

ارزیابی مبنا-آماري کاربرد روش‌های مستقیم در طراحی توربین‌های فرانسيس

علیرضا دنه‌دزفولی*

استاديار، گروه مهندسی مکانیک، دانشکده مهندسی، دانشگاه شهید چمران اهواز، ایران.

مسعود شفا

دانشجوی دکتری، گروه مهندسی مکانیک، دانشکده مهندسی، دانشگاه شهید چمران اهواز، ایران.

ابراهیم حاجی‌دولو

استاد، گروه مهندسی مکانیک، دانشکده مهندسی، دانشگاه شهید چمران اهواز، ایران.

مونا محمدی

دفتر فنی، معاونت توسعه و بهره‌برداری سدها، سازمان آب و برق خوزستان، اهواز، ایران.

چکیده

در این مقاله چهار روش کاربردی جهت طراحی مستقیم توربین فرانسيس مرور شده است. این چهار روش طراحی شامل روش‌های دی‌سیرو، موسونی، لیندستروم و لوگاریسی هستند. قابلیت اطمینان این روش‌ها با بازطراحی توربین فرانسيس سه نیروگاه شهید عباسپور، مسجد سلیمان و مارون مورد ارزیابی قرار گرفته است. ارزیابی صورت گرفته بر مبنای مطالعه آماری نتایج به دست آمده است. جامعه آماری مورد مطالعه شامل ۱۲ پارامتر عملکردی و هندسی توربین فرانسيس بوده است. سه پارامتر عملکردی این جامعه آماری شامل توان خروجی، سرعت دوران و سرعت مخصوص توربین می‌باشند. پارامترهای باقی‌مانده عبارت از پارامترهای هندسی استفاده شده برای طراحی چرخ، حلزونی و لوله مکش هستند. نتایج به دست آمده نشان می‌دهند که روش دی‌سیرو دقتی برابر و یا بزرگتر از سه روش طراحی دیگر در محاسبه ۶۷٪ پارامترها دارد. بیشینه خطای محاسباتی روش‌های موسونی، لیندستروم و لوگاریسی بزرگتر از ۱۵۰٪ است. نتیجه برجسته این مطالعه مربوط به ارائه یک الگوریتم ترکیبی جدید جهت طراحی مستقیم توربین فرانسيس می‌باشد. این الگوریتم می‌تواند با خطای کمتر از ۱۰٪ حدس اولیه اندازه بخش‌های مختلف توربین برای طراحی‌های بر مبنای دینامیک سیالات محاسباتی را ارائه دهد.

واژه‌های کلیدی: توربین فرانسيس؛ روش‌های طراحی مستقیم؛ ارزیابی آماری؛ چرخ؛ محفظه حلزونی؛ لوله مکش.

Statistical-based evaluation of direct methods application in Francis turbines design

A. Daneh-Dezfuli

Assistant Professor, Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Shahid Chamran University of Ahvaz, Ahvaz, Iran.

M. Shafa

Ph.D. Student, Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Shahid Chamran University of Ahvaz, Ahvaz, Iran.

E. Hajidalvaloo

Professor, Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Shahid Chamran University of Ahvaz, Ahvaz, Iran.

M. Mohammadi

Technical Department, Dams Development and Operation Deputy, KWPA, Ahvaz, Iran.

Abstract

Four applied methods in Francis turbine direct design have been surveyed in this paper. These four design methods include De Siervo, Mosonyi, Lindestrom and Lugaresi approaches. Reliability of these methods have evaluated by the redesign of Francis turbine at three powerplants: Abbaspour, Masjed soleyman and Marun. This evaluation is based on statistical study of obtained results. Studied statical population consist of 12 performance and geometrical parameters of Francis turbine. Three performance parameters of this statical population contain output power, rotational speed and specific speed of turbine. The rest are geometrical parameters used for runner, spiral and draft tube design. The obtained results show that De Siervo approach in calculation of the 67 % parameters has a precision equal or more than other three approaches. Maximum computational error of Mosonyi, Lindestrom and Lugaresi approaches is greater than 150 %. Highlighted result of current study belongs to the presentation of a new synthesized algorithm for Francis turbine direct design. This algorithm can present the initial size of various parts of turbine by less than 10% for CFD-based designs.

Keywords: Francis turbine; Direct Design Methods; Statistical Evaluation; Runner; Spiral Case; Draft Tube.

راستا می‌تواند گامی بزرگ در جهت توسعه صنعت توربین آبی محسوب گردد [۴ و ۳].

مطالعات متعددی به منظور طراحی هندسی بخش‌های متفاوت توربین‌های فرانسيس صورت گرفته است. این طراحی‌ها براساس روش‌های مستقیم [۵]، معکوس [۶]، برازش منحنی [۷] و نگاشت هم‌دیس [۸] هستند. روش‌های طراحی مستقیم از جمله مهم‌ترین روش‌های طراحی توربین‌های فرانسيس هستند.

یکی از روش‌های طراحی مستقیم چرخ توربین‌های فرانسيس، روش

۱- مقدمه

در ۲ دهه اخیر تلاش‌های بسیاری در جهت استفاده از انرژی آب در سطح کشور صورت گرفته و در این راستا نیروگاه‌های آبی متعددی به خصوص در استان خوزستان به مرحله بهره‌برداری رسیده‌اند [۱ و ۲]. علی‌رغم تمامی این تلاش‌ها و موفقیت‌های بدست آمده، تکنولوژی و فناوری نیروگاه‌های آبی به خصوص در زمینه طراحی و ساخت توربین آبی مورد توجه چندانی قرار نگرفته است. بنابراین هر گونه کوشش در این

باوت [۹] است که از معادلات تجربی جهت محاسبه پارامترهای هندسی چرخ توربین استفاده می‌کند. سرعت مخصوص بی‌بعد در روش باوت، پارامتری کلیدی جهت برآورد کلیه ابعاد توربین است. ملوس و بارگلازن [۱۰] در مورد بهسازی چرخ توربین فرانسسیس هد یا ارتفاع متوسط با استفاده از تکنیک طراحی به کمک کامپیوتر بررسی کردند. در این بررسی روش باوت را برای محاسبه کانال‌های نصف‌النهاری و اسپیلین‌های تیغه به کار گرفته‌اند [۱۱]. علاوه بر این از روش قوس‌های سهموی برای یافتن پروفیل لبه‌های حمله و فرار استفاده شده است [۱۲]. طراحی توربین فرانسسیس فرآیندی زمان‌بر است. نوربخش و همکاران [۱۳] روشی جدید جهت کاهش زمان طراحی ارائه کردند. با این روش، منحنی‌های هاب و شروود توربین در صفحه نصف‌النهاری و بر اساس رابطه تجربی باوت قابل محاسبه است. سپس توسط روش نگاشت همدیس، منحنی‌های لبه‌های حمله و فرار تیغه‌های چرخ در صفحه عمودی به دست می‌آید.

خانال و همکاران [۱۴] از روش طراحی مستقیم سینگ تاپا و همکاران [۱۵] برای بهینه‌سازی طراحی توربین فرانسسیس جهت کاهش سایش در پره‌ها استفاده کردند. روابط استفاده شده در این روش با فرض مقادیر ۰/۵ و ۹۶ درصد به ترتیب برای درجه بازتابی و بازدهی توربین استخراج شده‌اند. همچنین فرض شده است که جریان خروجی از توربین کاملاً به صورت عمود بر سطح یا نرمال خارج می‌شود. بیسواکارما و شرستا [۱۶] گزارشی از فرآیند طراحی مستقیم ابعاد هندسی یک توربین را ارائه دادند. در این گزارش مجموعه‌ای از فرمول‌ها جهت طراحی گام به گام توربین آورده شده است. هندسه منحنی‌های هاب و شروود به صورت ۲ کمان بیضوی در این مدل‌سازی ریاضی در نظر گرفته شده است.

دی‌سیرو و دلاوا [۱۷] با بررسی تعداد زیادی از توربین‌های ساخته شده دریافتند که سرعت مخصوص توربین فرانسسیس با توان در نقطه کاری با هد ۰/۶۲۵ هد طراحی، رابطه معکوس داشته و قطر خروجی چرخ توربین با استفاده از دبی طراحی قابل محاسبه است. همچنین ابعاد محفظه حلزونی، چرخ توربین و لوله مکش بر مبنای سرعت مخصوص و قطر خروجی چرخ توربین محاسبه می‌شوند. پس از آن، لوگاریسی و ماسا [۱۸] روابط دی‌سیرو و دلاوا برای توربین فرانسسیس را تصحیح نمودند. این تصحیح بر اساس آزمایش‌هایی مشابه با تحقیق دی‌سیرو و دلاوا صورت گرفته و رابطه سرعت مخصوص بر حسب هد، دبی و دور توربین ارائه شده است. نتایج نشان می‌دهند که در این تصحیحات مقادیر ثابت‌های عددی روابط تغییر کرده‌اند. موسونی [۱۹] در کتاب خود با عنوان توسعه نیروگاه‌های هد بالا و هد پایین، روابط تجربی جهت محاسبه ابعاد توربین فرانسسیس را به دست آورد. موسونی از روابط مشابه با روابط لوگاریسی و ماسا استفاده نموده است. با این تفاوت که یک رابطه تجربی دیگر برای محاسبه قطر چرخ در نظر گرفته است. نتایج این کتاب نشان داد که براساس بازده طراحی ۹۰ درصد برای توربین فرانسسیس، سرعت مخصوص توربین با توان در نقطه کاری با هد ۰/۶ هد طراحی رابطه معکوس دارد. لیندستروم [۲۰] به توسعه نتایج موسونی بر اساس

یک رابطه دیگر برای محاسبه قطر چرخ پرداخت.

گاردون [۲۱] روابطی تحلیلی به منظور محاسبه عدد توما و هد مکش در توربین فرانسسیس را ارائه داد. آلبوکورکه و همکاران [۲۲] راهکاری به منظور بهینه‌سازی طراحی توربین فرانسسیس ارائه دادند. در این روش که بر مبنای تحلیل خط جریان بود، از چندین رابطه تجربی استفاده شده است. در کار آنها با مقایسه متغیرهای طراحی و نقطه عملکرد، بازده توربین بهبود بخشیده می‌شود. محمدی و همکاران [۲۳] طراحی توربین فرانسسیس را با استفاده از روابط تحلیلی و نرم‌افزار TURBNPRO بررسی کرده‌اند. نتایج به دست آمده نشان داد که ۴ پارامتر فاصله میان مرکز ورودی محفظه حلزونی تا مرکز چرخ، فاصله شعاعی محفظه حلزونی، فاصله شعاعی مرکز محفظه حلزونی تا قسمت سمت راست آن و عدد توما در روابط تحلیلی و ۶ پارامتر سرعت فرار، قطر خروجی چرخ توربین، قطر شافت، عرض ورودی محفظه حلزونی، فاصله شعاعی مرکز محفظه حلزونی تا سمت چپ آن و عدد توما در تحلیل نرم‌افزاری دارای خطای مناسب در مقایسه با مقادیر واقعی نیروگاهی هستند.

آلتیمی^۱ و همکاران [۲۴] با استفاده از شبیه‌سازی و در مقیاس واقعی توربین فرانسسیس را مدل‌سازی کردند. در هندسه مورد استفاده لوله‌مکش ساده‌سازی شده بود. نتایج کار در دو حالت بار جزئی (۷۰٪ دبی طراحی) و بهترین نقطه کارایی بررسی گشت. آنها تزریق آب را از دو مکان مرکز چرخ و پیرامون لوله‌مکش انجام دادند. در حالت بار جزئی دامنه نوسانات فشار ۸٪ بود در حالی که همین پارامتر برای بهترین نقطه کارایی کمتر از ۱٪ شد. تزریق آب با دبی‌های ۴٪ و ۶٪ دبی کل از مرکز چرخ انجام گشت که در حالت بار جزئی به ترتیب ۴۰٪ و ۷۵٪ دامنه نوسان را کاهش داد، در حالی که برای همین شرایط مشابه و تزریق از پیرامون نتیجه مطلوبی حاصل نگشت. توان تولیدی با تزریق در بهترین نقطه کارایی تغییر نکرد، در حالی که برای بار جزئی و در حالات تزریق از مرکز و پیرامون به ترتیب ۲/۵٪ و ۰/۵٪ کاهش داشت. مطلب ذکر شده نشان می‌دهد روش تزریق آب بدون پرداخت جریمه کاهش تولید، می‌تواند انجام گردد. ستوده و همکاران [۲۵] در کاری عددی و با استفاده از نرم‌افزار CFX اثرات تغییرات بار را در توربین فرانسسیس مورد مطالعه قرار دادند. آنها از پروژه فرانسسیس ۹۹ مربوط به دانشگاه NTNU^۲ جهت شبیه‌سازی استفاده کردند. مدل توربولانس مورد استفاده SAS-SST (مدل بر پایه SST k- ω) بود. گام زمانی حل، ۳ درجه چرخش چرخ (۰/۰۱۵ ثانیه) در نظر گرفته شد تا جواب معنادار گردد. همچنین به منظور دقت حل شبکه ریز با $y^+ = 30$ در نزدیکی چرخ استفاده شده است. حداکثر خطای پیش‌بینی سرعت محوری در بهترین نقطه کارایی ۱۵٪ بود.

یو^۳ و همکاران [۲۶] با استفاده از شبیه‌سازی و با اصلاح مخروطی چرخ اثر این پدیده را بر کاهش نوسانات توربین بررسی کردند. ایشان از نرم‌افزار CFX و مدل توربولانس PANS^۴ استفاده نمودند. شبیه‌سازی در دو عدد کاویتاسیون^۵ (۰/۱۲ و ۰/۰۳) انجام شد. تغییر هندسه با

^۱ Partially averaged navier stokes

^۲ Cavitation number

^۱ Altimemy

^۲ Norges teknisk-naturvitenskaplige universitet

^۳ Yu

- ۱- ماریپیچی لگاریتمی
- ۲- کمان دایروی
- ۳- ماریپیچی هذلولوی

که در ۴ روش لگاریتمی، هذلولوی-هذلولوی، دایروی-هذلولوی و لگاریتمی-هذلولوی به کار گرفته شدند. نتایج کار آنها نشان داد بیشترین بازده مربوط به روش هذلولوی-هذلولوی با ۹۴/۶۴٪ بود. همچنین کمترین افت در حالت لگاریتمی با ۲۱/۲۷٪ اتفاق افتاد. سلیوگلو^۶ و همکاران [۳۱] با استفاده از شبیه‌سازی توربین نیروگاه کپز^۷ ترکیه را بهینه کردند. در این کار از نرم‌افزار CFX و مدل توربولانسی SST $k-\omega$ استفاده گشت. ایشان با تقسیم چرخ به ۵ قسمت و تغییر زوایا و ضخامت‌ها توربین را مدل کردند. سرانجام حالتی که کمترین نرخ کاویتاسیون اتفاق افتاد به عنوان حالت بهینه انتخاب گشت و هیل چارت با استفاده از ۳۳ نقطه ترسیم شد.

همانطور که از مرور مقالات ارائه شده بر می‌آید، فرآیندهای متفاوتی جهت طراحی پارامترهای هیدرولیکی و ابعادی توربین فرانسسیس ارائه شده است. کارهای عددی زیادی در زمینه کاهش اثرات گرداب انجام گشته است که به دلیل محدودیت گام زمانی و نیاز به شبکه ریز مستلزم تجهیزات کامپیوتری قوی می‌باشند. هدف از انجام تحقیق حاضر پیدا کردن روشی مناسب با حداقل خطا در طراحی اجزای توربین فرانسسیس است. یکی از مواردی که در تحقیقات گذشته به آن پرداخته نشده است مقایسه توانایی روش‌های مختلف و دقت آن‌ها در محاسبه پارامترهای توربین است. نوآوری مطالعه حاضر در ارائه یک الگوریتم ترکیبی جهت برآورد حدس اولیه اندازه‌های مختلف اجزای توربین با کمترین خطای محاسباتی برای طراحی بر مبنای دینامیک سیالات محاسباتی است.

این الگوریتم می‌تواند طراحی‌های عددی پیچیده و زمان‌بر توربین‌های فرانسسیس را کاهش داده و زودتر به جواب برساند. جامعه آماری مطالعه حاضر شامل ۴ روش طراحی دی‌سیرو و دلاوا، روش لوگاریسی و ماسا، روش موسونی و روش لیندستروم است. جهت اعتبارسنجی توانایی هر روش در محاسبه صحیح ابعاد یک توربین فرانسسیس، از مقایسه نتایج حاصل از هر روش با نتایج واقعی موجود در توربین نیروگاه‌های آبی شهید عباسپور، مسجد سلیمان و مارون استفاده شده است.

ساختار این مقاله به این شکل است که در بخش بعد به بیان مساله موردنظر در این تحقیق پرداخته شده است. سپس در ۴ بخش به صورت مجزا به ارائه روابط مورد استفاده در هر روش طراحی پرداخته می‌گردد. در ادامه به ارائه نتایج حاصل از ارزیابی‌های آماری اشاره می‌شود. در بخش آخر و نهایی جمع‌بندی و نتیجه‌گیری پایانی بیان گردیده است.

۲- مبانی و روش‌ها

۱-۲- بیان مسئله

توربین‌های فرانسسیس المان‌های اساسی در تبدیل انرژی هیدرولیک

ایجاد شیار روی مخروطی چرخ صورت گرفت. در حالت عدد کاویتاسیون ۰/۱۲، کاویتاسیون رخ نداد و شیار باعث کاهش ۳۵ درصدی دامنه نوسانات بدون تغییر در فرکانس گشت. همچنین در عدد کاویتاسیون ۰/۰۳ کاویتاسیون اتفاق افتاد که با افزودن شیار دامنه کاویتاسیون و گرداب به ترتیب ۸۰ و ۳۷ درصد کاهش داشت. در این حالت نیز افزودن شیار تاثیری بر تغییر فرکانس گرداب نداشت. محمدی [۲۷] در رساله دکترای خود با استفاده از شبیه‌سازی اثر روش‌های توربولانسی مختلف در شبیه‌سازی گرداب را بررسی کرد. این کار با استفاده از نرم‌افزار فلوئنت و در سه هندسه (تقارن محوری دوبعدی، دیفیوزر مستقیم و واقعی) با توجه به نتایج تجربی پروژه فلیندت انجام شده است. روش‌های آشفتگی مورد بررسی $k-\epsilon$, SST, $k-\omega$, RSM, RNG, Realizable, $k-\epsilon$ و DES بودند. بهترین روش برای هندسه‌های تقارن محوری دوبعدی و واقعی SST $k-\omega$ و در هندسه دیفیوزر مستقیم $k-\epsilon$ تعیین گشت. همچنین روش‌های گسسته سازی و کوپل سرعت - فشار بررسی شدند. نتایج کار او نشان داد روش گسسته‌سازی مومنوم کوپیک در هندسه دو بعدی تقارن محوری و روش پاورلاو در سایر هندسه‌ها بهترین جواب را داشتند. برای گسسته‌سازی گرداب، گسسته‌سازی فشار و کوپل سرعت - فشار به ترتیب روش‌های گرین گاوس، استاندارد و سیمپل برای کلیه هندسه‌ها مناسب‌ترین جواب را نشان دادند.

چنگ^۱ و همکاران [۲۸] در کاری عددی دو پارامتر جدید را برای شناسایی طناب گرداب بیان کردند. ایشان از نرم‌افزار CFX و مدل توربولانسی VLES جهت شبیه‌سازی استفاده نمودند. این مدل روشی هیبریدی بین LES و $k-\omega$ استاندارد است. دو پارامتر ابداعی نویسندگان مشتق سرعت در شعاع (G) و عدد قدرت گرداب (V_s) بودند. ایشان بیان کردند هر دو پارامتر مذکور با قدرت گرداب رابطه مستقیم دارند. نتایج شبیه‌سازی آنها برای دو نوع توربین A و B به ترتیب با قطر چرخ متفاوت ۳۵۰ و ۵۰۰ میلی‌متر نشان داد که پارامترهای G و V_s برای توربین A که گرداب بزرگ‌تری داشت بیشتر بود، که صحت عملکرد پارامترهای مذکور را نشان می‌داد.

گاریلو^۲ و همکاران [۲۹] در کاری عددی به بررسی قدرت روش‌های توربولانسی مختلف در پیش‌بینی ویژگی گرداب پرداختند. ایشان از پروژه توربین فرانسسیس ۹۹ جهت صحت‌سنجی استفاده کردند. شرایط حل ۳۵٪ دبی (در بار جزئی) و با استفاده از روش MRF بود. سه روش توربولانسی $f-\zeta$, RSM (SSG) و هیبریدی^۳ ($f-\zeta-LES$) مورد استفاده قرار گرفت. نتایج نشان داد دو روش RSM و هیبریدی دقت بیشتری در پیش‌بینی رفتار نوسانات فشار دارند.

آریسپ^۴ و همکاران [۳۰] در کاری تحلیلی به بهینه‌سازی ابعاد زانویی لوله‌مکش پرداختند. لوله‌مکش مورد استفاده مربوط به پروژه گم^۵ دانشگاه EPFL بود. سه منحنی مورد استفاده برای بهینه‌سازی عبارتند از:

⁵ Gamm

⁶ Celebioglu

⁷ kepez

¹ Cheng

² Gavrilov

³ Hybrid

⁴ Arispe

موجود در نیروگاه‌های آبی به انرژی الکتریکی هستند. طراحی صحیح این ماشین‌ها تاثیر مستقیم بر بازدهی یک نیروگاه آبی دارد. مساله طراحی توربین فرانسيس شامل محاسبه پارامترهای متفاوتی است. در اینجا محاسبه ۳ پارامتر عملکردی توربین و ۹ پارامتر هندسی توربین فرانسيس مورد مطالعه قرار گرفته‌اند. مجموع این ۱۲ پارامتر به همراه تعريف هر یک در جدول ۱ لیست شده‌اند. شایان ذکر است که تعريف هر نماد و واحد آن در طول این مقاله مطابق با مندرجات جدول ۱ است. همانطور که مشاهده می‌شود، تقسیم‌بندی هر دسته از ۱۲ پارامتر عملکردی و هندسی توربین در جدول ۱ نشان داده شده است. مقادیر ۳ پارامتر عملکردی جدول ۱ تابعی از مشخصات هیدرولیکی محل نصب توربین هستند. مشخصات هیدرولیکی محل نصب شامل اندازه هد خالص و دبی جریان بالادست توربین می‌باشند.

جدول ۱- پارامترهای عملکردی و هندسی مورد مطالعه

ردیف	پارامتر	نماد	واحد
پارامترهای عملکردی			
۱	توان خروجی	P	مگاوات
۲	سرعت دوران	n	دور بر دقیقه
۳	سرعت مخصوص	n_s	بی‌بعد
پارامترهای هندسی			
۴	قطر ورودی چرخ	D_1	متر
۵	قطر خروجی چرخ	D_2	متر
۶	فاصله پره هدایت کننده تا بالای چرخ	H_1	متر
۷	فاصله پره هدایت کننده تا پایین چرخ	H_2	متر
۸	عرض ورودی حلزونی	A	متر
۹	فاصله مرکز ورودی حلزونی تا مرکز آن	B	متر
۱۰	شعاع حلزونی	C	متر
۱۱	فاصله قطر خروجی چرخ تا کف لوله مکش	N	متر
۱۲	عرض انتهای لوله مکش	Z	متر

مقادیر پارامترهای هندسی جدول ۱ تابعی از انتخاب روش طراحی توربین هستند. پارامترهای هندسی مورد استفاده در ارزیابی آماری حاضر متعلق به ابعاد بخش‌های متفاوت توربین می‌باشند. ۴ پارامتر هندسی D_1 ، D_2 ، H_1 و H_2 ابعاد مختلف یک چرخ را توصیف می‌کنند. جانمایی هر یک از این ۴ پارامتر در شکل ۱ نشان داده شده است. ۳ پارامتر هندسی A، B و C ابعاد مورد استفاده در طراحی محفظه حلزونی توربین هستند. شکل ۲ نمایی از جانمایی ابعاد مورد نظر در محفظه حلزونی توربین را نشان می‌دهد. در نهایت، ۲ پارامتر N و Z بیان‌کننده ابعاد طراحی مورد استفاده در طراحی لوله مکش توربین هستند که موقعیت هندسی آن‌ها در شکل ۳ آورده شده است.

در این مقاله دقت ۴ روش طراحی دی‌سیرو و دلاوا، روش لوگاریسی و ماسا، روش موسونی و روش لیندستروم در محاسبه صحیح پارامترهای عملکردی و هندسی مندرج در جدول ۱ به طور خاص مورد ارزیابی آماری قرار خواهد گرفت. در ادامه جزئیات و نحوه محاسبات هر پارامتر

در ۴ روش مورد نظر توضیح داده شده است. هد (H)، دبی (Q) و بازده توربین (η) معمولاً داده‌های اصلی برای پروژه‌های طراحی توربین هستند. جدول ۲، هد و دبی را برای ۳ نیروگاه شهید عباسپور، مسجد سلیمان و مارون نشان می‌دهد.

جدول ۲- اطلاعات هد و دبی در نیروگاه‌های مورد بررسی

ردیف	نیروگاه	هد (متر)	دبی (متر مکعب بر ثانیه)
۱	شهید عباسپور	۱۵۸	۱۹۴
۲	مسجد سلیمان	۱۴۰	۱۹۰
۳	مارون	۱۲۱	۷۰

با توجه به این مقادیر، توان خروجی توربین با رابطه $P = \eta \rho H Q$ محاسبه می‌گردد. با در نظر گرفتن مقدار بازده ۹۰٪، فرآیند محاسبه گام به گام پارامترهای عملکردی و هندسی بر روش‌های مختلف ارائه شده است.

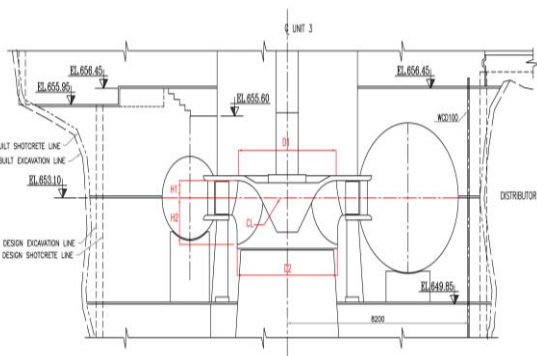
۲-۲- روش دی‌سیرو و دلاوا

در این بخش روش طراحی دی‌سیرو و دلاوا در محاسبه مقادیر پارامترهای عملکردی و هندسی توربین فرانسيس ارائه شده است. روابط بیان شده براساس فرمول‌بندی مرجع [۱۷] هستند. برای استفاده از این روش طراحی لازم است تا ابتدا سرعت مخصوص براساس رابطه تجربی زیر به ازای مقدار هد محاسبه شود.

$$n_s = 3470H^{-0.625} \quad (1)$$

در رابطه (۱)، H مبین هد خالص بر حسب متر است. ضریب سرعت محیطی، k_u با استفاده از تابع میان‌یاب (۲) به دست می‌آید.

$$k_u = 0.31 + 0.0025n_s \quad (2)$$



شکل ۱- جانمایی پارامترهای هندسی چرخ (حروف قرمز رنگ) [۳۲]

همچنین مقدار سرعت دوران با استفاده از تعريف سرعت مخصوص نظری و با رابطه (۳) برآورد می‌شود [۳۳].

$$n = \frac{n_s H^{1.25}}{3.65\sqrt{P}} \quad (3)$$

جهت محاسبه قطر خروجی از رابطه (۴) استفاده می‌گردد.

$$D_2 = 84.5k_u \frac{H^{0.5}}{n} \quad (4)$$

در فرآیند طراحی توربین در این بخش، مقدار قطر ورودی توربین با استفاده از رابطه تجربی زیر محاسبه می‌شود.

$$D_1 = (0.4 + \frac{94.5}{n_s})D_2 \quad (5)$$

$$Z = (2.63 + \frac{33.8}{n_s})D_2 \quad (12)$$

در ادامه از روش دی‌سیرو و دلاوا به منظور سهولت در تشریح، با نام روش دی‌سیرو یاد شده است.

۲-۳- روش موسونی

در این بخش روش طراحی موسونی در محاسبه مقادیر پارامترهای عملکردی و هندسی توربین فرانسویس ارائه شده است. روابط بیان شده براساس فرمول‌بندی مرجع [۱۹] هستند. برای استفاده از این روش طراحی لازم است تا ابتدا ضریب سرعت محیطی با استفاده از تقریب رابطه (۱۳) به دست آید.

$$k_u = 0.293 + 0.008 \ln n_q \quad (13)$$

سرعت مخصوص توسط رابطه تجربی زیر به ازای مقدار دبی محاسبه می‌شود.

$$n_q = \frac{1145}{H^{0.6}} \quad (14)$$

پس از آن، مقدار سرعت دوران توربین را می‌توان به صورت رابطه زیر به دست آورد.

$$n = n_q \frac{H^{0.75}}{Q^{0.5}} \quad (15)$$

در نهایت، مقدار سرعت مخصوص به صورت زیر محاسبه می‌شود [۳۴]:

$$n_s = \frac{n\sqrt{P}}{H^{1.25}} \quad (16)$$

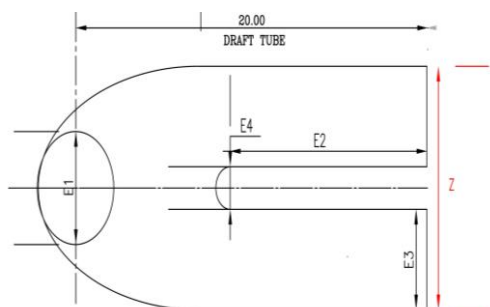
اندازه قطر خروجی چرخ در با استفاده از رابطه زیر محاسبه می‌شود.

$$D_2 = 84.6 k_u \frac{H^{0.5}}{n} \quad (17)$$

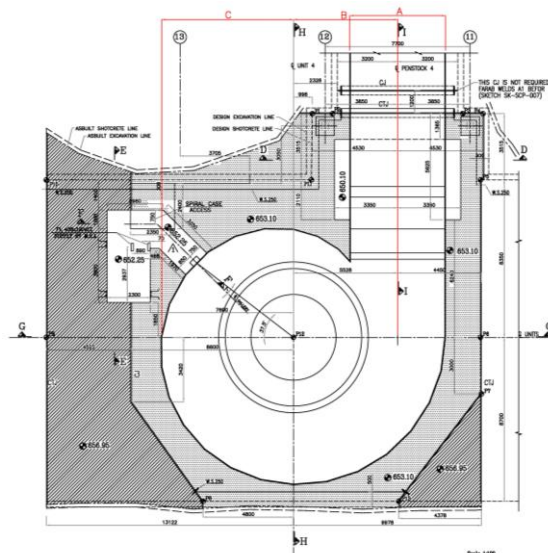
موسونی جهت محاسبه قطر ورودی چرخ از رابطه پیشنهادی شوايگر و گرگوری [۳۵] به صورت زیر استفاده کرده است.

$$D_1 = \frac{D_2}{0.46 + 0.00829 n_q} \quad (18)$$

موسونی برای محاسبه فاصله پره هدایت‌کننده تا بالای چرخ توربین و فاصله پره هدایت‌کننده تا پایین چرخ توربین از توابع میان‌یاب (۶) و (۷) در روش طراحی دی‌سیرو استفاده کرده است. ابعاد پارامترهای مختلف محفظه حلزونی شامل عرض ورودی، فاصله مرکز ورودی تا مرکز آن و همچنین شعاع محفظه حلزونی در روش طراحی موسونی به صورت



شکل ۳- جانمایی پارامترهای هندسی محفظه لوله مکش توربین (حروف قرمز رنگ) [۳۲]



شکل ۲- جانمایی پارامترهای هندسی محفظه حلزونی توربین (حروف قرمز رنگ) [۳۲]

برای محاسبه فاصله پره هدایت‌کننده تا بالای چرخ توربین و فاصله پره هدایت‌کننده تا پایین چرخ توربین از توابع میان‌یاب زیر استفاده می‌شود.

$$\frac{H_1}{D_2} = (0.094 + 0.00025 n_s) \quad (6)$$

$$\frac{H_2}{D_2} = \begin{cases} -0.05 + \frac{42}{n_s} & 50 < n_s < 110 \\ \frac{1}{3.16 - 0.0013 n_s} & 110 < n_s < 350 \end{cases} \quad (7)$$

ابعاد پارامترهای مختلف محفظه حلزونی شامل عرض ورودی، فاصله مرکز ورودی تا مرکز آن و همچنین شعاع محفظه حلزونی به صورت زیر محاسبه می‌شوند.

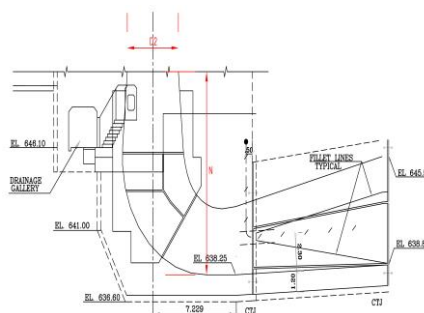
$$A = (1.2 - \frac{19.56}{n_s})D_2 \quad (8)$$

$$B = (1.1 - \frac{54.8}{n_s})D_2 \quad (9)$$

$$C = (1.32 - \frac{49.25}{n_s})D_2 \quad (10)$$

دی‌سیرو و دلاوا برای محاسبه ابعاد فاصله قطر خروجی چرخ تا کف لوله مکش و عرض انتهای آن، توابع میان‌یاب زیر را پیشنهاد دادند.

$$N = (1.54 + \frac{203.5}{n_s})D_2 \quad (11)$$



زیر محاسبه می‌شوند.

$$A = (-0.0813 + 0.773D_2)n_q^{0.1} \quad (19)$$

$$B = (0.362 + 1.889D_2)n_q^{0.1} \quad (20)$$

$$C = (0.162 + 2.288D_2)n_q^{0.1} \quad (21)$$

موسونی جهت به دست آوردن ابعاد فاصله قطر خروجی چرخ تا کف لوله مکش و عرض انتهایی آن، توابع میان‌یاب (۲۲) و (۲۳) را پیشنهاد داده است.

$$N = 0.428 + 2.812D_2 \quad (22)$$

$$Z = -0.568 + 2.741D_1 \quad (23)$$

۲-۴- روش لوگاریسی و ماسا

روش طراحی توربین لوگاریسی و ماسا بسیار شبیه به روش ارائه شده توسط موسونی است. تنها تفاوت این روش با روش قبل در نحوه محاسبه قطر خروجی چرخ است. لوگاریسی و ماسا جهت محاسبه قطر خروجی چرخ رابطه تجربی زیر را پیشنهاد داده‌اند [۱۸].

$$D_2 = 0.34Q^{0.5} \quad (24)$$

دیگر پارامترهای عملکردی و هندسی توربین در این روش عیناً مطابق با روابط ارائه شده در روش موسونی به دست می‌آیند. در ادامه به منظور سهولت در تشریح، روش لوگاریسی و ماسا با نام روش لوگاریسی خوانده شده است.

۲-۵- روش لیندستروم

روش طراحی توربین لیندستروم نیز همانند روش لوگاریسی و ماسا بسیار مشابه با روش ارائه شده توسط موسونی است. نحوه محاسبه قطر خروجی چرخ در این روش با استفاده از تقریب پیشنهادی لیندستروم به صورت زیر است [۲۰].

$$D_2 = 0.319Q^{0.5} \quad (25)$$

دیگر پارامترهای عملکردی و هندسی توربین در این روش نیز مطابق با روابط ارائه شده در روش موسونی محاسبه خواهند شد.

۳- نتایج

در این بخش به ارائه نتایج ارزیابی آماری ۴ روش طراحی تشریح شده پرداخته شده است. در ابتدا مقادیر واقعی، محاسبه شده و درصد خطای محاسبه ۱۲ پارامتر عملکردی و هندسی به دست آمده از روش‌های طراحی دی‌سیرو، موسونی، لوگاریسی و همچنین لیندستروم برای نیروگاه‌های شهید عباسپور، مسجد سلیمان و مارون به ترتیب در جدول‌های ۳ تا ۵ نشان داده شده‌اند. این مقادیر به صورت خطای نسبی ارائه شده‌اند. خطاهای نسبی پارامترها با استفاده از رابطه (۲۶) محاسبه شده‌اند.

$$\delta = \left(\frac{\Phi_{act} - \Phi_{cal}}{\Phi_{cal}} \right) \times 100 \quad (26)$$

که در آن، Φ_{act} ، Φ_{cal} و δ به ترتیب مقدار واقعی پارامتر، مقدار محاسبه شده پارامتر مورد نظر و درصد خطای محاسبات می‌باشند. در ادامه، متوسط خطای ۱۲ پارامتر مذکور محاسبه شده با روش‌های طراحی مختلف در شکل ۴ مقایسه شده‌اند.

از مشاهده شکل ۴ می‌توان دریافت که روش دی‌سیرو دارای حداکثر خطای ۳۷٫۹۷ درصد است. حداکثر خطای روش دی‌سیرو در محاسبه عرض انتهایی لوله مکش توربین فرانسویس نیروگاه برق آبی اتفاق افتاده است. همچنین در این شکل، روش‌های موسونی، لیندستروم و لوگاریسی دارای حداکثر خطای محاسباتی به ترتیب برابر با ۱۷۸٫۱۸، ۱۷۷٫۱۳ و ۱۹۴٫۶۲ درصد هستند.

نکته قابل توجه در آن است که هر ۳ روش طراحی، حداکثر خطای محاسباتی خود را در تعیین اندازه فاصله مرکز ورودی حلزونی توربین تا مرکز آن دارا می‌باشند. بعلاوه روش‌های موسونی و لیندستروم دارای حداکثر خطای محاسباتی بسیار نزدیک به یکدیگر هستند. در حالی که حداکثر خطای روش طراحی لوگاریسی تقریباً دارای اختلاف ۱۶ درصدی در تعیین اندازه فاصله مرکز ورودی حلزونی توربین

جدول ۳- مقدار واقعی، محاسبه شده و درصد خطای روش در طراحی توربین فرانسویس در نیروگاه شهید عباسپور

ردیف	پارامتر	مقدار واقعی	مقدار دی‌سیرو	خطای دی‌سیرو	مقدار موسونی	خطای موسونی	مقدار لیندستروم	خطای لیندستروم	مقدار لوگاریسی	خطای لوگاریسی
۱	P	۲۳۷	۲۷۰/۶۳	۱۴/۱۹	۲۷۰/۶۳	۱۴/۱۹	۲۷۰/۶۳	۱۴/۱۹	۲۷۰/۶۳	۱۴/۱۹
۲	n	۱۶۶/۶۷	۱۳۵/۴۷	۱۸/۷۲	۱۷۵/۷۷	۵/۴۶	۱۷۵/۷۷	۵/۴۶	۱۷۵/۷۷	۵/۴۶
۳	n _s	۱۴۴/۸۴	۱۴۶/۶۱	۱/۲۲	۱۹۰/۲۳	۳۱/۳۳	۱۹۰/۲۳	۳۱/۳۳	۱۹۰/۲۳	۳۱/۳۳
۴	D ₁	۵/۱۱	۵/۳۰	۱۵/۳۱	۴/۴۶	۳/۰۳	۴/۴۴	۲/۴۱	۴/۷۴	۲/۹۵
۵	D ₂	۴/۶۰	۵/۵۴	۸/۴۳	۴/۸۷	۴/۶۴	۴/۸۵	۵/۰۲	۵/۱۷	۱/۲۴
۶	H ₁	-۰/۵۶	-۰/۶۹	۲۳/۷۵	-۰/۴۹	۱۲/۲۳	-۰/۴۹	۱۲/۵۷	-۰/۵۲	۶/۸۲
۷	H ₂	۱/۵۶	۱/۷۹	۱۴/۵۱	۱/۷۴	۱۱/۴۶	۱/۷۳	۱۱/۰۳	۱/۸۵	۱۸/۳۳
۸	A	۴/۵۷	۵/۶۶	۲۳/۸۰	۵/۰۳	۹/۹۷	۵/۰۱	۹/۵۳	۵/۳۴	۱۶/۹۲
۹	B	۵/۰۴	۳/۸۵	۲۳/۵۷	۱۳/۱۲	۱۶۰/۲۹	۱۳/۰۷	۱۵۹/۳۱	۱۳/۸۹	۱۷۵/۶۷
۱۰	C	۶/۸۱	۵/۲۲	۲۳/۳۵	۱۵/۴۸	۱۲۷/۲۷	۱۵/۴۲	۱۲۶/۳۹	۱۶/۴۲	۱۴۱/۰۶
۱۱	N	۱۲/۵۶	۱۵/۵۳	۲۳/۶۵	۱۱/۲۳	۱۰/۵۷	۱۱/۱۹	۱۰/۹۱	۱۱/۹۰	۵/۲۷
۱۲	Z	۱۵/۰۱	۱۷/۶۶	۱۷/۶۴	۱۱/۶۶	۲۲/۳۵	۱۱/۶۱	۲۲/۶۷	۱۲/۴۱	۱۷/۳۳

جدول ۴- مقدار واقعی، محاسبه شده و درصد خطای روش در طراحی توربین فرانسویس در نیروگاه مسجد سلیمان

ردیف	پارامتر	مقدار واقعی	مقدار دی‌سیرو	خطای دی‌سیرو	مقدار موسونی	خطای موسونی	مقدار لیندستروم	خطای لیندستروم	مقدار لوگاریسی	خطای لوگاریسی
۱	P	۲۳۹/۹۲	۲۳۴/۸۵	۲/۱۱	۲۳۴/۸۵	۲/۱۱	۲۳۴/۸۵	۲/۱۱	۲۳۴/۸۵	۲/۱۱
۲	n	۱۸۷/۵۰	۱۳۴/۸۴	۲۸/۰۹	۱۷۴/۴۲	۶/۹۸	۱۷۴/۴۲	۶/۹۸	۱۷۴/۴۲	۶/۹۸
۳	n _s	۱۳۳/۴۵	۱۵۸/۱۲	۱۸/۴۹	۲۰۴/۵۴	۵۳/۲۷	۲۰۴/۵۴	۵۳/۲۷	۲۰۴/۵۴	۵۳/۲۷
۴	D ₁	۴/۴۴	۵/۲۳	۱۷/۹۰	۴/۴۲	۰/۲۸	۴/۴۰	۰/۱۸۸	۴/۶۹	۵/۶۵
۵	D ₂	۴/۰۶	۵/۲۲	۲۸/۵۱	۴/۶۶	۱۴/۷۳	۴/۶۳	۱۴/۰۴	۴/۹۳	۲۱/۵۵
۶	H ₁	۰/۷۹	۰/۷۰	۱۱/۶۰	۰/۵۱	۳۵/۸۹	۰/۵۰	۳۶/۲۸	۰/۵۴	۳۲/۰۸
۷	H ₂	۱/۷۱	۱/۷۷	۳/۵۲	۱/۷۱	۰/۲۷	۱/۷۰	۰/۱۸۷	۱/۸۱	۵/۶۶
۸	A	۵/۳۲	۵/۶۳	۵/۸۱	۵/۰۲	۵/۶۵	۴/۹۹	۶/۲۳	۵/۳۲	۰/۰۹
۹	B	۵/۵۸	۳/۹۴	۲۹/۴۲	۱۳/۱۱	۱۳۴/۸۱	۱۳/۰۳	۱۳۳/۴۶	۱۳/۸۶	۱۴۸/۱۹
۱۰	C	۷/۳۸	۵/۲۷	۲۸/۵۶	۱۵/۴۶	۱۰۹/۴۳	۱۵/۳۷	۱۰۸/۱۹	۱۶/۳۷	۱۲۱/۶۸
۱۱	N	۱۱/۷۹	۱۴/۷۸	۲۵/۴۰	۱۱/۱۶	۵/۳۳	۱۱/۱۰	۵/۸۷	۱۱/۸۰	۰/۰۸
۱۲	Z	۷/۷۸	۱۷/۰۹	۱۱۹/۶۶	۱۱/۵۶	۴۸/۵۱	۱۱/۴۸	۴۷/۵۸	۱۲/۲۸	۵۷/۷۷

فرانسویس نیروگاه تا مرکز آن را داراست.

با مطالعه بیشتر شکل ۴ می‌توان دریافت که روش‌های موسونی، لیندستروم، و لوگاریسی در تعیین اندازه شعاع حلزونی محفظه توربین فرانسویس نیروگاه به ترتیب ۱۵۲/۹۱، ۱۵۱/۹۳ و ۱۶۸/۲۵ درصد خطا دارند، که بسیار بیشتر از خطای روش دی‌سیرو (۲۴/۹۸٪) در محاسبه همین پارامتر است.

این در حالی است که خطای این روش‌های طراحی در تعیین اندازه عرض ورودی حلزونی با خطای محاسباتی روش دی‌سیرو تقریباً برابری می‌کند. بنابراین روش‌های موسونی، لیندستروم و لوگاریسی از میان ۳ پارامتر هندسی به کار رفته در طراحی محفظه حلزونی توربین، در ۲

پارامتر دارای خطای محاسباتی بسیار بزرگتری نسبت به روش دی‌سیرو هستند. علاوه بر این، خطای نسبی روش لوگاریسی از دو روش موسونی و لیندستروم بزرگ‌تر است.

در ارزیابی دیگری می‌توان در شکل ۴ مشاهده نمود که روش‌های موسونی، لیندستروم و لوگاریسی به ترتیب دارای خطای محاسباتی برابر با ۷/۵۱، ۷/۰۷ و ۱۴/۴۶ درصد در تعیین اندازه عرض انتهایی لوله مکش هستند.

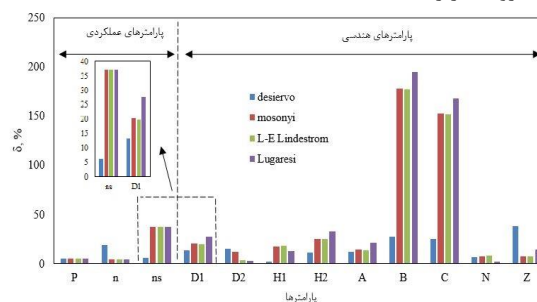
اگرچه ۲ روش موسونی و لیندستروم دارای خطای محاسباتی کوچکتری در تعیین اندازه عرض انتهایی لوله مکش نسبت به روش دی‌سیرو هستند، اما در مورد تعیین اندازه فاصله قطر خروجی چرخ تا

جدول ۵- مقدار واقعی، محاسبه شده و درصد خطای روش در طراحی توربین فرانسویس در نیروگاه مارون

ردیف	پارامتر	مقدار واقعی	مقدار دی‌سیرو	خطای دی‌سیرو	مقدار موسونی	خطای موسونی	مقدار لیندستروم	خطای لیندستروم	مقدار لوگاریسی	خطای لوگاریسی
۱	P	۷۶/۴۰	۷۴/۷۸	۲/۱۲	۷۴/۷۸	۲/۱۲	۷۴/۷۸	۲/۱۲	۷۴/۷۸	۲/۱۲
۲	n	۲۵۰/۰۰	۲۱۸/۱۳	۱۲/۷۵	۲۸۱/۱۴	۱۲/۴۵	۲۸۱/۱۴	۱۲/۴۵	۲۸۱/۱۴	۱۲/۴۵
۳	n _s	۱۷۲/۱۸	۱۷۳/۲۲	۰/۶۰	۲۲۳/۲۵	۲۹/۶۶	۲۲۳/۲۵	۲۹/۶۶	۲۲۳/۲۵	۲۹/۶۶
۴	D ₁	۲/۸۸	۳/۱۷	۱۰/۰۵	۲/۷۰	۶/۲۸	۲/۶۷	۷/۲۳	۲/۸۴	۱/۱۲
۵	D ₂	۲/۹۸	۲/۹۹	۰/۵۳	۲/۷۱	۸/۹۶	۲/۶۸	۹/۸۸	۲/۸۶	۳/۹۵
۶	H ₁	۰/۴۴	۰/۴۳	۱/۲۰	۰/۳۲	۲۶/۶۸	۰/۳۲	۲۷/۴۲	۰/۳۴	۲۲/۶۵
۷	H ₂	۰/۸۹	۱/۰۸	۲۰/۸۱	۱/۰۳	۱۴/۸۴	۱/۰۲	۱۳/۶۸	۱/۰۸	۲۱/۱۶
۸	A	۳/۳۰	۳/۴۴	۴/۳۰	۳/۰۴	۷/۹۴	۳/۰۱	۸/۹۱	۳/۲۱	۲/۶۶
۹	B	۳/۵۳	۲/۴۸	۲۹/۶۱	۸/۲۷	۱۳۴/۷۴	۸/۲۰	۱۳۲/۵۲	۸/۷۰	۱۴۶/۸۰
۱۰	C	۴/۱۷	۳/۲۸	۲۱/۲۹	۹/۶۰	۱۳۰/۵۱	۹/۵۱	۱۲۸/۲۴	۱۰/۱۲	۱۴۲/۸۷
۱۱	N	۱۲/۱۱	۸/۶۰	۲۹/۰۲	۶/۹۸	۴۲/۳۳	۶/۹۲	۴۲/۸۷	۷/۳۵	۳۹/۳۵
۱۲	Z	۹/۷۴	۱۰/۱۳	۴/۰۳	۶/۸۲	۲۹/۹۳	۶/۷۵	۳۰/۶۹	۷/۲۳	۲۵/۷۵

کف لوله مکش در توربین فرانسوی نیروگاه دارای رفتار متفاوتی هستند. به عبارت دیگر توابع میان‌یاب استفاده شده در ۲ روش موسونی و لیندستروم دارای دقت پایین‌تری نسبت به روش دی‌سیرو در تعیین اندازه مطلوب‌تر فاصله قطر خروجی چرخ تا کف لوله مکش می‌باشند. بنابراین روش‌های موسونی و لیندستروم در تقابل با روش طراحی دی‌سیرو، از میان ۲ پارامتر هندسی به کار رفته در طراحی لوله مکش توربین فرانسوی، در تعیین اندازه عرض انتهایی لوله مکش دقت بالاتری نسبت به تعیین اندازه فاصله قطر خروجی چرخ تا کف لوله مکش دارند. با مطالعه آماری بیشتر از نتایج شکل ۴ می‌توان دریافت که روش‌های موسونی، لیندستروم و لوگاریسی دارای خطای محاسباتی بیشتری نسبت به روش دی‌سیرو در تعیین اندازه قطرهای ورودی چرخ، فاصله پره هدایت‌کننده تا بالا و پایین چرخ هستند. در خصوص تعیین اندازه قطر خروجی چرخ در توربین فرانسوی نیروگاه، روش موسونی دارای خطای ۱۲٫۳۳ درصد است. در حالی که، روش‌های لیندستروم و لوگاریسی به ترتیب دارای خطای ۳٫۳۹ و ۲٫۹۷ درصد هستند. در مقایسه با دقت ۱۵٫۰۰ درصدی روش طراحی دی‌سیرو در تعیین اندازه قطر خروجی چرخ، روش‌های دیگر دارای دقت بالاتری می‌باشند. از جمع‌بندی نتایج ارزیابی آماری به دست آمده در شکل ۴ به منظور تعیین اندازه پارامترهای هندسی مورد استفاده در طراحی چرخ توربین می‌توان دریافت که به طور کلی روش دی‌سیرو با خطای محاسباتی کمتر در محاسبه ۶۷٪ پارامترها، دارای برتری در به کارگیری جهت طراحی نسبت به روش‌های موسونی، لیندستروم و لوگاریسی است.

هر ۳ روش موسونی، لیندستروم و لوگاریسی در محاسبه اندازه سرعت مخصوص توربین فرانسوی نیروگاه دارای خطایی در حدود ۳۷/۱۹ درصد می‌باشند که در مقایسه با خطای ۶/۱۰ درصدی روش دی‌سیرو بسیار زیاد است.



شکل ۴- مقایسه خطای ۴ روش طراحی مستقیم توربین فرانسوی

در خصوص محاسبه سرعت دوران توربین، این ۳ روش نام‌برده با خطایی در حدود ۴/۵ درصد دارای دقت تقریباً ۴ برابری در مقابل با روش دی‌سیرو با خطای محاسباتی ۱۹٫۲ درصدی هستند.

در ارزیابی دیگری، روش آماری انحراف معیار نسبی^۱ در مورد ۴ روش طراحی مورد استفاده مورد مطالعه قرار گرفته است. با استفاده از این روش آماری، اطلاعات روش‌های مورد بررسی از قبیل میانگین خطای روش و پراکندگی خطاها می‌توانند مورد بررسی قرار گیرند.

انحراف معیار نسبی داده‌ها یکی از مهم‌ترین پارامترها در نظریه احتمالات است. این معیار از تقسیم انحراف معیار داده‌ها (σ) به میانگین داده‌ها (μ) است. انحراف معیار به صورت رابطه (۲۷) تعریف می‌شود.

$$RSD = \frac{\sigma}{\mu} \quad (27)$$

هر قدر انحراف معیار نسبی کمتر باشد، میزان پراکندگی داده‌ها کمتر خواهد شد که این موضوع برای ما مطلوب است. نتیجه انحراف معیار نسبی برای خطاهای به دست آمده از ۴ روش طراحی دی‌سیرو، موسونی، لیندستروم و لوگاریسی در جدول ۶ نشان داده شده است. در این جدول متغیرهای Min Err, Max Err, Mean Err و RSD به ترتیب مربوط به خطاهای کمینه، بیشینه، متوسط و انحراف معیار نسبی هستند. همچنین که پارامترها بر حسب درصد بیان گشته‌اند.

جدول ۶- مقایسه خطا و انحراف معیار نسبی ۴ روش طراحی

نام روش	Min Err	Max Err	Mean Err	RSD
دی‌سیرو	۲/۰۲	۳۷/۹۷	۱۵/۰۳	۶۷/۳۷
موسونی	۴/۴۹	۱۷۸/۱۸	۴۰/۲۲	۱۴۱/۷۰
لیندستروم	۳/۳۹	۱۷۷/۱۳	۳۹/۲۱	۱۴۵/۵۷
لوگاریسی	۲/۱۰	۱۹۴/۶۲	۴۳/۶۵	۱۴۴/۰۶

انحراف معیار نسبی روش دی‌سیرو مقدار ۶۷/۳۷٪ را دارد که نشانگر بسیار کمتر بودن این کمیت نسبت به سایر روش‌ها است. کوچک بودن میانگین خطا در روش دی‌سیرو در حدود ۱۵٫۰۳ درصد نشان از کوچک بودن عدم قطعیت نتایج نسبت به نتایج واقعی در توربین فرانسوی نیروگاه است. در جدول ۶ مشاهده می‌شود که میانگین خطای ۳ روش موسونی، لیندستروم و لوگاریسی به ترتیب برابر با ۴۰٫۲۲، ۳۹٫۲۱ و ۴۳٫۶۵ درصد است. به عبارت دیگر میانگین خطای این ۳ روش بیش از ۲ برابر میانگین خطای روش طراحی دی‌سیرو است.

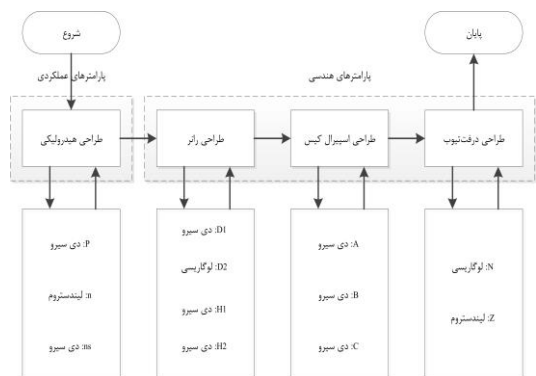
خطای میانگین بزرگ در این ۳ روش نشان از وجود عدم قطعیت بزرگ در نتایج این روش‌های طراحی توربین است. اما با اشاره مجدد به نتایج شکل ۴ می‌توان دریافت که این میانگین خطای بزرگ در روش موسونی، لیندستروم و لوگاریسی به دلیل وجود خطاهای بسیار بزرگ در تعیین اندازه دقیق ۱۷ درصد پارامترهای طراحی یعنی ۲ پارامتر طراحی فاصله مرکز ورودی حلزونی تا مرکز آن و شعاع حلزونی است. این در حالی است که این ۳ روش در پارامترهایی همچون سرعت دوران، قطر خروجی چرخ و عرض انتهایی لوله مکش دارای خطایی کوچک‌تر از روش دی‌سیرو هستند.

انحراف معیار نسبی روش‌های لیندستروم و لوگاریسی به ترتیب ۱۴۵/۵۷ و ۱۴۴/۰۶ بود که نشان می‌دهد پراکندگی نتایج آن‌ها از روش دی‌سیرو بیشتر و از روش موسونی با انحراف معیار نسبی ۱۴۱/۷۰ کمتر است. در نتیجه‌گیری مشابه با خطای میانگین ۳ روش موسونی، لیندستروم و لوگاریسی لازم است بیان نمود که وجود خطاهای بیش از ۱۵۰ درصد در تعیین ۲ پارامتر شعاع حلزونی محفظه و فاصله مرکز ورودی تا مرکز حلزونی سبب تولید انحراف معیار نسبی بیش از ۲ برابری نسبت به انحراف معیار نسبی روش دی‌سیرو شده است.

از ارزیابی آماری مطالعه شده به دست می‌آید که روش‌های طراحی مرور شده توانایی محاسبه مناسب تمام پارامترهای عملکردی و هندسی یک توربین فرانسوی را به تنهایی ندارند. بنابراین بهتر است تا طراحی

¹ relative standard deviation (RSD)

فاصله قطر خروجی چرخ تا کف لوله مکش و عرض انتهایی لوله مکش هستند.



شکل ۵- الگوریتم روش ترکیبی طراحی مستقیم توربین فرانسسی

دقت روش‌های طراحی دی‌سیرو، موسونی، لیبندستروم و لوگاریسی براساس استخراج خطای نسبی حاصل از هر روش در محاسبه پارامترهای طراحی در ابتدا مورد مطالعه قرار گرفت. بزرگترین خطای محاسباتی متعلق به روش لوگاریسی در محاسبه اندازه فاصله مرکز ورودی حلزونی تا مرکز آن است. همچنین روش‌های موسونی و لیبندستروم در محاسبه همین پارامتر دارای خطایی بزرگتر از روش دی‌سیرو بوده‌اند. روش‌های طراحی استفاده شده در محاسبه شعاع محفظه حلزونی توربین و همچنین محاسبه اندازه فاصله مرکز ورودی حلزونی تا مرکز آن دارای دقت پایین بوده‌اند. اگر چه روش دی‌سیرو در محاسبه این ۲ پارامتر دارای دقتی بالاتر از ۳ روش دیگر بوده است، اما در محاسبه دیگر پارامترها، مانند سرعت دوران، قطر خروجی چرخ و عرض انتهایی لوله‌مکش دارای دقتی پایین‌تر از روش‌های موسونی، لیبندستروم و لوگاریسی است.

دقت روش‌های طراحی توربین فرانسسی مورد مطالعه براساس میانگین توزیع خطاها و پراکندگی آن‌ها نیز مورد ارزیابی قرار گرفته است. در این ارزیابی، روش دی‌سیرو دارای کوچک‌ترین میانگین خطا بود. همچنین پراکندگی خطاها در این روش نسبت به دیگر روش‌ها کم بوده است. همچنین این روش در ۶۷ درصد پارامترها دارای دقتی برابر و یا بالاتر از ۳ روش طراحی دیگر است. قابل ذکر است که علت وجود خطای میانگین و پراکندگی زیاد در ۳ روش موسونی، لیبندستروم و لوگاریسی به دلیل وجود خطای محاسباتی بزرگتر از ۱۵۰ درصد برای محاسبه دو پارامتر اندازه فاصله مرکز ورودی حلزونی تا مرکز آن و شعاع حلزونی توربین است.

بنا بر ارزیابی‌های آماری صورت گرفته، یک روش ترکیبی جهت طراحی مستقیم توربین فرانسسی در این مقاله پیشنهاد شده است. در این روش ترکیبی، هر پارامتر با استفاده از یکی از ۴ روش دی‌سیرو، موسونی، لیبندستروم و لوگاریسی محاسبه خواهد شد که دارای کمترین خطای محاسباتی در تعیین اندازه آن پارامتر است. به عنوان مثال، ۲ پارامتر اندازه فاصله مرکز ورودی حلزونی تا مرکز آن و شعاع حلزونی توربین با استفاده از روش دی‌سیرو محاسبه خواهد شد که دارای کمترین خطای محاسباتی در تعیین مقدار این ۲ پارامتر بوده است. شایان ذکر است که در این روش ترکیبی، با وجود تعلق بزرگترین خطای محاسباتی به روش لوگاریسی، اما پارامترهای قطر خروجی چرخ و فاصله قطر

توربین‌های فرانسسی بر اساس ترکیبی از روش‌های دی‌سیرو، موسونی، لیبندستروم و لوگاریسی صورت پذیرد. بر این مبنا یک روش ترکیبی طراحی مستقیم توربین فرانسسی در الگوریتم شکل ۵ پیشنهاد شده است. شایان ذکر است که توانایی برخی روش‌ها در محاسبه یک پارامتر مشخص برابر است. بنابراین آن پارامتر را می‌توان از بیش از یک روش محاسبه نمود. به عنوان مثال، در روش پیشنهادی شکل ۵ برای محاسبه سرعت دوران می‌توان از هر یک از روش‌های موسونی، لیبندستروم و لوگاریسی استفاده نمود. خطای متوسط روش ترکیبی پیشنهادی ۹/۸۵ درصد است که مناسب می‌باشد. جدول ۷ خطای الگوریتم یاد شده را در پیش‌بینی پارامترها نشان می‌دهد.

جدول ۷- خطای روش بهینه در پیش‌بینی پارامترها

ردیف	پارامتر	روش مورد استفاده	درصد خطا
۱	P	دی‌سیرو	۴/۸۷
۲	n	لیبندستروم	۴/۴۹
۳	n _s	دی‌سیرو	۶/۱۰
۴	D ₁	دی‌سیرو	۱۳/۲۰
۵	D ₂	لوگاریسی	۲/۹۷
۶	H ₁	دی‌سیرو	۲/۰۲
۷	H ₂	دی‌سیرو	۱۱/۳۵
۸	A	دی‌سیرو	۱۱/۶۶
۹	B	دی‌سیرو	۲۷/۳۸
۱۰	C	دی‌سیرو	۲۴/۹۸
۱۱	N	لوگاریسی	۲/۱۰
۱۲	Z	لیبندستروم	۷/۰۷

اگرچه روش دی‌سیرو دارای بزرگترین خطای بیشینه شکل ۴ در محاسبه ۳ پارامتر سرعت دوران، قطر خروجی چرخ و همچنین عرض انتهایی لوله مکش است، اما در محاسبه دیگر پارامترها طراحی دارای دقت بالاتری نسبت به دیگر روش‌ها بوده است. بنابراین در شکل ۵ مشاهده می‌شود که تعداد بیشتری از پارامترهای طراحی را می‌توان توسط این روش برآورد نمود.

۴- نتیجه‌گیری

در این مقاله ۴ روش کاربردی جهت طراحی مستقیم توربین فرانسسی مرور شد. این ۴ روش شامل روش‌های دی‌سیرو، موسونی، لیبندستروم و لوگاریسی بوده است. قابلیت اطمینان کاربرد این روش‌ها با طراحی توربین فرانسسی ۳ نیروگاه برق‌آبی شهید عباسپور، مسجدسلیمان و مارون خوزستان مورد ارزیابی قرار گرفته است. ارزیابی صورت گرفته به صورت مطالعه آماری نتایج استخراج شده در این مقاله است. جامعه آماری مورد مطالعه شامل ۱۲ پارامتر عملکردی و هندسی توربین فرانسسی بوده است. ۳ پارامتر عملکردی این جامعه آماری شامل توان خروجی، سرعت دوران و سرعت مخصوص توربین است. دیگر پارامترهای باقی‌مانده شامل قطر ورودی چرخ، قطر خروجی چرخ، فاصله پره هدایت‌کننده تا بالای چرخ، فاصله پره هدایت‌کننده تا پایین چرخ، عرض ورودی حلزونی، فاصله مرکز ورودی حلزونی تا مرکز آن، شعاع حلزونی،

sediment handling. *International Journal Hydropower and Dams*, pp. 1-9, 2012.

- [16] Biswakarma I.B., Shrestha R., Mathematical modeling for the design of Francis runner. In *IOE Graduate Conference*, Kathmandu, Nepal, 2017.
- [17] De Siervo F. and De Leva F., Modern trends in selecting and designing Francis turbines. *International Water Power and Dam Construction*, Vol. 28, No. 8, pp. 28-35, 1976.
- [18] Lugaresi A. and Massa A., Designing Francis turbines: trends in last decade, *International Water Power and Dam Construction*, Vol. 39, No. 11, pp. 23-28, 1987.
- [19] Mosonyi E., *Water power development high head power plant. Vol. Two/B*, Akademiai Kiado, Budapest, 1991.
- [20] Lindstrom L.E., *Review of modern hydraulic turbines and their application in different power projects*, Karlstads Mekaniska Werkstad, Kristinehamn, 1986.
- [21] Gordon J.L., A new approach to turbine speed. *International Water Power and Dam Construction*, Vol. 42, No. 8, pp. 39-46, 1990.
- [22] Albuquerque R.B.F. and Oliveira W., Conceptual design optimization of francis turbines. in Proc. In *21st Brazilian Congress of Mechanical Engineering*, Natal, Brazil, 2011.
- [23] Mohammadi M., Mohammadi M.R., Mohammadi A.R. and Farahat.S. Analyzing Mathematical and Software Methods for Selecting and Designing Francis Turbine in Hydropower Plants. *Journal of Clean Energy Technologies*, Vol. 4, No. 4, pp. 276-283, 2016.
- [24] Altimemy M., Attiyaa B., Daskirand C., Liue I. H. and Ozbekina A., Mitigation of flow-induced pressure fluctuations in a Francis turbine operating at the design and partial load regimes—LES simulations. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Vol. 79, 2019.
- [25] Sotoudeh N., Maddahian R., Cervantes M. J., Investigation of Rotating Vortex Rope formation during load variation in a Francis turbine draft tube. *Renewable Energy*, Vol. 151, pp. 238-254, 2020.
- [26] Yu A., Tang Q., Wang X., Zhou D. and Liu J., Investigation of the Pressure Fluctuation Alleviation in a Hydraulic Turbine by Runner Modification. *water*, Vol. 11, 2019.
- [۲۷] محمدی م.، توربین‌های شبیه‌سازی جریان درفت‌تیوب توربین فرانسویس با در نظر گرفتن تزریق هوا و آب. دانشگاه شهید چمران، اهواز، ۱۳۹۷.
- [28] Cheng H., Zhou L., Liang Q., Guan Z., Liu D., Wang Z. and Kang W., A method of evaluating the vortex rope strength in draft tube of Francis turbine. *Renewable Energy*, Vol. 152, pp. 770-780, 2020.
- [29] Gavrilo A.A., Sentyabov A.V., Dekterev A.A. and Hanjali K., Vortical structures and pressure pulsations in draft tube of a Francis-99 turbine at part load: RANS and hybrid RANS/LES analysis. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Vol. 63, pp. 158-171, 2017.
- [30] Arispe T.M., Oliveira W.D., Ramirez R.G., Francis turbine draft tube parameterization and analysis of performance characteristics using CFD techniques. *Renewable Energy*, Vol. 127, pp. 114-124, 2018.
- [31] Celebioglu K., Altintas B., Aradag S. and Tascioglu Y., Numerical research of cavitation on Francis turbine runners. *international journal of hydrogen energy*, Vol. 42, pp. 777-778, 2017.
- [۳۲] کاووسی نژاد ا.، نقشه‌های طراحی سد عباسپور. شرکت آب‌نیرو، تهران، ۱۳۷۸.
- [33] Sayers A.T., *Hydraulic and compressible flow turbomachines*. McGraw-Hill, New York, 1990.
- [34] Schweiger F. and Gregori J., Developments in the design of water turbines. *International Water Power and Dam Construction*, Vol. 41, pp. 6-23, 1989.

خروجی چرخ تا کف لوله مکش با استفاده از همین روش محاسبه می‌شوند.

۵- سپاسگزاری

نویسندگان از دانشگاه شهید چمران اهواز و دفتر پژوهش‌های کاربردی سازمان آب و برق خوزستان جهت حمایت‌های آن دفتر در تهیه اطلاعات توربین فرانسویس نیروگاه‌های برق‌آبی شهید عباسپور، مسجدسلیمان و مارون خوزستان تشکر می‌نمایند.

۶- مراجع

- [1] Mohammadi M., Hajidavalloo E. and Behbahani Nejad M., Water Injection for Reduction of Vortex Rope Effects in Francis Turbine Draft Tube and Offering New Method for Selecting Nozzle Diameter. *Journal of Mechanical Engineering*, Vol. 49, No. 3, pp. 299-307, 2018.
- [2] Mohammadi M., Hajidavalloo E., and Behbahani Nejad M., Investigation on Combined Air and Water Injection in Francis Turbine Draft Tube to Reduce Vortex Rope Effects. *Journal of Fluids Engineering*, Vol. 141, 2019.
- [۳] درخشان هوره ش. و ریاسی ع.، توربین‌های آبی. انتشارات جهاد دانشگاهی، تهران، ۱۳۹۳.
- [4] Gallagher J., Harris I., Packwood A., McNabola A. and Williams A., A strategic assessment of micro-hydropower in the UK and Irish water industry: Identifying technical and economic constraints. *Renewable Energy*, Vol. 81, pp. 808-815, 2015.
- [5] Ayancik F., Aradag U., Ozkaya E., Celebioglu K., Unver O. and Aradag S., Hydroturbine runner design and manufacturing. *International Journal of Materials, Mechanics and Manufacturing*, Vol. 1, pp. 162-165, 2013.
- [6] Daneshkah K. and Zangeneh M., Parametric design of a Francis turbine runner by means of a three-dimensional inverse design method. In *25th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems*, Timisoara, Romania, 2010.
- [7] Ayli E., Celebioglu K. and Aradag S., Determination and generalization of the effects of design parameters on Francis turbine runner performance. *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*, Vol. 10, pp. 545-564, 2016.
- [8] Teodor M., *Impeller design using CAD techniques and conformal mapping method*. In Tech, Shanghai, 2012.
- [9] Bovet T., *Contribution to the study of Francis-turbine runner design*. American Society of Mechanical Engineers, New York, 1963.
- [10] Milos T. and Bsrghszan M., CAD technique used to optimize the Francis runner design. In *6th International Conference on Hydraulic Machinery and Hydrodynamics*, Timisoara, Romania, 2004.
- [11] Wislicenus G.F., *Fluid mechanics of turbomachinery*. Dover, New York, 1965.
- [12] Milos T., Susan-Resiga R., Baya A., Muntean S. and Bernad S., Development Of Francis Turbine Model With Swirling Flow Control. In *3th German-Romanian Workshop on Turbomachinery Hydrodynamics*, Timisoara, Romania, 2007.
- [13] Nourbakhsh A., Razavi OS., Khodabakhsh H. and Mehrabadi A., New approach for hydraulic design of Francis runner based on empirical correlations. In *International Conference on Small Hydropower*, Colombo, Sri Lanka, 2007.
- [14] Khanal K., Neopane HP., Rai S., Thapa M., Bhatt S. and Shrestha R., A methodology for designing Francis runner blade to find minimum sediment erosion using CFD. *Renewable Energy*, Vol. 87, pp. 307-316, 2016.
- [15] Singh Thapa B., Eltvik M., Gjosaeter K., Dahlhau OG., Thapa B. and Mai C., Design optimization of francis runner for