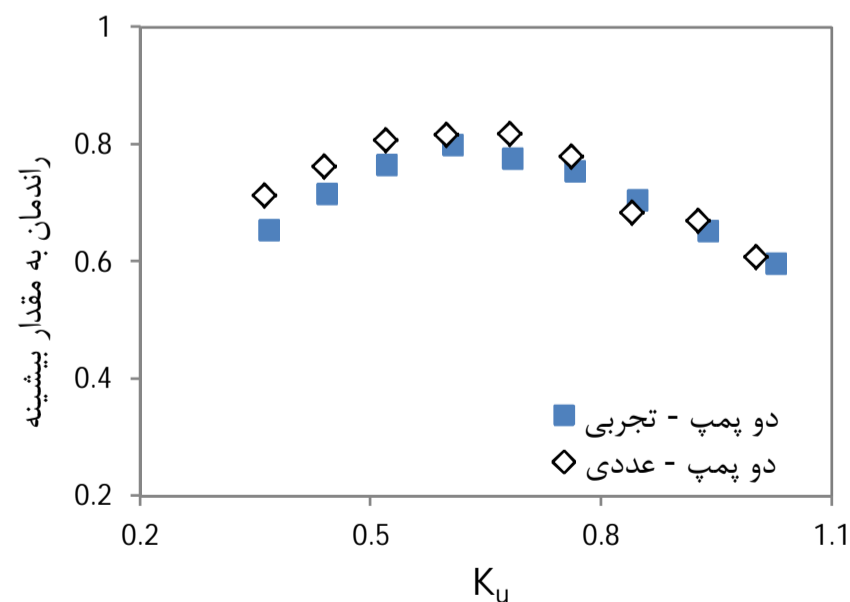
جدول 4 مقایسه خطاهای شبیه‌سازی و تجربی برای دو پمپ

سرعت محیطی (Ku)	انحراف معیار سرعت محیطی	خطای سرعت محیطی بی‌بعد (%)	خطای بازدهی (%)
1/168	0/006	-3/98	2/93
1/026	0/004	-2/44	1/84
0/938	0/004	-1/34	2/60
0/846	0/004	-0/86	-2/86
0/765	0/004	-0/69	3/17
0/684	0/004	-0/61	5/49
0/606	0/003	-1/34	2/22
0/521	0/002	-0/35	5/47
0/443	0/002	-0/76	6/55
0/367	0/003	-1/57	8/96



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 محاسبه‌شده از نتایج شبیه‌سازی را با نتایج حاصل از آزمایش را برای شرایط کاری دو پمپ، سه پمپ و چهار پمپ در مدار مقایسه می‌کند. مقدار راندمان ارائه‌شده در این نمودارها نسبت به بیشینه راندمان به‌دست آمده توربین اگنیو بی‌بعد شده‌اند [5]. بیشترین سرعت محیطی بی‌بعد در هر نمودار، مربوط به حالت گردش آزاد<sup>1</sup> توربین در شرایط بدون بار، و کمترین مقدار سرعت، مربوط به بیشترین بار ممکن در هر حالت، که به دلیل محدودیت‌ها در وسایل اندازه‌گیری حاصل شده است. در اغلب شبیه‌سازی‌ها، بیشترین مقدار گشتاور محور که در کمترین سرعت محیطی به‌دست می‌آید، بیشتر از مقدار به‌دست آمده از حالت آزمایش است. مشاهده می‌شود 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 این‌که، 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 کمتر به‌دست آمده است.



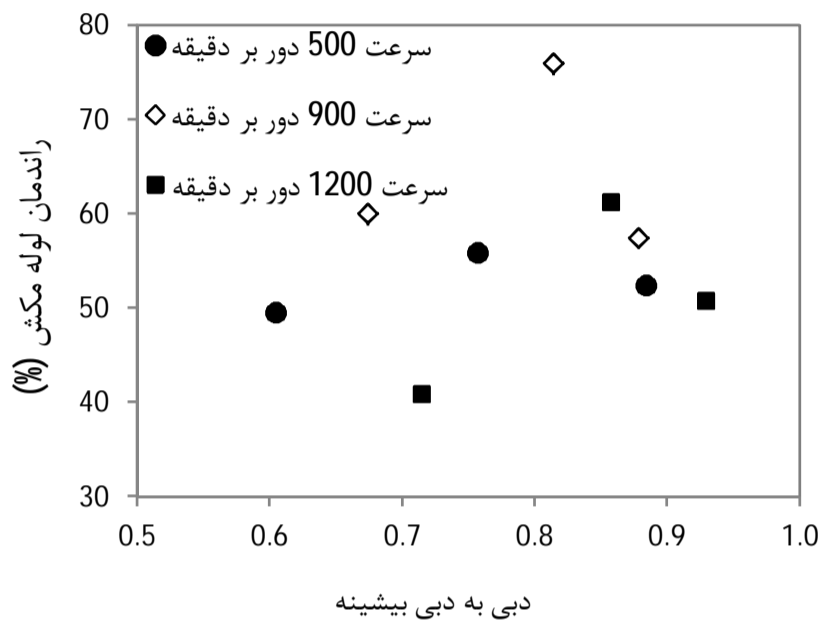
شکل 13 مقایسه نتایج شبیه‌سازی عددی با داده‌های تجربی در شرایط مرزی کارکرد توربین اگنیو با دو پمپ

1- runaway speed

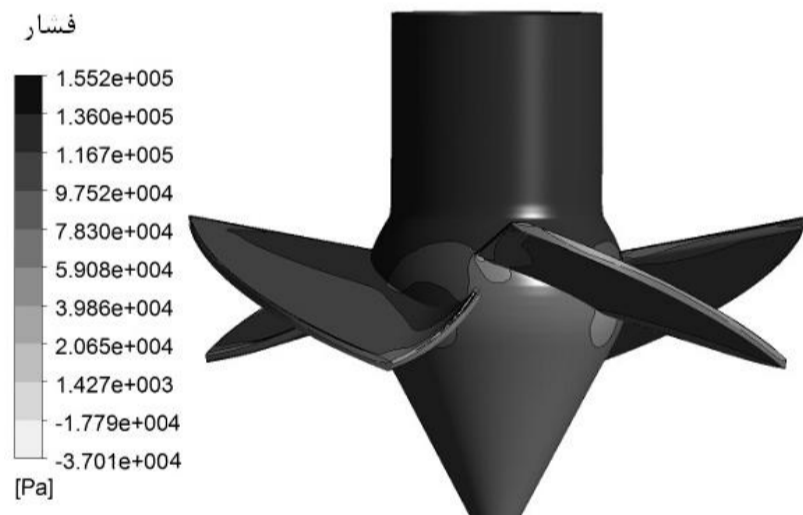


توزیع فشار بر روی رانر در شکل 17 به نمایش در آمده است. مشاهده می‌شود در جایی که فشار کاهش می‌یابد، سرعت افزایش یافته است. در طرف مکشی پره‌ها، بیشترین مقدار سرعت مشاهده می‌شود، این در حالی است که در همین مکان، فشار کمترین مقدار خود را داراست.

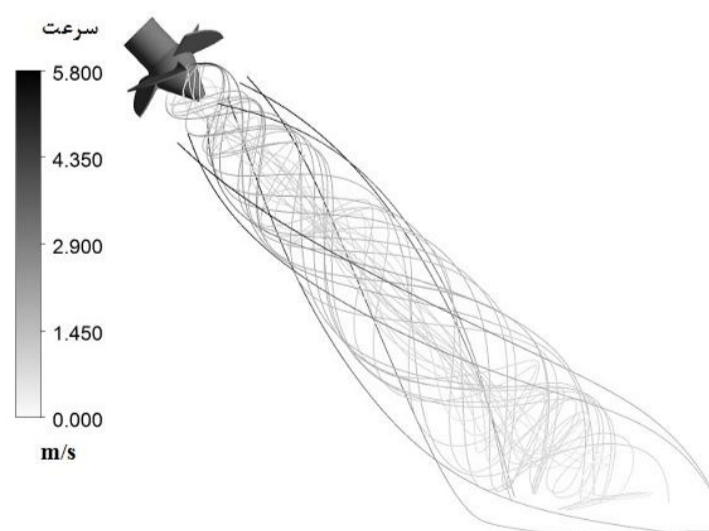
شکل 18 نمایی از خطوط جریان ترسیم شده از هسته رانر، کانتور سرعت محوری و بردارهای سرعت مماسی را نشان می‌دهد. الگوی خطوط جریان و کانتورهای فشار داخل لوله تخلیه در شکل‌های 18 و 19 نشان می‌دهند که کمترین مقدار سرعت در خروجی لوله تخلیه وجود دارد. کاهش سرعت و افزایش فشار از ورودی تا خروجی لوله تخلیه به دلیل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



شکل 16 راندمان لوله مکش در سرعت‌های مختلف توربین با پره‌های باز و مدل تنش برشی انتقالی



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



شکل 18 خطوط جریان و سرعت جریان در خروجی توربین اگنیو در سرعت 1200 دور بر دقیقه با سه پمپ در مدار

جدول 5 مقایسه خطاهای شبیه‌سازی و تجربی برای سه پمپ

خطای بازدهی (%)	خطای سرعت محیطی بی‌بعد (%)	انحراف معیار سرعت محیطی	سرعت محیطی (K <sub>ii</sub> )
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 بازدهی (%)	خطای سرعت محیطی بی‌بعد (%)	انحراف معیار سرعت محیطی	سرعت محیطی (K <sub>ii</sub> )
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 به‌سزایی برخوردار است. اگر بازدهی لوله مکش مناسب نباشد سبب افت جریان و کاهش بازدهی توربین می‌شود. از توزیع سرعت و فشار ورودی و خروجی لوله مکش می‌توان بازدهی آن را با توجه به روابط (15-17) به‌دست آورد [9].

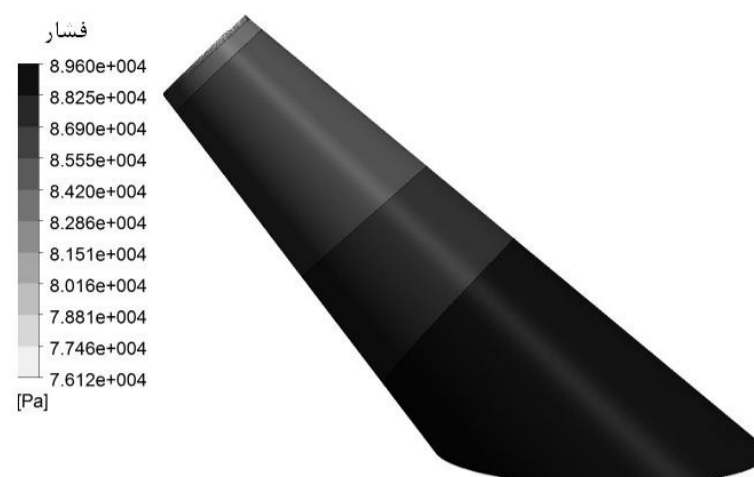
$$H_{LD} = \frac{P_{03} - P_{04}}{\gamma} \quad (15)$$

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

$$\eta_D = \frac{2gH_{RD}}{V_3^2} \times 100 \quad (17)$$

در شکل 16 بیشترین بازده لوله تخلیه معادل 76 درصد به‌دست آمده 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 10 درجه یاد شده است [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 0/9 دبی بیشینه، بیشترین مقدار راندمان لوله مکش در سرعت 1200 دور بر دقیقه به‌دست‌آمده است و با افزایش بار توربین و کاهش سرعت راندمان لوله مکش نیز کاهش می‌یابد.

- [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*, Valencia, 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.cfd-online.com/Wiki/Best\\_practice\\_guidelines\\_for\\_turbomachinery\\_CFD](http://www.cfd-online.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 state-of-the-art computational fluid dynamics applications, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical 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).



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

## 5- جمع‌بندی و نتیجه‌گیری

در این مطالعه، تأثیر شبیه‌سازی عددی عملکرد میکرو توربین آبی اگنیو مورد بررسی قرار گرفته است. این توربین که برای تولید توان معادل یک کیلووات 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 می‌یابد؛ هرچند شبکه ریزتر سبب افزایش حجم محاسبات و گاه افزایش خطاهای عددی می‌شود. برای اعتباردهی به شبیه‌سازی، مدل‌های مختلف آشفتگی، روش‌های 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 در نظر گرفتن برهم‌کنش 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 به دست 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 دقیقه به دست می‌آید. همچنین بیشینه راندمان لوله مکش، معادل 76 درصد به دست 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 با 10 درجه یاد شده است.

## 6- مراجع

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