

تحلیل اکسرژی و عملکرد آیرودینامیکی توربین ولز در نزدیکی واماندگی

آرش محبوبی دوست^۱، عباس رامیار^۲، صادق علیزاده^۳

arashmd538@gmail.com

۱- کارشناسی ارشد مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی نوشیروانی بابل

۲- استادیار دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی نوشیروانی بابل

۳- کارشناسی ارشد مهندسی هوافضا، دانشگاه امام حسین (ع)

چکیده

این مطالعه، یک تحلیل قانون دوم از جریان همدمای عبوری از یک توربین ولز را ارائه می‌دهد. محاسبات عددی با حل معادلات ناویر-استوکس رینولدز متوسط پایا، تراکم‌ناپذیر و سه‌بعدی با مدل آشفتگی اسپالارت-آلماراس در کد اوپن‌فوم انجام شده‌اند. به منظور راستی‌آزمایی حلگر اوپن‌فوم، مقدار گشتاور بی‌بعد شده با داده‌های تجربی و عددی موجود در طیف گسترده‌ای از ضرایب جریان، مقایسه شده است. مشاهده شد که نتایج شبیه‌سازی حاضر مطابقت بسیار خوبی با داده‌های تجربی دارد. سپس نرخ تولید انرژی محلی مربوط به اتلاف ویسکوزیته در اطراف پره‌های روتور به کد عددی اضافه شده و با سایر برگشت‌ناپذیری‌ها برای محاسبه راندمان اکسرژی جمع شده است. نتایج نشان دادند که جدایش و تعامل بین لایه‌های مرزی هاب و پره اثر مستقیمی بر تولید انرژی و در نتیجه راندمان دارد. با در نظر گرفتن ترم اتلاف ویسکوزیته راندمان اکسرژی حدود ۹۰٪ کاهش می‌یابد.

واژگان کلیدی: توربین ولز، تولید انرژی، راندمان قانون اول، راندمان قانون دوم، واماندگی.

تاریخ دریافت مقاله : ۹۶/۰۳/۲۵

تاریخ پذیرش مقاله : ۹۶/۱۱/۱۴

۱- مقدمه

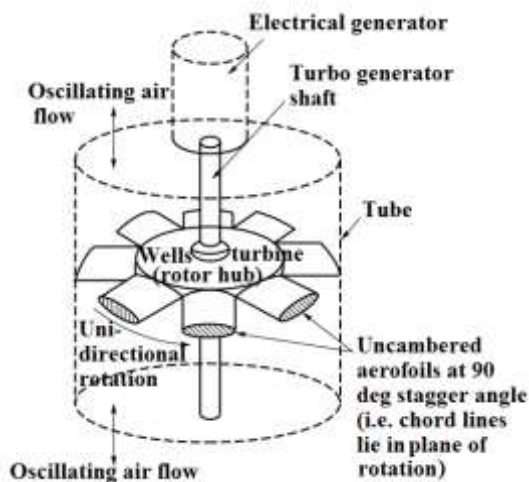
در میان انواع گوناگون انرژی‌های تجدیدپذیر، موج اقیانوس توجه محققان را در سال‌های اخیر به دلیل دسترس‌پذیری طولانی مدت، خطرات بهداشتی حداقل و چگالی انرژی بالاتر به خود جلب کرده است. ایران دارای پتانسیل بالایی برای بهره‌برداری از انرژی‌های تجدیدپذیر اقیانوسی است [۱]. در میان انواع مبدل‌های انرژی، طیف گسترده‌ای از فعالیت‌های پژوهشی به سیستم‌های ستون آبی نوسانی^۱ اختصاص داده شد که حرکت موج را به یک جریان هوای دو سویه از طریق یک توربین تبدیل می‌کنند. ایده توربین‌های ولز در سال ۱۹۷۶ توسط ولز ارائه شد [۲]. توربین ولز یک توربین هوا با پره‌های ایرفویل متقارن معمولاً سری ناکا ۰۰۰xx^۲ نسبت به صفحه عمود بر محور چرخش و بدون حساسیت به جهت جریان ورودی است. این توربین جریان محوری توسط دستگاه‌های انرژی موج ستون آبی نوسانی به دلیل سادگی فنی، قابلیت اطمینان، سرعت چرخش بالا و طراحی مقاوم آنها [۳] کار می‌کند. علی‌رغم دارا بودن مزایای زیاد، توربین ولز دارای اشکالاتی ذاتی در مقایسه با توربین‌های معمولی است:

راندمان پایین‌تر، شروع ضعیف‌تر، سر و صدای بالاتر، محدوده عملیاتی کوتاه و نیروی محوری بالاتر و همچنین نیروی مماسی پایین‌تر. بنابراین، بسیاری از محققان تلاش کرده‌اند تا شرایط بهینه‌ای را برای غلبه بر این اشکالات و عملکرد بهتر توربین ولز شناسایی کنند. بریتو-ملو و همکاران [۴] اثر طراحی آیرودینامیکی توربین ولز را بر عملکرد کلی دستگاه، مانند راندمان اوج توربین بطور عددی شبیه‌سازی کردند. تاکائو و همکاران [۵] اثر پروفیل پره روتور را بر عملکرد توربین ولز در اعداد رینولدز بالا توسط تست مدل و شبیه‌سازی عددی بررسی کردند و به این نتیجه رسیدند که پروفیل پره ناکا ۰۰۱۵ مناسب است.

گاتو و فالکائو [۶] یک بررسی نظری و تجربی در مورد عملکرد آیرودینامیکی توربین ولز انجام دادند. کیم و همکاران [۷] ابتدا بررسی‌های تجربی را برای روشن شدن عملکرد انواع توربین‌های دوسویه تحت شرایط جریان پایا انجام دادند و سپس از شبیه‌سازی عددی برای پیش‌بینی عملکرد توربین‌ها در شرایط موج نامنظم استفاده کردند.

یک نمونه از توربین ولز شامل یک روتور با هشت پره ایرفویل غیرخمیده در زاویه ۹۰ درجه (یعنی خطوط وتر واقع در صفحه چرخش) در شکل ۱ [۸] نشان داده شده است. راقونتان و همکاران [۹] راندمان ماکزیمم ۶۵٪ را در آزمایش نیروگاه موجی ایسلا^۳ اندازه‌گیری کرده‌اند. نتایج به دست آمده از تحلیل نظری توسط گاتو و فالکائو [۱۰] نشان داد که مقادیر نسبتاً بالای راندمان میانگین، از مرتبه ۷۰-۸۰٪، می‌تواند در یک جریان نوسانی با طراحی درست توربین ولز به دست آید.

واترسون و همکاران [۱۱، ۱۲] اثر صلبیت و لقی نوک پره را بر عملکرد، گشتاور و راندمان یک توربین ولز مطالعه کرده‌اند. تحلیل عددی تأثیر پره بدون لقی نوک بر عملکرد توربین توسط تاکر و همکاران انجام شده است [۱۳]. فاطمی و همکاران [۱۴] عملکرد توربین ولز را با در نظر گرفتن تأثیر پروفیل پره، لقی نوک و میزان پیچش کلی پره بر روی بازده توربین یک و چندمرحله‌ای بطور عددی بررسی کردند. نتایج آنها نشان داد که کم کردن لقی تا میزان ۲٪ وتر، بازده را تا حدود ۳۵٪ افزایش می‌دهد. همچنین با تغییر زاویه پره نسبت به نوک از صفر تا ۱۲ درجه در نسبت سرعت‌های مختلف بازده بهبود پیدا کرد. استفاده از پروفیل متغیر برای پره نیز باعث به تعویق افتادن واماندگی^۴ در مقاطع نزدیک هاب شد. نهایتاً استفاده از پره‌های راهنما بین طبقات توربین نیز سبب بهبود حدود ۹ درصدی راندمان شد.



شکل (۱) شماتیک یک توربین ولز [۸].

³ Islay wave power test

⁴ Stall

¹ Oscillating Water Column (OWC)

² NACA 00XX

هدف این پژوهش، تحلیل عددی تولید انترویی ناشی از اتلاف لزجت و بررسی جریان روی یک توربین ولز تک باله^۲ است. در مرحله اول، محاسبات عددی با حل معادلات ناویر استوکس پایا، تراکم‌ناپذیر، سه بعدی و با مدل آشفتگی اسپالارت-آلماراس در یک چارچوب مرجع غیرلخت^۳ در حال چرخش با روتور انجام شد. در مرحله بعد، مدل عددی با مقایسه پارامترهای محاسبه شده با داده‌های تجربی و عددی موجود [۲۳] اعتبارسنجی شده است.

پس از آن، ویژگی‌های آیرودینامیکی و مقایسه بین بازده قانون اول و قانون دوم بررسی شده است. در مقاله توری و همکاران [۲۳] بخش عمده مقاله بر روی اعتبارسنجی متمرکز بوده و نتایج فقط اثر لقی نوک پره را بر عملکرد آیرودینامیکی توربین و پدیده واماندگی مورد بررسی قرار داده است. اما در مقاله حاضر ابتدا یک اعتبارسنجی کامل و دقیق با نرم‌افزار اوپن‌فوم^۴ با تلاش بسیار بر شبکه‌بندی و انتخاب طرح‌های عددی مناسب انجام شد. سپس علاوه بر تحلیل آیرودینامیکی، تحلیل اکسرژی و تولید انترویی نیز با اضافه کردن معادلات مربوطه به کد اوپن‌فوم انجام شد.

همچنین با در نظر گرفتن سایر برگشت‌ناپذیری‌های سیستم راندمان قانون دوم نیز مورد ارزیابی قرار گرفت که در طراحی توربین ولز مؤثر است. بررسی همزمان این موارد تاکنون در هیچ مقاله‌ای وجود نداشته است. در واقع این مقاله گام اول را در راستای مقاله‌های پیشرفته‌تر بعدی برداشته است. همچنین درک خوبی از فرآیند تبدیل انرژی، تحلیل تولید انترویی و منابع برگشت‌ناپذیری در داخل توربین ولز تک‌باله و توصیه‌هایی برای بهینه‌سازی طراحی آینده ارائه شده است.

۲- اصول عملکرد توربین ولز

شکل (۲-الف) [۸] یک پره در حال حرکت با سرعت طراحی U در یک جریان رو به بالا با سرعت محوری مطلق c_1 را نشان می‌دهد. می‌توان دید که سرعت نسبی w_1 با خط وتر پره زاویه α می‌سازد. با توجه به تئوری کلاسیک ایرفویل، یک ایرفویل ایزوله در زاویه برخورد α با جریان آزاد، یک نیروی برآیند L عمود بر جهت جریان آزاد تولید می‌کند. در یک سیال لزج ایرفویل همچنین تحت تأثیر یک

همانطور که در بالا ذکر شد، تجزیه و تحلیل جریان هوا از طریق توربین ولز در طول سال‌ها با استفاده از روش‌های تجربی و عددی برای بهبود عملکرد انجام شده است. با این حال، این مطالعات قانون اول ترمودینامیک را به کار گرفته‌اند و برگشت‌ناپذیری‌های فرآیند در بررسی‌ها نشان داده نشده است.

از سوی دیگر، تحلیل قانون دوم ترمودینامیک باید به منظور بررسی منابع برگشت‌ناپذیری‌های (تولید انترویی) مربوط به انتقال حرارت، اصطکاک، و دیگر غیرایده‌آل‌های سیستم در نظر گرفته شود. تعدادی از مطالعات در تحلیل قانون دوم و تولید انترویی در انواع مختلف توربین، مانند توربین گاز [۱۵] و توربین بادی [۱۶] انجام شده است. برای یک سیستم واقعی، تناسب مستقیمی بین تولید انترویی فرآیند و میزان اتلاف انرژی مفید در فرآیند [۱۷] وجود دارد. سیستم‌های انرژی می‌شود. بنابراین، در سال‌های اخیر، موضوع به حداقل رساندن انترویی توجه زیادی را در زمینه ترمودینامیک سیال به خود جلب کرده است. بیجن [۱۸] منابع مختلف برگشت‌ناپذیری در مهندسی حرارتی کاربردی را به عنوان یک دلیل از بین بردن اکسرژی سیستم مطالعه کرد. بیجن [۲۰، ۱۹] نشان داد که تولید انترویی در جریان سیال همرفتی به دلیل اتلافات حرارتی و لزجت است.

تعداد کمی از مطالعات به بررسی تحلیل تولید انترویی در توربین ولز اختصاص داده شده است. به عنوان مثال، شعبان [۲۱] تجزیه و تحلیل اکسرژی سه بعدی جریان پایای تراکم‌ناپذیر از طریق یک توربین ولز دوباله^۱ با زاویه زیگزآگ ۴۵ درجه بین روتورها را بررسی کرده است. او نشان داد که راندمان می‌تواند به طور قابل توجهی با بهبود عملکرد روتور پایین‌دست جریان، بهینه‌سازی پروفیل پره و کاهش تعامل بین روتور و لایه‌های مرزی به خصوص در نوک روتور بهبود یابد.

شحاته و همکاران [۲۲] تولید انترویی ناشی از اتلاف لزجت در اطراف ایرفویل‌های مختلف تحت شرایط جریان پایای دوبعدی را بررسی کردند. آنها دریافتند که تولید انترویی در اطراف پره ناکا^۵ ۰۰۱۵، کمتر از تولید انترویی اطراف ایرفویل‌های ناکا^۶ ۰۰۱۲، ناکا^۶ ۰۰۲۰ و ناکا^۶ ۰۰۲۱ است.

³ Non-Inertial Reference Frame

⁴ OpenFOAM

¹ Biplane

² Monoplane

صرف نظر از اینکه هوا از بالا یا پایین نزدیک می شود. با یک جریان هوای متغیر با زمان دوسویه، گشتاور تولید شده بصورت چرخه‌ای نوسان می کند اما می تواند تا حد زیادی بوسیله یک روتور/ژنراتور با اینرسی بالا هموار شود [۸].

۳- پارامترهای طراحی و عملکرد توربین ولز

ورودی اولیه برای طراحی یک توربین ولز توان هوا بر اساس دامنه فشار $(p_1 - p_2)$ و نرخ جریان حجمی Q در ورودی توربین است. شاخص‌های عملکرد افت فشار، توان و راندمان و تغییرشان با نرخ جریان است. طراحی آیرودینامیکی و عملکرد نتیجه بخش تابعی از چند متغیر بدون بعد است که عبارتند از:

$$U^* = V / U_{tip} \text{ ضریب جریان}$$

$$\sigma = \frac{2cN}{\pi D_t (1 + g)} \text{ صلبیت}$$

$$g = D_h / D_t \text{ نسبت هاب به نوک}$$

$$AR = \text{نسبت منظری: } \omega r / \text{طول پره}$$

$$t_c / D_t \text{ نسبت لقی نوک پره}$$

و همچنین نسبت ضخامت پره، سطح اغتشاش در ورودی توربین، فرکانس امواج و عدد ماخ نسبی. توربین ولز از ویژگی‌هایی برخوردار است که باعث می شود به طور قابل توجهی از بسیاری از توربوماشین‌ها متفاوت باشد: سرعت مطلق جریان تنها کسر کوچکی از سرعت نسبی است. از لحاظ نظری امکان اتفاق افتادن شرایط جریان گذر صوتی در جریان نسبی و در نتیجه افت‌های اضافی ناشی از امواج شوک و تعامل با لایه‌های مرزی که منجر به جدایش جریان می شود وجود دارد. اثرات متغیرهای ذکر شده در بالا بر روی عملکرد توربین ولز توسط راقوناتان [۲۴] در نظر گرفته شده است.

۴- روش عددی و فرمول بندی کد

شبهه‌سازی‌های عددی ارائه شده در این مقاله توسط کد اوپن‌فوم نسخه ۲،۳،۱ [۲۵] انجام شده است. معادلات ناویر استوکس رینولدز متوسط^۱ سه بعدی تراکم‌ناپذیر پایا در یک چارچوب غیراینرسیایی که به همراه پره‌ها می چرخد حل شده‌اند. در روش چارچوب مرجع چندگانه^۲ جریان سیال در یک چارچوب مرجع گردان حل شده است در

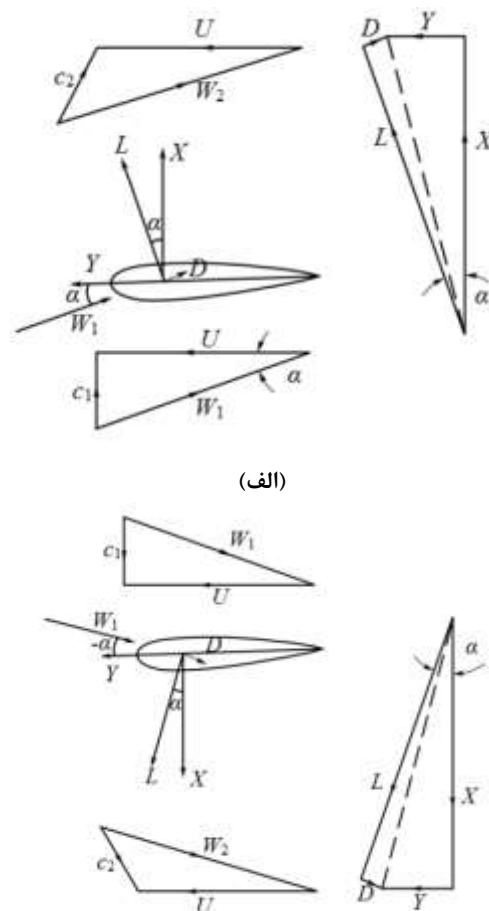
نیروی پسا D در جهت جریان آزاد قرار دارد. این نیروهای برآ و پسا را می توان به مؤلفه‌های نیروی X و Y همانطور که در شکل ۲a نشان داده شده است، تقسیم کرد:

$$X = L \cos \alpha + D \sin \alpha \quad (۱)$$

$$Y = L \sin \alpha - D \cos \alpha \quad (۲)$$

باید توجه داشت که نیروی Y در جهت حرکت پره، برای تولید کار مثبت عمل می کند.

برای ایرفویل متقارن، نیروی مماسی Y برای هر دو مقادیر مثبت و منفی α یکسان است، همانطور که در شکل (۲-ب) نشان داده شده است. اگر ایرفویل‌ها به استوانه روتور توربین به شکل یک ردیف محکم شوند، همانند شکل (۱)، همیشه در جهت مثبت نیروی مماسی می چرخند.



(الف)

(ب)

شکل (۲) بردارهای سرعت و نیرو وارد بر یک پره توربین ولز در حال حرکت: (الف) جریان مطلق رو به بالا بر روی پره محرک در سرعت U . (ب) جریان مطلق رو به پایین بر روی پره محرک در سرعت U [۸].

² Multiple Reference Frame (MRF)

¹ Reynolds-Averaged Navier-Stokes (RANS)

صفحات سلول، ۷- اصلاح سرعت‌ها بر اساس میدان فشار جدید، ۸- حل معادله آشفتگی، ۹- حل معادلات تولید انترویی، ۱۰- برورسانی شرایط مرزی، ۱۱- تکرار گام‌های ۲ تا ۱۱ تا رسیدن به معیار همگرایی و ۱۲- پرینت نتایج. در این مقاله از طرح درجه دوم گاوس بالادستی خطی^۳ برای ترم غیرخطی موجود در معادله انتقال مومنوم استفاده شده است. همچنین مقدار تیرانس حلگرهای ماتریس برابر با 1×10^{-5} برای فشار و 1×10^{-7} برای دیگر پارامترها در نظر گرفته می‌شود. استفاده از حلگر ماتریس چندشبهه‌ای هندسی-جبری تعمیم‌یافته^۴ برای فشار و حلگر یکنواخت^۵ برای دیگر پارامترها، باعث سریع‌تر حل شدن این مقادیر و در نتیجه تسریع در روند کار خواهد شد.

۴-۲- چارچوب مرجع چندگانه

در این شبیه‌سازی روتور توربین حول محور خاص با سرعت زاویه‌ای خاص می‌چرخد. معادلات ناویر استوکس برای سیال در چارچوب مرجع لخت نمی‌تواند مستقیماً به چارچوب مرجع در حال چرخش با روتور اعمال شود. بنابراین، یک رابطه بین این دو چارچوب مرجع باید ایجاد شده و تغییرات به طور همزمان باید به معادلات ناویر استوکس اعمال شود. شکل (۳) یک نمایش شماتیک از دو چارچوب مرجع را نشان می‌دهد. چارچوب مرجع لخت توسط حروف بزرگ X, Y, Z نشان داده شده است در حالی که چارچوب مرجع غیرلخت (و یا چرخان) توسط حروف کوچک x, y, z نشان داده می‌شود. محورهای غیراینرسی x, y, z در یک فاصله $R(t)$ از دستگاه‌های لخت قرار داده شده و با یک سرعت زاویه‌ای $\Omega(t)$ که تا حدی تابع زمان است می‌چرخد.

معادلات ناویراستوکس (۳) و (۴) تنها در چارچوب لخت قابل اجرا می‌باشند. برای یک چارچوب مرجع گردان ثابت ($R=0$ ، ثابت Ω)، معادلات ناویراستوکس بصورت زیر تبدیل می‌شوند:

$$\rho \frac{D\vec{u}}{Dt} = -\nabla p + \mu \nabla^2 \vec{u} - \rho \left[2\vec{\Omega} \times \vec{u} + \vec{\Omega} \times \vec{\Omega} \times \vec{r} \right] \quad (6)$$

حالی که برخی از شرایط مرزی در چارچوب مرجع ثابت تعیین شده‌اند. اجرای این اصل در حلگر دینامیک سیالات محاسباتی^۱ مستلزم کوپلینگ نیروهای غیراینرسیایی به معادلات جریان سیال موجود در دستگاه‌های لخت است. در این روش، کل دامنه می‌چرخد در حالی که برخی از مرزها ثابت هستند. دلیل کارکرد سریع‌تر و سادگی این روش در مقایسه با روش‌های مربوط به حرکت شبکه آن است که انجام محاسبات هر گام زمانی در موقعیت‌های مختلف شبکه همیشه ثابت نیاز نیست.

۴-۱- مدل‌سازی معادلات ناویر استوکس رینولدز متوسط

حلگر دینامیک سیالات محاسباتی مورد استفاده برای این کار یک حلگر جریان آشفته حالت پایا است. معادلات ناویر استوکس رینولدز متوسط برای جریان سیال تراکم‌ناپذیر با معادلات زیر داده شده است که بترتیب شامل بقای جرم و مومنوم می‌باشند:

$$\nabla \cdot \vec{u} = 0 \quad (3)$$

$$\rho \frac{D\vec{u}}{Dt} = -\nabla p + (\mu + \mu_t) \cdot \nabla^2 \vec{u} \quad (4)$$

که در آن \vec{u} بردار سرعت، ρ چگالی، μ و μ_t به ترتیب لزجت دینامیکی و لزجت دینامیکی آشفته و p فشار است. یکی از روش‌های حل این معادلات اشتقاق یک عبارت صریح برای فشار با گرفتن دیورژانس از معادله مومنوم (۴) است:

$$-\nabla \cdot (\vec{u} \cdot \nabla \vec{u}) = \nabla^2 \cdot \frac{P}{\rho} \quad (5)$$

یک روش برای حل معادلات (۳) و (۴) الگوریتم سیمپل^۲ است. در این روش، یک میدان سرعت تقریبی با حل معادله مومنوم با فشار قدیمی به دست آمده و سپس ترم فشار با استفاده از معادله (۵) و آخرین اطلاعات سرعت محاسبه می‌شود. الگوریتم حل در این مقاله شامل گام‌های زیر است:

- ۱- حدس اولیه مقادیر میدانی، ۲- تنظیم شرایط مرزی برای سیال، ۳- حل معادله مومنوم گسسته برای محاسبه میدان سرعت، ۴- محاسبه شارهای جرمی در صفحات سلول، ۵- حل معادله فشار، ۶- اصلاح شارهای جرمی در

⁴ Generalised Geometric-Algebraic Multi-Grid solver (GAMG)

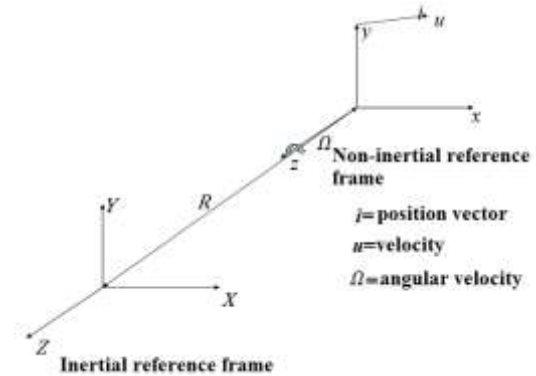
⁵ smoothSolver

¹ Computational Fluid Dynamic (CFD)

² Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations (SIMPLE)

³ Gauss LinearUpwind

آیرودینامیکی طراحی شده است. تلاش محاسباتی مورد نیاز در استفاده از مدل های یک معادله ای کم است زیرا تنها یک متغیر باید حل شود. لذا با توجه به کاربرد خاص این مدل در آیرودینامیک و توربوماشین، و به دلیل توانایی آن برای صرفه جویی در تلاش محاسباتی، این مدل برای شبیه سازی انتخاب شد. همچنین مقدار شدت آشفتگی برابر با یک درصد و همچنین طول مشخصه نیز برابر با ۱/۱۰۰ طول خط وتر ایرفویل در نظر گرفته شد.



شکل (۳) نمایش دستگاه مختصات دو چارچوب مرجع [۲۶].

۴-۴- فرمول بندی راندمان قانون اول (راندمان

انرژی) و راندمان قانون دوم (راندمان اکسرژی) راندمان انرژی بصورت نسبت کار مفید به اختلاف انرژی جنبشی تعریف می شود:

$$\eta = \frac{\dot{W}_{out}}{P} \quad (۸)$$

که در آن $P = \frac{1}{2} \rho A V^3$ توان است. از طرفی راندمان انرژی برای توربین ولز بصورت زیر تعریف می شود:

$$\eta = \frac{T \omega}{Q \Delta P^0} \quad (۹)$$

که در آن T گشتاور، ω سرعت زاویه ای، Q دبی حجمی و ΔP^0 افت فشار کلی دو طرف توربین است. راندمان اکسرژی بصورت نسبت کار مفید به اکسرژی جریان تعریف می شود:

$$\psi = \frac{\dot{W}_{out}}{\dot{E}x_{flow}} \quad (۱۰)$$

تحلیل قانون دوم شامل برگشت ناپذیری های جریان مرتبط با سیستم است. معادله تعادل اکسرژی می تواند بصورت زیر بیان شود:

$$\dot{E}x_{flow,1} = \dot{W}_{out} + \dot{E}x_{flow,2} + \dot{E}x_{dest} \quad (۱۱)$$

که $\dot{E}x_{dest}$ نشان دهنده اتلاف اکسرژی مربوط به فرآیند در اثر برگشت ناپذیری ها است. این روش یک اندازه جایگزین مفید از راندمان توربین که شامل برگشت ناپذیری هاست ارائه می دهد، که در تحلیل قانون اول در نظر گرفته نشده بود. اکسرژی جریان، $\dot{E}x_{flow}$ ، می تواند به صورت حداکثر کار قابل دسترسی که هنگام عبور جریان هوا از سراسر توربین بدست می آید تعریف شود. ترم های مربوطه شامل

که در آن \vec{r} بردار موقعیت چارچوب دوار، $2\vec{\Omega} \times \vec{u}$ ترم شتاب کوریولیس ناشی از دوران، $\vec{\Omega} \times (\vec{\Omega} \times \vec{r})$ ترم نیروی مایل به مرکز است.

معادله (۶) معادله ناویر استوکس برای چارچوب مرجع غیرلخت است که در حلگر ام آراف سیمپل فوم^۱ برای محاسبه اثر چرخش روتور توربین اجرا شده است.

۴-۳- مدل آشفتگی

مدل آشفتگی یک معادله ای اسپالارت-آلماراس^۲ برای حل ادی-ویسکوزیته آشفته مورد استفاده قرار گرفت. این مدل شامل یک معادله دیفرانسیل برای ویسکوزیته ادی ν_T است. ویسکوزیته ادی آشفته توسط رابطه $\nu_T = \tilde{\nu} f_{\nu 1}$ داده می شود که در آن $f_{\nu 1} = \frac{X^3}{X^3 + C_{\nu 1}^3}$ و $X = \frac{\tilde{\nu}}{\nu}$ است. در این رابطه ν ویسکوزیته مولکولی است. $\tilde{\nu}$ از معادله انتقال زیر پیروی می کند:

$$\begin{aligned} \frac{D\tilde{\nu}}{Dt} = & c_{b1} (1 - f_{t2}) \tilde{S} \tilde{\nu} \\ & + \frac{1}{6} \left[\nabla \cdot ((\nu + \tilde{\nu}) \nabla \tilde{\nu}) \right. \\ & \left. + c_{b2} (\nabla \nu)^2 \right] \\ & - \left[C_{w1} f_w - f_{t2} \frac{c_{b1}}{k} \right] \left[\frac{\nu}{d} \right]^2 \\ & + f_{t1} \nabla^2 (\tilde{u}^2) \end{aligned} \quad (۷)$$

مدل آشفتگی اسپالارت-آلماراس یک مدل یک معادله ای نسبتاً ساده است که برای آشفتگی لایه مرزی ساده به خوبی کار می کند. این مدل به طور خاص برای کاربردهای

² Spalart-Allmaras

¹ MRF Simple Foam

اصلی تولید انتروپی به دلیل بخش لزجت است، در حالیکه بخش حرارتی تقریباً ناچیز است. در نماد دکارتی، تابع اتلاف لزجت در مختصات سه بعدی به شرح قابل بیان است:

$$\begin{aligned} \varphi = 2 & \left[\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \right] \\ & + \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 \\ & + \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 \end{aligned} \quad (16)$$

که در آن u ، v و w مولفه‌های سرعت محلی به ترتیب در راستاهای x ، y ، z هستند. با توجه به فرمول بالا، می‌توان فهمید که نرخ تولید انتروپی محلی به طور مستقیم از سرعت‌های محلی محاسبه می‌شود. در واقع، مقادیر بالای گرادیان‌های سرعت باعث بالا رفتن مقادیر تولید انتروپی می‌شود. بنابراین نرخ تولید انتروپی کلی در سراسر حجم کنترل می‌تواند بصورت زیر محاسبه شود:

$$S_{\text{gen}} = \iiint \left(\frac{\mu}{T_0} \varphi \right) dx dy dz \quad (17)$$

معادله (۱۷) برای محاسبه نرخ تولید انتروپی کلی در سراسر دامنه محاسباتی (یک پره) برای توربین ولز بکار می‌رود که در این مقاله به حلگر ام‌آر‌اف‌سیمپل فوم اضافه شده است.

بر اساس معادلات (۱۵) تا (۱۷)، $\dot{E}x_{\text{friction}}$ بصورت زیر قابل محاسبه است:

$$\dot{E}x_{\text{friction}} = T_0 S_{\text{gen}} \quad (18)$$

۵ - شبکه‌بندی و شرایط مرزی

توربین مورد استفاده در این مقاله دارای هشت پره است، لذا هندسه مساله باید به شکل یک هشتم توربین طراحی شود. در شکل (۴) میدان جریان حول یک هشتم توربین و شرایط مرزی مشاهده می‌شوند. مرکز مختصات همان مرکز دوران توربین است و جهت مرکز مختصات طوری در نظر گرفته شده است که جریان در جهت $+y$ به میدان وارد شود. میدان ورودی بالادست و میدان خروجی پایین دست به ترتیب مساوی با دو و هفت برابر طول وتر ایرفویل در نظر گرفته شده‌اند. چون در این مقاله از روش چارچوب مرجع چندگانه استفاده شده است، لازم است تا دو قسمت متحرک و ثابت از هم جدا شوند.

اکسرژی فیزیکی ($\dot{E}x_{ph}$)، جنبشی ($\dot{E}x_{KE}$) و اصطکاکی ($\dot{E}x_{\text{friction}}$) است،

$$\dot{E}x_{\text{flow}} = \dot{E}x_{ph} + \dot{E}x_{KE} + \dot{E}x_{\text{friction}} \quad (12)$$

اکسرژی فیزیکی شامل تغییرات انتالپی و انتروپی مربوط به عملکرد توربین، بصورت زیر بیان می‌شود:

$$\begin{aligned} \dot{E}x_{ph} = \dot{m} & \left[C_p (T_2 - T_1) \right] \\ & + T_0 \left(C_p \ln \left(\frac{T_2}{T_1} \right) - \right. \\ & \left. R \ln \left(\frac{P_2}{P_1} \right) - \frac{C_p (T_0 - T_{\text{average}})}{T_0} \right) \end{aligned} \quad (13)$$

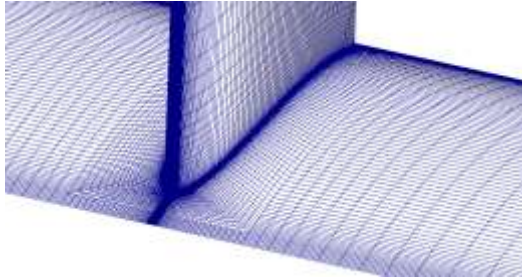
که در آن $p_i = p_0 \pm \frac{\rho}{2} V^2$ ترم اول در براکت نشان‌دهنده تغییر انتالپی جریان است، از آنجا که جریان در توربین ولز ایزوترمال فرض می‌شود، دمای T_1 و T_2 برابر می‌باشند. اکسرژی جنبشی، اختلاف انرژی جنبشی ورودی و خروجی توربین است:

$$\dot{E}x_{KE} = \frac{1}{2} \dot{m} (V_2^2 - V_1^2) \quad (14)$$

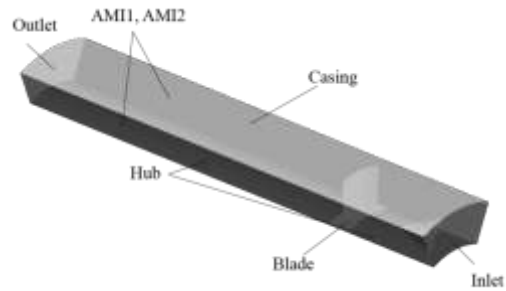
برگشت‌ناپذیری‌ها می‌تواند به علت انحراف بردارهای سرعت در لبه حمله، جدایی لایه مرزی، تعامل بین لایه‌های مرزی جداره و نوک پره، و تعامل بین لایه‌های مرزی هاب و پره‌ها باشد. تعامل دنباله و لایه مرزی بطور قابل ملاحظه‌ای گشتاور تولید شده توسط پره را در مقادیر کم ضریب جریان به دلیل کاهش زاویه حمله جریان تحت‌تأثیر قرار می‌دهد. همه این عوامل باعث تولید انتروپی می‌شوند. در صورت عدم وجود تغییرات فاز و واکنش‌های شیمیایی، معادله نرخ تولید انتروپی محلی برای سیال نیوتنی تراکم‌ناپذیر می‌تواند به صورت زیر داده شود [۲۰]:

$$S_{\text{gen}}^m = \frac{k}{T_0^2} (\nabla T_0)^2 + \frac{\mu}{T_0} \varphi > 0 \quad (15)$$

که در آن، S_{gen}^m نرخ حجمی تولید انتروپی است که در واحد حجم محاسبه شده است. k ، T_0 ، μ و φ به ترتیب هدایت حرارتی، دمای مطلق محلی، ویسکوزیته و تابع اتلاف لزجت می‌باشند. همانطور که در معادله (۱۵) دیده می‌شود، نرخ تولید انتروپی و برگشت‌ناپذیری به دو بخش حرارتی و لزجت تقسیم شده است. بخش اول نشان‌دهنده تولید انتروپی به دلیل اختلاف دمای محدود است، اما بخش دوم نشان‌دهنده تولید انتروپی ناشی از اثرات لزجت (اصطکاک سیال) است. برای جریان همدمای در یک توربین ولز، سهم

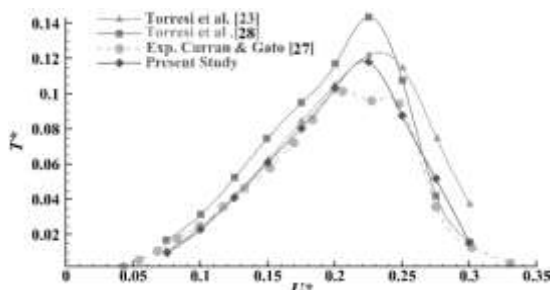


شکل (۵) شبکه محاسباتی: گسسته‌سازی سطوح پره و هاب.

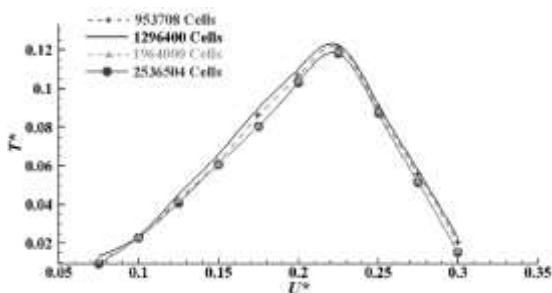


شکل (۴) دامنه محاسباتی و شرایط مرزی.

می‌توان آن را به این دلیل دانست که بر خلاف روش به کار گرفته شده در [۲۸]، در اینجا بخشی از هاب به همراه پره می‌چرخد و اثر مقاومت نیروهای اصطکاکی اعمال شده بر آن، که با ترم اصلی ناشی از فشار و ترم‌های تنش برشی روی سطح پره جمع شده است، در نظر گرفته شده است. به منظور بررسی استقلال از شبکه، چهار نوع شبکه به ترتیب شامل ۹۵۳۷۰۸، ۱۲۹۶۴۰۰، ۱۹۶۴۰۰۰ و ۲۵۳۶۵۰۴ سلول در نظر گرفته شد و شبکه‌ها بر اساس منحنی ضریب گشتاور بر حسب ضریب جریان مورد مقایسه گرفتند. همانطور که در شکل (۶-ب) مشاهده می‌شود نمودارهای مربوط به دو شبکه ۱۹۶۴۰۰۰ و ۲۵۳۶۵۰۴ کاملاً بر هم منطبق بوده و بنابراین شبکه ۱۹۶۴۰۰۰ بعنوان معیار در نظر گرفته می‌شود.



شکل (۶-الف) ضریب گشتاور، T^* .



شکل (۶-ب) استقلال از شبکه.

در حقیقت در اینجا به اصطلاح اوپن فوم دو ناحیه مجزا تعریف خواهد شد که یکی دارای چرخش و دیگری ثابت در نظر گرفته می‌شود. در اینجا ناحیه متحرک، روتور و ناحیه دیگر، استاتور نامگذاری شده‌اند.

در کار حاضر ابتدا از دو نوع شبکه کوپر-باسازمان^۱ و تمام ساختاریافته^۲ استفاده شد. در شبکه کوپر-باسازمان حجم موجود در شکاف و بالای ایرفویل به شکل کوپر شبکه‌بندی شده است. اما بدلیل مشکلاتی از قبیل هموار نبودن خوب شبکه در قسمت شکاف، نتایج نسبت به یک شبکه تمام ساختاریافته دارای خطای زیادی بود. استفاده از شبکه تمام ساختاریافته، باعث کنترل بهتر المان‌ها در روی ایرفویل و در قسمت شکاف خواهد شد. بنابراین شبکه مورد استفاده در این مقاله به صورت کاملاً باسازمان است. با استفاده از این شبکه جریان در شکاف بهتر مدل می‌شود. شبکه تولید شده با استفاده از نرم‌افزار گمبیت نسخه ۲،۴،۶ در شکل (۵) نشان داده شده است.

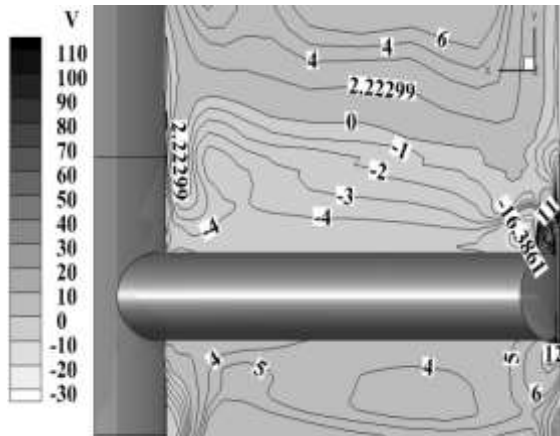
۶- اعتبارسنجی عددی

به منظور ارزیابی صحت‌سنجی حلگر عددی اوپن فوم، مقدار گشتاور بی‌بعد شده (T^*) در شکل (۶)، با داده‌های تجربی [۲۷] و عددی [۲۳ و ۲۸] موجود در طیف گسترده‌ای از ضرایب جریان، مورد مقایسه قرار گرفته است. ویژگی‌های توربین در جدول (۱) ارائه شده است.

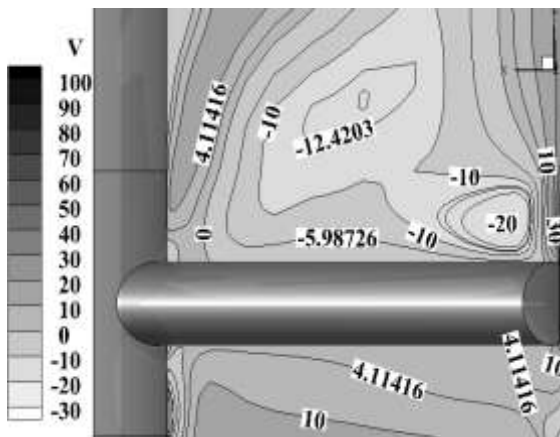
همانطور که در شکل (۶-الف) نشان داده شده است، نتایج حاصل از شبیه‌سازی حاضر مطابقت بسیار خوبی مخصوصاً با داده‌های تجربی دارد. برای موارد قبل از واماندگی اختلاف بسیار ناچیزی بین نتایج حاضر و توریسی و همکاران [۲۳] مشاهده می‌شود که هر دو نتایج بهتری را نسبت به توریسی و همکاران [۲۸] داده‌اند.

² Full-Structured

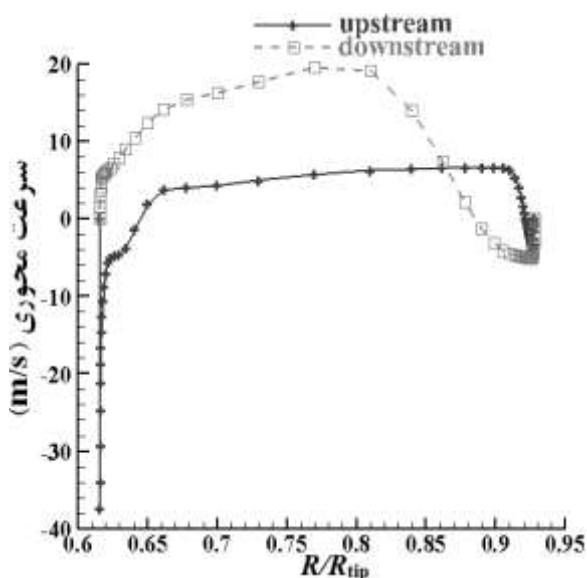
¹ Copper-Structured



شکل (۷) کانتور سرعت محوری روی صفحه نصف‌النهاری برای $U^* = 0.15$.



شکل (۸) کانتور سرعت محوری روی صفحه نصف‌النهاری برای $U^* = 0.275$.



شکل (۹) توزیع شعاعی سرعت محوری در صفحه نصف‌النهاری بین دو پره بالادست و پایین‌دست توربین برای $U^* = 0.15$.

جدول (۱) ویژگی‌های توربین.

تعداد پره	$N=8$	پروفیل	NACA0015
طول وتر	$c=0.125\text{m}$	شکاف نوک	$t_c=0.01c$
شعاع نوک	$R_t=0.3\text{m}$	طول محوری روتور	$b=0.48\text{m}$
نسبت هاب به نوک	$\rho=2/3$	سرعت زاویه‌ای	$\omega=2000\text{rpm}$
صلبیت	$\sigma=0.6366$		

۷- نتایج و بحث‌ها

۷-۱- آیرودینامیک توربین

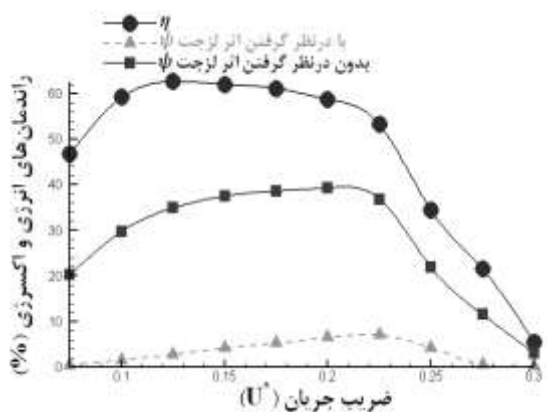
نتایج حاصل از شبیه‌سازی عددی برای نشان دادن رفتار دینامیکی دقیق سیال پایین دست توربین استفاده شده است. با مقایسه شکل (۷) و شکل (۸)، در سمت مکش پره قبل از جدایش ($U^* = 0.15$)، مقادیر منفی سرعت محوری کمتر از مقادیر منفی آن بعد از جدایش ($U^* = 0.275$) است که نشان‌دهنده وجود جریان‌های برگشتی شدید بعد از جدایش است و به خوبی می‌توان گردابه‌های پس از جدایش را در شکل (۸) دید. شکل‌های (۹) و (۱۰) پروفیل‌های سرعت محوری را در صفحه نصف‌النهاری بین دو پره در $1/10$ بالادست و $1/10$ پایین‌دست توربین برای ضرایب جریان $U^* = 0.15$ و $U^* = 0.275$ نشان می‌دهد. با مقایسه شکل‌های (۹) و (۱۰) می‌توان دریافت که در $U^* = 0.275$ مقادیر منفی سرعت محوری پایین‌دست تقریباً در اواسط طول پره اتفاق می‌افتد که نشان‌دهنده توسعه گردابه‌ها به علت جدایش در این نسبت جریان است. شکل‌های (۱۱) و (۱۲) توزیع ضریب فشار محلی روی سطح مکش و فشار پره در سه صفحه (در نزدیکی هاب، وسط دهانه و نزدیک نوک) برای دو مقدار U^* است که روند کیفی قابل قبولی را نشان می‌دهد.

مطابق با شکل (۱۱)، قبل از وقوع واماندگی ($U^* = 0.15$) از هاب به سمت نوک، مساحت محدود نمودار C_p ، و در نتیجه نیروی لیفت وارد بر پره، به ویژه در نزدیکی لبه حمله افزایش می‌یابد، اما پس از واماندگی ($U^* = 0.275$) از هاب به سمت نوک، با نزدیک شدن به لبه حمله فشار روی سطح مکش و فشار هردو افزایش می‌یابد که متناظر با اینکه مقدار افزایش روی کدام سطح بیشتر است نیروی لیفت را تحت تأثیر قرار می‌دهد.

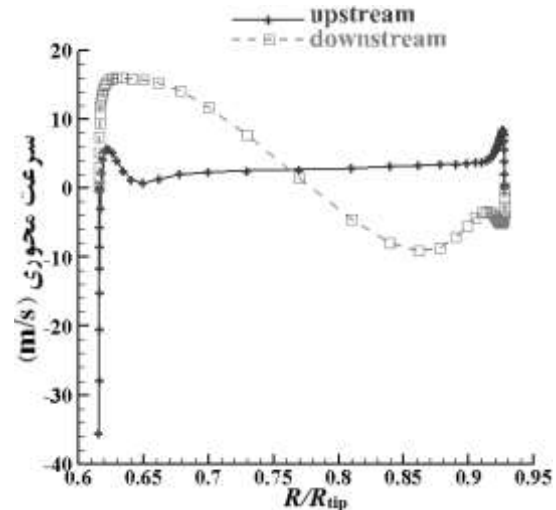
۷-۲- تحلیل قانون دوم توربین

تحلیل قانون دوم برای بررسی اثر عوامل برگشت‌ناپذیری به منظور توضیح بیشتر فرآیند تبدیل انرژی توربین ولز انجام شده است. در این مقاله برای اولین بار اثر ترم اتلاف ویسکوزیته نیز با سایر عوامل برگشت‌ناپذیری برای محاسبه راندمان قانون دوم جمع شده است. همانطور که در شکل (۱۳) مشاهده می‌شود، راندمان بطور قابل توجهی با افزایش ضریب جریان تا $U^* = 0.225$ به دلیل افزایش سریع گشتاور روتور افزایش می‌یابد. پس از آن، هنگامی که ضریب جریان بیش از $U^* = 0.225$ شد توربین شروع به واماندگی خواهد کرد.

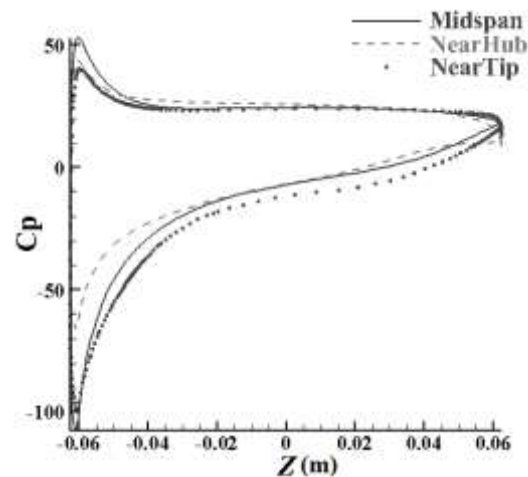
همانطور که از شکل (۱۳) واضح است، با احتساب ترم اتلاف ویسکوزی در محاسبه اکسرژی جریان، راندمان قانون دوم به شدت افت می‌کند که این نشان‌دهنده اهمیت بالای تولید انتروپی ناشی از اثرات لزجت (اصطکاک سیال) است. نرخ تولید انتروپی ویسکوز محلی پره در ضریب جریان طراحی $U^* = 0.225$ در شکل (۱۴) نشان داده شده است. توجه به این شکل، تولید انتروپی از لبه حمله به لبه فرار کاهش می‌یابد و همچنین، تولید انتروپی و تغییر ممنتوم در لبه حمله پره از هاب به نوک افزایش می‌یابد که بر اهمیت برگشت‌ناپذیری‌ها و اتلافات در این منطقه تاکید دارد. علاوه بر این بالاترین مقدار تولید انتروپی در نزدیکی نوک پره به دلیل تعامل لایه‌های مرزی بین جداره و نوک پره رخ داده است. از این رو، اندازه منطقه عبور لقی نوک پره تأثیر بالایی بر روی عملکرد توربین ولز دارد. منطقه تولید انتروپی پایین در سمت فشار و مکش پره بدلیل وجود گرادیان سرعت پایین تر مشاهده می‌شود.



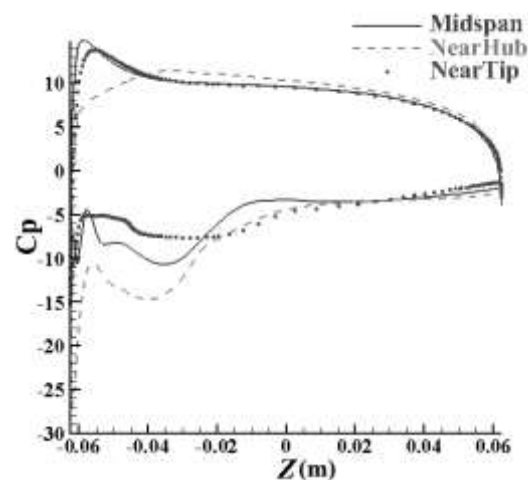
شکل (۱۳) مقایسه راندمان‌های قانون اول و دوم.



شکل (۱۰) توزیع شعاعی سرعت محوری در صفحه نصف‌النهاری بین دو پره بالادست و پایین‌دست توربین برای $U^* = 0.275$.

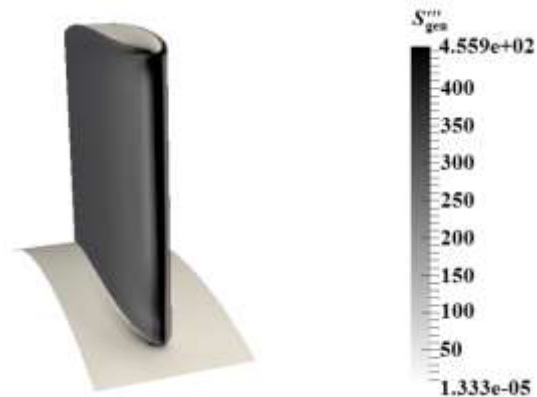


شکل (۱۱) توزیع ضریب فشار در نزدیک هاب، میانه طول پره و نزدیک نوک برای $U^* = 0.15$.



شکل (۱۲) توزیع ضریب فشار در نزدیک هاب، میانه طول پره و نزدیک نوک برای $U^* = 0.275$.

روی این توربین‌ها به منظور بهبود عملکرد توربین ولز معطوف خواهد شد.



شکل (۱۴) توزیع نرخ تولید انرژی و اسکوز محلی روی پره.

در نتیجه، عملکرد توربین ولز می‌تواند بطور قابل توجهی با بهینه‌سازی پروفیل پره (بهینه‌سازی هندسی) در مناطق تولید انرژی بالا و کاهش تعامل بین روتور و لایه‌های مرزی در هاب و نوک پره بهبود یابد.

۸- نتیجه‌گیری

در این مقاله، تحلیل قانون دوم ترمودینامیک برای یک توربین ولز با طول وتر ثابت بطور عددی مورد بررسی قرار گرفت. این تحلیل با حل معادلات سه‌بعدی ناویر-استوکس رینولدز متوسط و مدل آشفتگی اسپالارت-آلماراس توسط کد متن‌باز اوپن‌فوم انجام شد. توافق خوبی بین نتایج تجربی و محاسباتی با استفاده از شبکه کاملاً باسازمان متشکل از ۱۹۶۴۰۰۰ سلول حاصل شده است. ب

رای اولین بار در این مقاله اثر ترم اتلاف ویسکوزی در تولید انرژی نیز با اثرات دیگر برای محاسبه راندمان قانون دوم جمع شده است که با این حساب، برگشت‌ناپذیری ناشی از اتلاف ویسکوزیته باعث افت حدود ۹۰ درصدی راندمان قانون دوم شد، اما روند افزایش و کاهش راندمان‌ها قبل و بعد از وقوع واماندگی ($U^* = 0.225$) مشابه بود.

نتایج محاسباتی روی مسائل بسیار مهم توربین ولز که جدایش و تعامل لایه مرزی است متمرکز شده است. تحلیل سی اف دی حاضر تأثیر قابل توجه این مسائل را بر عملکرد توربین نشان می‌دهد. همچنین نتایج نشان می‌دهد که بیشترین نرخ تولید انرژی و تغییر ممنتوم در لبه حمله و از هاب به سمت نوک رخ می‌دهد. بنابراین بهینه‌سازی هندسه پره در این منطقه می‌تواند بهبود قابل توجهی در عملکرد توربین ولز به خصوص در نزدیکی نقطه واماندگی ایجاد کند. پژوهش‌های آینده بر روش‌های کنترل جریان

۹- مراجع

- [1] Zabihian, F. and Fung, A. S., "Review of Marine Renewable Energies: Case Study of Iran", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol.15, No.5, p.2461-2474, 2011.
- [2] Dhanasekaran, T. and Govardhan, M., "Computational Analysis of Performance and Flow Investigation on Wells Turbine for Wave Energy Conversion", *Renewable energy*, Vol.30, No.14, p.2129-2147, 2005.
- [3] Starzmann, R. and Carolus, T., "Effect of Blade Skew Strategies on the Operating Range and Aeroacoustic Performance of the Wells Turbine", *Journal of Turbomachinery*, Vol.136, No.1, p.3-11, 2014.
- [4] Brito-Melo, A., Gato, L. and Sarmiento, A., "Analysis of Wells Turbine Design Parameters by Numerical Simulation of the OWC Performance", *Ocean Engineering*, Vol.29, No.12, pp.1463-1477, 2002.
- [5] Takao, M., Thakker, A., Abdulhadi, R., and Setoguchi, T., "Effect of Blade Profile on the performance of Large-Scale Wells Turbine", In *The Fourteenth International Offshore and Polar Engineering Conference*, International Society of Offshore and Polar Engineers, Toulon, France, May 23-28, 2004.
- [6] Gato, L. M. C. , and Falcão, A. D. O., "Aerodynamics of the Wells Turbine", *International Journal of Mechanical Sciences*, Vol.30, No.6, p.383-395, 1988.
- [7] Setoguchi, T. , Takao, M. and Kaneko, K., "A Comparison of Performances of Turbines for Wave Power Conversion", *International Journal of Rotating Machinery*, Vol.6, No.2, p.129-134, 2000.
- [8] Dixon, S. L., "Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery", London: Butterworth-Heinemann, 2005.
- [9] Raghunathan, S., Curran, R. and Whittaker, T. J. T., "Performance of the Islay Wells air turbine", *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, Vol.209, No.1, p.55-62, 1995.
- [10] Gato, L. C., de, A. F. and Falcao, O., "On the Theory of the Wells Turbine", *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, *Transactions of the American Society of Mechanical Engineers*, Vol.106, No.3, p.628-633, 1984.
- [11] Watterson, J. and Raghunathan, S., "Computed Effects of Tip Clearance on Wells Turbine Performance", in *35th Aerospace Sciences Meeting & Exhibit*, AIAA paper 97-0994, Reno, NV, U.S.A, January 6-9, 1997.

- Simulation of a High Solidity Wells Turbine”, *Renewable Energy*, Vol.33, No.4, p.735-747, 2008.
- [24] Raghunathan, S., “A Methodology for Wells Turbine Design for Wave Energy Conversion, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy”, Vol. 209, No.3, p. 221-232, 1995.
- [25] Open FOAM Foundation Releases Open FOAM 2.3.1, Accessed on 10th December 2014; <http://www.openfoam.org/version2.3.1/>
- [26] Digraaskar, D. A., “Simulations of Flow Over Wind Turbines”, University of Massachusetts Amherst, p.18, 2010.
- [27] Curran, R. and Gato, L. M. C., “The Energy Conversion Performance of Several Types of Wells Turbine Designs”, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, Vol.211, No.2, pp.133-145, 1997.
- [28] Torresi, M., Camporeale, S. M., Pascazio, G. and Fortunato, B., “Fluid Dynamic Analysis of a Low Solidity Wells Turbine”, 591th Congresso ATI, Genova, Italy, 2004.
- [12] Watterson, J. and Raghunathan, S., “Computed Effects of Solidity on Wells Turbine Performance”, *JSME International Journal Series B*, Vol.41, No.1, p.177-183, 1998.
- [13] Thakker, A., Frawley, P., Daly, J. and Bajjeet, E. S., “Preliminary 3D Computational Fluids Dynamics Analysis of the Wells Turbine”, in *The Tenth International Offshore and Polar Engineering Conference*, International Society of Offshore and Polar Engineers, Seattle, Washington, USA, May 28-June 2, 2000.
- [۱۴] فاطمی، سید حامد، ریاسی، علیرضا، نوربخش، سید احمد، مطالعه پارامتری توربین موج اقیانوسی (نوع ولز) بر روی بستر نوسانی شناور: آنالیز عددی، مجله مهندسی مکانیک مدرس، دوره ۱۴، شماره ۱۳، انتشارات جهان نو، صفحه ۱۷۷ الی ۸۵، ۱۳۹۳.
- [15] Haseli, Y., Dincer, I. and Naterer, G., “Thermodynamic Modeling of a Gas Turbine Cycle Combined with a Solid Oxide Fuel Cell”, *International Journal of Hydrogen Energy*, Vol.33, No.20, pp.5811-5822, 2008.
- [16] Pope, K., Dincer, I. and Naterer, G., “Energy and Exergy Efficiency Comparison of Horizontal and Vertical Axis Wind Turbines”, *Renewable Energy*, Vol.35, No.9, pp.2102-2111, 2010.
- [17] Bejan, A., “Entropy Generation Minimization”, CRC Press, Boca Raton, 1996.
- [18] Bejan, A., “Entropy Generation Minimization: the Method of Thermo dynamic Optimization of Finite-time Systems and Finite-Time Processes”, CRC Press, Boca Raton, FL, 1996.
- [19] Bejan, A., “A Study of Entropy Generation in Fundamental Convective Heat Transfer”, *Journal of Heat Transfer*, Vol.101. No.4, p.718-725, 1979.
- [20] Bejan, A., “The Thermodynamic Design of Heat and Mass Transfer Processes and Devices”, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Vol.8, No.4, p.258-276, 1987.
- [21] Shaaban, S., “Insight Analysis of Biplane Wells Turbine Performance”, *Energy Conversion and Management*, Vol.59. p.50-57, 2012.
- [22] Shehata, A. S., Saqr, K. M., Shehadeh, M., Xiao, Q. and Day, A. H., “Entropy Generation Due to Viscous Dissipation Around a Wells Turbine Blade: A Preliminary Numerical Study”, *Energy Procedia*, Vol.50, p.808-816, 2014.
- [23] Torresi, M., Camporeale, S. M., Strippoli, P. D. and Pascazio, G., “Accurate Numerical